

Diseño y cálculo de sistemas de transporte continuo de mercancías

Juan F. Dols Ruiz (coord.) | Enrique Nadal Soriano
Juan Giner Navarro | Eva M^a Sánchez Orgaz



Juan F. Dols Ruiz (coord.)

Enrique Nadal Soriano

Juan Giner Navarro

Eva M^a Sánchez Orgaz

Diseño y cálculo de sistemas de transporte continuo de mercancías



http://tiny.cc/edUPV_rea

Colección Académica http://tiny.cc/edUPV_aca

Para referenciar esta publicación utilice la siguiente cita:

Dols Ruiz, J.F. (coord.) (2023). *Diseño y cálculo de sistemas de transporte continuo de mercancías*. edUPV

Autoría

Juan F. Dols Ruiz
Enrique Nadal Soriano
Juan Giner Navarro
Eva M^a Sánchez Orgaz

Editorial

2023, edUPV (Universitat Politècnica de València)
Venta: www.lalibreria.upv.es / Ref.: 6424_01_01_01

ISBN: 978-84-1396-095-1 (versión impresa)

Depósito Legal: V-275-2023

ISBN: 978-84-1396-096-8 (versión electrónica)

DOI: <https://doi.org/10.4995/REA.2023.6424>

© de los textos: sus autores

Maquetación: Enrique Mateo, *Triskelion Diseño Editorial*

Si el lector detecta algún error en el libro o bien quiere contactar con los autores, puede enviar un correo a edicion@editorial.upv.es



Diseño y cálculo de sistemas de transporte continuo de mercancías / edUPV

Se permite la reutilización de los contenidos mediante la copia, distribución, exhibición y representación de la obra, así como la generación de obras derivadas siempre que se reconozca la autoría y se cite con la información bibliográfica completa. No se permite el uso comercial y las obras derivadas deberán distribuirse bajo la misma licencia que regula la obra original.

Autores

JUAN F. DOLS RUIZ

Profesor titular de la Universitat Politècnica de València (UPV) adscrito al departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Ha desempeñado el cargo de director de Calidad del Servicio Técnico de Reformas de Vehículos de Valencia (SETRAV) desde 1989. Sus líneas de investigación están centradas en los estudios sobre la ingeniería del transporte de mercancías, la dinámica de vehículos, los sistemas de seguridad activa y pasiva de vehículos, tecnologías de reconstrucción de accidentes, diseño y desarrollo de simuladores de conducción, diseño de sistemas de seguridad para el transporte de PMR en sillas de ruedas y de ayudas técnicas para el transporte accesible y la conducción de vehículos adaptados. Así mismo es autor de varias patentes relacionadas con estas líneas y ha dirigido y participado en numerosos proyectos de investigación nacionales e internacionales (4º, 5º y 6º PM UE). Ha sido miembro de Comités de Normalización Nacionales (AEN/CTN26/SC4, CTN153/SC2/GT2), e Internacionales (ISO TC173/SC1/WG6), habiendo representado a España como Chairman del grupo ISO TC22/WG4 de transporte adaptado. Así mismo, ha colaborado como IP en numerosos proyectos y asesorías externas con diferentes administraciones públicas (DGT, IMSERSO, Mº SANIDAD) y empresas privadas (FORD, FIAT, F. ONCE, EMT MADRID, EMT VALENCIA, SACYR, S.A., APLITOP, S.L.).

ENRIQUE NADAL SORIANO

Profesor titular en la Universitat Politècnica de València (UPV), forma parte del Core Group de la sección de jóvenes de ECCOMAS y es presidente de la sección de jóvenes de SEMNI. Ha publicado más de 30 artículos de investigación y varios capítulos de libro, tanto de perfil docente como investigador, y participado en más de 100 congresos inter-nacionales. Sus líneas de investigación se centran en la mecánica computacional relacionada con la optimización de componentes estructurales con técnicas de optimización, reducción de modelos e inteligencia artificial, para aplicaciones tanto industriales como médicas.

JUAN GINER NAVARRO

Ayudante doctor asociado al Instituto de Ingeniería Mecánica y Biomecánica (I2MB) y al Departamento de Mecánica y de los Materiales (DIMM) de la Universitat Politècnica de València (UPV) desde que entrara en su programa de doctorado de Producción Industrial en 2011. Ha desarrollado su carrera investigadora en el modelado dinámico con aplicaciones al sector ferroviario, participando en 4 proyectos nacionales y 1 europeo.

EVA M^a SÁNCHEZ ORGAZ

Profesora ayudante doctora en la Universitat Politècnica de València (UPV). Ha publicado diversos artículos tanto en revistas internacionales como en congresos de reconocido prestigio. Sus líneas de investigación se centran en el desarrollo de métodos numéricos aplicados a la reducción de ruido, así como en la optimización, tanto de componentes estructurales, como de dispositivos de control de ruido.

Resumen

Actualmente se dispone de poca información técnica de carácter formativo en español para el ámbito de la ingeniería industrial relativa al transporte continuo de mercancías. De esta necesidad, surge este libro que recoge tanto la descripción de diferentes sistemas de transporte continuo de mercancías (a granel y en forma de carga unitaria variada) en instalaciones industriales, como la introducción de los conceptos básicos necesarios que permiten el diseño y cálculo de este tipo de equipamientos de manutención.

Su contenido puede ser utilizado como material técnico y divulgativo de consulta. Se ha estructurado en capítulos que pueden ser leídos y revisados de forma independiente y se ha tratado de mostrar la información con el necesario rigor técnico que exige la descripción de sistemas, diseños y soluciones constructivas en las diferentes instalaciones industriales de transporte continuo de mercancías, pero sin abandonar el carácter divulgativo y gráfico, para lo cual se han incluido numerosas imágenes y ejemplos representativos.

La obra está dirigida a estudiantes de posgrado que cursan materias en el ámbito de la ingeniería industrial y la manutención de mercancías, aunque puede ser también utilizada por técnicos y especialistas que desempeñan su labor profesional en el sector del transporte de mercancías e instalaciones industriales de manutención continua.

Presentación

El manual que tiene entre sus manos ha sido desarrollado con el objetivo de cubrir la limitada información técnica de carácter universitario que actualmente existe en nuestro país en el ámbito de la ingeniería industrial, relativa al transporte continuo de mercancías. Está orientado tanto a la descripción de diferentes sistemas de transporte continuo de mercancías (a granel y en forma de carga unitaria variada) en instalaciones industriales, como a la introducción de los conceptos básicos necesarios que permiten el diseño y cálculo de este tipo de equipamientos de manutención en diferentes procesos continuos de fabricación y transporte de mercancías.

El texto que se presenta puede ser utilizado como material técnico y divulgativo de consulta, por ello, su contenido se ha estructurado en capítulos que pueden ser leídos y revisados de forma independiente. Se ha tratado de mostrar la información con el necesario rigor técnico que exige la descripción de sistemas, diseños y soluciones constructivas en las diferentes instalaciones industriales de transporte continuo de mercancías, pero sin abandonar el carácter divulgativo y gráfico, para lo cual se han incluido numerosas imágenes y ejemplos representativos.

El contenido está orientado principalmente a estudiantes de posgrado que cursan asignaturas específicas en el ámbito de la ingeniería industrial, la manutención de mercancías y la fabricación de productos de forma automatizada, aunque también puede ser de interés y utilidad para estudiantes de grado, profesionales y técnicos que trabajan en el sector del transporte y la manutención de mercancías en instalaciones industriales, y asociaciones o colectivos empresariales con conocimientos en el ámbito de la manutención industrial.

A diferencia de otros textos técnicos y académicos, en los que el objetivo se basa en el cálculo de elementos y componentes de máquinas más específicos que forman parte de los sistemas de transporte, en el presente manual se ha pretendido introducir una serie de conceptos genéricos que permiten seleccionar entre diferentes soluciones constructivas para el movimiento de cargas en función de las restricciones lineales del movimiento de estas, junto a cálculos específicos más orientados a la tipología del sistema de transporte a implementar en cada caso. Es por ello que su contenido se ha dividido en función del plano del movimiento en el que se desplazan las cargas durante su manutención. Consideramos que la subdivisión de los movimientos continuos de mercancías en el plano horizontal, vertical o aéreo resulta más intuitiva a la hora de facilitar el diseño de una instalación industrial compleja donde los diferentes productos van a tener que desplazarse en dos o tres dimensiones en el espacio disponible de la nave. La combinación adecuada de los sistemas de transporte en cada uno de estos

planos facilitará el diseño tanto de instalaciones de manutención continua muy simples como de aquellas otras de gran complejidad, atendiendo al tipo de actividad industrial en la que tienen que prestar servicio.

El texto se inicia con un capítulo introductorio en el que se explican los principios básicos a tener en cuenta en todo tipo de instalaciones de manutención continua con restricción lineal al movimiento de mercancías. Además de establecer diferentes tipos de clasificaciones de estos equipos, que facilitan su análisis y selección posterior, se describen de forma general los principios de sensorización del movimiento continuo de mercancías utilizado actualmente en instalaciones industriales.

Se sigue con un segundo bloque de temas orientado al análisis del movimiento de cargas que se desplazan en el plano horizontal, considerando como tal tanto los movimientos de mercancías en planos sin pendiente como aquellos otros realizados con pendientes ascendentes o descendentes. Entre los sistemas analizados en este bloque, destacan el diseño y cálculo de instalaciones que utilizan cintas transportadoras, rodillos con y sin accionamiento motriz, ruedas y sistemas de transporte por cadenas y tablillas. En cada tema se estudian las particularidades específicas tanto de los sistemas de transporte para material a granel como los conceptos básicos que permiten diseñar sistemas de transporte para carga unitaria variada. Este bloque finaliza con el estudio de los sistemas de transporte por tornillo sin fin, aplicado fundamentalmente al movimiento de carga a granel.

En el tercer bloque se estudian los sistemas con restricción al movimiento vertical de cargas realizado de forma continua o intermitente, aplicado tanto al transporte de material a granel como a cargas unitarias aisladas. Incluimos aquí los transportadores del tipo montacargas, paternósters, elevadores verticales con plataforma y transportadores especiales sin plataforma (con accionamiento neumático o hidráulico). El bloque temático finaliza con el análisis de los diferentes sistemas de transportadores aéreos (por cadena, tornillo o autopropulsados), que facilitan el desplazamiento de mercancías de forma continua en entornos industriales con movimientos complejos o que necesitan mantener unas mínimas condiciones de seguridad desde el punto de vista de los riesgos laborales de los trabajadores o del resto de instalaciones.

Finalmente, el último bloque temático introduce una descripción de los sistemas robotizados de transporte de mercancías utilizados en entornos de trabajo automatizados, haciendo hincapié en los vehículos guiados automáticamente (AGV). Este último bloque incluye una descripción de las diferentes metodologías de paletización y despaletización de cargas en equipos industriales robotizados, así como de las diferentes metodologías empleadas actualmente para definir los esquemas de paletización de este tipo de equipos.

Esperamos que de su lectura y consulta pueda concluir el lector que la experiencia ha valido la pena.

Los autores

Índice

Presentación	iii
Tema 1. Introducción al transporte continuo de cargas.....	1
<i>Juan F. Dols Ruiz, Enrique Nadal Soriano</i>	
1.1. Introducción. Equipamiento de líneas restringidas	3
1.1.1. Clasificación de los sistemas de manutención continua de mercancías en líneas restringidas.....	4
1.1.1.1. Clasificación en función del método de movimiento de mercancías	8
1.1.1.2. Clasificación en función del tipo de componentes de los elementos portadores de la carga	9
1.1.1.3. Clasificación en función del método de control en la manutención continua de mercancías.....	11
1.1.2. Características y criterios de evaluación	19
1.1.3. Reglas generales relativas al diseño de los aparatos de manutención continua de mercancías.....	21
1.2. Sensorización y automatización en el transporte continuo de mercancía.....	25
1.2.1. Introducción.....	25
1.2.2. Sensores y actuadores.....	26
1.2.2.1. Sensores industriales	27
1.2.3. Criterios de selección	37
Bibliografía.....	37
Reglamentos y normativa.....	38
Tema 2. Cintas transportadoras	39
<i>Juan F. Dols Ruiz</i>	
2.1. Introducción	43
2.2. Aplicaciones de las cintas transportadoras.....	46
2.2.1. Cintas transportadoras para cargas aisladas	46
2.2.2. Cintas transportadoras para cargas a granel.....	50
2.2.2.1. Ángulo de descarga	50
2.2.2.2. Granulometría	51

2.2.2.3. Densidad	52
2.2.2.4. Flujo de material transportado	52
2.2.2.5. Condiciones ambientales y temperatura	53
2.2.2.6. Ángulo de inclinación de la instalación	53
2.3. Componentes de las cintas transportadoras.....	55
2.3.1. Cinta transportadora de la carga.....	56
2.3.1.1. Características de las cintas transportadoras con carcasa textil	56
2.3.1.2. Características técnicas de las cintas transportadoras con carcasa de cordones de acero.....	66
2.3.1.3. Características técnicas de las cintas transportadoras de aramida.....	68
2.3.2. Estructura soporte o bastidor.....	69
2.3.3. Sistemas de transmisión de potencia en transportadores de cinta.....	70
2.3.3.1. Tipologías de sistemas de transmisión.....	71
2.3.3.2. Motor eléctrico y tambor motriz	73
2.3.3.3. Cálculo del diámetro del tambor motriz.....	77
2.3.4. Rodillos de apoyo o portantes.....	86
2.3.4.1. Distancia entre rodillos de apoyo.....	88
2.3.5. Otros rodillos.....	91
2.3.6. Grupo tensor de la cinta	91
2.3.6.1. Tipologías de sistemas de pre-tensado de la cinta	92
2.3.7. Accesorios	95
2.4. Cálculo de cintas transportadoras para material a granel	108
2.4.1. Determinación de la velocidad de la cinta transportadora	109
2.4.2. Determinación de la anchura de la cinta transportadora	110
2.4.3. Selección del sistema de soporte de la cinta	111
2.4.4. Cálculo de la capacidad de transporte de una cinta.	114
2.4.5. Determinación del peso de las partes móviles por unidad de longitud de la cinta transportadora.....	116
2.4.6. Determinación del peso de la carga por unidad de longitud de la cinta transportadora	120
2.4.7. Cálculo de las resistencias al movimiento de la cinta transportadora para materiales a granel	121
2.4.8. Determinación del factor de corrección de la longitud de la cinta transportadora	130
2.4.9. Cálculo de la potencia de accionamiento en el tambor motriz	131
2.4.10. Condiciones de aplicación del cálculo de las resistencias al movimiento de las cintas	132

2.5. Cálculo de cintas transportadoras para cargas unitarias.....	133
2.5.1. Resistencias al movimiento de la cinta transportadora para cargas unitarias...	135
2.6. Cálculo de las tensiones en la cinta transportadora	145
2.6.1. Cálculo de las tensiones en régimen permanente.....	146
2.6.1.1. Limitación debida a la flecha de la cinta transportadora	149
2.6.1.2. Cálculo de tensiones en la cinta transportadora con dos tambores motrices.....	150
2.6.1.3. Cálculo del número de capas de la cinta transportadora.....	151
2.6.2. Condiciones de funcionamiento en régimen transitorio	152
2.6.2.1. Factor k_A	152
2.6.2.2. Aceleración a_A	154
2.6.2.3. Fuerza en la periferia del tambor motriz durante el frenado, F_B	155
2.6.3. Cálculo de las tensiones de la cinta en régimen transitorio	155
2.6.4. Corrección de las tensiones de la cinta	157
2.6.4.1. Corrección de las tensiones en la cinta con mecanismos de pre-tensado fijos.....	157
2.6.4.2. Corrección de las tensiones en la cinta con mecanismos de pre-tensado móviles	159
2.6.4.3. Corrección de las tensiones en la cinta considerando el punto de tensión mínima	160
2.6.5. Metodología para el cálculo secuencial de las tensiones de la cinta	161
2.6.5.1. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones horizontales con tambor motriz simple en cabeza.....	164
2.6.5.2. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones horizontales con tambor motriz simple en cola	166
2.6.5.3. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con pendiente ascendente con tambor motriz simple en cabeza.....	167
2.6.5.4. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz simple en tambor de cola	169
2.6.5.5. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor motriz simple en cabeza	170
2.6.5.6. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor motriz simple en cola	172
2.6.5.7. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor de frenado simple en cola	173
2.6.5.8. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz en tambores de cabeza y cola.....	175

2.6.5.9. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz tándem en cabeza	176
2.6.6. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con diferentes secciones	177
2.7. Diseño de sistemas de transporte continuo con cintas transportadoras.....	179
2.7.1. Transiciones de movimiento vertical con planos inclinados en el diseño de sistemas de transporte con cintas	179
2.7.1.1. Cálculo de la distancia entre rodillos en las instalaciones con curvas verticales convexas.....	181
2.7.1.2. Cálculo de instalaciones con curvas verticales cóncavas	182
2.7.1.3. Diseño de otros sistemas de transferencia en instalaciones con transiciones verticales.....	184
2.7.2. Transiciones de movimiento horizontal en el diseño de sistemas de transporte con cintas	185
2.7.2.1. Diseño de instalaciones con transiciones horizontales curvilíneas de cintas transportadoras para materiales a granel.....	189
2.7.3. Diseño de las zonas de carga y descarga de mercancías en cintas transportadoras	191
2.7.3.1. Diseño de las zonas de carga de material a granel en instalaciones con cintas transportadoras.....	191
2.7.3.2. Diseño de las zonas de descarga de material a granel en instalaciones con cintas transportadoras.....	197
Bibliografía.....	205
Reglamentos y normativa	206
Tema 3. Transportadores por rodillos.....	209
<i>Juan F. Dols Ruiz</i>	
3.1. Introducción. Transportadores por rodillos.....	211
3.2. Consideraciones de diseño	213
3.2.1. Instalaciones de rodillos sin accionamiento motriz.....	220
3.2.2. Instalaciones de rodillos con accionamiento motriz.....	228
3.2.3. Diseño de los rodillos.....	239
3.2.3.1. Características técnicas del tubo de los rodillos	240
3.2.3.2. Características técnicas del eje de los rodillos	244
3.2.3.3. Características técnicas del rodamiento de los rodillos	247
3.3. Diseño de instalaciones de transportadores con rodillos.....	247
3.3.1. Diseño de sistemas de transporte de rodillos en curvas.....	248
3.3.2. Sistemas de acumulación en líneas de rodillos.....	253

3.3.3. Sistemas de direccionamiento en líneas de rodillos.....	259
3.3.4. Sistemas de transferencia en líneas de rodillos.....	262
3.4. Especificaciones técnicas para transportadores por rodillo.....	269
3.5. Transportadores por ruedas.....	270
3.5.1. Diseño de sistemas	271
3.5.2. Especificaciones técnicas para transportadores de ruedas	276
Bibliografía.....	277
Reglamentos y normativa.....	277
Tema 4. Transportadores de cadenas	279
<i>Juan F. Dols Ruiz</i>	
4.1. Introducción. Transportadores de cadenas.....	281
4.1.1. Sistema de transmisión de potencia con cadenas.....	281
4.1.2. El uso de las cadenas en sistemas de transporte continuo de cargas.....	284
4.2. Sistemas de transmisión de movimiento con cadenas aplicadas al transporte unitario de cargas.....	286
4.3. Características constructivas de los sistemas de transporte por cadenas	288
4.3.1. Tipos de cadenas utilizadas en el transporte continuo de cargas.....	293
4.3.1.1. Tipos de accesorios utilizados en cadenas para el transporte continuo de cargas	295
4.4. Cálculo de sistemas de transporte continuo con cadenas	298
4.4.1. Factor de seguridad.....	299
4.4.2. Selección de los rodillos de la cadena	300
4.4.2.1. Determinación del rozamiento de los rodillos de la cadena	301
4.4.2.2. Cálculo de las cargas soportadas por los rodillos de la cadena.....	304
4.4.3. Cálculo de la fuerza de tracción en la cadena.....	305
4.4.3.1. Fuerza de resistencia en transportadores de cadenas con accesorios empujadores	305
4.4.3.2. Fuerza de tracción necesaria en transportadores de cargas unitarias apoyadas directamente sobre los rodillos de las cadenas.....	306
4.4.3.3. Fuerza de rozamiento lateral en transportadores de cargas a granel accionadas por cadenas.....	308
4.4.4. Procedimiento de selección y cálculo de la cadena en función de su aplicación.....	309
4.4.5. Diseño e instalación de transportadores de cadena	314
4.4.5.1. Sistemas de guiado de la cadena	315
4.4.5.2. Características del piñón de accionamiento motriz de la cadena.....	317

4.4.5.3. Sistemas de ajuste de la cadena	319
4.4.6. Variación de velocidad de la cadena	322
4.4.7. Configuración de la cadena y el piñón motriz.....	326
4.4.8. Diámetro del árbol de transmisión del transportador.....	328
4.4.9. Sistemas de lubricación en transportadores por cadenas	330
4.5. Ejemplos de aplicación de sistemas de transporte continuo con cadenas	331
4.6. Transportadores de bandejas.....	338
4.7. Especificaciones técnicas de los transportadores por cadena	340
Bibliografía.....	341
Reglamentos y normativa.....	341

Tema 5. Transportadores de tablillas.....343

Juan F. Dols Ruiz

5.1. Introducción	345
5.2. Aplicaciones.....	348
5.3. Cálculo de la capacidad de los transportadores de tablillas.....	355
5.3.1. Capacidad de transporte de los sistemas de tablillas	356
5.3.2. Resistencias debidas al movimiento de mercancías en los sistemas de transporte con tablillas	361
5.3.3. Potencia de accionamiento en los sistemas de tablillas	365
5.3.4. Fuerza de tracción en la cadena de transporte de los sistemas de tablillas	365
5.4. Especificaciones técnicas de los transportadores de tablillas	366
Bibliografía.....	366
Reglamentos y normativa.....	367

Tema 6. Transportadores continuos por tornillos sin fin369

Enrique Nadal Soriano, Juan F. Dols Ruiz

6.1. Introducción	371
6.2. Componentes de un tornillo sin fin.....	372
6.3. Clasificación de tornillos sin fin y aplicaciones	377
6.4. Cálculo de tornillos sin fin.....	379
6.4.1. Determinación de la capacidad de transporte del tornillo sin fin	379
6.4.2. Determinación de la fuerza de accionamiento del tornillo sin fin	381
6.4.3. Determinación de la potencia de accionamiento del tornillo sin fin	381
6.4.4. Cálculo de la deformación del eje del tornillo sin fin	384
Bibliografía.....	384
Reglamentos y normativa.....	385

Tema 7. Transportadores continuos de cargas verticales 387*Juan Giner Navarro, Juan F. Dols Ruiz*

7.1. Introducción	389
7.1.1. Clasificación.....	389
7.1.2. Aplicaciones	391
7.2. Montacargas.....	392
7.2.1. Tipologías de accionamiento de los montacargas.....	394
7.2.1.1. Montacargas con sistemas de accionamiento eléctrico	394
7.2.1.2. Montacargas con sistemas de accionamiento hidráulico	397
7.3. Paternóster. Elevadores con plataformas.....	400
7.3.1. Elevadores de cangilones. Definición, especificaciones descriptivas y uso.....	403
7.3.2. Accesorios en cangilones.....	406
7.3.3. Componentes de un elevador de cangilones.....	408
7.3.4. Elevadores de cangilones. Clasificación.....	409
7.3.4.1. Elevadores de descarga discontinua.....	409
7.3.4.2. Elevadores de descarga continua.....	411
7.4. Cálculos para elevadores de cangilones.....	413
7.4.1. Cálculo de la capacidad de carga de los elevadores de cangilones	413
7.4.2. Características técnicas del diseño de elevadores de cangilones	413
7.4.2.1. Grado de llenado.....	413
7.4.2.2. Velocidad de llenado	414
7.4.2.3. Carga del cangilón	415
7.4.2.4. Descarga del cangilón	416
7.4.3. Cálculo del esfuerzo tangencial F_t	419
7.4.4. Determinación del tipo de cinta	421
7.4.5. Cálculo de las tensiones de la cinta T_1 y T_2	422
7.4.6. Factor de seguridad.....	424
7.4.7. Cálculos en función de la carga.....	425
Bibliografía.....	427
Reglamentos y normativa	427

Tema 8. Transportadores continuos especiales con restricción lineal 429*Eva M^a Sánchez Orgaz, Juan F. Dols Ruiz*

8.1. Introducción	431
8.2. Transportadores especiales para materiales a granel.....	431
8.2.1. Transportadores neumáticos para materiales a granel	431

8.2.1.1. Transportador de tubería	434
8.2.1.2. Transportador de gravedad activado por aire (airslide).....	443
8.2.1.3. Transportador de tubería con tornillo sin fin	444
8.2.2. Transportadores hidráulicos.....	446
8.2.3. Especificaciones técnicas de los transportadores especiales para materiales a granel.....	449
8.3. Transportadores especiales para cargas aisladas con restricción lineal al movimiento.....	450
8.3.1. Elevadores sin plataforma	450
8.3.2. Toboganes, rampas y rampas en espiral	451
8.3.3. Transportadores de documentos y muestras	454
8.3.4. Transportadores magnéticos	457
Bibliografía.....	459

Tema 9. Transportadores continuos de cargas aéreas461

Juan Giner Navarro, Juan F. Dols Ruiz

9.1. Introducción	463
9.2. Clasificación de los transportadores aéreos.....	463
9.2.1. Transportadores aéreos de cadena.....	464
9.2.1.1. Transportador monorraíl de empuje manual horizontal.....	465
9.2.1.2. Transportador monorraíl motorizado de alimentación continua	466
9.2.1.3. Transportador monorraíl eléctrico.....	467
9.2.1.4. Transportadores aéreos independientes de acumulación	468
9.2.2. Transportadores aéreos accionados por tornillo sin fin	469
9.2.3. Transportadores aéreos monorraíl autopropulsados.....	470
9.3. Aplicaciones de los transportadores aéreos	471
9.4. Características de diseño de los transportadores aéreos.....	477
9.5. Metodología para el diseño de un transportador aéreo	480
9.6. Especificaciones técnicas de los transportadores aéreos	488
Bibliografía.....	488
Reglamentos y normativa	489

Tema 10. Transporte interior automatizado491

Enrique Nadal Soriano, Juan F. Dols Ruiz

10.1. Introducción	493
10.2. Robots industriales	493
10.2.1. Diferencias entre los robots industriales y el resto de las máquinas.....	493

10.2.2. Características generales de un robot industrial.....	494
10.2.3. Tipologías de robots industriales.....	496
10.2.3.1. Robots articulados.....	496
10.2.3.2. Robots cartesianos.....	497
10.2.3.3. Robots SCARA.....	498
10.2.3.4. Robots Delta.....	499
10.2.3.5. Robots polares.....	500
10.2.3.6. Robots cilíndricos.....	501
10.3. Aplicación de los robots industriales en almacenaje y manipulación.....	502
10.4. Constitución de las paletadas.....	504
10.4.1. Definición de paletada.....	504
10.4.2. Cálculo de los esquemas de paletización.....	507
10.4.2.1. Método Directo.....	507
10.4.2.2. Método Comparativo.....	508
10.4.2.3. Método Gráfico.....	510
10.5. Tecnología de los paletizadores.....	511
10.5.1. Paletizadores en los que la unidad de transferencia es la capa.....	512
10.5.1.1. Elementos de preparación de capas.....	512
10.5.1.2. Tipologías de preparación de capas.....	516
10.5.2. Paletizadores en los que la unidad de transferencia es el bulto.....	519
10.6. Tecnología de los despaletizadores.....	521
10.6.1. Despaletizadores en los que la unidad de transferencia es la capa.....	522
10.6.1.1. Elementos de desapilado con separación de volumen en superficie.....	522
10.6.1.2. Despaletizadores en los que la unidad de transferencia es el bulto.....	524
10.7. Desapiladores-apiladores de palets vacíos.....	525
10.8. Vehículos guiados automáticamente (AGV).....	525
10.8.1. Aplicaciones de los AGV.....	526
10.8.1.1. Remolque.....	526
10.8.1.2. Transpaletas.....	527
10.8.1.3. Carretillas elevadoras.....	528
10.8.1.4. Transportadores de carga unitaria.....	529
10.8.1.5. Transportadores de carga ligera.....	529
10.8.1.6. AGV en líneas de montaje.....	530
10.8.2. Funciones básicas de los AGV.....	531
10.8.2.1. Navegación y guiado.....	531

Diseño y cálculo de sistemas de transporte continuo de mercancías

10.8.2.2. Enrutamiento.....	532
10.8.2.3. Gestión del tráfico.....	533
10.8.2.4. Sistema de gestión: sistema de monitorización	535
10.8.2.5. Sistema de gestión: despacho de vehículos.....	536
Bibliografía.....	537
Reglamentos y normativa.....	538

Introducción al transporte continuo de cargas

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Enrique Nadal Soriano
Universitat Politècnica de València

Índice

1.1. Introducción. Equipamiento de líneas restringidas	3
1.1.1. Clasificación de los sistemas de manutención continua de mercancías en líneas restringidas.....	4
1.1.1.1. Clasificación en función del método de movimiento de mercancías	8
1.1.1.2. Clasificación en función del tipo de componentes de los elementos portadores de la carga	9
1.1.1.3. Clasificación en función del método de control en la manutención continua de mercancías.....	11
1.1.2. Características y criterios de evaluación	19
1.1.3. Reglas generales relativas al diseño de los aparatos de manutención continua de mercancías.....	21
1.2. Sensorización y automatización en el transporte continuo de mercancía.....	25
1.2.1. Introducción.....	25
1.2.2. Sensores y actuadores.....	27
1.2.2.1. Sensores industriales.....	27
1.2.3. Criterios de selección.....	37
Bibliografía.....	37
Reglamentos y normativa	38

1.1. Introducción. Equipamiento de líneas restringidas

Los equipos industriales utilizados en líneas continuas de manejo de materiales se caracterizan por mover las mercancías de manera continua o intermitente a lo largo de una ruta restringida y movimiento predeterminado. Dicho equipo puede considerarse una instalación fija (una diferencia significativa con el equipo no restringido, como carros de mano, camiones motorizados o dispositivos de elevación) y no puede adaptarse fácilmente a los cambios en el flujo de mercancías o variaciones en los materiales transportados. Además, la línea restringida, una vez implementada, es un obstáculo para el movimiento de vehículos y personas como se muestra en la Figura 1.1.

No obstante, el diseño y la extensión de las líneas restringidas puede tener diferentes efectos sobre la posibilidad de que sean o no un obstáculo insalvable. Esto depende de si la línea se instala en diversas ubicaciones dentro de la planta industrial ya sea en el suelo, en el sótano o en el techo. Existen instalaciones donde se puede encontrar líneas restringidas implementadas de manera que aprovechan las tres dimensiones de la planta industrial (combinando el uso de sistemas de transporte continuo horizontal, vertical y aéreo) u ocupando diferentes planos de transporte paralelos dentro de la propia planta. Por todo ello, según el caso y la aplicación concreta, algunas líneas restringidas serán más "accesibles" y facilitarán el flujo de mercancías y personas dentro de la instalación que otras.

Cuando el flujo de productos es predecible y estacionario en el tiempo, se suelen usar líneas restringidas de transporte de mercancías. Este hecho, presenta la ventaja de que se puede establecer una "trazabilidad" de los procedimientos de producción y transporte interno, lo que implica la capacidad de conocer en todo momento el estado, posición y tratamiento que se le está proporcionando a las mercancías a lo largo de la línea. Su utilización en procesos estandarizados de fabricación a gran escala, o en procesos de gestión de la producción "*just in time*", facilita el conocimiento en todo momento de la cantidad de flujo de productos que se encuentra circulando por la línea, así como la posibilidad de predecir y calcular la cantidad de producción generada en la línea restringida para una unidad de tiempo determinada (hora, día, mes, año).

Por el contrario, el grado de flexibilidad de la línea restringida varía según los distintos equipos utilizados, y puede estar influenciado por varios factores, tales como las rutas alternativas y las características de almacenamiento, lo que le confiere de una capacidad limitada para variar el sistema productivo. La posibilidad de modificar el movimiento de las mercancías por rutas alternativas por las que deben desplazarse cada una de ellas (en función de criterios de clasificación como el peso, tamaño, naturaleza, etc.), debe ser previsto de antemano durante el proceso de diseño de la línea. Esta predicción deberá realizarse igualmente si lo que se desea es modificar la cantidad de producción por una unidad de tiempo concreta, esto es, el flujo de transporte de mercancías que podrá realizarse hasta el máximo de capacidad permitido por la tipología de sistemas empleados. Tanto la variación del flujo de

productos transportados por la línea, como la determinación de las rutas alternativas de movimiento, deben ser definidos en la fase de diseño inicial de todo el sistema.



Figura 1.1. Ejemplo de línea restringida en un sistema de transporte continuo de mercancías basado en líneas de rodillos. Extraído de *iStock.com*, de Urfinguss Id: 1162340507. (2019). Licencia estándar.

Si es necesario automatizar los procesos de identificación, clasificación, ensamblaje y conversión de bienes y similares, inevitablemente habrá algunos equipos de línea restringida. Los tipos más utilizados en el mercado (como transportadores de rodillos, cintas, ruedas, cadenas o bandejas) se suelen suministrar en kits basados en una serie de componentes estandarizados. En la Figura 1.2 se pueden observar algunos elementos estándar utilizados en las líneas restringidas de transporte de carga horizontal.

Los diferentes fabricantes del mercado de la manutención continua suministran una amplia gama de equipos con diferentes posibilidades de configuración, evitándose el uso de diseños especiales. Durante la fase de diseño de la línea restringida se deberán seleccionar los kits más adecuados para cada tipo de manutención a realizar. Así, se deberá elegir entre líneas restringidas lineales o en curva, horizontales o inclinadas, con posibilidad de realizar desvíos o clasificación, de altura fija o variable, etc. El proceso de diseño de la línea restringida, en su conjunto, deberá contemplar toda una serie de variables de diseño que analizaremos a continuación.

1.1.1. Clasificación de los sistemas de manutención continua de mercancías en líneas restringidas

Existen diferentes métodos para clasificar los aparatos de manutención utilizados en líneas restringidas. Esta clasificación puede abordarse, por una parte, desde la perspectiva de la tipología de la carga a transportar (aislada o a granel), y por otra, en función del sistema de transporte que va a implementarse para realizar la manutención continua en la línea restringida.

Al respecto de la tipología de carga transportada, una de las clasificaciones más utilizadas viene definida en la Norma UNE 58210:1983 (AENOR, 1983), donde se establecen las características de las cargas aisladas desde el punto de vista de su manipulación. Por *cargas aisladas* se entienden aquellas mercancías que se transportan como unidades

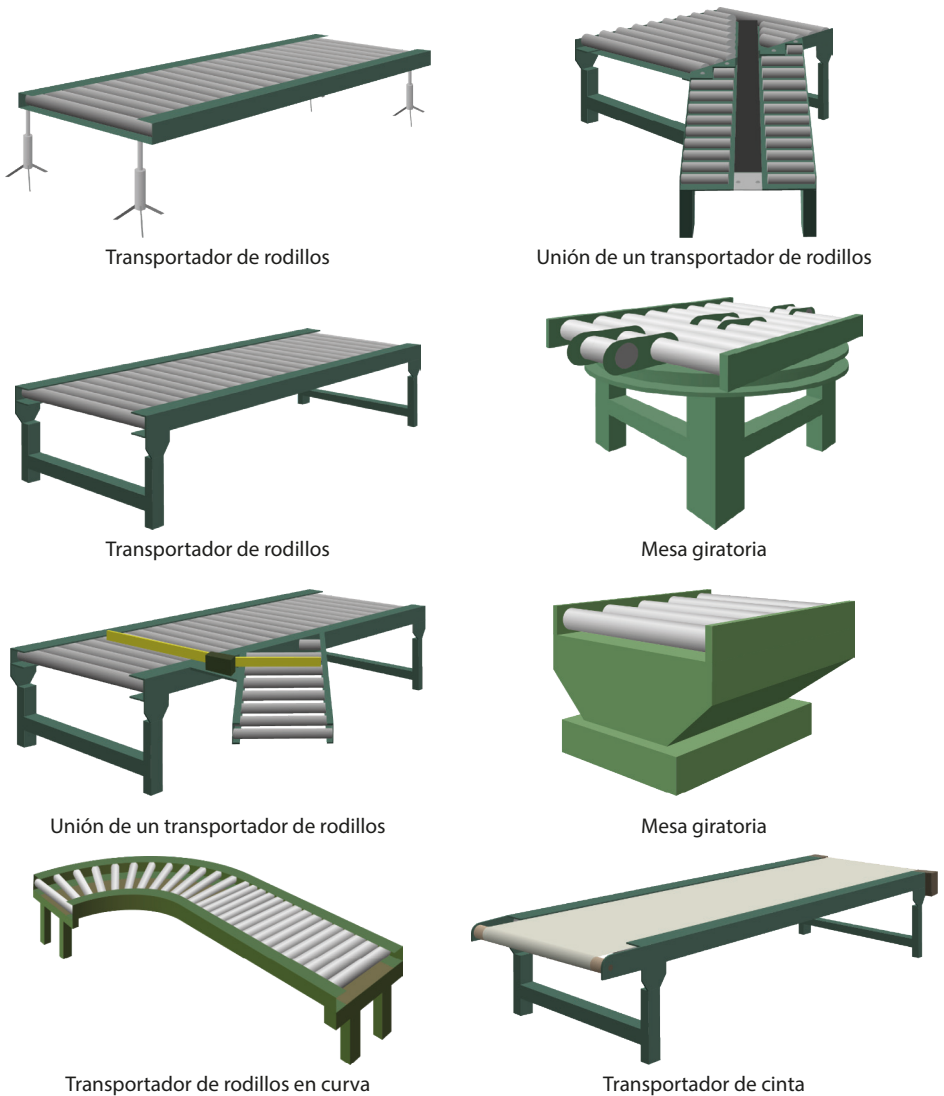


Figura 1.2. Elementos estandarizados para el diseño de líneas restringidas de transporte continuo de mercancías.

independientes, independientemente de cuál sea su forma o masa. Bajo esta definición se pueden incluir los recipientes que contienen productos a granel (líquidos o gaseosos), los productos a granel que están envasados, y las cargas aisladas que se encuentran embaladas, envasadas, flejadas, atadas o paletizadas. Según la UNE 58210:1983, las cargas aisladas se pueden clasificar en función de los parámetros que se muestran en la Tabla 1.1:

Tabla 1.1. Clasificación de las cargas aisladas en función del tipo de manutención. Adaptado de la norma "Aparatos de manutención continua. Clasificación de cargas aisladas desde el punto de vista de su manutención". UNE 58-210-83. ISO 3569. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Clasificación de las cargas aisladas en función del tipo de manutención		
Tipo de clasificación	Características	Ejemplos
Según la forma geométrica	Paralelepípedica-cúbica	Paquetes, cajas, latas, hojas, barras, etc.
	Cilíndrica	Bidones, tambores, discos, cubas, barras redondas, bobinas, etc.
	Piramidal-cónica	
	Esférica	Balones, depósitos, pelotas, etc.
Según formas típicas de cargas	Palets	Normalizado, euro-palet, semi-palet, etc.
	Contenedor, caja-palet	ISO 20, ISO 40
	Forma de bala o fardo	
	Forma de saco	Material arenas, gravas, cereales, etc.
Según formas irregulares	Formas irregulares con base plana	Piezas mecanizadas, unidades de montaje con superficie de base regular
	Cargas aisladas con superficie de base plana y dimensiones inferiores a las máximas	Recipientes cónicos con partes salientes con asas, molduras, etc., en los que el producto rebosa la base del contenedor.
	Carga aislada provista de ruedas o similares.	Vehículos o palets que apoya en ruedas.
	Cargas irregulares desiguales	
Según la posición de la carga y la situación de su centro de gravedad (estabilidad)	Posición de la carga en relación con el sentido de transporte	L = paralela, perpendicular, oblicua L = Longitud = dimensión máxima de la superficie de la base B = Anchura = dimensión máxima de la superficie de la base perpendicular al eje longitudinal H = Altura = dimensión máxima sobre la superficie de apoyo
Según la posición de la carga y la situación de su centro de gravedad (estabilidad)	Posición del centro de gravedad en relación con la base de la carga	$S \leq B/2$ $S > B/2$ $S > L/2$ Centro de gravedad no coincidente con la intersección de las diagonales Centro de gravedad con posibilidad de desplazamiento (p.e. recipiente con líquidos)

(Tabla 1.1 continúa en la página siguiente)

(Tabla 1.1 continúa de la página anterior)

Clasificación de las cargas aisladas en función del tipo de manutención		
Tipo de clasificación	Características	Ejemplos
Según la masa por unidad	M = Masa	0 < m ≤ 2,5 kg 2,5 < m ≤ 20 kg 20 < m ≤ 50 kg 50 < m ≤ 125 kg 125 < m ≤ 500 kg 500 < m ≤ 1500 kg 1500 < m ≤ 5000 kg m > 5000 kg
Según el volumen por unidad	V = Volumen	0 < V ≤ 10 cm ³ 10 < V ≤ 100 cm ³ 100 < V ≤ 1000 cm ³ 1 < V ≤ 10 dm ³ 10 < V ≤ 100 dm ³ 100 < V ≤ 1000 dm ³ 1 < V ≤ 10 m ³ V > 10 m ³
Según los materiales de la superficie de contacto con el sistema de manutención	Metal Madera Papel, cartón Textiles Caucho, materias sintéticas o similares Cristal, porcelana, cerámica o similar Otras materias	
Según la forma y propiedades de la superficie de la base de la carga	Forma geométrica de la superficie de la base	Plana, bombeada cóncava, bombeada convexa, alabeada, combada, abollada, irregular, desigual, con borde circular, con nervaduras, molduras, ranuras, guarda-cantos paralelos (o perpendiculares), con partes salientes (clavos, tornillos, remaches, etc.).
	Propiedades físicas de la superficie de la base	Lisa y fácilmente deslizable, rugosa y difícilmente deslizable, blanda, flexible, deformable, permanente, dura, firme, robusta, no deformable, elástica, con tendencia al rebote, otras propiedades.
Según las propiedades particulares de las cargas aisladas	Propiedades físicas	Abrasivas, corrosivas, agresivas, que desprenden polvo, húmedas, mojadas, grasas aceitosas, por encima de la temperatura ambiente, temperatura bajo cero, frágiles, con aristas cortantes, punzantes, duras, etc.
	Propiedades químicas	Fácilmente inflamables, explosivos, higroscópicos, pegajosos, bituminosos, tóxicos, malolientes, radiactivos, radiantes, productoras de electricidad estática, etc.

(Tabla 1.1 continúa en la página siguiente)

(Tabla 1.1 continúa de la página anterior)

Clasificación de las cargas aisladas en función del tipo de manutención		
Tipo de clasificación	Características	Ejemplos
Según la sensibilidad a las influencias exteriores	Influencias esencialmente mecánicas	A la presión, al choque, a la caída, a las sacudidas, a la modificación de posición, al giro, a la posición inclinada, a la aceleración-deceleración, a corrientes de aire, etc.
	Otras influencias	Al frío, al calor, a la luz, a las radiaciones, a la humedad, al agua, al desecado, a las impurezas, a la polución, al envejecimiento, a la alteración, etc.

Esta clasificación puede utilizarse para determinar, desde el punto de vista del diseño y fabricación, las características técnicas y operativas que deberán cumplir los sistemas de manutención continua para adecuarse a las necesidades funcionales de las cargas aisladas que van a transportar.

En relación con la clasificación de los sistemas de manutención diseñados para transportar productos a granel, resulta de aplicación la norma UNE 58209:1972 (AENOR, 1972). En dicha norma se debe precisar la información necesaria para el diseño y la fabricación de un sistema de transporte continuo de productos a granel, para lo cual se hace necesario establecer las características de estos productos. Para establecer correctamente los requisitos técnicos del transportador se deben especificar las características del producto, lo que facilita en cierto modo su clasificación, en términos de capacidades de transporte. Dichas características del producto se basan en la definición de aspectos como el grosor, la forma, cohesión, propiedades de la materia, volumen aparente y temperatura.

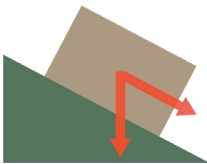
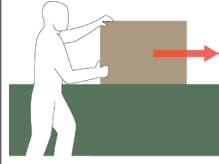
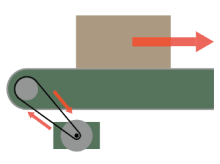
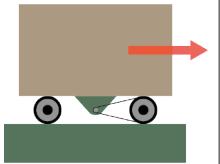
Por otro lado, la clasificación de los sistemas de manutención continua en líneas restringidas de movimiento de las mercancías se puede realizar atendiendo a diferentes tipos de variables, pero por simplicidad, vamos a describir la clasificación propuesta por Lindkvist (1985), que distribuye los sistemas de transporte continuo atendiendo únicamente a tres tipos de variables:

- Clasificación en función del método de movimiento de mercancías.
- Clasificación en función del tipo de componentes de los sistemas portadores de la carga.
- Clasificación en función del método de control en la manutención continua de mercancías.

1.1.1.1. Clasificación en función del método de movimiento de mercancías

Esta clasificación está basada en la posibilidad de que las líneas restringidas estén o no motorizadas para realizar el desplazamiento continuo de las mercancías. La Tabla 1.2 muestra el modo en que se pueden clasificar los sistemas de transporte continuo en función del modo en que son desplazadas dichas mercancías.

Tabla 1.2. Clasificación de las líneas restringidas en función del tipo de movimiento. Adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. (1st ed.). England: Ellis Horwood Ltd.

Clasificación por el método de movimiento			
Equipamiento sin accionamiento motriz		Equipamiento con accionamiento motriz	
			
<p>Operación gravitatoria Implica que la línea restringida está inclinada y la fricción es lo suficientemente baja como para permitir que los productos se deslicen hacia abajo por su propio peso. El problema surge cuando es necesario controlar la velocidad de descenso de cargas de diferentes pesos.</p>	<p>Operación manual Las líneas sin accionamiento motriz se pueden montar horizontalmente. Los productos se mueven manualmente o por medio de otros mecanismos externos, la mercancía se mueve horizontalmente. Las principales limitaciones de movimiento son el rozamiento que se debe vencer en un deslizamiento y el límite de fuerza de empuje que se puede lograr al mover cargas manualmente.</p>	<p>Operación de líneas por accionamiento motriz La potencia es proporcionada por un motor externo. Los productos se apoyan o cuelgan en la línea. La línea se divide en varias secciones, cada una de las cuales debe tener un sistema de accionamiento individual.</p>	<p>Unidad de transporte con dispositivo motriz incorporado La línea sólo sirve como vía restringida para el movimiento de unidades móviles o carretillas elevadoras con sus propios elementos de tracción. Presentan la ventaja de ser desmontables, por lo que son más flexibles que las líneas restringidas. Los diseños son más simples y fáciles de cambiar. Sin embargo, tienen la desventaja de ser más complejos y costosos.</p>

1.1.1.2. Clasificación en función del tipo de componentes de los elementos portadores de la carga

En función de la tipología del sistema de transporte continuo de las mercancías, se pueden clasificar los sistemas de transporte en líneas restringidas con relación al diseño de los componentes portadores de la carga. Como elementos portadores de la carga nos referimos a la superficie sobre la cual se depositan las cargas aisladas para facilitar su desplazamiento en la línea. En la Tabla 1.3 se muestran las diferentes tipologías de sistemas portadores de carga, que se pueden agrupar en tres grandes categorías: elementos estacionarios, sistemas móviles en línea restringida y sistemas móviles y separables.

Si se combina el sistema de clasificación en función del método de movimiento de la carga, con la clasificación en función de la tipología de elementos portadores del sistema de transporte, se puede obtener una información muy útil para identificar las combinaciones de movimientos más adecuadas a cada situación. Esta información se puede observar en la Tabla 1.4. En esta tabla se han representado en las filas los diferentes

métodos de movimiento de las cargas aisladas, y en las columnas los diferentes métodos de transporte en función de los componentes portadores de la carga.

Tabla 1.3. Clasificación de las líneas restringidas en función de los elementos portadores de la carga. Adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling.* (1st ed.). England: Ellis Horwood Ltd.

Clasificación por los componentes portadores de la carga		
Estacionario	Móvil en línea restringida	Móvil y separable
Los elementos de carga estacionarios permanecen en su lugar y no acompañan a los productos a lo largo del camino. Ejemplos: Deslizaderas (en línea, espiral). Transportadores por rodillos. Transportadores por ruedas. Transportadores neumáticos.	Los dispositivos de carga acompañan a las mercancías a medida que se mueven a lo largo de la línea. Ejemplos: Transportadores por cadena. Transportadores por cinta. Transportador aéreo. Transportador vertical.	Los elementos portantes acompañan a la carga en movimiento, pero también se pueden desmontar para utilizarlos en otra línea. Ejemplos: Vehículos sobre raíles. Vehículos guiados automáticamente (AGV)

El diagrama puede ser utilizado para indicar las diferentes combinaciones que son implementadas en la práctica. Las combinaciones posibles son referidas por un punto negro, que indica una solución factible cuyas aplicaciones se están utilizando actualmente en el mercado de la manutención continua.

Tabla 1.4. Clasificación de las líneas restringidas en función del tipo de movimiento y de los elementos portadores de la carga. Adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling.* (1st ed.). England: Ellis Horwood Ltd.

Clasificación por tipo de movimiento de la carga	Clasificación por componentes portadores de la carga												
	Estacionarios			Móviles en línea restringida						Móviles, separables			
	Tobogán	Por rodillos	Por ruedas	Por cinta	Aéreo	Por cadena	Montacargas	Paternosters	Elevador sin plataforma	Vehículo sobre rail	Unidad aérea motorizada	Transporte Aéreo Motorizado y libre	AGV Vehículo teledirigido
Operación gravitatoria (sin motorizar).	●	●	●		●					●			
Operación manual (sin motorizar).		●	●		●					●			
Operación en líneas motorizadas.		●	●	●	●	●	●	●	●	●		●	
Operación con unidades de transporte motorizadas.									●	●			●

* Las filas representan la clasificación que podría hacerse atendiendo al método de movimiento.

Esta información puede resultar muy útil en las fases iniciales del diseño de líneas restringidas ya que permite establecer relaciones entre las posibilidades de desplazamiento de las cargas (métodos de movimiento), con las diferentes alternativas de sistemas de soporte más adecuadas (elementos portadores) para estas.

1.1.1.3. Clasificación en función del método de control en la manutención continua de mercancías

Los dispositivos para el manejo de mercancías en líneas restringidas también pueden clasificarse en función del método de control empleado. Por método de control se considera no sólo el procedimiento y/o conjunto de acciones que permiten que una mercancía concreta se desplace a lo largo de una línea restringida, sino que también pueda cambiar de ruta a otra alternativa en un momento dado. Existe una distinción básica entre los métodos de control basados en una intervención manual (con una toma de decisiones por parte del operario de la línea), respecto a aquellos otros en los que se produce una intervención automática (donde un sistema de control externo toma las decisiones de forma autónoma e independiente del operario). Estos principios de control se pueden representar gráficamente tal y como se muestra en la Figura 1.3.

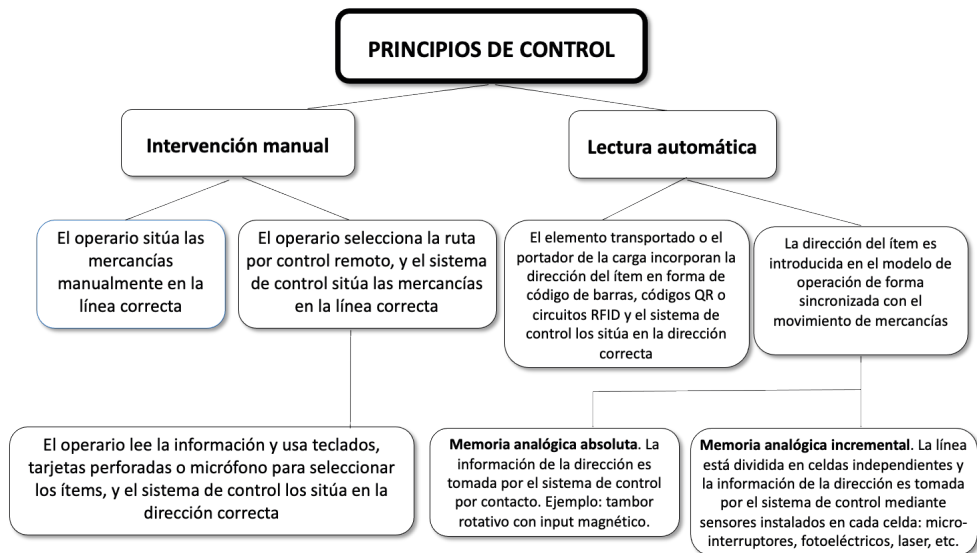


Figura 1.3. Principios de control de una línea restringida de manutención continua. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. (1st ed.). England: Ellis Horwood Ltd.

En una intervención manual en un sistema de manutención continua, la primera toma de decisiones, y más simple, consistirá en el accionamiento de un interruptor para que la línea se pueda poner en marcha. En este caso, una simple línea de transporte desplazando mercancías entre dos puntos no necesita un equipo de control especial ya que simplemente puede ser controlada por un interruptor que apaga o enciende a la unidad motriz (Figura 1.4).

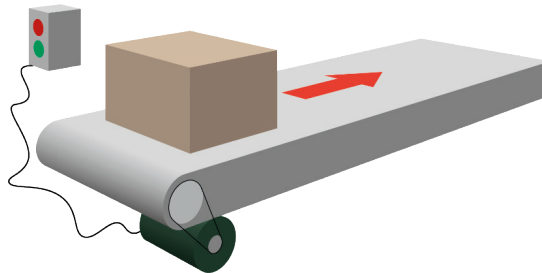


Figura 1.4. Forma más simple de control de una línea continua: la activación del sistema de transporte se realiza pulsando un botón on/off.

El problema de control empezará a hacerse patente cuando se desee conseguir el cambio de ruta de las mercancías que se desplazan a lo largo de una línea de manutención continua. Tanto el cambio de ruta en el plano horizontal (Figura 1.5), como en el plano vertical (Figura 1.6), necesitará de una toma de decisiones que dependerá de factores como la tipología de la mercancía, tamaño o peso, que deberán ser realizadas en un momento preciso. Es por ello por lo que, en estos casos, la intervención de un sistema de control se hace absolutamente imprescindible.

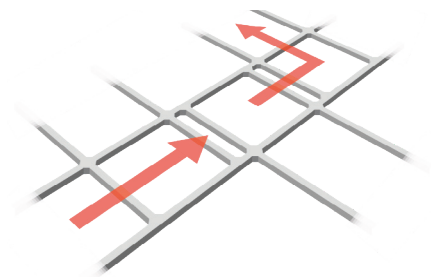


Figura 1.5. El sistema de control cambia la dirección en el plano horizontal de las mercancías transportadas.

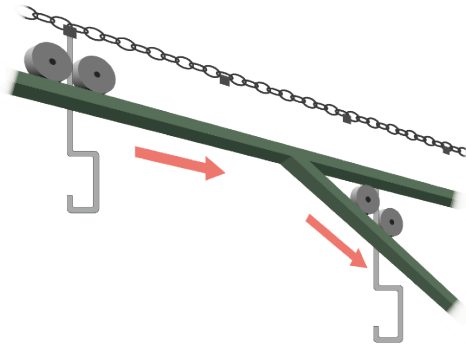


Figura 1.6. El sistema de control cambia la dirección en el plano vertical de las mercancías suspendidas.

Además, cuando se conectan diferentes tipos de líneas motorizadas (transportadores de rodillos y cadenas, transportadores aéreos, vehículos sobre raíles, etc.), todos necesitan un *sistema de control* para guiar la mercancía según sea necesario. Esto significa que es necesario recopilar datos de la ruta a seguir en cada punto de control. Dichos datos, conocidos como señales de control, deben ser proporcionados manual o automáticamente, de acuerdo con los principios de control que se muestran en la Figura 1.3.

A) principios de control manual

La primera posibilidad de control a tener en cuenta en una intervención manual será aquella en la que el operario toma la mercancía y la deposita directamente sobre la línea continua desde la que se desea realizar el transporte. Esta manutención manual estará limitada por las capacidades de elevación de cargas del operario y, sobre todo, del tamaño, peso y naturaleza de la propia carga a transportar.

La otra alternativa de intervención manual consiste en que el operario selecciona la ruta a seguir por la mercancía, y envía la orden a distancia al sistema de control, que se encarga mediante algún tipo de dispositivo mecánico, de realizar las acciones de desvío a la ruta seleccionada. En este caso, nos encontramos con diferentes alternativas.

Una primera posibilidad consiste en permitir que el *operador pueda controlar el sistema* con la ayuda de un teclado o con tarjetas perforadas, que envía pulsos a un electroimán, el cual puede abrir una válvula hidráulica o poner en marcha un motor eléctrico que permite la elevación de una plataforma, el posicionamiento de una guía, el cambio de una sección de carril, etc. La Figura 1.7 muestra un ejemplo de este caso, en el que el operador activa el teclado desde una consola fija (A) o mediante un sistema portátil incorporado a su brazo (B).

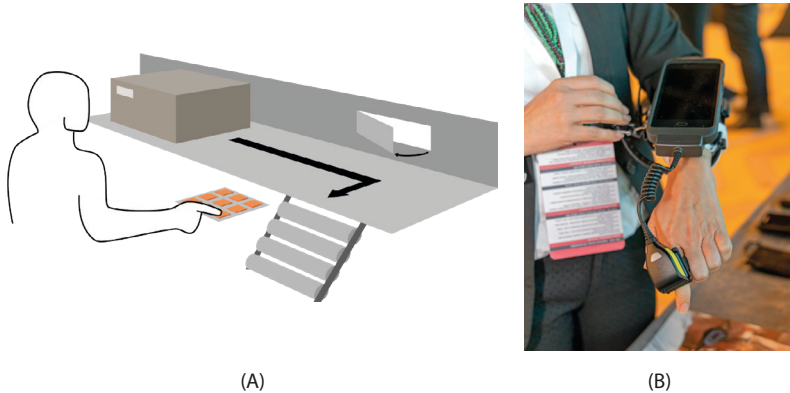


Figura 1.7. Un operador controla el sistema externamente por medio de teclado: (A) fijado a una consola, (B) unido de forma portátil al brazo del operador.

Extraído de *iStock.com*, de Baloncici Id: 1393610827. (2022). Licencia estándar.

Este mismo efecto se puede conseguir mediante el uso de un sistema de direccionamiento por la voz, donde cada operador graba palabras simples (uno, dos, tres, para, arranca, etc.) en una cinta magnética. Al inicio del día, el operador sitúa “su” cinta en un reproductor conectado al sistema de control, el cual es capaz de “traducir” instrucciones habladas a pulsos y así generar las señales de control requeridas. Los sistemas de direccionamiento por la voz son útiles cuando las mercancías de varios tamaños llegan simultáneamente a la línea, haciendo necesario para el operador usar ambas manos para elevar y girar cada ítem para leer la dirección (ejemplo: paquetes postales). La Figura 1.8 muestra un ejemplo de este sistema de control.

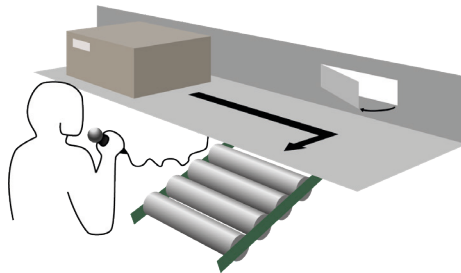


Figura 1.8. Control de direccionamiento por la voz. Usualmente se usa un micrófono, dejando así las manos libres para orientar los paquetes y leer su dirección.

Estos sistemas presentan como punto débil que son muy sensibles al uso adecuado del operario, ya que los comandos son activados por la voz de un operador concreto, y no facilitan la intercambiabilidad de funcionamiento entre operadores. Actualmente están cada vez más en desuso ya que se trata de sistemas obsoletos en comparación con otros métodos de control de mercancías más eficaces.

B) principios de control automático

En la *lectura automática*, la toma de decisiones sobre el posicionamiento y re-direccionamiento que se le va a dar a las mercancías la tiene que tomar un sistema de control externo. Dicho sistema debe adquirir información de cada ítem transportado (peso, tamaño, naturaleza, etc.), a partir de las señales de control que actúan en tiempo real y que transmiten simultáneamente a la unidad central que gestiona toda la información recibida, y toma las decisiones oportunas para actuar por medio de diversos dispositivos (empujadores, desviadores, plataformas, etc.) para redirigir todas las cargas aisladas en el tiempo y lugar preciso.

En estos casos, existen dos posibilidades para adquirir las señales que permiten obtener la información necesaria para el sistema de control. La primera de ellas consiste en que la carga aislada o el sistema de transporte portador de la mercancía incorporen la información necesaria, que debe ser "interpretada" por los sensores externos que permitan identificar las señales de control correspondientes a cada carga.

Podemos poner como ejemplo aquellos en los que la dirección de la carga va incorporada en una etiqueta del ítem, o en el propio contenedor de carga. Se pueden describir varios casos como:

- *Etiqueta con cuadrados blancos y negros.* Los cuadrados se corresponden con un número de código binario, y son leídos mediante células fotoeléctricas, una célula por cada cuadrado. Las posibles combinaciones dependen del número de cuadrados: "n" número de células proporcionan $(2^n - 1)$ posibles direcciones (Figura 1.9). Por ejemplo, si $n=5$, el número de direcciones posibles es $2^5 - 1 = 31$.

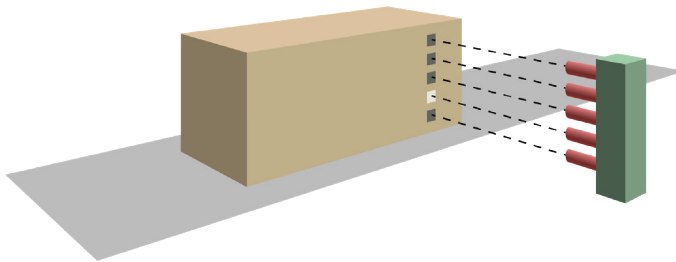


Figura 1.9. Dirección en código binario consistente en cuadrados blancos y negros.

- *Etiqueta con código de barras estandarizado.* Los códigos EAN y UPC, son usados en muchos artículos cada día. Se leen con un pequeño lápiz óptico (Figura 1.10A). El lápiz óptico puede estar dispuesto en una posición fija dentro del transportador (por ejemplo, utilizando un pórtico tridimensional para leer el código), o bien puede ser utilizado con una "pistola" manual de lectura de códigos de barras (Figura 1.10C).

La Figura 1.10C muestra el modo de funcionamiento de este sistema de lectura del código de barras, en el que existe una mayor intervención manual de un operario que actúa manualmente en la lectura de la información del ítem, para que el sistema de control pueda tomar la decisión adecuada y redirigir la mercancía hacia la ruta correcta.

Una de las últimas aplicaciones de este tipo de lecturas consiste en la utilización de lectores automáticos o manuales de códigos QR (Figura 1.10B). La utilización de los códigos QR facilita la transmisión de mayor cantidad de información y la conexión con fuentes de datos más completas (mediante tecnología 4G y 5G) que facilitan la localización de proveedores, características técnicas e información útil sobre las mercancías objeto de control.

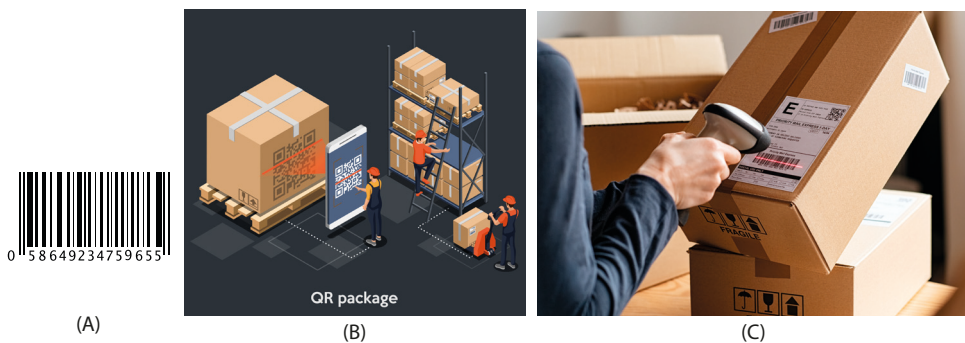


Figura 1.10. Diferentes sistemas de lectura de códigos de barras. (A) Código de barras EAN para identificar mercancías, pueden ser usados para direccionamientos en portadores de carga. Extraído de *iStock.com*, de MrTimoty Id: 1166257074. (2019). Licencia estándar; **(B) composición conceptual del sistema de lectura de la información de la mercancía mediante código QR.** Extraído de *iStock.com*, de Intro Id: 1325271557. (2021). Licencia estándar; **(C) Lectura manual del código de barras de la carga aislada.** Extraído de *iStock.com*, de Ridofranz Id: 1308840409. (2021). Licencia estándar.

- *Banderas leídas mediante interruptores mecánicos (micro-interruptores), células fotoeléctricas o magnéticas.* En este caso, cuando se desea realizar el cambio de trayectoria en sistemas de transporte aéreos como el mostrado en la Figura 1.11, se pueden conseguir $2^n - 1$ redireccionamientos posibles con la utilización de n banderas en el sistema portador de carga.

Para esta tipología de transporte, entre las diferentes alternativas de sistemas de control, los microinterruptores son más baratos, pero los sensores sin contacto son más fiables, ya que no hay desgaste mecánico. Sin embargo, en un sistema fotoeléctrico puede ser un problema ya que las lámparas pueden estar fundidas o los reflectores sucios.

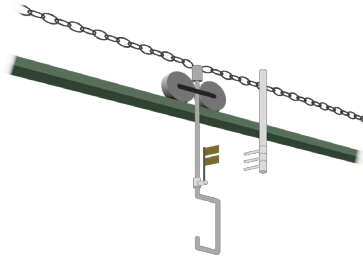


Figura 1.11. Transportador con banderas e interruptores de contacto.

- *Etiquetando el transportador.* Con los transportadores de cinta de acero, la determinación de la dirección que debe seguir el ítem puede ser obtenida mediante la marcación electromagnética de la propia cinta transportadora, mediante una marca situada inmediatamente enfrente de cada ítem de mercancía. La información es leída mediante una cabeza lectora y es borrada durante el retorno de la cinta.

En estos sistemas de control es absolutamente indispensable que la cinta transportadora sea construida en acero ya que tiene que ser magnetizada y desmagnetizada con frecuencia. Las líneas de transporte no pueden ser muy largas, por la propia construcción de la cinta de acero, y la separación entre cargas debe ser lo suficientemente grande como para que el sistema de magnetización de la cinta pueda actuar sobre cada carga individual, sin interferencias con el resto de las cargas. Estos inconvenientes hacen que la capacidad de transporte no sea muy elevada, amén del mayor coste del sistema de magnetización y desmagnetización a utilizar como elemento de control, lo que motiva que se encuentren actualmente en desuso.

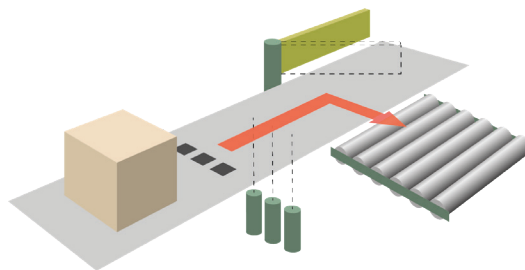


Figura 1.12. Información de ruta impuesta electromagnéticamente sobre un transportador de cinta de acero.

Los sistemas automáticos con *memoria analógica* funcionaban antiguamente bajo el principio de coordenadas absolutas. Este sistema funciona de modo que, para realizar un control del movimiento de los ítems transportados, debe existir un contacto físico

entre el ítem transportado, el elemento portador de la carga y el sistema de control. El procedimiento de control para el redireccionamiento de los ítems en rutas alternativas, se basa en la medición de algún parámetro analógico, como puede ser el peso o la longitud de las cargas transportadas. Para ello se puede utilizar un tambor giratorio (ver Figura 1.13), o un disco giratorio y levas móviles (o bolas), que está instrumentado con una célula de carga que puede medir el peso, y un transductor magnético que puede medir el ángulo girado por el tambor.

El sistema funciona de modo que, cuando el ítem que es transportado sobre el elemento portador entra en contacto con el tambor giratorio (en realidad el ítem apoya sobre el portador, p.e. una cinta transportadora, y ésta entra en contacto con el tambor), empieza a ser pesado; durante el proceso de pesaje el tambor va registrado el ángulo girado durante la fase en que detecta el peso. Este ángulo girado por el tambor puede ser convertido internamente en la longitud equivalente del ítem controlado. Una vez el ítem deja de estar en contacto con el tambor, se detiene la medición.

En cada situación, el sistema de control ha obtenido información sobre el peso y el tamaño (longitud medida) de la carga que ha pasado por encima del tambor giratorio, con lo que dispone de datos suficientes para tomar la decisión de qué hacer con esos ítems "aguas abajo" de la línea restringida (mantener la dirección o modificarla).

Con este tipo de dispositivos se pueden realizar clasificaciones de los ítems en función del peso o de la longitud de la carga, con sistemas de control analógicos relativamente baratos. Son especialmente útiles en instalaciones donde se deben seleccionar cargas en función del peso (calibrando la célula de carga del tambor), o del tamaño (calibrando el *encoder* giratorio del tambor), como pueden ser las estaciones y almacenes de paquetería o mercancía muy variada con un gran flujo de productos.

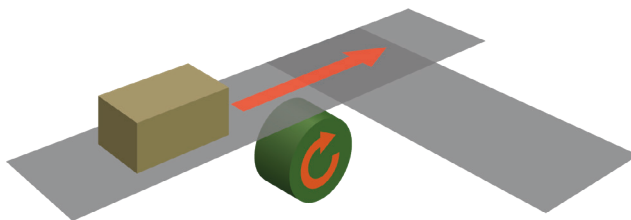


Figura 1.13. Memoria analógica con tambor giratorio síncrono.

Actualmente, son más utilizados los sistemas conocidos como *memoria analógica incremental*, que están basadas en registros de desplazamientos con microcomputadores (ver Figura 1.14). Estos sistemas funcionan de forma que la línea restringida es dividida en módulos (zonas de datos) independientes, donde cada zona dispone de un transductor (micro-interruptor, célula fotoeléctrica, sensor láser) que registra una señal de control. Un producto sólo puede estar presente en una zona distinta. De este modo, los ítems inician

su movimiento en la zona 0, donde son identificados por el sistema, y de esta forma su direccionamiento queda establecido por éste.

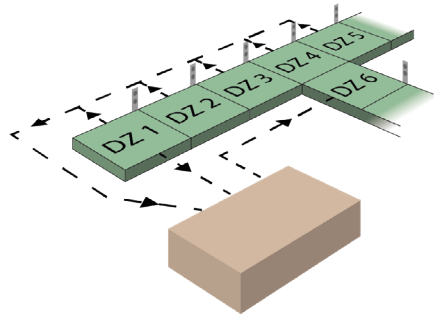


Figura 1.14. Sistemas de control por memoria analógica incremental.

Conforme las mercancías se desplazan atravesando cada zona, el correspondiente transductor envía una señal de reconocimiento al sistema de control, permitiendo que éste pueda desplazar los productos hacia adelante mediante incrementos en su memoria (de ahí que se denomine memoria incremental).

Como ya se ha mencionado anteriormente, en cada zona se pueden utilizar alguna de las alternativas de sensores de control ya descritas, como son los microinterruptores, las células fotoeléctricas, o las banderas de contacto. Como las partes de contacto de un microinterruptor pueden ser dañadas fácilmente por un palet, se prefiere con frecuencia la utilización de bandera de contacto, que cuando es leída, proporciona una señal para activar el microinterruptor. Este incremento del coste hace más atractiva la elección de células fotoeléctricas o sensores láser. En algunas zonas delicadas donde pueden transportarse tanto medios palets como palets enteros, se utilizan las células fotoeléctricas por razones de espacio.

1.1.2. Características y criterios de evaluación

La evaluación de la idoneidad de un sistema de manutención continua para el manejo de mercancías en líneas restringidas requiere de un amplio conocimiento de las características del equipo a diseñar e implementar. Un método útil consiste en preparar una lista de las características más importantes que deberían verificarse durante la fase inicial de diseño. La Tabla 1.5 adaptada a partir de Lindkvist (2015) proporciona un ejemplo de los parámetros típicos que deberían tenerse en cuenta para comprobar los requisitos técnicos de las instalaciones en las que se deberían implementar los sistemas de transporte continuo. Dichos requisitos se pueden subdividir en tres grupos principales: condiciones operativas, ergonomía y entorno.

Tabla 1.5. Check-list para la definición de las características de diseño de sistemas de mantenimiento continua en líneas restringidas. Adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. (1st ed.). England: Ellis Horwood Ltd.

Lista para la selección de sistemas de transporte continuo de cargas en líneas restringidas	
Operación	Ergonomía
Método de instalación: Subterráneo Sobre el suelo Encastrado en el suelo Aéreo	Adaptabilidad: Posibilidad de variar la longitud y dirección de la línea Posibilidad de aumentar la capacidad Posibilidad de variar las velocidades y/o aceleraciones Efectos de otras operaciones complementarias
Dirección del movimiento: Vertical Horizontal Inclinado: ascendente, descendente	Mantenimiento Fiabilidad Consumo de energía
Características relevantes de las mercancías a transportar: Peso Forma Tamaño del área de la base Naturaleza del área de la base	Entorno
Características del sistema de transporte: Capacidad Velocidad Aceleración	Ruido Emisión de gases Vibraciones Posición de trabajo Tensión psicológica Riesgo de accidentes Otros riesgos No impide la visión
Posibilidad de acumulación	
Posibilidades de carga: Continua Intermitente	
Cambio de ruta: Para bifurcaciones de una línea en dos o más Para uniones de varias líneas en una Para clasificación de mercancías Transferencias de cargas entre líneas perpendiculares en el plano horizontal y/o vertical	

Algunos parámetros son especialmente importantes y requieren una explicación más detallada. El *método de instalación* está determinado en parte, por la demanda de otros sistemas de transporte que complementan la instalación global. Cuando las necesidades de espacio impiden el trabajo, la mejor opción es una línea aérea complementada con carretillas motorizadas o sin motorizar. La decisión también dependerá en gran medida de las inclinaciones (pendientes) requeridas. Los transportadores aéreos portadores de cargas suspendidas son generalmente más adaptables a secuencias en las cuales las cargas deben ser subidas y bajadas. Por otro lado, cuando las mercancías necesitan ser desplazadas desde niveles más altos hasta niveles inferiores, pueden usarse toboganes cuando los pesos de las mercancías son moderados.

La *acumulación* es esencial cuando se producen retrasos en distintos puntos del sistema de transporte, o si la acumulación en si misma es un elemento necesario de entrada/salida (por ejemplo, stocks para la distribución de vehículos). La acumulación es más simple cuando se emplean transportadores por rodillos o por ruedas sin motorizar,

ya que sólo requieren de algún mecanismo para detener el flujo de mercancías transportadas. Con los transportadores motorizados existen dos formas de realizar la acumulación:

- Las mercancías se detienen por fricción entre su base y la superficie del transportador.
- Las mercancías se detienen entre rodillos/cintas transportadoras, y un mecanismo de transmisión les permite continuar. Alternativamente, una parte de la línea puede ser desconectada de la transmisión.

El *cambio de ruta*, es decir, el direccionamiento de los productos hacia otra línea es importante cuando se quiere clasificar (ejemplo: en las terminales de trasbordo, almacenes centrales). El cambio de dirección puede ser realizado de forma manual o mecánica. En este último caso, son posibles el direccionamiento automático y la clasificación.

La *adaptabilidad* es la cualidad de ajustarse a cambios en las instalaciones de manutención continua. El papel o función de un determinado elemento en un equipo de manutención de mercancías puede cambiar considerablemente antes de que el equipo alcance el final de su vida. Por ejemplo, podría darse el caso de que los requisitos de capacidad puedan haber aumentado y deban ser cargadas diferentes mercancías, o que el *layout* del almacén y las instalaciones de producción deban cambiarse.

1.1.3. Reglas generales relativas al diseño de los aparatos de manutención continua de mercancías

Existe una metodología para definir las reglas básicas para tener en cuenta en el proceso de diseño e implementación de los aparatos de manutención continua, tanto para el transporte de cargas aisladas como para graneles sólidos. Dicho método viene definido en la norma UNE 58203:1975 (AENOR, 1975), en la que se establecen las reglas generales mínimas en las fases de proyecto y fabricación, en la fase de instalación y en la fase de utilización.

Dichas reglas mínimas, que deben cumplirse en todo tipo de instalaciones de transporte continuo, se describen a continuación.

A) Reglas mínimas en las fases de proyecto y fabricación

A.1. Estabilidad y resistencia de los aparatos

Cuando se proyecten los aparatos de manutención continua (fijos o móviles) se debe asegurar que son estables y resistentes para todas las condiciones de trabajo, incluidas las ambientales.

A.2. Inclinaciones del órgano de transporte

Las inclinaciones del aparato deberán diseñarse para que, en los procesos de arranque, transporte y parada, no se produzcan derrames, retrocesos o avances de la carga respecto al elemento portador. Esta regla deberá cumplirse para velocidades de $\pm 20\%$ de la velocidad nominal de cálculo.

A.3. Seguridad en los puntos de carga, descarga y transbordo

Se deberá asegurar que la carga no se pierda en los procesos de arranque, transporte, parada o desvío mediante el uso de tolvas o guías laterales de longitud suficiente. En caso de pérdidas inevitables, éstas no afectarán a la seguridad de otros aparatos o personal de las inmediaciones.

A.4. Desbordamiento o desvío del órgano de transporte en los aparatos inclinados o verticales

En estos casos, los aparatos deberán equipar un dispositivo de irreversibilidad que actúe tanto en caso de paro voluntario, como de fallo motriz. Se exceptúan los casos en los que los aparatos se diseñan para que su movimiento sea reversible, en cuyo caso deberá garantizarse la alineación adecuada en los dos sentidos de marcha.

A.5. Inmovilización de las partes articuladas

En caso de que el aparato disponga de una parte articulada en un plano vertical, accionada manualmente o motriz, será obligatorio el uso de un dispositivo de seguridad que inmovilice la parte articulada en caso de paro del esfuerzo motriz, y aunque éste sea manual.

A.6. Características de los puestos de trabajo en el caso de carga y descarga manual

En los casos de carga o descarga manual, el aparato deberá diseñarse para que, en los puestos de trabajo, las condiciones de velocidad de transmisión y las holguras sean los adecuados para que el operario pueda realizar un trabajo eficaz y en condiciones de seguridad.

A.7. Protección de los puntos de enrollamiento del órgano de transporte

Todos los puntos de enrollamiento de los órganos motrices (correas, cadenas, cables, etc.), deberán estar protegidos cuando sean accesibles al personal que maneja el aparato.

A.8. Partes móviles

En los aparatos de manutención continua con accionamiento motriz que dispongan de partes móviles para abrir un paso, se deberán diseñar para que no se puedan maniobrar durante el funcionamiento del aparato, y que no puedan ponerse en funcionamiento cuando estén en posición abierta. El mando manual de la parte móvil del aparato no deberá precisar por parte del operario un esfuerzo superior a 30 daN.

A.9. Puntos de engrase frecuente

Todos los puntos de engrase frecuente deben ser accesibles sin tener que desmontar los protectores.

A.10. Accionamiento

El accionamiento de los grupos motrices se realizará preferentemente mediante acoplamientos progresivos o con embragues. Para potencias superiores a 20 CV, este accionamiento será obligatorio.

A.11. Dispositivos de tensión

En los aparatos que dispongan de elementos que trabajan en tensión, se deberá garantizar que su desplazamiento no será superior al 80% de la disponible en el lugar de instalación. Se deberá asegurar el guiado del elemento móvil de tensión.

A.12. Prevención anti-incendio

En aparatos que se instalen en ambientes con presencia de gases, polvos u otras materias inflamables, se deberán utilizar motores, aparatajes e instalación eléctrica con protección antideflagrante y bandas anticombustibles.

B) Reglas mínimas en la fase de instalación

B.1. Identificación

Cada aparato de mantenimiento continua con accionamiento motriz deberá incorporar en lugar visible el nombre del constructor o suministrador y el año y número de fabricación.

B.2. Plataformas y pasarelas de servicio

Durante la instalación, todas las pasarelas de servicio donde se disponga el personal que gobierna el aparato deberán quedar horizontales. Las plataformas y pasarelas deberán disponer de una anchura mínima de 0,50 m, y estarán protegidas por guarda-cuerpos y plintos por el lado del vacío. En el caso de plataformas inclinadas, donde no esté estacionado el personal, se deberá disponer un pasamanos por el lado de protección.

B.3. Circulación en las proximidades de los aparatos

Se deberán colocar protecciones adecuadas que impidan el acceso entre los aparatos de mantenimiento, fijos o móviles, y los obstáculos fijos, cuando la distancia vacía sea inferior a 0,50 m.

Cuando la altura disponible por debajo del aparato sea inferior a 2,10 m, se asegurará el paso mediante una pasarela situada por encima del aparato. Los puntos de paso autorizados se señalarán y acondicionarán convenientemente.

B.4. Medios de acceso al aparato

Se deberá emplear el acceso al aparato mediante escaleras de mano. Se debe emplear preferentemente un plano inclinado con cuñas o una escalera fija.

B.5. Comunicación de los puestos de mando y control

Los puestos de mando o control (puntos de vigilancia, mirillas y trampas) situados por encima de 1,50 m del suelo o de una plataforma de servicio, deberán estar comunicados por medio de un acceso fijo.

B.6. Suelos de plataforma y pasarelas

Los materiales del piso de las plataformas de servicio y pasarelas se seleccionarán en función de las condiciones de explotación, y preferentemente con planchas estriadas, enjaretadas o con propiedades antideslizantes.

B.7. Otras protecciones

Cuando los aparatos penetren en un foso o atraviesen el suelo, y dejen subsistir aberturas, deberán protegerse con plintos y guarda-cuerpos. Cuando los aparatos pasen por encima de puestos de trabajo o vías de circulación, se instalarán protecciones contra las caídas de material.

B.8. Dispositivos de paro y enclavamiento

Se instalarán dispositivos de paro o enclavamiento para evitar que ningún aparato de mantenimiento pueda alimentar a otro aparato parado, o con su capacidad de carga al máximo. Se deben instalar también dispositivos de paro manual de urgencia en puntos de la instalación seleccionados, y dispositivos de parada automática para casos de funcionamiento defectuoso que comprometa la seguridad del personal.

B.9. Señales de puesta en marcha del aparato

Cuando los aparatos se instalen de forma que se prolongan fuera del campo visual del puesto de control, se deben instalar señales acústicas o luminosas que adviertan al personal de la puesta en marcha del aparato.

B.10. Señalizaciones

Todos los dispositivos de puesta en marcha, regulación y parada, deben estar señalados y fácilmente accesibles.

C) Reglas mínimas en la fase de utilización

C.1. Utilización y mantenimiento

El aparato de mantenimiento sólo debe ser utilizado para el cometido para el que ha sido diseñado, ni en otras condiciones a las que se ha previsto. Está prohibido en estos aparatos el transporte de personas, salvo que hayan sido diseñados para este fin.

C.2. Puesta en marcha del aparato

La puesta en marcha sólo la podrá realizar un operario cualificado para ello, y bajo la supervisión de la persona responsable del mismo.

C.3. Puesta en marcha después de una parada de urgencia

La puesta en marcha de un aparato inmovilizado por un paro de urgencia deberá ir precedida por una inspección en la que se determine la causa del paro, se resuelva el incidente y se avise de su nueva puesta en marcha.

C.4. Dispositivos de paro normales y de urgencia

Los dispositivos de paro normales y de urgencia, deben ser conocidos por todo el personal y ser fácilmente accesibles.

C.5. Ajuste de dispositivos de seguridad y desmontaje de órganos de protección

Los dispositivos de seguridad mecánicos o eléctricos sólo pueden ser desmontados o ajustados por personal cualificado y habilitado. La puesta en marcha sólo se efectuará cuando exista seguridad de que todas las protecciones se han montado adecuadamente.

C.6. Engrases

No se deberá realizar ningún engrase con el aparato en funcionamiento, salvo casos especiales que lo prevean.

C.7. Recomendaciones

Se recomienda disponer de un sistema de control para el mantenimiento de los aparatos y la instalación. Se recomienda la formación del personal de servicio en las instalaciones de manutención continua.

1.2. Sensorización y automatización en el transporte continuo de mercancía

1.2.1. Introducción

Cada día se exige a los sistemas de transporte continuo de cargas que realicen más y más tareas de forma automatizada. Para ello es necesario captar y procesar información de su entorno. La información es captada a partir de sensores que, en su esencia, son transductores que convierten señales mecánicas, acústicas, visuales, digitales, en otras que son susceptibles de ser interpretadas por un controlador.

Inicialmente los sensores detectaban la posición de una carga y con ello tomaban una decisión que solía ser del tipo activar o desactivar una sección del transporte. No obstante, la clave de cualquier sistema de control actual es entregar el producto en el lugar correcto en el momento correcto y en las condiciones correctas. Esto puede ser tan simple como encender el transportador y dejarlo funcionar. En este caso, todo lo que necesita es una

fuente de alimentación y un interruptor manual para el motor. Ese es el sistema de control más simple. Por lo general, para evitar que el motor se sobrecargue, cada interruptor está acompañado por un interruptor de sobrecarga del motor y otros dispositivos de protección para los actuadores y cableado. Todo esto va ligado a un sistema de control para la protección de la instalación ante imprevistos. No obstante, no tienen en cuenta la coordinación de las distintas partes del sistema de manutención.

Si hay varios transportadores en una línea, uno alimentando al siguiente, se necesita una forma de determinar si un transportador está apagado para que el transportador que lo alimenta no siga funcionando. Esto se hace con sistemas de enclavamiento eléctrico. Este es el sistema de control integrado más simple. Del mismo modo, si un transportador está alimentando una máquina, debemos asegurarnos de que la máquina sea capaz de recibir más productos. Por lo general, la mayoría de la maquinaria industrial viene equipada con enclavamientos específicos. No obstante, es necesario que se plantee en este momento los sistemas de seguridad del sistema de manutención. En general el sistema de control debe diseñarse a prueba de fallos, pero su complejidad y redundancia estará en equilibrio con la aplicación y la tolerancia al fallo deseada, es decir, con la responsabilidad del sistema de transporte en cuestión.

Esto significa que cuando se activa un mecanismo de parada de emergencia, se rompe un cable o se pierde una señal de control por cualquier motivo, las máquinas y los transportadores reaccionan y pasan a modo seguro, siendo este el modo de funcionamiento más seguro para el equipo y también para el personal involucrado.

Actualmente el control de las líneas de transporte se realiza mediante un controlador lógico programable (PLC). Los PLC son dispositivos basados en el uso de microprocesadores que admiten un número de entradas digitales o analógicas y proporcionan también un número determinado de salidas digitales o analógicas. La relación entre las entradas y las salidas viene determinada por una secuencia de leyes o programas que un ingeniero programador ha determinado. Con ello, el PLC toma decisiones ante las variaciones de su entorno. El PLC puede tomar información de los distintos sensores, como sensores de peso, velocidad, posición, lectores de código de barras, visión artificial, etc. Según la información recabada toma decisiones que pueden ser del tipo activar un motor con cierta rampa de aceleración, activar un actuador neumático, hidráulico, dar información a los usuarios sobre el estado de una pieza, etc. El número de actuaciones puede ser muy amplio y depende de cada aplicación en concreto. Por otro lado, el PLC puede interactuar con los usuarios a través de una interfaz que puede ser algo tan simple como un pulsador o algo más complejo como una pantalla o incluso el reconocimiento de voz. Actualmente, para sistemas más complejos se usan PCs industriales.

1.2.2. Sensores y actuadores

Los sensores y actuadores son esenciales para realizar el control de cualquier proceso productivo automatizado ya que son la forma que el sistema de control tiene de

interactuar con su entorno. De hecho, representan el nivel de campo de la pirámide de la automatización. Los sensores son los sentidos del sistema de control: le proporcionan información sobre lo que está ocurriendo. Los actuadores son las manos del sistema de control: le permiten modificar lo que ocurre en la planta. Un esquema en forma de diagrama de bloques del modo de funcionamiento del sistema de control ha sido propuesto por Brunete, San segundo y Herrero (2020) y puede observarse en la Figura 1.15.

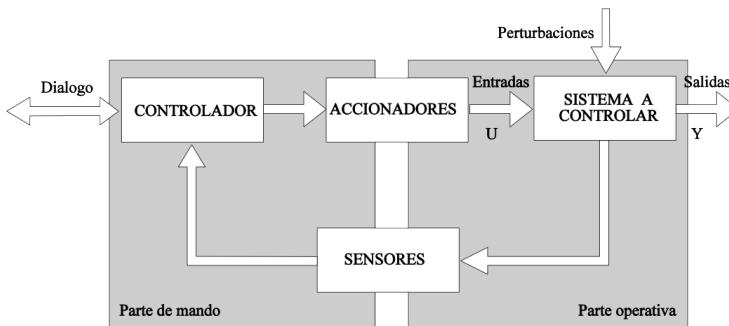


Figura 1.15. Diagrama de bloques de un sistema de control. Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Para realizar las tareas de control de un proceso industrial, los *sensores* nos permiten conocer el valor de las variables físicas adecuadas que participan en el proceso y convertirlas en señales eléctricas. En base a estas señales, el programa de control debe marcar las directrices de actuación sobre las máquinas y elementos que intervienen en el proceso. Para llevar a cabo las acciones oportunas, los *actuadores* se encargan de convertir las señales eléctricas de control en otro tipo de señales o en señales eléctricas de mayor potencia.

Los actuadores (también llamados accionadores) constituyen la interfaz entre las señales de control del dispositivo de control (por ejemplo, del autómeta) y el mismo proceso industrial. Podemos distinguir tres tipos de actuadores según la fuente de energía con la que trabajan: eléctricos, neumáticos (aire) e hidráulicos (aceite).

1.2.2.1. Sensores industriales

Para poder controlar automáticamente un proceso de fabricación es necesario disponer de información sobre el estado del proceso. Esto se puede hacer midiendo diferentes magnitudes físicas que intervienen en el mismo. Pese a poder recibir diferentes nombres (detector, transductor, sonda), el sensor es el nombre más utilizado en control de autómetas para referirse al dispositivo que mide una magnitud física. En general estas

magnitudes físicas no tienen por qué ser eléctricas, por lo que se utilizan transductores para convertir a señales eléctricas, ver Figura 1.16.

Un transductor convierte una señal no eléctrica en eléctrica, en la cual alguno de sus parámetros (nivel de tensión, corriente, frecuencia) contiene información sobre la magnitud medida. Puesto que es necesario acoplar la salida de este dispositivo transductor al sistema de control, puede ser necesario efectuar filtrado y amplificación de la señal eléctrica en el llamado circuito acondicionador o de acondicionamiento.

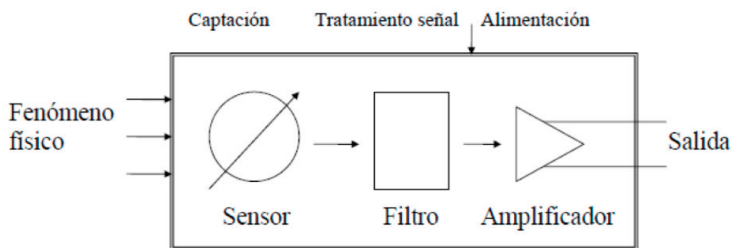


Figura 1.16. Esquema de funcionamiento de un transductor. Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Tipos de sensores

Interruptores de acción mecánica

Existen ciertos interruptores que se accionan mediante contacto físico y fuerza suficiente sobre cierta parte de este (normalmente una palanca). Su uso está muy extendido debido a su coste reducido, sin embargo, también limitado a ciertas aplicaciones debido a ciertas desventajas:

- Una vida operativa más corta por el desgaste del rozamiento del sensor.
- Un problema de rebote de la señal en conmutación.

Algunas de las aplicaciones de estos sensores son la de desconectar límites de carrera, controlar el avance de elementos en máquinas herramienta, robots, etc. En particular, el sensor final de carrera se asocia en la industria a un sensor de contacto que detecta el final del desplazamiento de un objeto móvil en un proceso industrial. Estos sensores suelen ser muy robustos y suelen estar diseñados para trabajar en ambientes agresivos. Se pueden apreciar diversos tipos de sensores en la Figura 1.17.

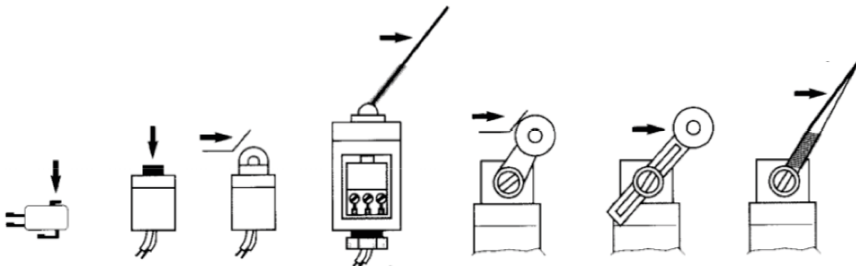


Figura 1.17. Esquema de funcionamiento de un interruptor de acción mecánica.

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Sensores de proximidad sin contacto

La detección (sin contacto) de la presencia de un objeto depende de diversos factores, como, por ejemplo, el material del objeto a detectar o la distancia a la que debe ser colocado para ser detectado. De acuerdo con el principio físico en el que se basa su funcionamiento pueden ser optoelectrónicos (accionados por luz), inductivos (de acción magnética), capacitivos (de acción capacitiva) y ultrasónicos (de acción ultrasónica).

Pueden tener salida todo/nada normalmente abierta (NO) o normalmente cerrada (NC) y estar implementados con relés o transistores.

A) Sensores inductivos de proximidad

El sensor inductivo detecta la presencia de cualquier objeto de *material conductor* sin necesidad de contacto físico, y su funcionamiento se basa en la influencia sobre algunos metales y semiconductores del campo magnético generado por la bobina del sensor.

Además de la bobina, el sensor de proximidad inductivo se compone de un circuito oscilador LC del que forma parte, un rectificador (que proporciona tensión continua a partir de alterna), un comparador (que proporciona dos tensiones distintas en función de la presencia/ausencia del objeto, por ejemplo, un disparador Schmitt) y una etapa de salida (por ejemplo, tipo relé), tal y como se muestra en la Figura 1.18.

Cuando se hace pasar una corriente por una bobina, se genera un flujo magnético φ que depende de la inductancia de la bobina, la cual a su vez depende de las características físicas (longitud, número de espiras, sección) y la permeabilidad del núcleo. La permeabilidad mide la capacidad de conducción del campo magnético de un material, y es igual al producto de permeabilidad en el vacío y permeabilidad relativa. Si a la bobina se le acerca un material ferromagnético (cuya permeabilidad relativa es muy superior a 1), las líneas de fuerza del flujo magnético variable cortan al material y hace que se induzcan corrientes de Foucault. Dichas corrientes crean un campo magnético que se opone al de la bobina, y esto tiene un efecto de reducir la inductancia cambiando levemente la frecuencia de oscilación y reduciendo la amplitud de las oscilaciones.

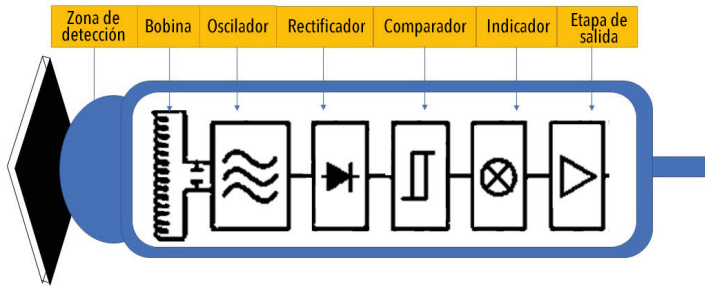


Figura 1.18. Esquema de funcionamiento de un sensor inductivo: estructura.

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

El circuito oscilador está pensado para tener máxima amplitud de oscilación sin presencia del objeto. Si hay presencia del objeto, se produce una disminución de amplitud de oscilación por transferencia de energía debido a la corriente de Foucault. Si se detecta una disminución de amplitud por debajo de un nivel de operación, la salida se activa (ver Figura 1.19).

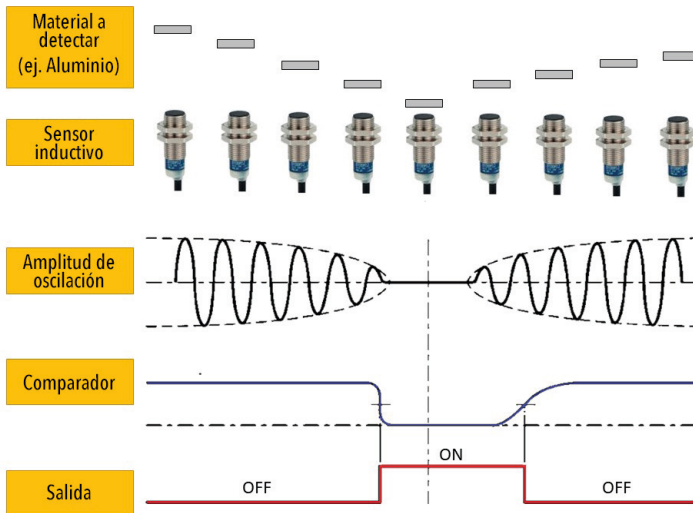


Figura 1.19. Esquema de un sensor inductivo: funcionamiento.

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

El fabricante especifica la distancia teórica máxima a la que el sensor detecta el objeto patrón (cuadrado de acero de tamaño específico dependiente de las propiedades del sensor). En general, la distancia de detección de este tipo de sensores es pequeña (1-50 mm). La distancia a la cual el objeto es detectable depende de la permeabilidad del material,

a menor permeabilidad menor distancia. Estos sensores funcionan peor si el material es paramagnético (permeabilidad magnética relativa superior a la unidad), e incluso puede que no se produzca la detección si el material es diamagnético (permeabilidad relativa inferior a la unidad).

Resumiendo, este tipo de sensores se pueden utilizar cuando se requiere detectar sin contacto la presencia de objetos metálicos ubicados en máquinas herramienta, robots o líneas de producción. El sensor se activa como un interruptor al detectar un objeto, y genera una señal eléctrica (libre de rebote a diferencia de los interruptores mecánicos) que puede utilizarse en el proceso, por ejemplo, para la conmutación de electroválvulas. El aspecto físico de este sensor se muestra en la Figura 1.20. También se muestra un sensor capacitivo (que se verá en la siguiente sección) puesto que son muy parecidos.



Figura 1.20. Ejemplo de sensor inductivo (izquierda) y capacitivo (derecha).

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Ventajas:

- Ausencia de desgaste mecánico y, por lo tanto, mayor vida útil.
- No hay tiempo de inactividad debido a contactos sucios o soldados.
- Los contactos no rebotan y, por tanto, no hay errores de conmutación.
- Altas frecuencias de conmutación.
- Alto grado de protección gracias al cuerpo totalmente encapsulado.
- Posición de montaje indistinta.

B) Sensores capacitivos de proximidad

Estos sensores se basan en la interacción producida entre el objeto a detectar y el campo electrostático que genera el propio sensor. El funcionamiento es similar al caso inductivo, pero ahora el sensor es un condensador.

La capacidad de un condensador depende de la distancia entre electrodos, su área y la permitividad dieléctrica que representa la capacidad del material de polarizarse ante la presencia de un campo eléctrico. La permitividad dieléctrica es igual al producto de la

permitividad del vacío y de la permitividad relativa del material dieléctrico que separa las placas del condensador.

Cuando un objeto se aproxima al sensor y entra al campo electrostático de los electrodos, la capacidad del condensador se incrementa. La variación de la capacidad se detecta mediante un circuito oscilador del que forma parte. Debido a un aumento de capacidad, la amplificación del oscilador se incrementa haciendo al oscilador entrar en oscilación. Cuando la amplitud de oscilación supera un cierto nivel ante la presencia de un objeto, el estado del sensor cambia. Si el objeto se aleja, la amplitud del oscilador disminuye hasta conmutar al estado original (sin oscilación). El sensor también se compone de un circuito rectificador, un comparador y una etapa de salida (igual que el sensor inductivo), tal y como se muestra en la Figura 1.21. Existe otra configuración en la que el propio objeto a detectar es el electrodo principal.

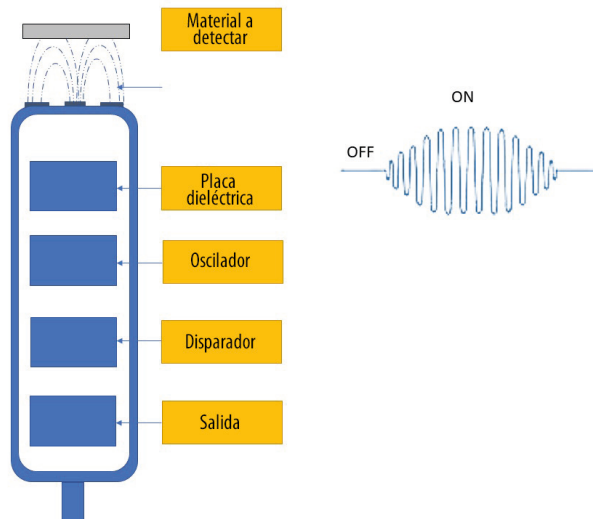


Figura 1.21. Esquema de un sensor capacitivo: funcionamiento.

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Este tipo de sensores detectan tanto materiales metálicos como no metálicos, como el papel, vidrio o tela. Los materiales cuyos valores de constante dieléctrica sean más altos serán más fáciles de detectar que aquellos con valores más bajos. Por ejemplo, el agua, que tiene una constante de 80, será fácilmente detectable, mientras que el sensor no será sensible al aire que tiene una constante de 1. En este sentido, los materiales con altas constantes dieléctricas pueden ser detectados a través de las paredes de envases cuya constante dieléctrica sea menor. Por lo tanto, se pueden utilizar para el control de llenado de recipientes, o control de fluidos a través de barreras. También son utilizados

para muchos dispositivos con pantalla táctil, como teléfonos móviles, ya que el sensor percibe la pequeña diferencia de potencial entre membranas de los dedos eléctricamente polarizados de una persona.

Como desventajas, es importante destacar que los sensores capacitivos tienen una distancia de detección corta (en torno a 1-30 mm) que varía según el material que deba detectar, y al mismo tiempo son extremadamente sensibles a los factores ambientales.

C) Sensores optoelectrónicos de proximidad

Son sensores que detectan la presencia de un objeto mediante fenómenos relacionados con la luz. También se conoce a estos sensores como fotocélulas, sensores ópticos, o detectores fotoeléctricos.

En cada sensor existe un *emisor* que genera un haz de luz (en el espectro visible o infrarrojo) y un *receptor* que puede recibir o no el haz de luz emitido, o recibirlo modificado, según la presencia del objeto. Estos sensores se pueden clasificar, atendiendo al método de detección utilizado y la disposición de los elementos emisor y receptor, como (ver Figura 1.22):

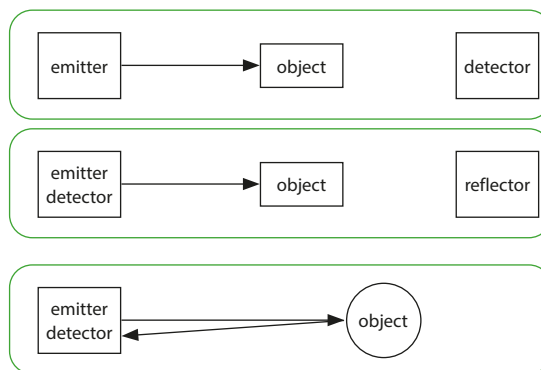


Figura 1.22. Esquema de funcionamiento de un sensor óptico: tipos.

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

- Fotocélulas de *barrera de luz*: el emisor y receptor están separados y enfrentados, y el objeto bloquea el haz de luz generado por el emisor.
- Fotocélulas de *reflexión*: el emisor y receptor comparten carcasa, y el haz de luz generado por el emisor se refleja hasta llegar al receptor. El haz de luz se puede reflejar en un espejo o en el propio objeto. Cuando existe reflexión en el espejo, el receptor identifica la presencia de un objeto si no se recibe el haz, generado por el emisor y reflejado por el espejo. Dependiendo de la configuración del sensor, se puede utilizar para detectar objetos con diferente grado de transparencia. Para que

se dé la reflexión en el objeto, este debe contar con unas características mínimas de reflectividad. Según la luz se refleja en el espejo en múltiples direcciones o en una única dirección, hablamos de sensores de reflexión difusa o definida.

El emisor normalmente manda una señal de luz modulada, es decir, la fuente de luz recibe impulsos de corriente que generan impulsos de luz. De esta manera se puede aplicar mayor potencia instantánea a la fuente de luz, y se facilita la amplificación de la señal alterna en el receptor, por lo que se logra un sensor de mayor alcance. Además, el emisor incluye una lente para conseguir luz colimada a su salida.

La fuente de luz suele ser un diodo de infrarrojos (de arseniuro de galio, GaAs) o luz visible mediante LEDs (*Light Emitting Diode*) de color rojo o verde.

El receptor suele incluir una lente a su entrada para concentrar el haz de luz emitido en un elemento fotosensible (como el fotodiodo, el fototransistor, o el fotodarlington), el cual ve modificado alguno de sus parámetros característicos con la incidencia de la luz. Además, puede filtrar y amplificar la señal (en base a la frecuencia de pulsos generados en el emisor) para evitar la luz que no procede del emisor.

Estos sensores pueden tener la activación cuando hay luz o cuando no la reciben. El circuito del receptor activa o desactiva la salida si la señal recibida supera un determinado umbral. Dada una distancia de trabajo y unas condiciones ideales, el margen con el cual la señal supera un cierto umbral se conoce como exceso de ganancia. Cuando el ambiente no es ideal, por ejemplo, ante la presencia de cierta suciedad, será más difícil detectar la señal, por lo tanto, el exceso de ganancia nos da una idea de la capacidad del sensor de superar pérdidas de señal.

Una posible aplicación de estos sensores sería el conteo de botellas, detección de taladros, control de altura en una línea de producción, o implementar una barrera óptica.

D) Sensores ultrasónicos de proximidad

Estos sensores basan su funcionamiento en las señales sonoras de frecuencia superior al valor audible por el ser humano, 20 kHz, los ultrasonidos (normalmente se limita a un rango de frecuencias de 20 kHz-250 kHz).

Constan de un elemento emisor y otro elemento receptor de ultrasonidos utilizando como medio de transmisión normalmente el aire (Figura 1.23). La manera de realizar estos elementos es utilizando el efecto piezoeléctrico en materiales: la presión sobre el material hace que se produzca un movimiento de cargas por lo que aparece una diferencia de potencial entre las caras del material (el receptor se basa en la deformación producida por señales de presión del aire). Este efecto es reversible, por lo que si se aplica una diferencia de potencial aparece una deformación del material (el emisor produce señales de presión de aire de la misma frecuencia que la señal de voltaje aplicada).

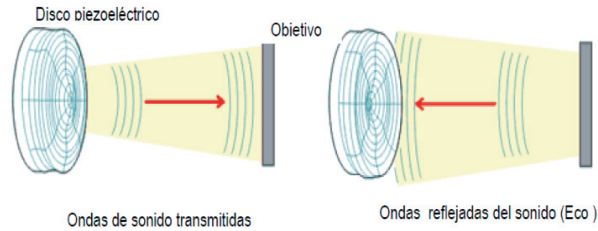


Figura 1.23. Esquema de funcionamiento de un sensor de ultrasonidos: tipos.

Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Un tipo de sensores ultrasónicos son los sensores detectores de eco, que no solo detectan la presencia de un objeto si no que miden la distancia al mismo. Para ello el receptor y el emisor están situados en la misma carcasa. El emisor transmite un tren de impulsos que es reflejado en el objeto y el eco es detectado por el receptor. Un circuito electrónico mide el tiempo que se tarda en recibir el eco, y conocida la velocidad del sonido en el aire (aproximadamente 340 m/s) se determina la distancia al objeto.

Mediante estos sensores se pueden detectar líquidos, sólidos, o materiales de distintas formas y colores que tengan unas mínimas características de reflexión de los ultrasonidos.

Las limitaciones de este tipo de sensores son su carácter paraxial (la trayectoria de las ondas debe ser perpendicular al sensor) y su dependencia con el medio ambiente (ya que tendrá cierta influencia en la velocidad del sonido).

Algunos ejemplos de aplicaciones de los ultrasonidos son la medida de nivel en recipientes, la detección de alturas, control anticolidión, la detección de fisuras en materiales, etc.

E) Interruptor de lengüeta (*Reed Swicht*)

Un interruptor de lengüeta o reed switch (Figura 1.24) es un interruptor eléctrico activado por un campo magnético generado por un imán permanente o una bobina. Está formado por un par de contactos ferrosos encerrados al vacío dentro un tubo de vidrio, de manera que cuando los contactos están normalmente abiertos se cierran en la presencia de un campo magnético; cuando están normalmente cerrados se abren en presencia de un campo magnético.



Figura 1.24. Imagen de un sensor de lengüeta o reed. Extraído de *Introducción a la automatización industrial* de Brunete, San Segundo y Herrero. (2020). Universidad Politécnica de Madrid. Licencia CC By 4.0.

Un uso muy extendido se puede encontrar en los sensores de las puertas y ventanas de las alarmas antirrobo, el imán va unido a la puerta y el interruptor de lengüeta al marco.

Sensores de posición

La posición y el avance de objetos en los procesos de fabricación son datos que normalmente se desean conocer para controlar el proceso. Según el margen de distancias de trabajo (puede variar desde centésimas de milímetros hasta decenas de metros) se utilizan sensores basados en diferentes principios físicos.

A) Codificadores de posición optoelectrónicos (*Encoders*)

Estos sensores están basados en la detección de señales de luz que atraviesan un disco que posee n pistas concéntricas, cada una con zonas opacas y transparentes alternas asignadas a los números 0 y 1 respectivamente. A cada pista le corresponde un emisor de luz y un receptor sensible a la luz, de manera que, si dividimos el disco en 2^n sectores, cada uno se puede codificar con un bit por pista cuyo valor depende de la medida del receptor. La señal recibida pasa a un circuito cuya salida se encuentra a un nivel de tensión correspondiente a un nivel lógico si recibe luz, y al contrario si no hay señal luminosa.

Los codificadores de posición pueden ser absolutos (cuando miden la posición respecto a una referencia) o incrementales (cuando miden un incremento de la posición). El principal inconveniente de estos últimos es que pierden datos si se desconecta la alimentación.

B) Potenciómetro

Este sensor consiste en una resistencia (de geometría lineal o angular) cuyo valor varía en función del movimiento de un contacto, por lo tanto, al aplicarle corriente, la tensión de salida también variará. El principal inconveniente es el desgaste por rozamiento del contacto y la resistencia.

Sensores de peso

Los sensores de peso están formados, generalmente por galgas extensiométricas (células de carga) que son capaces de medir la deformación de un material y, suponiendo un comportamiento elástico del mismo, transformar su medida en peso. La protección frente a sobrecargas asegura que la báscula de plataforma mantenga un rendimiento óptimo independientemente del entorno y la aplicación. Generalmente se busca que los sensores tengan linealidad y que no pierdan la tara (paso por cero) de manera que no sea necesario calibrarlos continuamente. La oferta de básculas electrónicas es muy amplia hoy en día y se adapta a las necesidades. Es habitual encontrar básculas desde 600 g hasta 12000 kg, a nivel industrial. Un ejemplo de una báscula industrial se puede ver en la Figura 1.25. No obstante, existen básculas de precisión que no suelen ser usadas en la automatización de procesos industriales ya que están más pensadas para su uso en laboratorios.



Figura 1.25. Imagen de báscula de plataforma con un sensor de peso.
Extraído de Mettler-Toledo S.A.E (2022). www.mt.com. Licencia CC By 2.0.

Algunas plataformas de pesaje cuentan con estructuras de acero inoxidable o acero al carbono, además de otras funciones, como protección IP65 y células de carga selladas herméticamente o de alta precisión, según el entorno de trabajo. Las plataformas de pesaje también están diseñadas para adaptarse a diferentes entornos. Por ejemplo, las plataformas de pesaje para entornos húmedos y difíciles cuentan con un diseño higiénico que permite limpiarlas de forma eficaz y minimizar la contaminación cruzada. En general cada fabricante identificará el entorno de uso adecuado de cada dispositivo, su precisión y su rango de medida.

1.2.3. Criterios de selección

Algunas de las variables a tener en cuenta a la hora de elegir el sensor adecuado para una aplicación determinada son:

- Magnitud que medir.
- Tipo de información: discreto/continuo.
- Uso de la medida (resolución, precisión, fidelidad...).
- Acople con otros dispositivos.
- Condiciones ambientales (criterios de seguridad).
- Precio.

Bibliografía

- ASTALS COMA, F. (2009). *Almacenaje, manutención y transporte interno en la industria*. (1ª ed.). Barcelona: Edicions UPC.
- AVALLONE, EUGENE A., BAUMEISTER III, T. (1987). *Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers*. 10th ed. McGraw-Hill Companies Inc. New York.
- BRUNETE, A., SAN SEGUNDO, P., HERRERO, R. (2020). *Introducción a la automatización industrial*. Universidad Politécnica de Madrid.

- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. (1^a ed.). Madrid: Universidad Nacional de Educación a Distancia.
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. (1st ed.). England: Ellis Horwood Ltd.
- MCGUIRE, P. (2010). *Conveyors. Application, Selection, and Integration*. CRC Press. Taylor and Francis Group LLC. Broken Sound Parkway. Boca Raton, FL. USA.
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2002). *Los Transportes en la Ingeniería Industrial*. (1^a ed.). Madrid: Editorial Reverté, S.A.
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. (1st ed.). Michigan: McGraw-Hill Handbooks.
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. (1st ed.). New Delhi: New Age International Publishers.

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1972). UNE 58209:1972 *Aparatos de mantenimiento continua. Información que se ha de facilitar para solicitar una instalación de mantenimiento continua para productos a granel*. Madrid: AENOR
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1975). UNE 58203:1975 *Aparatos de mantenimiento continua. Reglas generales relativas a los aparatos para graneles sólidos o cargas aisladas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1983). *Aparatos de mantenimiento continua. Clasificación de cargas aisladas desde el punto de vista de su mantenimiento*. UNE 58-210-83. Madrid: AENOR.

Cintas transportadoras

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

2.1. Introducción	43
2.2. Aplicaciones de las cintas transportadoras	46
2.2.1. Cintas transportadoras para cargas aisladas	46
2.2.2. Cintas transportadoras para cargas a granel	50
2.2.2.1. Ángulo de descarga	50
2.2.2.2. Granulometría	51
2.2.2.3. Densidad	52
2.2.2.4. Flujo de material transportado	52
2.2.2.5. Condiciones ambientales y temperatura	53
2.2.2.6. Ángulo de inclinación de la instalación	53
2.3. Componentes de las cintas transportadoras	55
2.3.1. Cinta transportadora de la carga	56
2.3.1.1. Características de las cintas transportadoras con carcasa textil	56
2.3.1.2. Características técnicas de las cintas transportadoras con carcasa de cordones de acero	66
2.3.1.3. Características técnicas de las cintas transportadoras de aramida	68
2.3.2. Estructura soporte o bastidor	69
2.3.3. Sistemas de transmisión de potencia en transportadores de cinta	70
2.3.3.1. Tipologías de sistemas de transmisión	71
2.3.3.2. Motor eléctrico y tambor motriz	73
2.3.3.3. Cálculo del diámetro del tambor motriz	77
2.3.4. Rodillos de apoyo o portantes	86
2.3.4.1. Distancia entre rodillos de apoyo	88

2.3.5. Otros rodillos.....	91
2.3.6. Grupo tensor de la cinta	91
2.3.6.1. Tipologías de sistemas de pre-tensado de la cinta.....	92
2.3.7. Accesorios	95
2.4. Cálculo de cintas transportadoras para material a granel	108
2.4.1. Determinación de la velocidad de la cinta transportadora	109
2.4.2. Determinación de la anchura de la cinta transportadora	110
2.4.3. Selección del sistema de soporte de la cinta	111
2.4.4. Cálculo de la capacidad de transporte de una cinta.	114
2.4.5. Determinación del peso de las partes móviles por unidad de longitud de la cinta transportadora.....	116
2.4.6. Determinación del peso de la carga por unidad de longitud de la cinta transportadora	120
2.4.7. Cálculo de las resistencias al movimiento de la cinta transportadora para materiales a granel	121
2.4.8. Determinación del factor de corrección de la longitud de la cinta transportadora	130
2.4.9. Cálculo de la potencia de accionamiento en el tambor motriz	131
2.4.10. Condiciones de aplicación del cálculo de las resistencias al movimiento de las cintas	132
2.5. Cálculo de cintas transportadoras para cargas unitarias.....	133
2.5.1. Resistencias al movimiento de la cinta transportadora para cargas unitarias...	135
2.6. Cálculo de las tensiones en la cinta transportadora	145
2.6.1. Cálculo de las tensiones en régimen permanente.....	146
2.6.1.1. Limitación debida a la flecha de la cinta transportadora.....	149
2.6.1.2. Cálculo de tensiones en la cinta transportadora con dos tambores motrices.....	150
2.6.1.3. Cálculo del número de capas de la cinta transportadora	151
2.6.2. Condiciones de funcionamiento en régimen transitorio	152
2.6.2.1. Factor k_A	152
2.6.2.2. Aceleración a_A	154
2.6.2.3. Fuerza en la periferia del tambor motriz durante el frenado, F_B	155
2.6.3. Cálculo de las tensiones de la cinta en régimen transitorio	155
2.6.4. Corrección de las tensiones de la cinta	157
2.6.4.1. Corrección de las tensiones en la cinta con mecanismos de pre-tensado fijos.....	157

2.6.4.2. Corrección de las tensiones en la cinta con mecanismos de pre-tensado móviles	159
2.6.4.3. Corrección de las tensiones en la cinta considerando el punto de tensión mínima	160
2.6.5. Metodología para el cálculo secuencial de las tensiones de la cinta	161
2.6.5.1. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones horizontales con tambor motriz simple en cabeza.....	164
2.6.5.2. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones horizontales con tambor motriz simple en cola	166
2.6.5.3. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con pendiente ascendente con tambor motriz simple en cabeza.....	167
2.6.5.4. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz simple en tambor de cola	169
2.6.5.5. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor motriz simple en cabeza	170
2.6.5.6. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor motriz simple en cola	172
2.6.5.7. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor de frenado simple en cola	173
2.6.5.8. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz en tambores de cabeza y cola.....	175
2.6.5.9. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz tándem en cabeza	176
2.6.6. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con diferentes secciones	177
2.7. Diseño de sistemas de transporte continuo con cintas transportadoras.....	179
2.7.1. Transiciones de movimiento vertical con planos inclinados en el diseño de sistemas de transporte con cintas	179
2.7.1.1. Cálculo de la distancia entre rodillos en las instalaciones con curvas verticales convexas.....	181
2.7.1.2. Cálculo de instalaciones con curvas verticales cóncavas.....	182
2.7.1.3. Diseño de otros sistemas de transferencia en instalaciones con transiciones verticales	184
2.7.2. Transiciones de movimiento horizontal en el diseño de sistemas de transporte con cintas	185
2.7.2.1. Diseño de instalaciones con transiciones horizontales curvilíneas de cintas transportadoras para materiales a granel.....	189
2.7.3. Diseño de las zonas de carga y descarga de mercancías en cintas transportadoras	191

2.7.3.1. Diseño de las zonas de carga de material a granel en instalaciones con cintas transportadoras.....	191
2.7.3.2. Diseño de las zonas de descarga de material a granel en instalaciones con cintas transportadoras.....	197
Bibliografía.....	205
Reglamentos y normativa.....	206

2.1. Introducción

Las cintas transportadoras han sido utilizadas durante muchos años tanto para el transporte de cargas unitarias variadas (cajas, paquetes, contenedores, sacos, palets o cualquier otro producto empaquetado) como para cargas sueltas a granel.

Habitualmente, las cintas transportadoras están fabricadas con varios tipos de materiales: caucho, tejidos plásticos, acero y malla de acero, aramida, o una combinación de los anteriores. Las cintas de caucho son las más comunes, aunque dependiendo de las características constructivas y ambiental de la instalación y, sobre todo, de las características del material a transportar, se podrán elegir la combinación de materiales más adecuados a cada caso.

De acuerdo con la norma UNE-EN ISO 21183-2:2018 (AENOR, 2019), una *cinta transportadora ligera* consiste en un sistema de transporte continuo, diseñado para ser utilizado en interiores o exteriores de instalaciones industriales, que se materializa mediante un elemento portador consistente en una cinta sin fin sobre la que se depositan las cargas aisladas, o a granel, que se van a transportar formando una superficie móvil uniforme y continua. La cinta es accionada mediante el uso de uno o dos rodillos-tambor motrices, un rodillo-tambor de retorno al final de la cinta, y varios rodillos de apoyo que se distribuyen a lo largo de toda la superficie de transporte en la que se apoyan las cargas.

Al tratarse de una cinta con movimiento sin fin, se suele denominar a la parte superior de la cinta transportadora, que soporta el peso de las cargas a transportar además de su peso propio, como “mitad activa o ramal cargado”, mientras que la parte inferior de la cinta, que retorna a la posición inicial sin soportar cargas salvo su propio peso, como “mitad de retorno o ramal descargado”.

En la práctica, existen diferentes tipologías de cintas transportadoras que se pueden clasificar normalmente en alguna de las siguientes categorías:

- a) *Transportador de cinta plana*: en este tipo de cintas la mitad activa se mantiene horizontal y apoyada sobre un conjunto de rodillos cilíndricos o superficie deslizadera plana. Las longitudes de esta tipología de cintas son relativamente cortas, y están pensadas para transportar cargas aisladas (cajas, contenedores, sacos, paquetes, etc.), en operaciones interiores de fabricación, almacenamiento y transporte (Figura 2.1A).
- b) *Transportador de cinta en artesa*: en este tipo de transportadores, las cintas son de mayor anchura, y la mitad activa se mantiene apoyada sobre una superficie formada por varios rodillos cilíndricos, de forma que los extremos de la cinta se encuentran más elevados que la parte central (en forma de V). La mitad de retorno suele mantenerse normalmente plana al apoyarse también en rodillos cilíndricos. Están pensadas para el transporte de materiales sólidos a granel (áridos, tierras, cereales, etc.). Este diseño de cinta proporciona una mayor capacidad que una cinta plana equivalente de igual anchura, y además evita que los productos a granel se derramen por los laterales de la cinta durante el movimiento. Se suelen instalar en zonas abiertas para el transporte de materiales a granel de diferentes

características, donde las distancias a cubrir pueden llegar a ser de varios cientos de metros con cambios de pendientes horizontales y verticales (Figura 2.1B) como son, por ejemplo, la conexión de minas con sus plantas de procesado, la carga y descarga de buques, etc. También se pueden utilizar en zonas cerradas de instalaciones industriales para el transporte de materia prima a granel, y con longitudes de cintas más reducidas como, por ejemplo, en la conexión de zonas de almacenamiento exterior con plantas industriales o en la conexión entre plantas.

- c) *Transportador de cinta envolvente*: se trata de un transportador continuo en el que se van a desplazar productos a granel; por las características del producto y la posibilidad de que se derrame desde la cinta en movimiento, éstas se fabrican con un material flexible que permite plegarse por el centro y formar un conducto cerrado y estanco (Figura 2.1C). Una vez plegada se conforma como un tubo dentro del cual se transporta de forma más compacta el material a granel. La longitud de este tipo de cintas es generalmente limitada, pero tienen la ventaja de que pueden transportar de forma más segura productos a granel frágiles, corrosivos o contaminantes.
- d) *Transportador de cinta metálica*: consiste en una cinta transportadora plana en la que la superficie flexible textil de caucho ha sido sustituida por una cinta de acero inoxidable de espesores 0.6 a 1.2 mm. Estas cintas se mueven planas apoyadas en rodillos cilíndricos, o rodillos amortiguados con muelles (Figura 2.1D). Su longitud suele ser más reducida que otras soluciones alternativas. Para mejorar su flexibilidad se suelen fabricar alternativamente en forma de malla metálica, con un comportamiento similar al de las cintas de caucho, pero más resistentes a las cargas y a las temperaturas de la mercancía (pueden resistir temperaturas hasta 1000 °C). Se suelen emplear en la industria química, alimentaria y de tratamiento de residuos sólidos.
- e) *Transportador de cinta portátil*: las cintas transportadoras portátiles suelen generar superficies planas de reducida longitud, apoyadas en estructuras con ruedas que les permiten el desplazamiento hasta el lugar en el que van a ser utilizadas (Figura 2.1E). Su aplicación principal es la carga y descarga de vehículos de transporte (carretera y ferrocarril). Tienen la ventaja de que pueden adaptar su inclinación, longitud y orientación en función de las necesidades.
- f) *Transportador de cinta sumergida*: este tipo de cintas transportadoras están diseñadas para transportar productos a granel dentro de una carcasa metálica (Figura 2.1F). El movimiento del granel se realiza al introducirlo por la parte superior de la carcasa exterior, y depositarse éste en la mitad inferior de la cinta, que es ahora la parte activa. La cinta tiene orificios por lo que la extracción del granel puede realizarse por la parte inferior de la carcasa exterior en el extremo opuesto a la entrada del material.



Figura 2.1. Tipologías de cintas transportadoras: (A) cinta plana horizontal con superficie lisa. Extraído de *iStock.com*, de Álvarez Id: 875013806 (2017). Licencia estándar; **(B): cinta en artesa en pendiente ascendente.** Extraído de *iStock.com*, JohnnyH5. Id: 519664519. (2014). Licencia estándar; **(C): cinta tubular envolvente para materiales a granel con características especiales.** Extraído de “Bandas Transportadoras”, de SAVA Slovenia. (2020). Licencia CC-BY-NC https://www.trelleborgslovenija.com/images/products-trans/catalogues/ESP-katalog_conveyor-belts_2020.pdf; **(D): cinta transportadora metálica.** Extraído de *iStock.com*, de onlyyouqj. Id: 1415708249 (2022). Licencia estándar; **(E) cinta telescópica portátil para la carga y descarga de vehículos;** **(F) cinta sumergida para graneles.**

2.2. Aplicaciones de las cintas transportadoras

2.2.1. Cintas transportadoras para cargas aisladas

Las cintas transportadoras de cargas aisladas manejan principalmente mercancías brutas y de pequeño tamaño, así como productos de poco peso. La capacidad de transporte es comparativamente elevada (son alcanzables velocidades elevadas respecto a otros sistemas equivalentes) y pueden ser empleados muchos tipos de productos y embalajes: bolsas, pequeños paquetes, cajas de cartón, sacos, cajas de madera, etc. Las principales ventajas e inconvenientes de las cintas transportadoras para cargas unitarias, en función de sus características técnicas, y ante su gran versatilidad de aplicaciones, se resumen en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Ventajas e inconvenientes de la utilización de los transportadores continuos de cintas para cargas aisladas en líneas restringidas.

Características técnicas de las cintas transportadoras para cargas aisladas	
Ventajas	Inconvenientes
Manejo de mercancías con suavidad	Dificultades para la acumulación de productos en la cinta
Permite el transporte en rampas de gran pendiente	Clasificación de productos transportados complicada
Elevada capacidad de transporte	Influencia de la temperatura y el estado de algunas superficies sobre el estado de la cinta (p.e. las cintas de caucho son más sensibles al calor y al contacto con materiales transportados que tienen puntas agudas o filós)
Alta velocidad de transporte	
Bajo nivel de ruidos	
Adaptable a diferentes tipos de mercancías	

La norma UNE-EN ISO 21183-1:2005 (AENOR, 2007) establece las características de las *cintas transportadoras ligeras*, cuyas aplicaciones suelen estar orientadas a realizar trabajos de mantenimiento continua en el interior de instalaciones industriales para transportar cargas aisladas de todo tipo, incluyendo los productos alimentarios que se encuentran sometidos a diferentes temperaturas y estados. Pueden operar en el plano horizontal, vertical o inclinado (ascendente o descendente), dependiendo de las características de fricción de las cargas a transportar, y su capacidad se puede modificar por medio del cambio de velocidad de desplazamiento.

Las cintas transportadoras para cargas unitarias pueden desplazar mercancías de forma suave, y tienen la considerable ventaja de poder trabajar fácilmente con pendientes ascendentes de, al menos, 15°-20°. Con cintas transportadoras diseñadas con una superficie de carga rugosa o dentada, se aumenta el coeficiente de fricción entre la base de la mercancía y la cinta, permitiendo en este caso superar pendientes mayores de 40° (Figura 2.2). Por esta razón, las cintas transportadoras para cargas unitarias son con frecuencia utilizadas en instalaciones de almacenaje donde las mercancías deben

moveirse entre diferentes niveles, y se desea transportar mercancías a un plano superior o inferior. Constituyen así una alternativa a los elevadores verticales, ya que, aunque requieren más espacio que éstos, pueden en cambio suministrar flujos mayores de transporte. La posibilidad de emplearse como conexión entre diferentes niveles es muy valiosa en los procesos de carga y descarga de vehículos de transporte por carretera y de aviones (Figura 2.3).

Las *cintas transportadoras ligeras* para cargas unitarias también suelen utilizarse como elemento de suministro de materia prima a las máquinas, formando parte de ellas. En estos casos, se suelen denominar "*cintas de máquina*", ya que forman parte de sus componentes. En estas aplicaciones, las cintas se utilizan sólo como elemento de transporte que forma también parte del proceso de fabricación del producto.

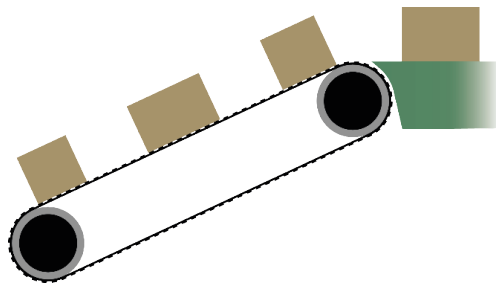


Figura 2.2. Cintas con superficie dentada empleadas para incrementar el coeficiente de fricción.

Otra de las grandes aplicaciones de las cintas transportadoras ligeras lo constituye el transporte de productos a granel, utilizado, por ejemplo, en las industrias químicas, farmacéuticas, cosméticas, alimentarias, agrícolas, de la madera, etc. Normalmente el transporte con cintas a granel en este tipo de industrias suele realizarse siempre en instalaciones interiores.

Empero, aunque las cintas transportadoras para cargas unitarias se utilizan habitualmente en interiores, paulatinamente se están utilizando con mayor frecuencia en instalaciones exteriores, sobre todo para el transporte a granel. Algunos ejemplos los tenemos en la industria agrícola (p.e., con segadoras, recolectoras, etc.), para la recolección y transporte de cereales o productos agrícolas, en la industria minera, para el transporte de minerales, áridos o tierras entre las zonas de extracción y las plantas de procesado, o en las instalaciones portuarias para la carga y descarga de granel en buques.

La principal desventaja de las cintas transportadoras es la dificultad de que se produzcan *acumulaciones* de mercancías en la superficie de la cinta, por el tipo de deslizamiento generado. La *acumulación* de mercancía en un sistema de manutención continua consiste en un proceso en el que se desea conseguir que las cargas transportadas sobre el elemento portador puedan detenerse para realizar una operación alternativa como, por ejemplo, mantener un buffer de alimentación de materia prima en una

máquina, realizar un procedimiento de selección de productos para la clasificación, detener el transporte de productos para realizar un control de calidad, etc.

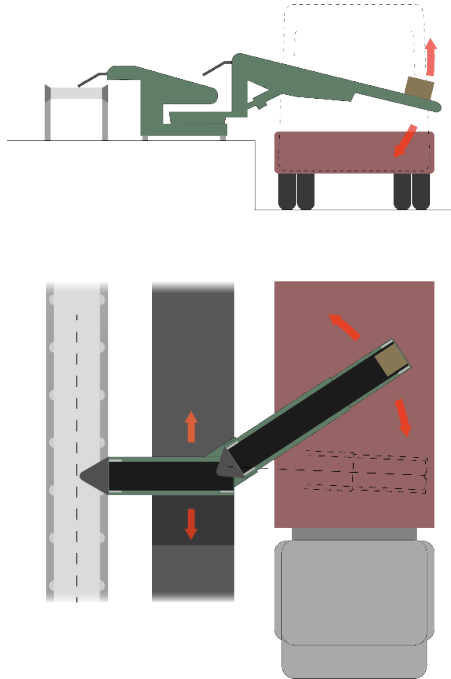


Figura 2.3. Cinta transportadora telescópica, basculante y orientable para la transferencia de cargas entre muelles y vehículos de transporte por carretera.

Para que esta operación se pueda realizar sobre una cinta transportadora, se requiere un coeficiente de fricción muy bajo entre los productos transportados y la cinta, y esto sólo ocurre en las cintas de acero, donde la fricción entre cinta y el producto a transportar es muy baja. También se puede conseguir una fricción muy baja entre cintas no metálicas y mercancía variada, pero esto sólo ocurre cuando los productos tienen una superficie de contacto con la cinta muy pequeña, caso de las cargas con forma asimilable a una esfera con puntos de contacto reducidos; por ejemplo, para el transporte de productos agrícolas como los cítricos, manzanas, tomates, etc.

Las cintas transportadoras son menos atractivas para su utilización en sistemas complejos de clasificación y distribución, con mercancías que normalmente no pueden acumularse (excepto sobre cintas de acero). Por añadidura son más difíciles de conseguir diseños eficientes, desplazamientos de mercancías seguros, así como las uniones entre varias cintas transportadoras. Por tanto, los sistemas de transporte frecuentemente combinan, en estos casos, cintas transportadoras con otros transportadores por rodillos y/o por ruedas (ver Figura 2.4).



Figura 2.4. Ejemplo de combinación de cintas transportadoras en plano horizontal e inclinado con otros sistemas de transporte por rodillos para el transporte de cargas unitarias en cajas de plástico. Extraído de *iStock.com*, de MBPROJEKT_Maciej_Biedowski. Id: 1266941311 (2020). Licencia estándar.

En la combinación de las cintas transportadoras con otros sistemas de manutención continua, se intenta que éstas se puedan utilizar en los tramos con transporte horizontal e inclinado (generalmente ascendente), y donde la acumulación no sea requerida. Cuando se necesita realizar acumulación, es cuando las cintas suelen complementarse con rodillos y ruedas en los tramos necesarios.

Para el transporte horizontal de paquetes, cajas de diferentes tamaños y otras cargas mixtas de poco peso, las cintas transportadoras pueden ser una alternativa a los transportadores por rodillos o por ruedas, cuando se requiera manejar grandes cantidades de productos y no sea requisito la acumulación. En estos casos, la elección puede ser una cuestión de precio. Una cinta transportadora es la solución menos costosa ya que tiene menos partes giratorias que otros dispositivos, y consta de un simple tambor conductor.

Otra desventaja a tener en cuenta se basa en el hecho de que el tambor motriz y el tambor de retorno de la cinta requieren más espacio que otros sistemas equivalentes, por lo que la estructura soporte deberá ser más alta que la correspondiente a un transportador por rodillos. También, habrá de tenerse en cuenta que la cinta debe ser tensada a un valor constante, requiriendo repetidos ajustes periódicos, a menos que sea incorporado un dispositivo de tensado automático de la misma.

Las cintas transportadoras también han encontrado un lugar de aplicación en el mercado de las instalaciones para la clasificación de paquetes, mercancías en cajas de cartón y contenedores. La Figura 2.5 muestra una terminal de clasificación de paquetes que emplea una cinta transportadora de caucho para el transporte y clasificación interna. El direccionamiento de cada paquete se realiza mediante el uso de diferentes elementos de desvío y separación que facilitan el cambio de orientación y ruta de cada paquete individual; la unión de los diferentes tramos puede realizarse en trayectorias con un ángulo de confluencia, ortogonales, ascendentes o descendentes. Este tipo de configuraciones

proporcionan una gran versatilidad de diseños de instalaciones de gestión de empresas de paquetería.



Figura 2.5. Ejemplo del uso de cintas transportadoras en la clasificación de mercancía variada en instalaciones de interior, mediante el uso de sistemas de desvío en curva, ortogonales y cambios de pendientes. Extraído de *iStock.com*, de NosUA. Id: 1180164058 (2019). Licencia estándar.

2.2.2. Cintas transportadoras para cargas a granel

La selección de una cinta que se va a utilizar para el transporte de mercancías a granel dependerá, en primer lugar, de las características físicas y químicas de los productos a transportar. Materiales a granel como el cemento, rocas, tierra, arena, grano, etc., pueden ser definidos por sus características físicas como la densidad, granulometría, humedad, abrasividad, valor pH, ángulo de descarga, etc., valores que deben ser determinados inicialmente para realizar un cálculo adecuado de la cinta transportadora. Analizaremos a continuación algunos de los parámetros que definen las características físico-químicas del material a transportar, y que condicionarán la selección de la cinta a utilizar en cada caso.

2.2.2.1. Ángulo de descarga

Cuando la carga a transportar es vertida libremente sobre la cinta, forma un ángulo estático sobre la superficie cuya pendiente recibe el nombre de *ángulo de descarga* (también llamado *de reposo*), definido como θ_{est} (ver Figura 2.5). En el momento en que la cinta transportadora inicia su movimiento, el material a granel puede desplazarse y deslizarse lateralmente modificando su ángulo de descarga, que en estos casos se convierte en un ángulo dinámico, θ_{din} .

Durante el movimiento de la cinta las partículas del material a granel interactúan entre sí, de modo que cuanto menor sea la fricción interna del material transportado, menor

será el ángulo de descarga dinámico, θ_{din} . En la práctica, se puede establecer una relación entre los valores de estos ángulos proporcionada por la siguiente expresión aproximada:

$$\theta_{din} = (0.5 \div 0.9) \cdot \theta_{est} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

En general, el ángulo de descarga dinámico del material transportado es siempre menor que el ángulo de descarga estático (ángulo de reposo), y dependerá del tipo de material transportado, de la velocidad de desplazamiento, del diseño del sistema de alimentación del material y de la pendiente de la línea de transporte.

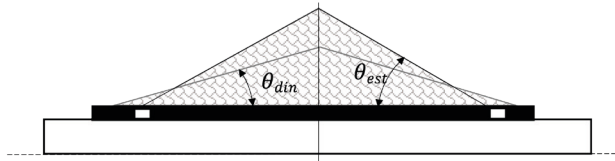


Figura 2.6. Variación de la inclinación del material a granel entre el estado de reposo (ángulo estático) y con el movimiento de la cinta (ángulo dinámico).

2.2.2.2. Granulometría

Para cuantificar la *granulometría* del material transportado (tamaño de los bultos o terrones), se utiliza como unidad de medida la máxima distancia existente en la diagonal que cruza de esquina a esquina de cada terrón o bulto, definida como la dimensión k (ver Figura 2.7). En función de los valores máximos y mínimos medidos para el valor de k , se definirá dimensionalmente la granulometría del material como:

$$\frac{k_{max}}{k_{min}} \leq 2,5 \quad \text{Cargas dimensionadas} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$$\frac{k_{max}}{k_{min}} > 2,5 \quad \text{Cargas no dimensionadas} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$k = \frac{k_{max} + k_{min}}{2} \quad \text{Granulometría} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Esta medida permite clasificar los granos del material a granel en alguna de las siguientes categorías (Tabla 2.2):

Tabla 2.2. Clasificación de la granulometría del material a granel.

Tipología de carga a granel	Granulometría, k (mm)
Polvo	0,5
Granos	0,5 – 10
Bultos (terrones)	10 – 200
Grandes bultos	> 200

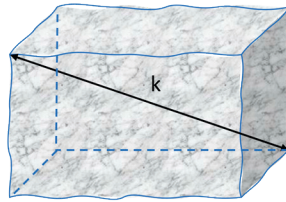


Figura 2.7. Medición de la granulometría del material a granel. Este parámetro depende de la máxima dimensión k entre los extremos más alejados de los terrones o bultos del material aislado.

2.2.2.3. Densidad

La *densidad* de un material a granel puede ser calculada como la relación entre la masa y el volumen del producto a transportar, y se define mediante la ecuación:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg/m}^3) \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde,

m = masa del producto (kg),

V = volumen del producto (m^3).

2.2.2.4. Flujo de material transportado

A partir del conocimiento de la densidad del material, se puede determinar el flujo de material transportado para un tiempo determinado de trabajo. Si definimos como Q_m la cantidad de material que tiene que ser transportada en un tiempo concreto (en t/h), el volumen de flujo del material a granel transportado en ese tiempo, Q_v , se calculará como:

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Por tanto, la capacidad de transporte necesaria para una línea continua de cinta para materiales a granel se definirá por medio de estos valores. La Tabla 2.3 muestra algunos valores de referencia de usos habituales, cuantificados en horas, que se suele dar a algunas instalaciones que utilizan cintas transportadoras para materiales a granel, en función del número de días trabajados al año y el número de turnos de trabajo.

Tabla 2.3. Número de horas trabajadas al año de una cinta transportadora para materiales a granel. Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany.

Número de horas totales trabajadas al año			
Días de trabajo/año	1 turno	2 turnos	3 turnos
365	2920	5840	8760
250	2000	4000	6000
200	1600	3200	4800

1 turno = 8 horas

Para un número determinado de horas de trabajo anuales, se estima que el máximo flujo de transporte de material a granel desplazado con la cinta suele ser de un orden de magnitud próximo al mostrado en la Tabla 2.4 siguiente.

Tabla 2.4. Valores aproximados de los flujos de transporte máximos de una cinta transportadora para materiales a granel. Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany.

Valores máximos de flujos de material con cintas a granel		
Sistema de transporte	Q_v (m ³ /h)	Q_m (t/h)
Cintas transportadoras horizontales o con pendiente suave	Aprox. 25000	Aprox. 40000
Cintas transportadoras en pendiente pronunciada	Aprox. 1400	Aprox. 3000
Elevadores	Aprox. 1500	Aprox. 2500

2.2.2.5. Condiciones ambientales y temperatura

Las condiciones ambientales y la *temperatura* en las que va a trabajar la cinta transportadora pueden influir de forma importante en sus capacidades técnicas. Los recubrimientos exteriores de la cinta se pueden ver afectados por las condiciones térmicas del uso de la instalación, y pueden afectar también a algunos factores como:

- La granulometría del material y su densidad en el contacto con la cinta.
- La velocidad de la cinta y, en consecuencia, sus tiempos de calentamiento y enfriamiento.
- Si la instalación es abierta o cerrada.

La *humedad* del material también puede afectar a las características de transporte, ya que tiene influencia en el ángulo de descarga θ_{din} , la fricción entre el material transportado y la cinta, y también el máximo ángulo de inclinación de la instalación. Por ejemplo, cuanto mayor sea la humedad del material transportado, menor será el deslizamiento relativo entre las partículas (o terrones) que componen el mismo y, por tanto, mayor será el ángulo de descarga θ_{din} .

La temperatura del material transportado, así como su proporción de acidez, pueden influir sobremanera en el estado del recubrimiento de la cinta. El *valor pH* representa la concentración de iones de hidrógeno que se encuentran presentes en una solución. Un valor de $pH=7$ representa un valor neutral; valores de pH por debajo de 7 indican acidez, y por encima de 7 alcalinidad (básico). Por tanto, el valor pH representa el grado de acidez o alcalinidad y puede ser importante a la hora de seleccionar las características del recubrimiento de la cinta.

2.2.2.6. Ángulo de inclinación de la instalación

El máximo ángulo de inclinación de la cinta transportadora depende de la fricción entre las partículas del material transportado y la cinta, así como de la forma del material y

como apoya sobre ésta. Materiales con terrones muy grandes o húmedos, necesitarán ángulos de inclinación más pequeños. Por el contrario, cuanto más seco esté el material y los terrones sean más pequeños, mayores serán las inclinaciones posibles. También es importante el procedimiento de carga de la cinta y la dirección de alimentación. En la Figura 2.8 se muestran diferentes tendencias en el diseño de las cintas transportadoras en función del ángulo de inclinación.

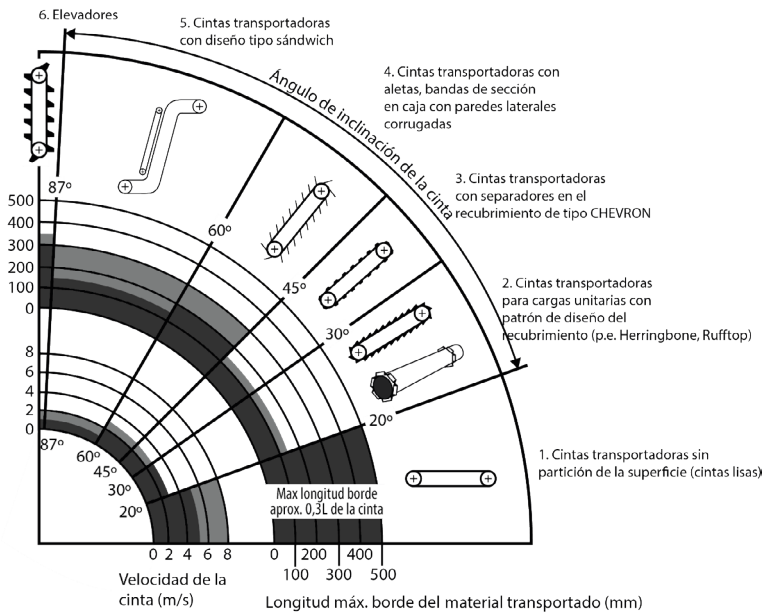


Figura 2.8. Tipologías de cintas en función de la pendiente del transportador.
 Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany.

En cintas en las que se transporta material a granel hasta pendientes de 18° a 20° no se necesita adaptar el recubrimiento, pudiendo diseñarse lisas. Para inclinaciones mayores de 20° y hasta 87°, se tiene que adaptar el diseño de la cinta mediante el uso de perfiles con “dibujos” de tipo Chevron, con aletas, separadores, etc., dependiendo de la pendiente. Para cintas a 90°, se tienen que utilizar necesariamente los elevadores verticales.

La Figura 2.8 muestra también los valores recomendados de las velocidades de desplazamiento de la cinta en función de la pendiente. Lógicamente, se puede comprobar que, a mayor pendiente del transportador, la velocidad de desplazamiento se reduce. Los valores pueden alcanzar los 5 m/s (excepcionalmente entre los 6-8 m/s para transportadores especiales), para cintas con pendientes de hasta 20°, hasta reducirse a 1 m/s para pendientes entre 60° y 90°.

En la Figura 2.8 también se muestra la dimensión del borde lateral de la cinta, dimensión que depende de la anchura de esta (aproximadamente un 30 de la anchura de la cinta). Se observa cómo conforme aumenta la inclinación de la instalación que transporta el material a granel, la altura del borde lateral de la cinta debe incrementarse para evitar la caída del material durante el movimiento.

2.3. Componentes de las cintas transportadoras

De forma genérica, y tanto para cargas unitarias como a granel, las principales partes y componentes de las cintas transportadoras son las que se muestran en la siguiente Figura 2.9, y se resumen en los siguientes elementos:

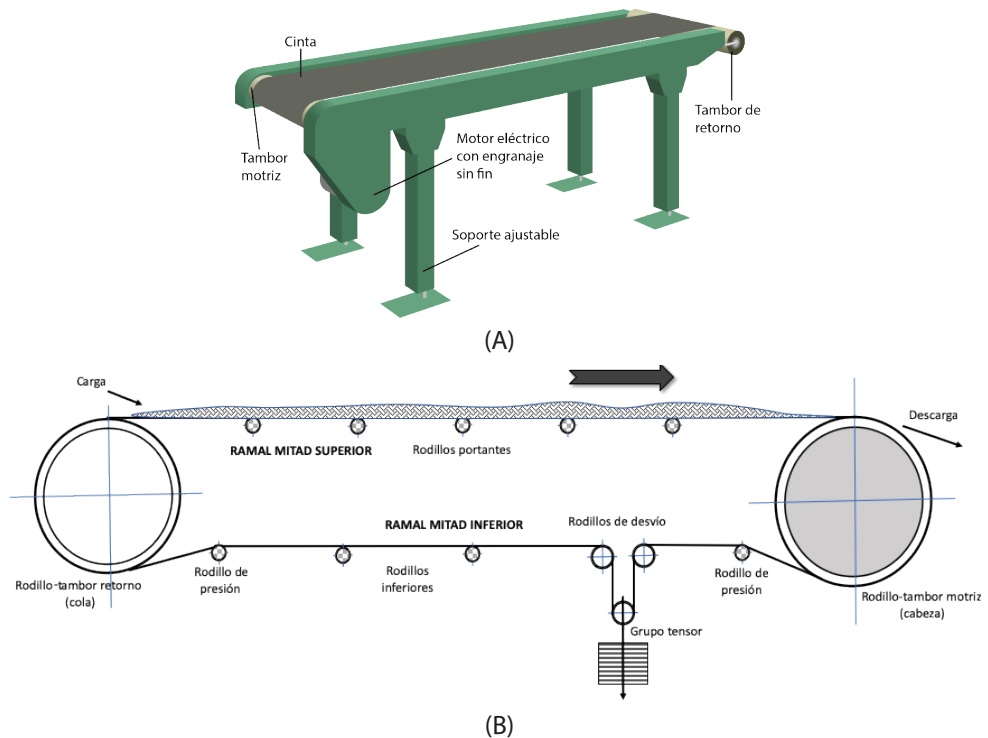


Figura 2.9. Principales partes y componentes de una cinta transportadora: (A) para cargas aisladas unitarias; (B) para cargas a granel.

- Estructura de la cinta transportadora de la carga.
- Estructura metálica del bastidor y soportes ajustables.
- Motor de accionamiento eléctrico y sistema de transmisión del movimiento (engranajes, correas, cadenas, etc.).

- Tambor de accionamiento motriz o conductor.
- Otros tambores o rodillos no motrices: de cola-retorno, de presión, de desvío, etc.
- Rodillos portantes o de apoyo-guía de la cinta.
- Sistemas de regulación de la tensión de la cinta.
- Accesorios: rascadores, cubiertas de carenado, dispositivos de carga/descarga, sistemas de guiado de la cinta, etc.

Tanto para el transporte de cargas variadas aisladas como en el transporte de cargas a granel, todas las cintas transportadoras disponen en su diseño e instalación de una serie de componentes estandarizados. En la Figura 2.9 se muestra una sección transversal de todos los elementos que forman parte de una cinta transportadora genérica.

2.3.1. Cinta transportadora de la carga

La estructura de la cinta portadora de la carga es el elemento más importante de una instalación de transporte continuo por cinta, ya que tiene que ser capaz de realizar simultáneamente diferentes funciones:

- Transportar la carga.
- Absorber las tensiones desarrolladas durante las arrancadas y frenadas.
- Absorber la energía de impacto en la zona de carga.
- Resistir los efectos térmicos y químicos ambientales (calor, contacto con materiales que contienen aceite, acidez, abrasividad, corrosividad, etc.).
- Cumplir con los requisitos de seguridad (resistencia a la llama, electricidad estática, etc.).

En términos generales, los materiales tejidos y plásticos se usan principalmente para transportar mercancías de poco peso, mientras que el acero inoxidable es elegido por razones de higiene en la industria de la alimentación, y para instalaciones de clasificación donde la cinta será portadora de un código magnético. Las cintas de malla de acero son adecuadas para el transporte de materiales calientes y fríos, y permiten el drenaje de materiales mojados o que pueden verter líquidos que deben ser recogidos a través de la cinta. Algunas cintas pueden aceptar materiales calientes con temperaturas entre los 90 y 220°C. Algunas son resistentes a los aceites (el cloropreno no se hincha al interactuar con el aceite); otras son adecuadas para transportar productos alimenticios, y existen las que son resistentes al fuego. A continuación, analizaremos las características técnicas de cada una de estas tipologías.

2.3.1.1. Características de las cintas transportadoras con carcasa textil

Las cintas transportadoras están constituidas como un conjunto multicapa de diferentes tejidos sintéticos (p.e., poliamida o poliéster), unidas entre sí por agentes adhesivos o capas intermedias que pueden tener diferentes espesores y fabricadas con materiales

termoplásticos. El tipo de materiales, espesor y textura de las capas, y número y tipo de recubrimientos de estas, se seleccionarán en función de las aplicaciones que se les vaya a dar. Los materiales utilizados en los recubrimientos pueden variar desde termoplásticos (PVC, TPU, etc.) hasta sintéticos reticulados (caucho, PUR, etc.), con diferentes durezas. A este conjunto de elementos se le deben añadir los elementos especiales que facilitan la elevación de la carga en planos inclinados, como son aletas, separadores, bordes corrugados, etc.

De acuerdo con la norma *UNE 18052* (UNE, 1957), las cintas textiles están formadas por un *núcleo*, recubierto por una *capa superior* (la que está en contacto con la mercancía transportada), y una *capa inferior* (la que está en contacto con los elementos de contacto y soporte, es decir, los rodillos motrices, de retorno, portantes, de presión o desvío, etc.), y por los laterales (con un *borde* liso o corrugado). Este recubrimiento presentará como característica común su resistencia a la abrasión.

El caucho es el material más comúnmente usado para las cintas transportadoras destinadas a transportar mercancías de bajo peso, tales como cajas y contenedores, y algunas mercancías en bruto. La armadura de las cintas está constituida generalmente por materiales sintéticos (poliéster y poliamidas), y se dispone de un amplio rango de adaptaciones para diferentes funciones. En función de la carga a transportar, la malla de textil interior estará más o menos reforzada con mayor número de capas. La Figura 2.10 muestra un ejemplo de la disposición de las diferentes capas de la estructura que conforma una cinta transportadora.

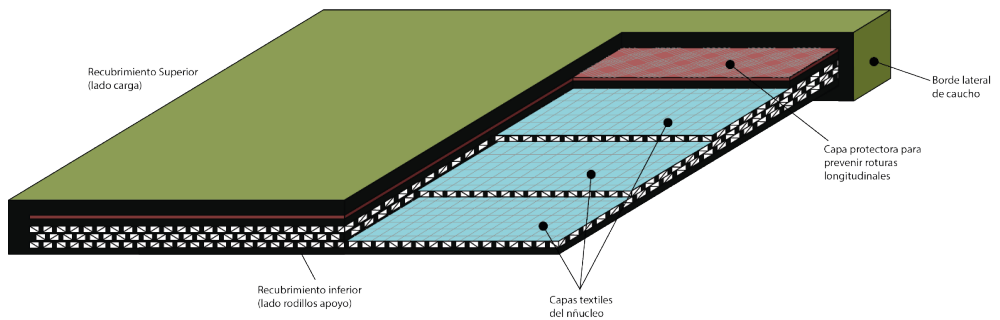


Figura 2.10. Estructura interna de una cinta transportadora de caucho.

Características constructivas de los recubrimientos de la cinta textil

Los diferentes *recubrimientos* utilizados en la cinta deberán disponer de una superficie externa que, al estar en contacto con las mercancías a transportar, deberá ser lisa, no porosa, ni presentar rozaduras o desperfectos. La clase y espesor de los recubrimientos se elegirán en función de la granulometría, naturaleza del material a transportar, así como de la frecuencia de la carga, la velocidad y la longitud de la cinta. Además de la resistencia a la abrasión, los recubrimientos de goma deberán ser capaces de resistir

los agentes atmosféricos (si han de trabajar al aire libre), resistir al calor y a los agentes químicos como el aceite.

Los recubrimientos de las cintas transportadoras se clasifican, según la norma *UNE 18052* (AENOR, 1957), en tres *Grados A, B y C*, cuyas características se muestran en la Tabla 2.5. La resistencia a la rotura σ_R y el alargamiento δ han de superar los valores mínimos indicados en la tabla. La resistencia al envejecimiento se calcula según el método indicado en la norma *UNE 18055*, y su porcentaje de disminución de la carga de rotura ($\Delta\sigma_R$) y del alargamiento a la rotura ($\Delta\delta$), no han de superar los valores indicados en la misma.

Tabla 2.5. Características técnicas del recubrimiento de las cintas transportadoras compuestas de material textil y caucho. Extraído y adaptado de la Norma *UNE 18052:1957*.

Bandas transportadoras compuestas de goma y tejido. Características de los materiales que constituyen las bandas. (1957). Asociación Española de Normalización.

Calidad del recubrimiento	Resistencia mínima a la tracción σ_R (g/mm ²)	Alargamiento a la rotura mínimo δ (%)	$\Delta\sigma_R$ máximo (%)	$\Delta\delta$ máximo (%)
GRADO A	2500	550	25	25
GRADO B	2000	500	30	30
GRADO C	1050	350	30	30

Si la cinta transportadora de núcleo textil tuviera que ser utilizada para transportar cargas más pesadas o cortantes, se admite que se pueda incorporar entre el recubrimiento superior y el núcleo, una banda de tejido anti-rasgadura, que no se sumará al conjunto de telas utilizado para determinar la carga y alargamiento a la rotura de los recubrimientos de goma, que establece la norma *UNE 18054* (UNE, 1958).

Se recomienda que el espesor del recubrimiento superior no sea mayor de 3 veces el espesor del recubrimiento inferior. En términos generales, el espesor del recubrimiento superior, que está en contacto con la carga transportada, depende de la naturaleza de ésta y de otros aspectos como la pendiente y la altura de caída. A título de recomendación, la Tabla 2.6 muestra algunos ejemplos de los espesores de recubrimientos recomendados en función del tipo de carga transportada.

Tabla 2.6. Espesores de los recubrimientos de las cintas textiles en función de la carga transportada. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de mercancía transportada	Espesor del recubrimiento (mm)	
	Capa superior	Capa inferior
Transporte de cargas unitarias ligeras	2	2
Grava, tierra, potasa, etc.	2 - 4	2 - 3
Mineral, balastos, carbón	4 - 8	2 - 3
Escoria	4 - 8	2 - 3
Balastos gruesos, mineral grueso	8 - 12	3 - 5
Carbón en trozos grandes	8 - 12	3 - 5

No obstante, las calidades de los recubrimientos de las cintas textiles, en términos de la resistencia mínima a la tracción, el alargamiento mínimo a la rotura y la máxima pérdida de volumen por abrasión, se suelen definir según lo establecido por la norma *EN-ISO 14890:2013*, que determina los siguientes niveles (ver Tabla 2.7):

Tabla 2.7. Características técnicas del recubrimiento de las cintas transportadoras compuestas de material textil y caucho. Extraído y adaptado de la Norma UNE-EN ISO 14890:2013. Cintas transportadoras. Especificación para cintas transportadoras con recubrimiento de caucho o plásticos de núcleo textil para uso general. (2013). Asociación Española de Normalización.

Calidad del recubrimiento	Resistencia mínima a la tracción del recubrimiento de caucho σ_R (N/mm ²)	Alargamiento a la rotura mínimo Δ (%)	Máxima pérdida por abrasión en volumen relativo (mm ³)
H	24	450	120
D	18	400	100
L	15	350	200
Método de ensayo	ISO 37	ISO 37	ISO 4649 método A

Recubrimientos de las cintas transportadoras de núcleo textil en transporte inclinado o vertical

La naturaleza de la superficie de las cintas transportadoras depende, como ya hemos mencionado, del tipo de mercancías a transportar, y de las inclinaciones a superar. Tanto el material utilizado como la rugosidad de la cinta se seleccionarán en función de estas características de diseño; así, las cintas de caucho lisas son adecuadas para ángulos de hasta $18^\circ \pm 20^\circ$ cuando se transportan mercancías en cajas o ítems similares. Para inclinaciones superiores a 20° , deben utilizarse cintas con grabados o troquelados superficiales especiales que incrementen el coeficiente de fricción, o cintas con paletas o cangilones. Este último tipo se emplea principalmente para el transporte de mercancías a granel, con pesos y tamaños lo suficientemente reducidos como para no disponer de suficiente adherencia en la cinta que evite su caída durante el movimiento ascendente. Por esa razón, este tipo de transportadores con paletas sólo se utiliza para el ascenso de las mercancías a un plano superior. La Figura 2.11 muestra varios ejemplos de algunas configuraciones de transporte en plano inclinado.

Existen diferentes tipologías de cintas transportadoras con recubrimientos rugosos o troquelados para pendientes superiores a 20° . Dichos recubrimientos suelen estar constituidos no sólo por diferentes materiales, sino también por diferentes “dibujos” de la superficie rugosa. Generalmente, se pueden encontrar en el mercado de manutención continua alguna de las siguientes tipologías (ver Tabla 2.8):

- *Cintas con superficie rugosa*: pueden alcanzar inclinaciones hasta 40° . Existen diferentes tipologías en función del tipo de mercancía a transportar:
 - *Cintas con perfil de espina de pescado*: transportan cargas unitarias de tipo sacos, paquetes y materiales voluminosos, hasta 30° de inclinación.

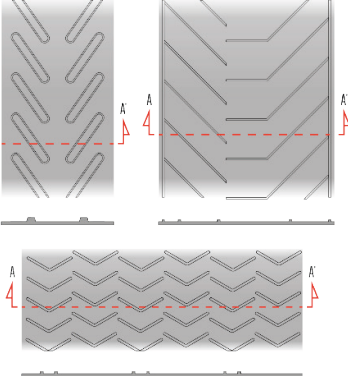
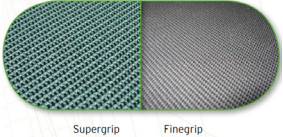
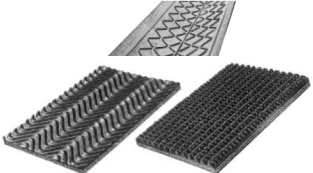
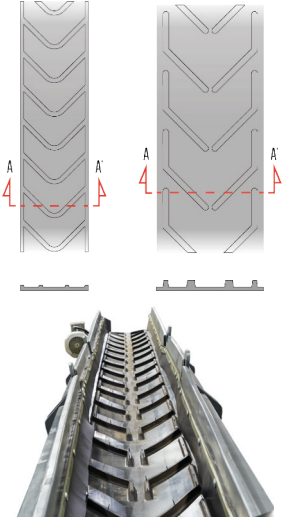
- *Cintas perfiladas del tipo Nasta, Nappula, Ripa y Pyramid*: transportan astillas de madera en planos inclinados hasta 30°.
- *Cintas de tipo GripTop, Supergrip, Finegrip*: transportan sacos, cajas y paquetes hasta 35° de inclinación sobre superficie antideslizante.
- *Cintas de tipo Ripro*: transportan cargas unitarias hasta 40° de inclinación sobre superficie con pliegues transversales.
- *Cintas nervadas con superficie en forma de U o V (Chevron)*: pueden transportar todo tipo de materiales voluminosos a granel como rocas, arena, grava, o en cargas unitarias almacenados en sacos o bolsas, con una inclinación de hasta 45°.
- *Cintas con bordes laterales corrugados*: pueden transportar todo tipo de materiales a granel de granulometría variada, con capacidades desde 1 m³/h hasta 5000 t/h, en transportadores horizontales con gran inclinación o verticales.
 - Están compuestas por una cinta horizontal con gran estabilidad transversal (refuerzos horizontales textiles y/o con cables de acero), paredes laterales onduladas de goma reforzada, y cangilones transversales para evitar el desplazamiento del material. Los bordes laterales pueden alcanzar alturas de entre 20 mm y 400 mm.

Tabla 2.8. Ejemplos de ángulos máximos de inclinación en función del tipo de mercancía para transportadores de cinta. (A) Cinta de superficie lisa. Extraído de *iStock.com*, de Ihor Lukianenko, Id: 1440823603. (2022). Licencia estándar. (B) Superficie rugosa con perfil de espina de pescado. Extraído de *iStock.com*, de Pridannikov, Id: 1281788996. (2020). Licencia estándar. (F) Superficie nervada en forma de U y V (Chevron). Extraído de *iStock.com*, de Warut1, Id: 1374373074. (2022). Licencia estándar.

Tipología de recubrimiento de la cinta	Tipo de mercancía	Ángulo máximo (grados)	Ejemplos de diseños de la superficie
(A) Superficie lisa	Cargas unitarias y a granel	18 - 20	
(B) Superficie rugosa con perfil de espina de pescado	Equipajes, paquetes, sacos	30	

(Tabla 2.8 continúa en la página siguiente)

(Tabla 2.8 continúa de la página anterior)

Tipología de recubrimiento de la cinta	Tipo de mercancía	Ángulo máximo (grados)	Ejemplos de diseños de la superficie
<p>(C) Superficie rugosa con perfil del tipo <i>Nasta</i>, <i>Nappula</i>, <i>Ripa</i> y <i>Pyramid</i></p>	<p>Sacos, cajas, paquetes y astillas de madera</p>	<p>30</p>	
<p>(D) Superficie rugosa con perfil del tipo <i>GripTop</i>, <i>Supergrip</i>, <i>Finegrip</i></p>	<p>Sacos, cajas y paquetes</p>	<p>35</p>	
<p>(E) Superficie rugosa con perfil del tipo <i>Ripro</i>, <i>Multiprof</i>, <i>Herringbone</i></p>	<p>Sacos, cajas y paquetes</p>	<p>40</p>	
<p>(F) Superficie nervada en forma de U y V (<i>Chevron</i>)</p>	<p>Rocas, grava, arena Sacos bolsas</p>	<p>45</p>	

Características constructivas del núcleo de la cinta textil

Para constituir el *núcleo textil* de las cintas transportadoras se deberán utilizar diferentes capas de telas, que estarán conformadas por diferentes tipos de tejidos libres de impurezas e irregularidades de torsión. Las capas de tejido están formadas por hilos que se disponen longitudinalmente, formando una *urdimbre*, y transversalmente, formando una *trama*. La *urdimbre* es la encargada de proporcionar características resistentes en la dirección longitudinal, mientras que la *trama* está más pensada para soportar las cargas transversales. Como condición de diseño, la *trama* no debe proporcionar una rigidez transversal muy alta, para que la cinta pueda tener una buena *artesabilidad*, o lo que es lo mismo, ser capaz de adaptarse transversalmente a la forma de los rodillos conductores o de apoyo de la cinta en *artesa*.

Las calidades de las capas de tejidos textiles que forman la estructura de la cinta vienen definidas en la norma *UNE 18052:1957* (AENOR, 1957), que establece tres tipos de calidades de telas, la *L*, *LS* y *P*. Las características resistentes de las diferentes capas de telas y el núcleo en su conjunto se muestran en la Tabla 2.9 siguiente. Las características resistentes de cada tela se obtienen a partir del método definido en la norma *UNE 18056*, y sus cargas de rotura y alargamiento no deben ser inferiores a los indicados en la tabla, mientras que el alargamiento a la rotura no han de ser superiores a los indicados en la misma.

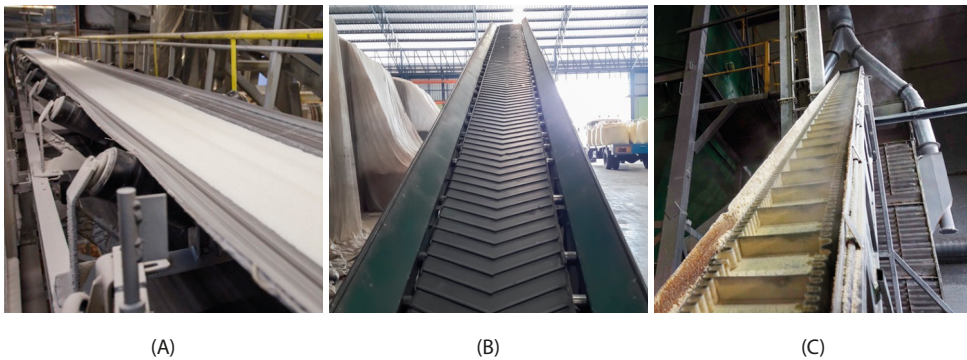


Figura 2.11. Ejemplos de cintas transportadoras con diferentes rugosidades y pendientes ascendentes: (A) con superficie rugosa para material a granel de baja granulometría. Extraído de *iStock.com*, de Elena Bionysheva-Abramova Id: 1418127802. (2022). Licencia estándar; (B) con superficie nervada en V para el transporte de sacos. Extraído de *iStock.com*, de arisara1978 Id: 1164815477. (2019). Licencia estándar; (C) con laterales corrugados y cangilones para material a granel. Extraído de *iStock.com*, de Andrey shalari Id: 1244372900. (2020). Licencia estándar.

En el caso del núcleo, las características resistentes se definen según lo determinado en la norma *UNE 18057*; los valores de la resistencia a la tracción del núcleo y el alargamiento a la rotura serán los especificados en la Tabla 2.9. Estos valores serán función del número de capas n considerado en la unión de las telas en el núcleo de la cinta textil.

Tabla 2.9. Características técnicas de las telas y el núcleo de las cintas transportadoras compuestas de material textil y caucho. Extraído y adaptado de la Norma UNE-EN ISO 18052:1957. Bandas transportadoras compuestas de goma y tejido. Características de los materiales que constituyen las bandas. (1957). Asociación Española de Normalización.

Calidad de las telas (tejido)	Peso (g/m ²)	Por cada tela (tejido textil)			Para el NÚCLEO		
		Urdimbre		Trama δ_r (kgf/cm) mínimo	σ_r		δ máximo (%)
		σ_r (kgf/cm) mínimo	δ (%) máximo		Para n < 5 (kgf/cm) mínimo	Para n \geq 5 (kgf/cm) mínimo	
Tipo L	820 \pm 20	60	20	25	50 x n	45 x n	18
Tipo LS	930 \pm 25	70	20	30	60 x n	55 x n	18
Tipo P	1050 \pm 25	75	20	35	65 x n	60 x n	18

n = número de telas que componen el núcleo.

Materiales de los tejidos de las cintas transportadoras de núcleo textil

Habitualmente, los tejidos utilizados en los hilos longitudinales (*urdimbre*) suelen estar fabricados en fibras de poliéster (tipos E, P según Tabla 2.10), mientras que los utilizados en sentido transversal (*trama*), suelen ser fabricados en poliamida o nylon. La combinación de estos tejidos proporciona a las cintas textiles buenas características de resistencia a la rotura y al impacto, junto con un peso reducido y una buena flexibilidad.

Tabla 2.10. Código de designación de materiales del tejido de las cintas transportadoras compuestas de material textil y caucho. Extraído y adaptado de la Norma UNE-EN ISO 14890:2013. Cintas transportadoras. Especificación para cintas transportadoras con recubrimiento de caucho o plásticos de núcleo textil para uso general. (2013). Asociación Española de Normalización.

Código de letra	Material del tejido	
B	Algodón	(Fibra natural)
Z	Rayón básico	(Fibra sintética)
R	Rayón	(Fibra sintética)
P	Poliamida	(Fibra sintética)
E	Poliéster	(Fibra sintética)
D	Aramida	(Fibra sintética)
G	Fibra de vidrio	(Fibra sintética)

Cuando se desea aumentar la capacidad resistente de la cinta textil, se recurre a *urdimbres* longitudinales con carcasas reforzadas de hilos metálicos, por ejemplo, para mejorar la resistencia al desgarramiento longitudinal. Cuando se desea aumentar la rigidez transversal de la *trama*, se puede recurrir también a utilizar capas de hilos textiles adicionales o metálicos, o utilizar otros tipos de materiales más resistentes como el rayón o el nylon (ver Tabla 2.10).

Resistencia de las cintas transportadoras de núcleo textil

Las tensiones mínimas a la tracción que se le exigen a las cintas de núcleo textil están normalizadas según lo establecido por la norma *EN-ISO 14890:2013* (EN-ISO, 2013). Estas tensiones están definidas para una dirección longitudinal de la carga aplicada, y se expresan en Newton por milímetro de ancho de cinta. Los valores de la tensión de la cinta seleccionada, fundamentalmente para el transporte de cargas unitarias o a granel en exteriores, no deben ser inferiores a los expresados en la Tabla 2.11 siguiente:

Tabla 2.11. Mínima resistencia a la tracción con el máximo espesor de cintas transportadoras normalizadas. Extraído y adaptado de la Norma UNE-EN ISO 14890:2013. Cintas transportadoras. Especificación para cintas transportadoras con recubrimiento de caucho o plásticos de núcleo textil para uso general. (2013). Asociación Española de Normalización.

Resistencia cinta transportadora N/mm	160	200	250	315	400	500	630
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150

Por otra parte, cuando se trata de seleccionar *cintas transportadoras ligeras* que van a ser utilizadas en *instalaciones cerradas*, donde el tipo de carga puede ser unitaria en forma de paquetes, equipajes, cajas, sacos, etc., o a granel (para la industria química, farmacéutica, agrícola, alimentaria, etc.), las resistencias a la tracción máxima vienen definidas por lo especificado en la norma *UNE-EN ISO 21183-1:2003*. Dichas resistencias pueden variar entre valores inferiores a 100 N/mm de anchura de cinta, hasta valores próximos a 1000 N/mm (valores extremos correspondientes a casos especiales donde se utilizan cintas de aramida). En estos últimos casos, la carga máxima de trabajo admisible debe ser, al menos, 1/10 de la resistencia a la tracción máxima.

Las *cintas transportadoras ligeras* se suelen fabricar en grandes anchuras (de hasta varios metros) que se cortan a medida en función de la instalación. Se pueden encontrar cintas de 10 mm de anchura para alimentar máquinas, hasta cintas de varios metros en procesos de fabricación. Su longitud no está normalizada y debe adaptarse al tipo de aplicación, aunque pueden variar desde los 500 mm hasta los 100 metros. El espesor total de las cintas ligeras varía desde varias décimas de mm hasta varios milímetros, según la aplicación.

Nomenclatura de las cintas transportadoras de núcleo textil

Existen diferentes formas de establecer la nomenclatura de las cintas transportadoras fabricadas con capas de goma y tejido textil en el núcleo. Una de las más utilizadas en Europa es la norma *EN ISO 14890:2013* (EN-ISO, 2013). En esta norma, el tipo de información que se especifica en la nomenclatura que define a las cintas transportadoras de tejido textil cubiertas de caucho para uso general, incluye:

- Una referencia a la norma europea EN-ISO 14890:2013.
- La longitud necesaria, en metros.

- La anchura necesaria, en milímetros.
- El tipo de fibra de la carcasa, en las direcciones de *urdimbre* y *trama*; por ejemplo, poliéster (E) en urdimbre, y poliamida (P) en trama.
- La resistencia a la tracción de la cinta, en N/mm, con el espesor completo y la anchura total de la cinta.
- El número de capas de tejido o tipo de cinta.
- El espesor del recubrimiento superior, en milímetros.
- El espesor del recubrimiento inferior, en milímetros.
- La clasificación del recubrimiento, cuando sea apropiado.
- La categoría de seguridad de acuerdo con la norma EN 12882.

La siguiente Tabla 2.12 muestra varios ejemplos de utilización de la nomenclatura para definir a las cintas transportadoras según establece la norma *EN ISO 14890:2013*.

Tabla 2.12. Ejemplos de nomenclatura utilizada para definir las cintas transportadoras compuestas de material textil y caucho. Extraído y adaptado de la Norma UNE-EN ISO 14890:2013. Cintas transportadoras. Especificación para cintas transportadoras con recubrimiento de caucho o plásticos de núcleo textil para uso general. (2013). Asociación Española de Normalización.

Ejemplo cinta	Longitud (m)	Anchura (mm)	Material textil		Resistencia a la tracción (N/mm)	Nº de capas	Espesor recubrimiento (mm)		Clasificación recubrimiento	Categoría de seguridad según EN 12882	
			Urdimbre	Trama			Superior	Inferior			
Cinta multi-capa	ISO 14890	400	1200	E	P	1000	5	4	2	H	1
Cinta doble-capa		200	1000	EB	PB	800	5	1,5	1,5	N/A	2A
Cinta mono-capa		150	1200	E	P	630	1	6	2	D	1
Cinta tejido sólido		300	1600	EP(B)	PB	1250	SW (1)	1,5	1,5	N/A	3A

Los ejemplos de tipos nomenclatura mostrados en la Tabla 2.12 se pueden interpretar de la siguiente forma:

ISO 14890 - 400 1200 EP 1000/5 4+2 H 1

Por ejemplo, cinta transportadora multi-capa:

Cinta transportadora de 400 m de longitud, 1200 mm de anchura, de material textil con urdimbre (hilos longitudinales) de poliéster (E) y trama (transversal) de poliamida (P), con una resistencia máxima a la tracción de 1000 N/mm para todo el espesor y ancho de cinta, con 5 capas de tejido y un recubrimiento superior de 4 mm de espesor y 2 mm en el inferior, un recubrimiento con características de tipo H, y que cumple con los requisitos de seguridad de tipo 1, según la norma EN 12882.

2.3.1.2. Características técnicas de las cintas transportadoras con carcasa de cordones de acero

Las cintas transportadoras de cables de acero suelen utilizarse para el transporte de cargas pesadas que tienen que desplazarse grandes longitudes (hasta varios kilómetros), y con tensiones elevadas en la cinta. Para conseguir aumentar las capacidades resistentes de la cinta, se instalan cables de acero galvanizado en la urdimbre longitudinal, de modo que quedan embebidos entre capas de caucho que los envuelven. Para mejorar el comportamiento anti-desgarro de la cinta y aumentar la rigidez transversal, se suelen instalar tramas de hilos metálicos en el recubrimiento superior o inferior de la cinta (ver Figura 2.12). Los recubrimientos de estos tipos de cintas suelen ser, como mínimo, de 3+3 mm.

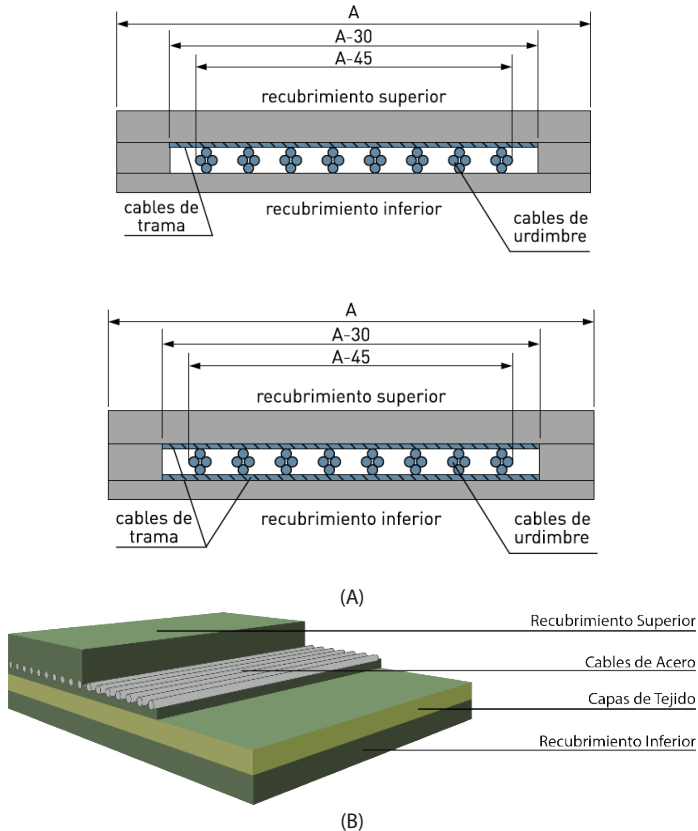


Figura 2.12. Ejemplos de cintas transportadoras con carcasa de cordones de acero: (A) longitudinales; (B) transversales. Extraído y adaptado de "Catálogo Kauman". (2016). Kauman S.A.U. España.

La mayor rigidez de este tipo de cintas construidas con mallas de cordones de acero permite obtener una serie de ventajas importantes, como son:

- Aumento de la resistencia a la tracción longitudinal y transversal.
- Mínimo alargamiento de la cinta: para su máxima carga de trabajo se suelen alcanzar un máximo alargamiento del 0,3 %.
- Mayor resistencia al desgarrar cuando se utilizan en elevadores verticales e inclinados con cangilones, al utilizar tramas al tresbolillo.
- Se pueden utilizar con tambores motrices de menor diámetro que las cintas textiles.
- Muy útiles para cintas de gran longitud.
- Se puede conseguir una mayor flexibilidad transversal y *artesabilidad* que las cintas de carcasa textil EP.

Con estas estructuras de cables de acero se pueden alcanzar resistencias desde 500 N/mm hasta 5400 N/mm. La selección del número y tipo de cables de acero influirá en la resistencia estructural de las cintas de esta tipología. La norma *DIN 22131* define las estructuras típicas de estas cintas, que se resumen en la Tabla 2.13.

Tabla 2.13. Características técnicas de las cintas transportadoras compuestas de cables de acero según Norma DIN 22131. Extraído y adaptado de la Norma DIN 22131-3:2016-03. Steelcord conveyor belts for hoisting and conveying - Part 3: Testing. (2016). Deutsche Institut für Normung.

Tipo de cinta	Diámetro del cable (mm)	Construcción del cable	Paso entre cables (mm)	Recubrimiento superior mínimo (mm)
ST-1000	3,6	7x7	12	4
ST-1250	4,4	7x7	14	4
ST-1600	5,4	7x7	15	4
ST-2000	5,4	7x7	12	4
ST-2500	6,9	7x19	15	5
ST-3150	7,6	7x19	15	5,5
ST-3500	8,2	7x19	15	6
ST-4000	8,8	7x19	15	6,5
ST-4500	9,6	7x19	16	7
ST-5000	10,7	7x19	17	7,5
ST-5400	11,2	7x19	17	8

Características técnicas de las cintas transportadoras de acero

Las cintas transportadoras de acero consisten en sistemas de transporte continuo en los que se utiliza una superficie plana de acero inoxidable, de espesores 0,6 a 1,2 mm, en lugar de una cinta textil de caucho. Su longitud es más reducida que otras soluciones constructivas alternativas, por lo que, para conseguir un desplazamiento de gran

longitud, se deben combinar mayor número de módulos de transporte más pequeños. Los transportadores por cinta de acero son usados principalmente para mercancías en bruto de gran tamaño y peso.

Para mejorar su flexibilidad se suelen fabricar alternativamente en forma de malla metálica, con un comportamiento similar al de las cintas de caucho, pero más resistentes a las cargas y a las temperaturas de la mercancía (pueden resistir temperaturas de hasta 1000°C). Se suelen emplear en la industria química, alimentaria y de tratamiento de residuos sólidos. Cuando, por las condiciones ambientales o por las características del propio producto a transportar, el uso de las cintas normales de caucho no es el adecuado porque se produciría su degradación, se requiere del uso de cintas metálicas de malla de acero, por ejemplo, para el transporte de mercancías abrasivas o corrosivas (ver Figura 2.13A).

Otra importante aplicación de las cintas de malla se da en el sector de la alimentación, donde la higiene es esencial (por ejemplo: plantas de empaquetado de carne, panaderías, centrales lácteas, etc.) (ver Figura 2.13B). En este caso las cintas de malla son fabricadas en plástico ya que, aunque los requisitos estructurales son menores, son ideales para mantener las condiciones higiénicas necesarias en la industria alimentaria.



(A)

(B)

Figura 2.13. Ejemplos del uso de cintas transportadoras en malla para el transporte de cargas con condiciones especiales: (A) con malla de plástico para industria cárnica. Extraído de *iStock.com*, de Maksymenko Natalila Id: 1384673497. (2022). Licencia estándar; **(B) con malla de acero en industria confitera.** Extraído de *iStock.com*, de Vital Hil Id: 1420496535. (2022). Licencia estándar.

2.3.1.3. Características técnicas de las cintas transportadoras de aramida

Las cintas transportadoras de *aramida* se caracterizan porque utilizan un material con unas características técnicas muy superiores a las cintas textiles y de caucho. El

tejido de *aramida* utiliza unas fibras con un peso similar al del poliéster, pero con una resistencia estructural equivalente al acero. Su resistencia al impacto es idéntica al que proporcionan las cintas de malla metálica o reforzadas con cables de acero, y entre otras ventajas destacan su reducida deformación permanente por fatiga (elongación muy baja), gran resistencia al desgarró longitudinal, al calor, la humedad y los agentes químicos.

Se construye con una sola capa de material textil, por lo que disponen de una carcasa muy ligera y flexible, lo que facilita mayores longitudes de transporte y menor número de empalmes. Este menor espesor le permite disponer de una relación peso-potencia mucho mayor que en otras tipologías de cintas. Su resistencia mecánica oscila entre los 600 a 3000 N/mm. Sus principales aplicaciones suelen ser en la industria militar, aeroespacial, naval e industrial. Como la aramida no se desgasta al contacto con el agua, son sistemas de transporte ideales para ser utilizados en ambientes marinos. La Figura 2.14 muestra un ejemplo de esta tipología de cintas transportadoras.

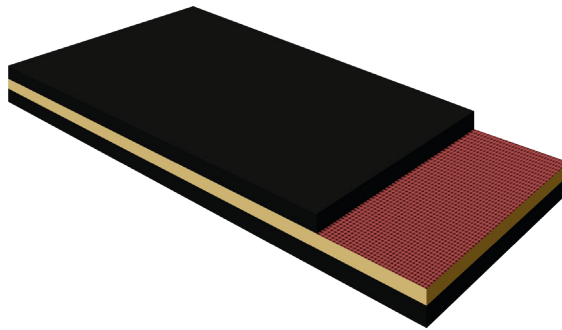


Figura 2.14. Ejemplo del uso de cintas transportadoras fabricadas en aramida.
Extraído y adaptado de "Catalogo Kauman". (2016). Kauman S.A.U. España.

2.3.2. Estructura soporte o bastidor

El bastidor de un sistema de transporte continuo del tipo cinta está formado por la estructura resistente que da soporte a la propia cinta y a todos los elementos y componentes que la conforman. Dicha estructura debe diseñarse para garantizar que la tensión en la cinta sea continua, uniforme y alineada, y que las condiciones de trabajo se puedan mantener con el tiempo. Todos los componentes que forman parte del funcionamiento de la cinta, como son los diferentes tipos de rodillos, tambores, motores eléctricos y elementos auxiliares (elementos de carenado, rascadores, guías, etc.), deben estar correctamente anclados al bastidor, sin que éste modifique las características de funcionamiento de la propia cinta transportadora a lo largo de su vida útil.

En la práctica, suelen utilizarse diferentes tipos de bastidores, dependiendo de la carga a transportar sobre la cinta. Los más utilizados en el mercado, pertenecen a alguna de las siguientes tipologías:

- *Bastidores montados sobre el suelo:* se pueden utilizar para transportar tanto productos a granel como cargas variadas, en interiores o exteriores; el bastidor apoya en el suelo y permite el anclaje de todos los componentes del sistema de transporte, así como conseguir las pendientes necesarias para el desplazamiento de las mercancías sobre el terreno (Figura 2.15).
- *Bastidores suspendidos del techo:* se suelen utilizar en instalaciones interiores en las que se monta un bastidor sobre el que se desplaza la cinta transportadora; dicho bastidor pende a su vez de cables de acero anclados a una estructura superior, ya sea de la propia infraestructura de la nave, o una estructura de soporte adicional a la que se ancla el transportador dentro de la misma. Se utilizan habitualmente para el transporte de material a granel.
- *Bastidores híbridos:* consisten en una solución mixta entre las dos anteriores; estos bastidores pueden ser instalados sobre el suelo o colgados de una estructura superior, o una solución mixta de ambos sistemas en algunos tramos concretos.



Figura 2.15. Ejemplos de bastidores de cintas para el transporte de materiales a granel montados sobre el suelo. Extraído de *iStock.com*, de Mailson Pignata Id: 1189414554. (2019). Licencia estándar.

2.3.3. Sistemas de transmisión de potencia en transportadores de cinta

El sistema de transmisión de potencia de una cinta transportadora está formado por el conjunto de elementos que permiten transmitir el movimiento a la cinta. Esta transmisión se realizará tanto en régimen permanente (a la velocidad nominal en condiciones estacionarias) como en los regímenes transitorios (correspondientes a las fases de arranque y parada de la instalación). Fundamentalmente, la transmisión de potencia

desde el tambor motriz a la cinta transportadora depende de los siguientes factores de diseño:

- El ángulo de arrollamiento, φ , de la cinta sobre el tambor motriz.
- El coeficiente de rozamiento, μ , entre la cinta y el tambor motriz.
- El valor de la pre-tensión, T_v , existente en la cinta transportadora.

2.3.3.1. Tipologías de sistemas de transmisión

Existen en el mercado diferentes configuraciones de sistemas de transmisión de potencia en el diseño de instalaciones de transporte con cintas. Las más representativas se muestran a continuación.

A) Cintas con un solo tambor de accionamiento en cabeza

Estas configuraciones se utilizan en la mayoría de los casos en los que se desea transportar mercancías tanto en el plano horizontal, como con inclinación ascendente o descendente, en las que el esfuerzo tangencial total sobre la periferia del tambor motriz es positivo (ver Figura 2.16).

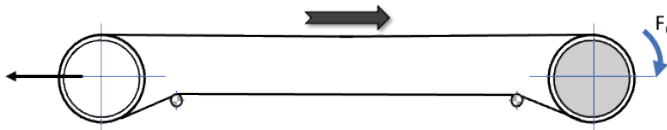


Figura 2.16. Configuración de transporte en cintas con un solo tambor motriz de accionamiento en cabeza.

B) Cintas con un tambor de accionamiento en cabeza y un tambor de accionamiento en cola

Esta configuración es útil cuando las resistencias al movimiento del ramal inferior de la cinta son altas. En este caso, el sistema de accionamiento produce una tensión en la cinta que trabaja en condiciones más favorables, al repartirse mejor los esfuerzos motrices entre el tambor de cabeza y el de retorno (Figura 2.17).

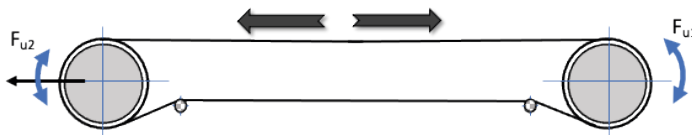


Figura 2.17. Configuración de transporte en cintas con un tambor de accionamiento simple en cabeza y otro de accionamiento simple en cola (retorno).

También resulta útil en aplicaciones en las que la cinta es reversible y puede trabajar en ambas direcciones, así como en instalaciones de gran longitud, donde los procesos de arranque y parada pueden realizarse con mayor facilidad al disponer de potencia motriz tanto en el tambor de cabeza como de retorno.

C) Cintas con un solo tambor de accionamiento en cola

Esta configuración se utiliza en cintas transportadoras con pendiente descendente donde el tambor motriz actúa como freno. En estos casos se necesita controlar la velocidad de descenso de la carga mediante un freno motor que asegure una velocidad uniforme de desplazamiento de la cinta sin que se produzcan derrames y caída del material transportado (Figura 2.18).

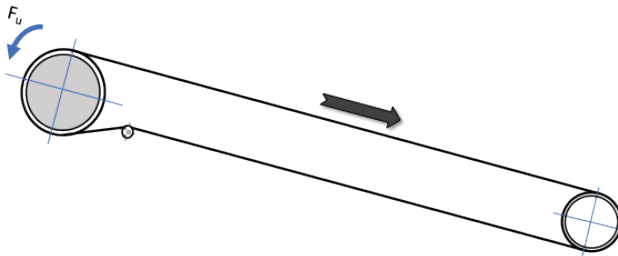


Figura 2.18. Configuración de transporte en cintas con un solo tambor de accionamiento en cola.

D) Cintas con dos tambores de accionamiento en cabeza

Esta configuración es aplicada cuando se requiere una elevada potencia de accionamiento, para lo cual se precisan dos o más tambores de accionamiento para que se pueda repartir toda la fuerza tangencial a lo largo de la periferia de éstos (Figura 2.19).

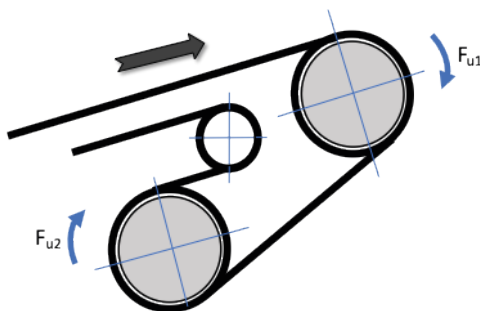


Figura 2.19. Configuración de transporte en cintas con dos tambores de accionamiento en cabeza.

Dependiendo del ángulo total arrollamiento, φ , de la cinta sobre los tambores motrices, se podrán conseguir configuraciones en las que la capacidad de transmisión de esfuerzo será mayor o menor, dependiendo de la configuración, y donde las tensiones de trabajo de la cinta podrán reducirse para evitar sobrecargas. El ángulo total arrollamiento, φ , entre los dos tambores podrá alcanzar un valor de 450° .

2.3.3.2. Motor eléctrico y tambor motriz

En el diseño de los sistemas de transmisión de movimiento, el desplazamiento de la cinta se lleva a cabo por medio de un motor eléctrico que transmite el movimiento a un tambor motriz (conductor). En el mercado actual, este sistema de accionamiento presenta dos posibles soluciones constructivas. Por una parte, se puede utilizar un conjunto motor eléctrico-tambor motriz diseñados de forma compacta (el motor eléctrico se instala dentro del tambor motriz), o independiente (tambor motriz y motor eléctrico instalados de forma separada). La Figura 2.20 muestra un ejemplo de estas dos configuraciones.

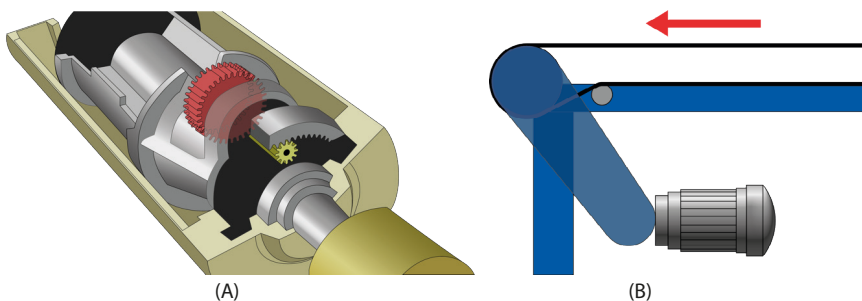


Figura 2.20. Sistemas de accionamiento motriz en cintas transportadoras:
(A) instalación compacta, motor eléctrico interior al tambor motriz; (B)
instalación independiente, motor eléctrico exterior al tambor motriz.

La utilización del motor eléctrico dentro del tambor se materializa en situaciones en las que se desea proteger a los componentes del sistema eléctrico del motor de agentes externos y ambientes especiales, potencialmente agresivos en el lugar de trabajo. Por esa razón, se suelen utilizar en el transporte de material a granel en ambientes exteriores con atmósferas pulverulentas, húmedas, salinas, submarinas, etc. Algunas aplicaciones típicas son la industria marina, química, minera, de reciclaje de residuos, metalúrgica o agrícola. Las potencias de este tipo de motores son muy variables, dependiendo de la aplicación en la que se vayan a utilizar, pudiendo oscilar entre los 0,10 kW y los 250 kW. Este tipo de montajes se recomienda para instalaciones en las que se buscan sistemas compactos fáciles de instalar, que ocupan un espacio reducido y que requieren un mantenimiento mínimo. En estos casos, la velocidad de la cinta puede alcanzar desde los 0,02 m/s hasta los 5 m/s.

En el caso más tradicional de que el tambor motriz sea accionado mediante un sistema independiente, la transmisión de movimiento entre el motor eléctrico y el tambor motriz suele materializarse con un sistema mecánico de cadena o correa. Esta configuración de transmisión es ideal para locales cerrados con poca influencia ambiental en el funcionamiento del motor, aplicable tanto para el transporte de cargas unitarias como materiales a granel.

La elección de un sistema de transmisión u otro depende de variables como el peso total de la carga a transportar, las características estructurales de la cinta y las condiciones ambientales de la instalación en la que va a trabajar. Además, las diferentes configuraciones de transmisión de potencia al tambor motriz pueden materializarse mediante la utilización de uno o más motores eléctricos. La Figura 2.21A muestra el montaje de un tambor motriz integral que lleva incorporado el motor eléctrico en su interior.

Por el contrario, las configuraciones de las figuras 2.21 B y C, muestran la instalación de motores eléctricos externos al tambor motriz, con uno (B) o dos motores (C), y con un sistema de transmisión de potencia que se realiza con correas o cadenas que proporcionan potencias superiores a 250 kW. En los casos más extremos y especiales se pueden alcanzar potencias de hasta 1500 kW.

En circunstancias normales de funcionamiento, todos los sistemas de accionamiento motriz están formados por un conjunto de elementos comunes a todas las configuraciones: un motor eléctrico, un sistema de transmisión (por correa o cadena), una caja de cambios y un acoplamiento elástico (Figura 2.21).

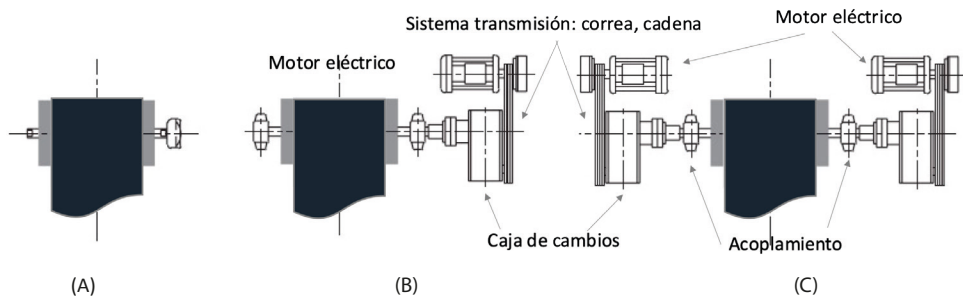


Figura 2.21. Tipologías de accionamiento motriz. (A) motor eléctrico compacto instalado en el interior del tambor motriz; (B) motor eléctrico simple e independiente instalado en el exterior del tambor motriz; (C) doble motor eléctrico independiente instalado en el exterior del tambor motriz. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

El criterio que se sigue en el diseño de estas instalaciones consiste en que, cuanto mayor (más pesadas) sean las cargas que transportar, mayor deberá ser el número de motores a emplear, instalando uno a cada lado del tambor motriz, o en algunos casos hasta tres

motores (dos unidos al tambor simétricamente, y otro separado por delante), donde se pueden repartir las potencias en la relación 1:1 o 1/3:2/3.

Como las cintas transportadoras van a estar trabajando en condiciones de carga muy variables, la transmisión de potencia deber adaptarse a estas variaciones. Así, en muchas instalaciones son necesarios sistemas de acoplamiento flexible entre la salida de la caja de cambios y el eje del tambor motriz. Ello es debido a que durante los procesos de funcionamiento transitorio (en arrancadas y paradas), las fuerzas aplicadas son mayores que las utilizadas en un régimen más estable y permanente de funcionamiento estacionario. Por esa razón, se necesita absorber la diferencia de pares en el motor entre la arrancada o frenada y el régimen de potencia nominal; este par diferencial recibe el nombre de *par de aceleración*, y puede llegar a ser muy perjudicial para la instalación si no se minimiza.

Normalmente, para reducir el *par de aceleración* se suelen utilizar acoplamientos rígidos en instalaciones de hasta 30 kW y bajas velocidades; los acoplamientos flexibles son útiles para potencias de 16 a 20 kW, y los acoplamientos hidráulicos o fluidos son utilizados para grandes instalaciones en combinación con motores de jaula de ardilla.

Los motores más habituales están contruidos bien con *jaula de ardilla* (cuyo pico de par en transitorios puede minimizarse con acoplamientos flexibles, fluidos o deslizantes), bien con motores de *anillos deslizantes* (utilizados en grandes instalaciones donde el pico de par en las arrancadas se minimiza incrementando las resistencias dentro del circuito eléctrico).

Características constructivas del tambor motriz

En lo que se refiere al diseño del tambor motriz, éste suele estar revestido con un tratamiento antideslizante para mejorar las características de conducción; frecuentemente el tambor se fabrica abombado por su parte central (con mayor diámetro en su centro que en los extremos), para asegurar el auto-centrado de la cinta, y que el contacto entre la cinta transportadora y la superficie del tambor se realice en las mejores condiciones de adherencia. En algunas ocasiones estos recubrimientos de goma pueden estar estriados, con espesores entre 8 y 15 mm, para facilitar la limpieza de la cinta sin afectar a las condiciones de fricción (ver Figura 2.22).

Para conseguir una buena fuerza de transmisión del movimiento sobre la cinta, se intenta que el ángulo de arrollamiento de la cinta sobre el tambor conductor sea el mayor posible, para que la superficie de rozamiento sea también la mayor posible. Por esa razón, en la práctica existen diferentes configuraciones de instalación de los sistemas de accionamiento del tambor motriz, que se pueden clasificar en alguno de los siguientes tipos:

- Tambor motriz simple ($\varphi = 180^\circ$).
- Tambor motriz simple con rodillo de desvío ($210^\circ \leq \varphi \leq 230^\circ$).
- Tambor motriz en tándem ($350^\circ \leq \varphi \leq 450^\circ$).

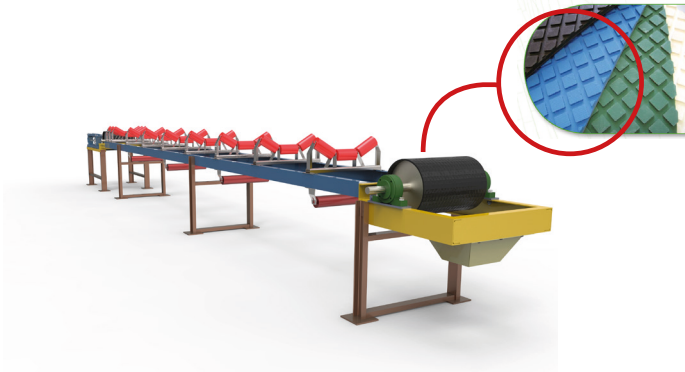


Figura 2.22. Ejemplos de revestimientos para aumentar la fricción en el tambor motriz.

Extraído y adaptado de *iStock.com*, de m-a-g- Id: 471701928. (2015). Licencia estándar.

El sistema de accionamiento más simple con un único tambor motriz permite transmitir el movimiento por fricción a la cinta mediante un ángulo de contacto φ igual o superior a los 180° (Figura 2.23A y B). No obstante, si se desean mejorar las condiciones de transmisión del movimiento (con un mayor par de fricción), se puede recurrir a montajes de tipo tándem, con dos tambores motrices y ángulos de rozamiento superiores a 360° .

La Figura 2.23C presenta dos configuraciones diferentes del tipo tándem, en las que el ángulo total de arrollamiento de los tambores motrices puede alcanzar los 450° . A mayor ángulo de fricción, mayor será la fuerza de transmisión generada.

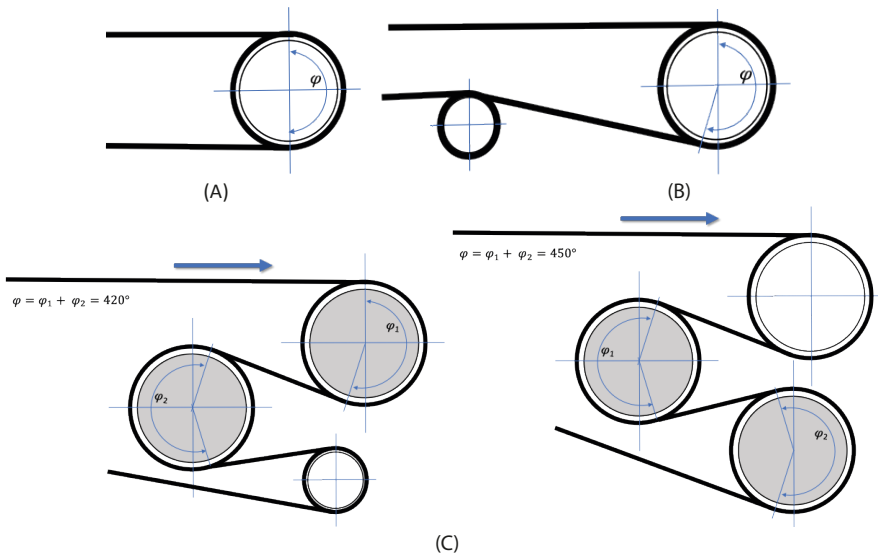


Figura 2.23. Tipologías de accionamiento motriz. (A) tambor simple; (B) tambor simple con rodillo de desvío; (C) ejemplos de configuración con tambor tándem.

Instalación del tambor motriz en transportadores para cargas unitarias

La instalación de los sistemas de accionamiento motor eléctrico-tambor motriz en transportadores para cargas unitarias puede realizarse de diferentes modos. El sistema de transmisión puede estar ubicado tanto en un extremo de la cinta como en el centro de su estructura soporte; la solución mostrada en la Figura 2.24A requiere más espacio en el extremo de la línea. Como alternativa, el sistema motriz puede ser emplazado en el centro de la línea, como muestra la Figura 2.24B, para facilitar un mayor equilibrio en la transmisión de esfuerzos a la estructura portante de la cinta, y permitir la posibilidad de utilización de cintas reversibles; aunque este sistema es más complicado de fabricar, y consecuentemente, más caro. Dependiendo de la longitud de la cinta transportadora, y las características de la instalación, se seleccionará una tipología u otra.

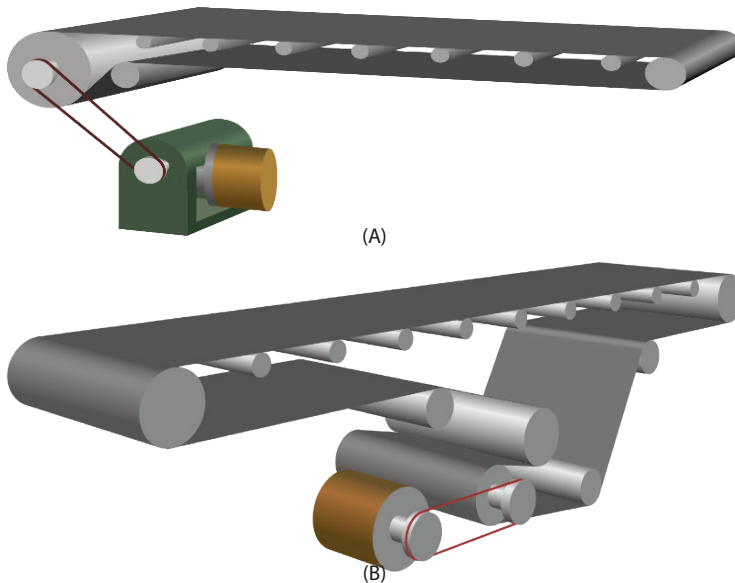


Figura 2.24. Sistema de accionamiento motriz: (A) Instalación con sistema de accionamiento motriz en un extremo de la línea; (B) Instalación con sistema de accionamiento motriz centrado en la línea de transporte.

2.3.3.3. Cálculo del diámetro del tambor motriz

El dimensionado del diámetro del tambor motriz y del resto de los rodillos de apoyo o desvío, depende de la instalación de transporte con cinta que se vaya a implementar (tipología, material de la carcasa y espesor), de la carga transportada (variada o a granel), y del método de empalme de la cinta.

Diámetro de tambores motrices para cintas de carga general

Para determinar el diámetro de cintas transportadoras compuestas de gomas o materiales plásticos cuya carcasa estructural está compuesta por capas de tejidos textiles de diferentes espesores y materiales, y que están diseñadas para soportar una tensión máxima igual o inferior a la recomendada (*RMBT, recommended maximum belt tension*), podemos hacer referencia a la norma *UNE 18127:1983* (AENOR, 1983).

Esta normativa NO se aplicará a cintas con espesores superiores a 20 mm, ni a las que dispongan de capas intermedias de caucho o material plástico de espesor superior a 0,8 mm.

La elección del diámetro de los diferentes tambores y rodillos de apoyo es importante porque, cuando se utilizan rodillos de diámetro pequeño en función de las características del núcleo interior de la cinta, se pueden provocar roturas, desgarros o separación de las capas de la cinta de forma prematura y acelerada.

Por tanto, para realizar una selección adecuada de los diámetros de todos y cada uno de los tambores y rodillos a utilizar en una determinada instalación, se debe seguir algún criterio de selección que será función del tipo de instalación de transporte a implementar. Este criterio viene definido en la norma *UNE 18127:1983*, en la que se establecen tres tipos de grupos de tambores y rodillos para las cintas transportadoras de carga general que, dependiendo de su localización y el ángulo arrollamiento φ , se pueden clasificar en alguna de las siguientes categorías:

- *Tambor/rodillo Tipo A:* tambores sometidos a tensiones de la cinta elevadas:
 - son los tambores de accionamiento motriz (de cabeza o cola),
 - tambores de descarga a plena tensión,
 - tambores terminales en cabeza en caso de accionamiento en cola, o
 - tambores de inflexión en el carro de vertido.
- *Tambor/rodillo Tipo B:* tambores de inflexión o de reenvío sobre el ramal de retorno bajo pequeña tensión:
 - tambores terminales en cola con el accionamiento en la cabeza,
 - tambores terminales en cabeza para los transportadores descendentes, cuando el tambor terminal está frenado, o
 - tambores de inflexión y de tensión en los dispositivos de tensión de la cinta.
- *Tambor/rodillo Tipo C:* son los tambores de presión para cambios de dirección de la cinta inferior a 30° o tambores con un ángulo abrace inferior a 90°.

La identificación y ubicación de este tipo de rodillos y tambores en diferentes configuraciones puede ser muy variada en la práctica y, como ya hemos observado, dependerá del tipo de instalación del sistema de transporte por cinta. En la siguiente Figura 2.25 se pueden observar varias configuraciones de transporte, con diferentes

sistemas de accionamiento y la recomendación de utilización de los diferentes tipos de rodillos en cada una de las partes del sistema.

La norma *UNE 18127:1983* también establece los diámetros de los tambores normalizados, que siguen la escala de los términos definidos en la serie R10 que se muestra en la Tabla 2.14 (o la serie R20 para 1400, 1600 o 1800 mm). Los valores de esta tabla han sido fijados a partir de la norma ISO 1536, definida para los aparatos de manutención continua para graneles con cintas en artesa.

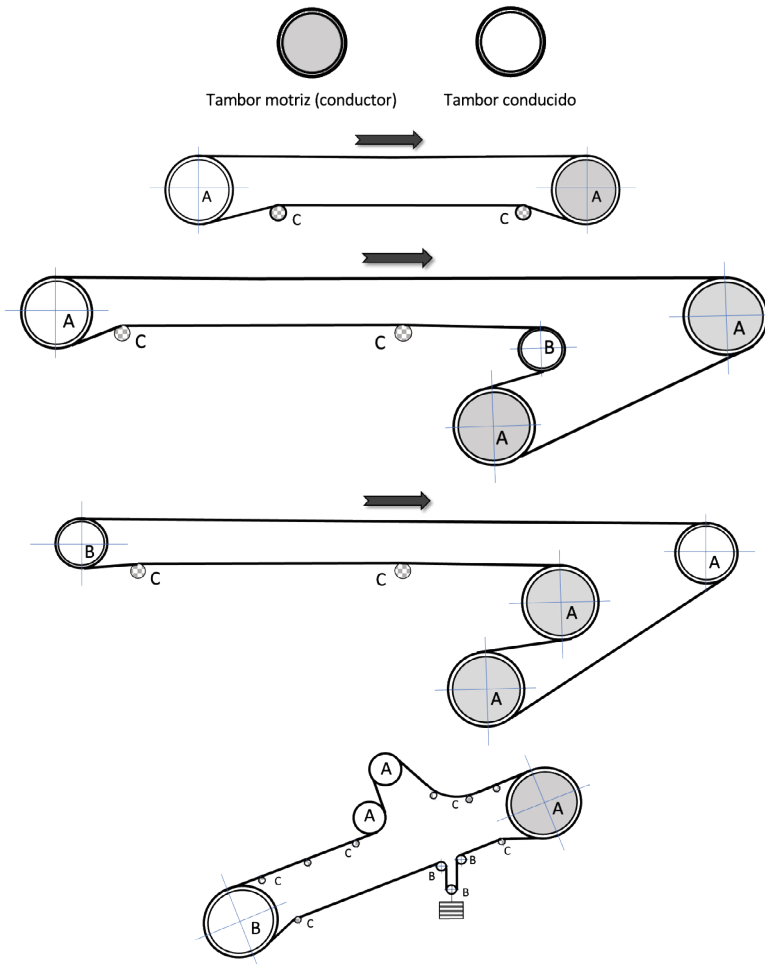


Figura 2.25. Recomendación de utilización de las tipologías de tambores y rodillos en diferentes configuraciones de sistemas de transporte por cinta. Selección de la ubicación y uso de los tambores y rodillos de tipo A, B y C según normativa. Extraído y adaptado de la norma *UNE 18127:1983* "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Tabla 2.14. Diámetros normalizados de los tambores motrices para la serie R10 (o R20) según la norma UNE 18127:1983. Extraído y adaptado de la norma UNE 18127:1983 "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

100	250	630	(1400)
125	315	800	(1600)
160	400	1000	(1800)
200	500	1250	2000

Valores en mm.

Cálculo del diámetro de los diferentes tambores y rodillos en cintas de carga general

Para determinar el valor del diámetro del tambor, nos basaremos en la aplicación de la norma *UNE 18127:1983* (AENOR, 1983), por lo que previamente se debe conocer el *espesor del núcleo de la cinta e*, que se definirá como la distancia entre los puntos más altos de la capa superior de las capas de tejido, y los puntos más bajos de la capa inferior (ver Figura 2.26).

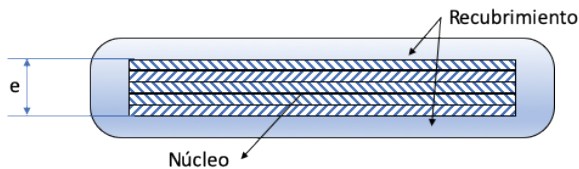


Figura 2.26. Definición del espesor e del núcleo de la cinta.

El *diámetro del tambor de la cinta D* se definirá como el diámetro total que se obtiene sin contar con los recubrimientos y capas protectoras del tambor, ya sean de plástico, goma, cerámica o material similar, que van a estar expuestos al desgaste. En el caso de tambores bombeados, el diámetro más pequeño (que será el de los extremos), deberá ser, al menos, igual al mínimo especificado.

Según esta normativa, el *diámetro del tambor D*, en milímetros, se obtiene por medio de la Ecuación (2.7):

$$D = e \cdot C \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Donde,

e = espesor del núcleo de la cinta transportadora, en mm,

C = Factor que se corresponde con el material de la *urdimbre* del núcleo, según valores de la Tabla 2.15.

El diámetro calculado según la Ecuación 2.7 tiene que ser redondeado al inmediato diámetro normalizado mayor que aparece en la Tabla 2.14.

Tabla 2.15. Factor C para el cálculo del diámetro normalizado del tambor motriz según la norma UNE 18127:1983. Extraído y adaptado de la norma UNE 18127:1983 "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Material de la urdimbre del núcleo	C
Algodón	80
Poliamida	90
Algodón (poliamida)	90
Algodón/poliéster	98
Poliéster	108
Rayón	118

A partir de la clasificación de los tipos de tambores y rodillos, se puede definir el diámetro de cada uno de ellos en función de la tipología de sistema de transporte a utilizar. Esta norma permite establecer este diámetro asignando un valor según se expone en la Tabla 2.16 siguiente:

Tabla 2.16. Diámetro normalizado del tambor según el tipo de tambor de acuerdo con la norma UNE 18127:1983. Extraído y adaptado de la norma UNE 18127:1983 "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Tipo de tambor	Diámetro del tambor
A	Diámetro del tambor según Ecuación (2.7)
B	En la serie R10 de diámetros de tambores normalizados, un término por debajo del correspondiente al diámetro del tambor del tipo A *
C	En la serie R10 de diámetros de tambores normalizados, dos términos por debajo del correspondiente al diámetro del tambor del tipo A **

(*) Ningún tambor de tipo B de una cinta transportadora puede tener un diámetro inferior al diámetro correspondiente a dos términos de la serie R10, por debajo del que resulte normalizado después de definir el tipo A (con un porcentaje del 60 % al 100% de la RMBT).

(**) Ningún tambor de tipo C de una cinta transportadora puede tener un diámetro inferior al diámetro correspondiente a tres términos de la serie R10, por debajo del que resulte normalizado después de definir el tipo A (con un porcentaje del 60 % al 100% de la RMBT).

Del mismo modo, el diámetro del tambor también se puede definir en función de la tensión de la cinta transportadora como un porcentaje de la tensión máxima recomendada (RMBT). La Tabla 2.17 expresa la forma de obtener este valor según la norma *UNE 18127:1983*.

Tabla 2.17. Diámetro normalizado del tambor según la tensión de la cinta de acuerdo con la norma UNE 18127:1983. Extraído y adaptado de la norma UNE 18127:1983 "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Porcentaje utilizado de la tensión máxima recomendada (RMBT)	Diámetro del tambor
Del 60% al 100%	Diámetro del tambor según fórmula (2.7)
Del 30% al 60%	En la serie R10 de diámetros de tambores normalizados, un término por debajo del correspondiente al diámetro del tambor para 60% a 100%
Hasta el 30%	En la serie R10 de diámetros de tambores normalizados, dos términos por debajo del correspondiente al diámetro del tambor para 60% a 100%

Una vez calculado el diámetro del tambor motriz D , según la Ecuación (2.7), y seleccionado el que será mayor a un valor estandarizado, se pueden definir los diámetros de los otros tipos de rodillos. Para ello, se utilizarán los valores mostrados en la Tabla 2.18, cuyos diámetros se aplicarán a cintas que trabajan a una tensión de entre el 60 % y el 100 % de la tensión admisible (RMBT).

Tabla 2.18. Diámetros normalizados de los tambores y rodillos de tipo A, B y C. Extraído y adaptado de la norma UNE 18127:1983 "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Diámetro del tambor motriz, D (mm)	Diámetro de los grupos de rodillos (mm)		
	A	B	C
100	100		
125	125	100	
160	160	125	100
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1400	1400	1250	1000
1600	1600	1250	1000
1800	1800	1400	1250
2000	2000	1600	1250

A modo de resumen, en la siguiente Tabla 2.19 se muestran los diámetros mínimos que deberán asignarse a los tambores y rodillos de tipo A, B y C, en función de los espesores y materiales que constituyen el núcleo de la cinta transportadora, y de los diferentes niveles de tensión admisible recomendada. Estos valores, definidos en la norma *UNE 18127:1983* son orientativos, y deben ser considerados como valores mínimos del diámetro. En términos generales, cuanto mayor es el diámetro del tambor, mayor será la vida útil de la cinta transportadora.

Tabla 2.19. Diámetros recomendados de los tambores y rodillos de tipo A, B y C según la norma UNE 18127:1983 en función del material y espesor del núcleo de la cinta, para un determinado porcentaje de RMBT. Extraído y adaptado de la norma *UNE 18127:1983* "Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Espesor del núcleo (mm)										Diámetro mínimo recomendado (mm)								
Material de la urdimbre del núcleo										% utilizado de RMBT								
Algodón	Poliamida o algodón/poliamida			Algodón/poliéster		Poliéster		Rayón		Del 60 al 100 %			Del 30 al 60%			Hasta el 30%		
	C=80		C=90		C=98		C=108		C=118		Tipo de tambor			Tipo de tambor			Tipo de tambor	
de	a	de	a	de	a	de	a	de	a	A	B	C	A	B	C	A	B	C
	1,2		1,1		1,0		0,9		0,8	100								
1,3	1,5	1,2	1,3	1,1	1,2	1,0	1,1	0,9	1,0	125	100		100					
1,6	2,0	1,4	1,7	1,3	1,6	1,2	1,4	1,1	1,3	160	125	100	125	100		100	100	
2,1	2,5	1,8	2,2	1,7	2,0	1,5	1,8	1,4	1,6	200	160	125	160	125	100	125	125	100
2,6	3,1	2,3	2,7	2,1	2,5	1,9	2,3	1,7	2,1	250	200	160	200	160	125	160	160	125
3,2	3,9	2,8	3,5	2,6	3,2	2,4	2,9	2,2	2,6	315	250	200	250	200	160	200	200	160
4,0	5,0	3,6	4,4	3,3	4,0	3,0	3,7	2,7	3,3	400	315	250	315	250	200	250	250	200
5,1	6,2	4,5	5,5	4,1	5,1	3,8	4,6	3,4	4,2	500	400	315	400	315	250	315	315	250
6,3	7,8	5,6	7,0	5,2	6,4	4,7	5,8	4,3	5,3	630	500	400	500	400	315	400	400	315
7,9	10,0	7,1	8,8	6,5	8,1	5,9	7,4	5,4	6,7	800	630	500	630	500	400	500	500	400
10,1	12,5	8,9	11,1	8,2	10,2	7,5	9,2	6,8	8,4	1000	800	630	800	630	500	630	630	500
12,6	15,6	11,2	13,8	10,3	12,7	9,3	11,5	8,5	10,5	1250	1000	800	1000	800	630	800	800	630
15,7	17,5	13,9	15,5	12,8	14,2	11,6	12,9	10,6	11,8	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
17,6	20,0	15,6	17,7	14,3	16,3	13,0	14,8	11,9	13,5	1600	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
		17,8	20,0	16,4	18,3	14,9	16,6	13,6	15,2	1800	1400	1250	1400	1250	1000	1250	1250	1000
				18,4	20,0	16,7	18,5	15,3	16,9	2000	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000

Cálculo del diámetro de tambores motrices para cintas de carga a granel

En el caso de que los tambores vayan a ser utilizados en equipos de manutención continua para transportar materiales a granel, y en cintas transportadoras en artesa, es de aplicación la norma *UNE 58206:1981* (AENOR, 1981) para determinar los diámetros nominales D , las longitudes de tambor L y el ancho de banda b , de los tambores motrices (ver Figura 2.27).

Según esta norma, los diámetros nominales D se refieren a la medida exterior del tambor sin recubrimiento, y en caso de que éstos se encuentren bombeados, el diámetro nominal será el diámetro máximo.

La Tabla 2.20 muestra los valores nominales de estas medidas para tambores motrices de cintas en artesa para graneles. La selección del diámetro del tambor se basará en sus condiciones de utilización, y deberá realizarse de acuerdo con las especificaciones del fabricante de la cinta transportadora. Normalmente, el diseño estará orientado a que, para longitudes de rodillos más pequeñas, corresponderán diámetros más pequeños, y viceversa.

Tabla 2.20. Especificaciones dimensionales de los tambores motrices para cintas transportadoras para graneles según la norma UNE 58206-81. Extraído y adaptado de la norma UNE 58-206-

81 "Equipos de mantenimiento continua para graneles. Transportadores de banda en artesa (excluidos los móviles). Tambores". Asociación Española de Normalización. (1983). Madrid: AENOR.

Diámetro nominal, D (mm)	Anchura de la cinta, b (mm)	Longitud del tambor L (mm)
200	400	500
250	500	600
315	650	750
400	800	950
500	1000	1150
630	1200	1400
800	1400	1600
1000	1600	1800
1250	1800	2000
1400	2000	2200
1600		

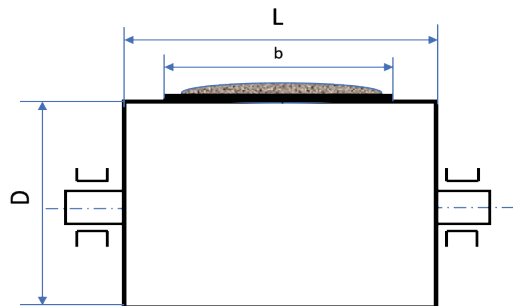


Figura 2.27. Dimensiones principales del tambor motriz.

La anchura de la cinta transportadora se puede determinar a partir del conocimiento de las características físicas del material a transportar (granulometría, peso específico,

corrosividad, abrasividad, etc.). Además, debido a las condiciones de funcionamiento de las cintas, conforme el material transportado va aumentando de tamaño, la anchura de ésta debe ir también aumentando para evitar un derrame o caída del material durante su funcionamiento. Lógicamente, si en estas condiciones se tiene en cuenta el grado de corrosividad, abrasividad, temperatura, etc. del material transportado, se podrá también obtener un valor de la velocidad máxima de la cinta que permita asegurar unas condiciones de funcionamiento óptimas, en las que no se pueda romper por exceso de velocidad.

En algunos casos, se pueden llegar a establecer los diámetros mínimos recomendados para los diferentes tambores y rodillos de cintas transportadoras para materiales a granel, a partir del conocimiento de la carga de rotura de la cinta, y del material con que está fabricada su estructura. Esta información, basada en la aplicación de las Normas *DIN 22102*, *DIN 22131* y la *ISO 3654* se muestra en la siguiente Tabla 2.21.

Tabla 2.21. Diámetros mínimos recomendados para diferentes tambores motrices y poleas en función del material de la cinta transportadora. Diámetros mínimos recomendados para tambores y rodillos expresados en mm, hasta el 100 % de la máxima carga de trabajo según recomendaciones de la RMBT ISO bis/3654. Extraído y adaptado de las normas DIN 22102-3:2020-12 "Conveyor belts with textile plies for bulk goods - Part 3: Permanent joints", (2020) y DIN 22131-3:2016-03 "Steelcord conveyor belts for hoisting and conveying - Part 3: Testing", (2016). Deutsche Institut für Normung. Germany.

Carga rotura cinta N/mm	Cinta con estructura textil EP DIN 22102			Cinta con estructura hilos acero ST DIN 22131		
	Ø Tambor motriz (mm)	Ø Rodillo retorno (mm)	Ø rodillo cambio dirección (mm)	Ø Tambor motriz (mm)	Ø Rodillo retorno (mm)	Ø rodillo cambio dirección (mm)
200	200	160	125	-	-	-
250	250	200	160	-	-	-
315	315	250	200	-	-	-
400	400	315	250	-	-	-
500	500	400	315	-	-	-
630	630	500	400	-	-	-
800	800	630	500	630	500	315
1000	1000	800	630	630	500	315
1250	1250	1000	800	800	630	400
1600	1400	1250	1000	1000	800	500
2000	-	-	-	1000	800	500
2500	-	-	-	1250	1000	630
3150	-	-	-	1250	1000	630

La Tabla 2.21 no debe ser aplicada para transportadores de cinta que desplazan material con una temperatura superior a 110 °C, o instalaciones donde la temperatura ambiente es menor de - 40 °C.

2.3.4. Rodillos de apoyo o portantes

Estos rodillos son utilizados para soportar la propia cinta y la carga transportada sobre ella. Aunque deben ser diseñados con menos características resistentes que otros elementos del transportador, han de ser seleccionados con sumo cuidado por su función de elemento soporte para asegurar unas condiciones de funcionamiento óptimas, ya que además realizan una función de guía. Por tanto, es necesario el correcto dimensionado de estos rodillos debido a que representan una parte considerable del coste de la instalación.

Suelen ser de dos tipos:

- Rodillos de apoyo planos.
- Rodillos de apoyo en artesa.

Los *rodillos planos* se utilizan para transportar materiales pesados de cargas unitarias (palets, contenedores, cajas, etc.) o a granel, ya que si se utilizaran en artesa se podría generar mucha fricción entre el rodillo y la cinta. La Figura 2.28 muestra un ejemplo típico de esta distribución para el transporte de cargas unitarias.

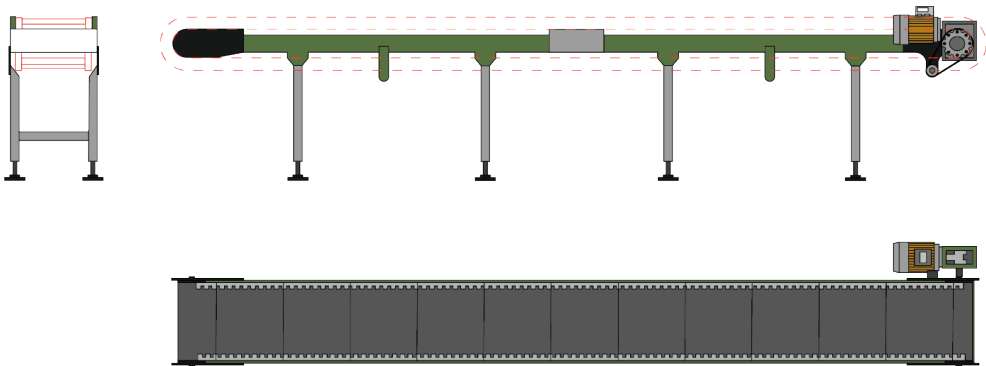


Figura 2.28. Distribución de rodillos portantes en una cinta transportadora para cargas unitarias.

Por otra parte, los *rodillos en artesa* están más pensados para el transporte de materiales a granel, y tienen la posibilidad de que se pueden instalar 2 o 3 rodillos con una inclinación variable, según las necesidades del producto a transportar. El ángulo de inclinación entre los rodillos se llama ángulo de artesa o abarquillamiento (λ), y representa al ángulo de inclinación de cada uno de los rodillos con la horizontal. La Figura 2.29 muestra un ejemplo de cada una de estas configuraciones.

El ángulo de artesa λ define, en cierto modo, la capacidad de transporte de la cinta ya que, a mayor ángulo, mayor capacidad de transportar material como consecuencia de una mayor sección transversal. Los transportadores en artesa pueden llegar a doblar la capacidad de transporte respecto a los transportadores de rodillo plano. Estos ángulos de artesa suelen oscilar en la configuración de 3 rodillos entre los 20° y los 45° .

Existen algunas configuraciones especiales de rodillos en artesa, conocidas como transportadores de cinta en *catenaria* (*garland*), en las que los diferentes rodillos inclinados están unidos entre sí por un eje flexible (un cable de acero que constituye el eje de giro de cada rodillo), que en situación de reposo adquieren la forma de una catenaria (ver Figura 2.29D).

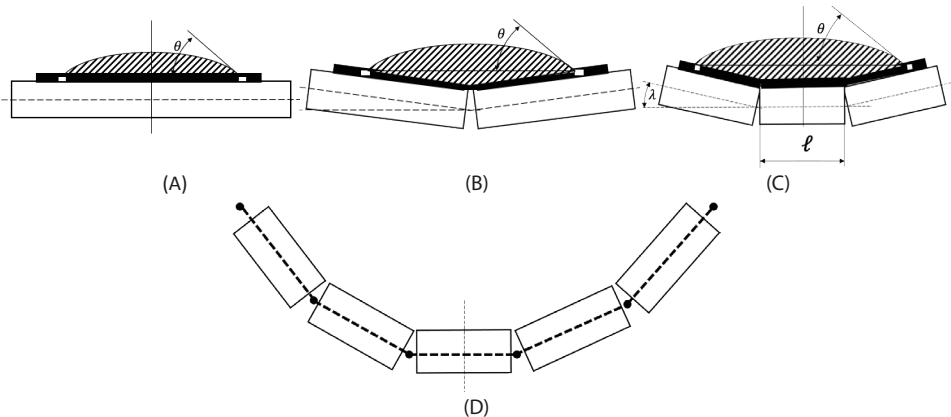


Figura 2.29. Ejemplos de rodillos portantes en una cinta transportadora para cargas a granel: (A) con rodillo plano; (B) con dos rodillos portantes en V; (C) con tres rodillos portantes; (D) con cinco rodillos portantes en catenaria.

El diámetro de los rodillos de apoyo se debe elegir teniendo en cuenta la anchura de la cinta transportadora, la velocidad de desplazamiento, la tipología de carga (variada o a granel), y el tamaño de la carga a transportar. Algunos valores de referencia del diámetro de los rodillos portantes en función de la anchura de la cinta se muestran en la siguiente Tabla 2.22, que muestra un ejemplo de diseño de rodillos del fabricante RULMECA.

Tabla 2.22. Diámetros recomendados para diferentes rodillos portantes en función de la anchura y la velocidad de desplazamiento de la cinta. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Anchura cinta (mm)	Velocidades $V \leq 2$ m/s \varnothing rodillo mm			Velocidades $V = 2+4$ m/s \varnothing rodillo mm			Velocidades $V \geq 4$ m/s \varnothing rodillo mm		
500	89			89					
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200	194			194			194		

2.3.4.1. Distancia entre rodillos de apoyo

La distancia entre los rodillos de apoyo (ver Figura 2.30) depende del peso de las mercancías para las cuales se ha diseñado la cinta (tamaño, peso y material), y del tipo de cinta transportadora utilizada. Para mercancías de poco peso (máx. 40 kg) y carga variada, los rodillos de apoyo pueden ser sustituidos por una superficie deslizante. Algunas veces dicha superficie es complementada con unos pocos rodillos de apoyo; esto permite al transportador llegar a tener longitudes entre extremos por encima de los 80 m con cargas a transportar ligeras.

En el caso de transporte de mercancía a granel, la elección de la distancia entre los rodillos de apoyo, tanto del ramal superior cargado como del inferior de retorno, debe seguir el criterio de que la flecha producida entre rodillo y rodillo debido al peso de la carga más la cinta (ramal superior), o sólo la cinta (ramal retorno), no supere un determinado valor de tolerancia. Para el ramal superior, la flecha máxima no debería ser superior al $0,5 \% \div 1,5 \%$. En el ramal inferior se aceptan flechas máximas de hasta el $2 \% \div 3 \%$.

Estas flechas no deben superarse para evitar una descarga o derrame del material durante el desplazamiento, así como la aparición de mayores fuerzas de rozamiento entre la cinta y los rodillos, lo que provocaría no sólo la necesidad de una mayor potencia de accionamiento, sino un desgaste prematuro de la superficie de la cinta.

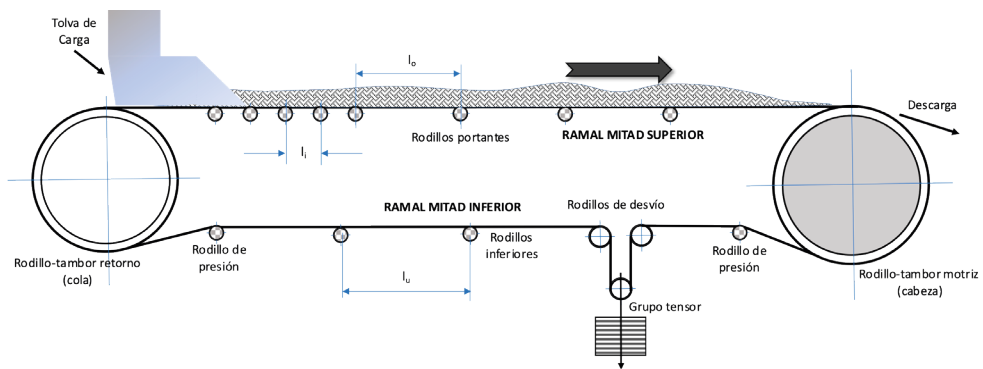


Figura 2.30. Distancias entre los rodillos de apoyo del ramal superior cargado e inferior de retorno de la cinta transportadora.

De acuerdo con la norma *UNE 58204:1992*, la comprobación de las flechas soportadas por la cinta transportadora durante su funcionamiento para limitarlas a un máximo definido por diseño debe verificarse según la Ecuación (2.8) para la distancia entre rodillos del ramal superior, y la Ecuación (2.9) para el ramal inferior. Según esta norma, la distancia mínima l_0 con que se deben instalar los rodillos de apoyo en el ramal

superior, o la distancia mínima l_u para el ramal inferior de retorno, se obtiene del siguiente modo:

- Para el *ramal superior cargado*,

$$l_o = \frac{T_x \cdot 8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}{(q_B + q_G) \cdot g} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

- Para el *ramal inferior libre*,

$$l_u = \frac{T_x \cdot 8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}{(q_B) \cdot g} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Donde,

T_x = Tensión de la cinta en el punto x (N),

q_B = es la masa de la cinta por unidad de longitud en ramal superior o inferior (kg/m),

q_G = es la masa de la carga transportada por unidad de longitud (kg/m),

l_o = distancia entre ejes de rodillos portantes del ramal superior,

l_u = distancia entre ejes de rodillos portantes del ramal inferior,

$(h/a)_{adm}$ = flecha admisible de la cinta entre dos trenes de rodillos.

El valor admisible de la flecha $(h/a)_{adm}$ en la cinta, que no debe ser superado en ningún punto de la instalación, está prefijado en:

- Ramal superior: entre 0,005 y 0,015.
- Ramal inferior: entre 0,020 y 0,030.

Así, para *cargas a granel*, la práctica general recomienda algunos valores de referencia de la distancia entre rodillos en función del tipo de instalación, como son:

Mitad superior (ramal activo)

- Para instalaciones pequeñas o de alto impacto: $l_o = 0,5$ a 1 m.
- Para instalaciones normales: $l_o =$ aprox. 1,2 m.
- Para instalaciones de tensiones elevadas: $l_o = 1,4$ a 4 m .

Mitad inferior (ramal retorno)

- $l_u = (2 \div 3) \cdot l_o$ (m) Máximo de aproximadamente 6 m.

En el caso de transportar *cargas aisladas*, los rodillos de apoyo deben estar separados una distancia inferior a la utilizada para las cintas con productos a granel. Cuando las cargas unitarias son pesadas, se recomienda que la separación entre rodillos de apoyo sea inferior a la mitad de la longitud de la carga transportada.

En los puntos de la línea en los que se realiza la descarga de material desde una tolva de alimentación (ver Figura 2.30), se necesitan instalar rodillos en artesa con una separación

inferior a la habitual debido, sobre todo, a que deben ser capaces de absorber los impactos producidos por la mercancía al caer sobre la cinta en un punto más concentrado de la misma, y tener que repartir los mayores esfuerzos entre un mayor número de rodillos. Por ello, la distancia entre rodillos de apoyo en este punto, l_r , debe ser inferior a la nominal (l_o). Normalmente, esta distancia l_r suele ser la mitad de l_o o incluso menor.

A partir del conocimiento de la velocidad de la línea de transporte, V , y del diámetro de los rodillos portantes, D_R , se puede determinar la velocidad de giro del rodillo mediante la Ecuación (2.10):

$$n_R = \frac{60 \cdot V}{(D_R) \cdot \pi} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde,

V = Velocidad de la cinta (m/s),

D_R = Diámetro del rodillo portante (m).

En la práctica, la velocidad de giro del rodillo portante no debería ser superior a 650 r.p.m.

Finalmente, algunos fabricantes de cintas han establecido recomendaciones para las distancias entre rodillos en el ramal superior (cargado) y el inferior, en función de la anchura de la cinta y del peso específico del material transportado. En la Tabla 2.23 se muestra un ejemplo de este tipo de datos proporcionado por el fabricante RULMECA.

Tabla 2.23. Máximas distancias entre rodillos portantes recomendadas para cintas en artesana en función de la anchura de la cinta y el peso específico del material transportado. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Anchura cinta (mm)	Distancia entre rodillos (m)			
	Ramal superior (cargado)			Ramal inferior (retorno)
	Peso específico material transportado (t/m ³)			
	< 1,2	1,2 ÷ 2,0	>2,0	
300	1,65	1,50	1,40	3,00
400				
500				
650				
800	1,50	1,35	1,25	3,00
1000	1,35	1,20	1,10	3,00
1200	1,20	1,00	0,80	3,00
1400				
1600				
1800				
2000	1,00	0,80	0,70	3,00
2200				

2.3.5. Otros rodillos

El resto de los rodillos no motrices utilizados en el movimiento de la cinta transportadora, aparte de los que sirven exclusivamente de apoyo, son instalados para conseguir el cambio de trayectoria de la cinta. En estos casos, debemos considerar los siguientes tipos (ver Figura 2.30):

- *rodillos del tambor tensor*: son los rodillos que se encuentran incorporados al grupo tensor de la cinta,
- *rodillos de reenvío o retorno*: este rodillo no motriz permite la vuelta de la cinta sin fin hacia el rodillo motriz; está colocado en el extremo opuesto al rodillo conductor y delimita la longitud del tramo de la cinta,
- *rodillos de presión*: estos rodillos se instalan para aumentar el ángulo de inclinación de la cinta de forma que el ángulo de enrollamiento del contacto entre tambor y cinta sea mayor. Se suelen colocar cerca del tambor motriz y del tambor de reenvío,
- *rodillos de desvío o inflexión*: se suelen utilizar para realizar un cambio de dirección de la cinta, normalmente en las proximidades del grupo tensor.

Todos estos rodillos se fabrican con recubrimientos de goma que facilitan la adherencia en el contacto con la cinta transportadora, y para facilitar su limpieza. Su dimensionado dependerá de factores como las cargas que tenga que soportar la cinta, el tambor motriz y sus rodamientos, la anchura de la cinta y el coeficiente de adherencia necesario. Su clasificación y selección se realizará en base a lo establecido en la norma UNE 18127:1983 (AENOR, 1983), ya descrito previamente en el apartado 2.2.3.1 del presente capítulo.

2.3.6. Grupo tensor de la cinta

Todas las cintas transportadoras deben estar equipadas con un dispositivo que mantenga la tensión de la cinta dentro de unos parámetros más o menos constantes para compensar los alargamientos por el uso, y por la dilatación debido a la temperatura. En general, estos mecanismos de tensión persiguen unos objetivos de diseño muy definidos, como son:

- mantener el contacto correcto entre el tambor motriz y la cinta, para que no produzca deslizamiento entre ambos en el sistema de transmisión,
- compensar las variaciones en la longitud de la cinta como consecuencia del uso continuo de la misma; por ejemplo, en las arrancadas y paradas donde se generan mayores tensiones, o por variaciones del caudal transportado,
- en el caso de cintas en artesa para material a granel, mantener una buena adherencia en el contacto entre la cinta y los rodillos de apoyo,
- impedir la expulsión y derrame de material por falta de tensión en la cinta.

La selección del dispositivo de tensión más adecuado dependerá de las condiciones generales de la instalación, de las características de elongación de la estructura de la cinta, de las condiciones de arrancada y parada, de las condiciones ambientales y la distancia de transporte e inclinación de la instalación.

2.3.6.1. Tipologías de sistemas de pre-tensado de la cinta

Dependiendo del tipo de aplicación, existen diferentes sistemas de ajuste de la tensión de la cinta transportadora que se agrupan en dos tipologías diferenciadas por el modo de trabajo:

- *Mecanismo de pre-tensado fijo.*
- *Mecanismo de pre-tensado móvil* con un pre-tensado constante proporcionado por la fuerza de la gravedad o regulado por un motor.

Características de los mecanismos de pre-tensado fijo

Este tipo de mecanismo de tensado se utiliza fundamentalmente en transportadores de longitud reducida (hasta 30-40 m) o con cintas que presentan muy poca deformación, como las compuestas por hilos de acero. Este tensado suele ser de accionamiento manual y presenta la ventaja de que se puede modificar (manualmente) la tensión de la cinta en función de la carga a transportar, y siempre dentro de los límites de tracción que pueda soportar la misma y para todas las condiciones de carga.

En el caso de que el grupo tensor utilice un reglaje manual con husillo (Figura 2.31), éste se suele montar junto al tambor de retorno o reenvío. El husillo funciona de forma que, mediante un par de husillos helicoidales montados en cada lateral del bastidor de la cinta, se actúa mediante los volantes que accionan el husillo para alargar o acortar la distancia del tambor de retorno a la bancada, tensionando o aflojando la cinta. La distancia de regulación s , dependerá también de la tensión máxima que puede soportar la cinta y de las tensiones de trabajo entre las que deberán ajustarse las condiciones de funcionamiento del sistema de transporte.

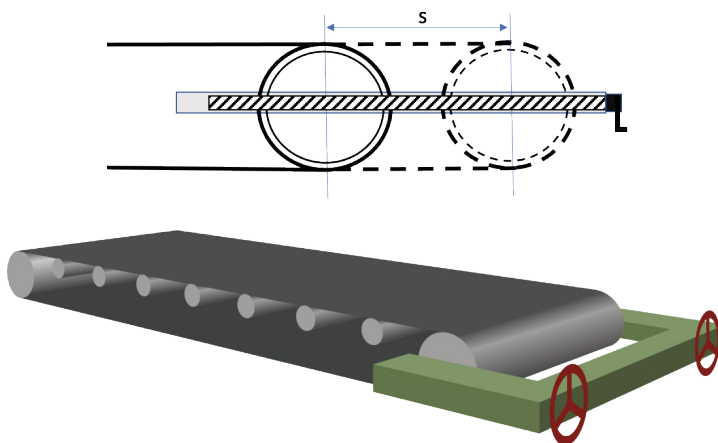


Figura 2.31. Mecanismo de pre-tensado fijo mediante el accionamiento con volantes y husillo.

Características de los mecanismos de pre-tensado móvil por gravedad

En instalaciones de gran longitud se suelen utilizar mecanismos de pre-tensado móvil mediante el uso de contrapesos o lastres (Figura 2.32). Con este sistema se pueden alcanzar pre-tensiones constantes en todas las partes de la instalación. Los cambios de longitud de la cinta son compensados por el desplazamiento del contrapeso. La longitud de desplazamiento del contrapeso s , se debe elegir para ajustarse a los cambios de longitud de la cinta, que dependerá de las condiciones de servicio. Para cintas de estructura textil, el desplazamiento permitido para el contrapeso es del 1,5 % de la distancia entre centros de tambores motriz y de retorno; en el caso de estructuras de hilo de acero esta distancia se reduce al 0,3 %.

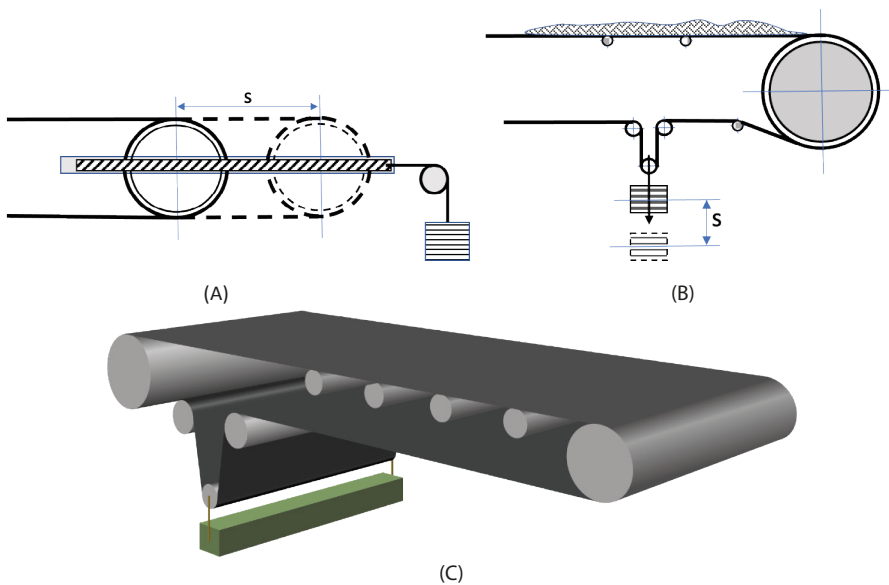


Figura 2.32. Mecanismo de pre-tensado móvil automático mediante el uso de contrapesos (lastres): (A) contrapeso instalado junto al tambor de cola o reenvío; (B) contrapeso instalado a la salida del tambor motriz; (C) imagen que muestra el tamaño y funcionamiento del contrapeso respecto al de la cinta transportadora.

Los grupos tensores que utilizan sistemas automáticos con contrapeso móvil suelen instalarse en lugares donde la tensión de la cinta es menor, que suele ser en el ramal inferior de retorno, ya sea en la proximidad del tambor de retorno (Figura 2.32A), que es la solución más sencilla, o bien a la salida del tambor motriz (Figura 2.32B, C). Si en este punto la tensión de la cinta es T_c , el grupo tensor deberá estar cargado con un lastre de peso $2T_c$. El lastre del sistema ha de seleccionarse cuidadosamente para que se ajuste a las necesidades de tensión de la cinta, según las diferentes condiciones de servicio.

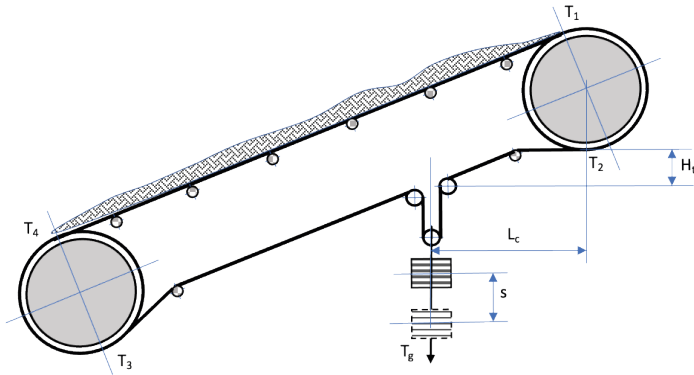


Figura 2.33. Mecanismo de pre-tensado móvil automático mediante el uso de contrapesos con la cinta en pendiente y el contrapeso instalado a la salida del tambor motriz.

En estas condiciones, si el lastre está ubicado en la proximidad del tambor de retorno, la tensión de la cinta a considerar será la T_3 , y si la línea es horizontal, el valor del contrapeso debería ser de:

$$T_g = 2 \cdot T_3 \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Si, por el contrario, el lastre estuviera instalado a la salida del tambor motriz, y en el ramal de retorno, la tensión a considerar sería la T_2 , y si la instalación está en el plano horizontal, el peso del lastre debería ser de:

$$T_g = 2 \cdot T_2 \quad \text{Ecuación 2.12}$$

En este último caso, cuando el lastre se encuentra instalado a la salida del ramal de retorno y la instalación está en un plano inclinado (Figura 2.33), el valor del contrapeso debería ser:

$$T_g = 2 \cdot T_2 + 2 \cdot \left[\mu \cdot L_c \cdot g \cdot (q_{Ru} + q_B \cdot \cos \delta) \pm H_t \cdot q_B \cdot g \right] \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde,

μ = coeficiente de fricción entre la cinta y los rodillos portantes,

L_c = distancia del centro del tambor motriz al punto de anclaje del peso del lastre (m),

H_t = altura desde el punto en el que se inicia el movimiento vertical del contrapeso hasta el punto donde la cinta abandona el tambor motriz en el ramal de retorno (m),

q_{Ru} = masa de las partes giratorias de los rodillos de retorno por metro de ramal de retorno (kg/m),

q_B = masa de la cinta por unidad de longitud en ramal superior o inferior (kg/m),

δ = ángulo de inclinación de la instalación en la dirección de movimiento,

T_2 = tensión de la cinta a la salida del ramal de retorno desde el tambor motriz (N).

Características de los mecanismos de pre-tensado móvil con regulación variable

Finalmente, este tipo de contrapesos se utilizan en instalaciones de gran longitud, o en aquellas en las que se pretende eliminar las vibraciones en los procesos de arrancada, y se denominan mecanismos de pre-tensado móvil con regulación variable (ver Figura 2.34). Durante el proceso previo a la arrancada se establece un valor de la pre-tensión de la cinta que es producido por un cabrestante activado por un conmutador eléctrico variable. Cuando se arranca la cinta, el pre-tensado inicial se mantiene por encima del valor nominal. En el momento que la cinta alcanza un régimen de funcionamiento permanente, el cabrestante actúa para ajustar la tensión de la cinta al valor nominal de pre-tensionado previsto.

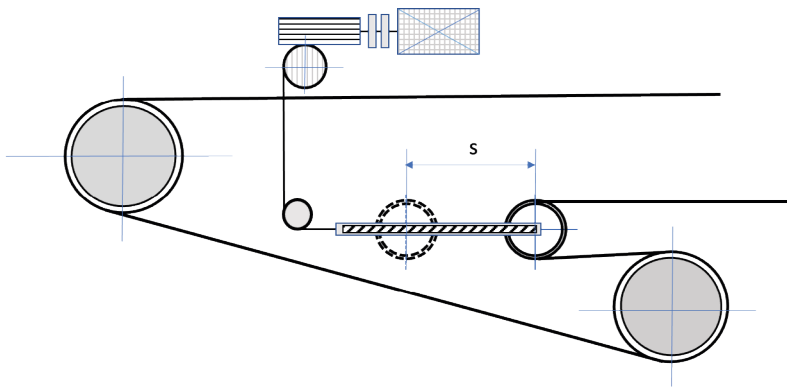


Figura 2.34. Mecanismo de pre-tensado móvil automático mediante un sistema de regulación variable instalado a la salida del tambor motriz.

2.3.7. Accesorios

En las cintas transportadoras se pueden emplear diferentes tipos de accesorios, dispuestos para facilitar la alimentación de la carga sobre la cinta, para su guiado, para el vaciado o para facilitar su limpieza. Básicamente, en el transporte de mercancías a granel es donde podemos encontrar la mayor cantidad de accesorios posibles, que se muestran gráficamente en la Figura 2.35, y cuyas características básicas se describirán a continuación.

Dispositivos de carga

Estos dispositivos están diseñados para que la materia prima a granel pueda ser descargada sobre la cinta transportadora. Para ello se suelen utilizar tolvas en las que se descarga el material a granel, y desde las que, a su vez, se carga la cinta; dicha tolva está situada en las proximidades del tambor de retorno. La Figura 2.35 muestra un ejemplo del

lugar en que se ubica la tolva de carga. Estos puntos suelen ser críticos en el diseño de la cinta transportadora, puesto que son los que reciben el impacto de la caída del material y donde se produce una mayor abrasión, por lo que en su diseño se deben considerar algunos principios importantes como:

- la dirección de entrada en el contacto del material a granel con la cinta ha de ser la misma que el movimiento de la propia cinta, y con una velocidad similar,
- la altura de caída del material ha de ser la menor posible,
- la caída del material desde la tolva se debe realizar en la parte central de la cinta, para evitar desequilibrios y desalineamientos,
- si la cinta transportadora está inclinada, la tolva de carga ha de ser horizontal,
- se deben utilizar en la zona de carga rodillos portantes con amortiguamiento para absorber el impacto de la carga. La distancia entre estos rodillos (a_i) suele ser la mitad o menos de la distancia entre los rodillos de apoyo del ramal cargado (ver Figura 2.30).

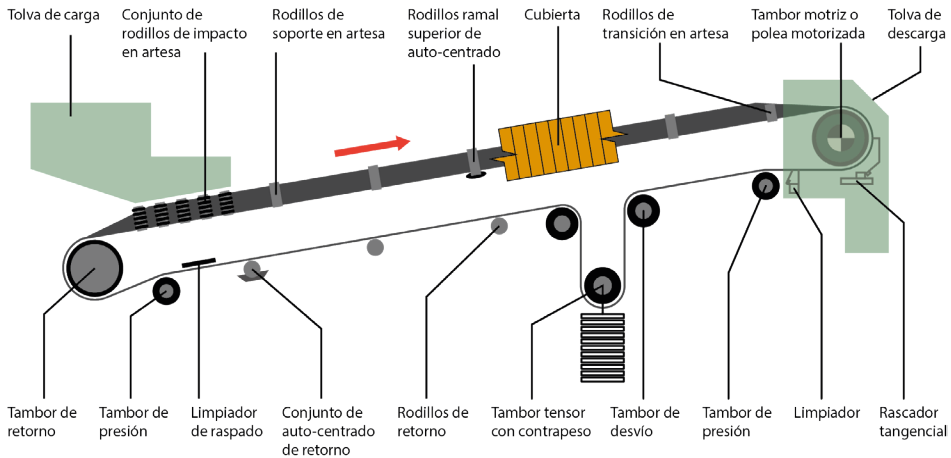


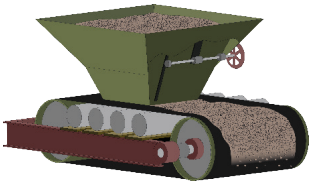
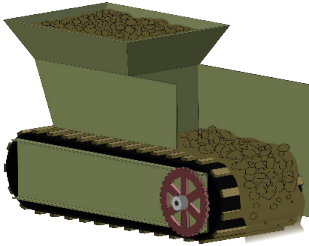
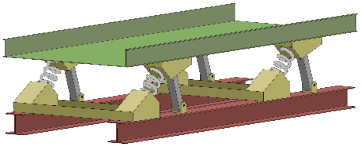
Figura 2.35. Conjunto de accesorios utilizados en una cinta transportadora de productos a granel.

La Figura 2.36 muestra varios ejemplos de dispositivos para realizar este tipo de operaciones. Por lo general, la estructura metálica de la tolva de carga no debe estar en contacto con la cinta transportadora; se recomienda una distancia mínima de separación de 25-30 mm en la parte más próxima, que ha de ir aumentando conforme el material a granel se va depositando en la cinta, para evitar aglomeraciones y atascos con los materiales de alta granulometría. Precisamente, cuando la granulometría del material a cargar es muy variada, y puede constituir un problema de seguridad (por existir riesgo de atascos), se hace necesario la utilización de sistemas de cribas que filtren primero la parte más fina del material, y faciliten la carga de la parte más gruesa, evitando aglomeraciones.

Cuando los materiales a granel se cargan sobre la cinta de forma irregular, es decir, en unos tramos con carga y en otros sin ella, se hace necesario la utilización de *dosificadores* o *alimentadores* que uniformicen la carga sobre la cinta. En función de la materia a transportar, existen en el mercado diferentes tipos de alimentadores, siendo los más conocidos del tipo de *cinta*, *tablillas*, *vibratorio* y *tornillo sin fin*. La Tabla 2.24 muestra las características constructivas y aplicaciones de los sistemas de alimentación de carga más representativos en las cintas a granel.

En instalaciones en las que se utilizan rodillos en artesa con forma de catenaria, en la zona de impacto de entrada del material se suelen utilizar amortiguadores que minimizan las fuerzas de choque del material al caer sobre la cinta; precisamente el eje flexible que une los rodillos de la catenaria permite que la cinta se adapte al perfil de las mercancías con que es alimentada esta.

Tabla 2.24. Características constructivas de diferentes tipos de alimentadores de carga para cintas transportadoras. Extraído y adaptado de Goodyear. (1975). *Handbook of Conveyor & Elevator Belting*. (1st ed.). The Goodyear Tire & Rubber Company. Akron, Ohio. USA.

Tipo de alimentador carga	Aplicaciones	Características constructivas	Imagen
Cinta	Se emplea con materiales de granulometría fina.	Cinta transportadora debajo de la tolva. Rodillos impacto planos o en artesa ($5^{\circ} \div 10^{\circ}$) Con puerta de regulación.	
Tablillas	Se emplea con materiales pesados, en forma de terrones, como los minerales y piedras.	Transportador por tablillas de acero impulsadas por cadenas. La dosificación del material es función de la velocidad de las cadenas motrices. Las tablillas deben estar alejadas de la cinta sobre la que descarga, aumentando así el impacto. La línea de tablillas puede instalarse horizontal o inclinada.	
Vibratorio	Se emplea con todo tipo de materiales salvo los pegajosos y el cemento.	Canaleta metálica debajo de la tolva con movimiento vibratorio de alta frecuencia y baja amplitud. Dosificación del material en función de la vibración generada y la inclinación de la canaleta. Se instala muy cerca de la cinta en la que descarga, reduciendo las cargas por impacto.	
Tornillo sin fin	Materiales finos y tamaño medio.	Consiste en un tornillo sin fin instalado dentro de una canaleta.	

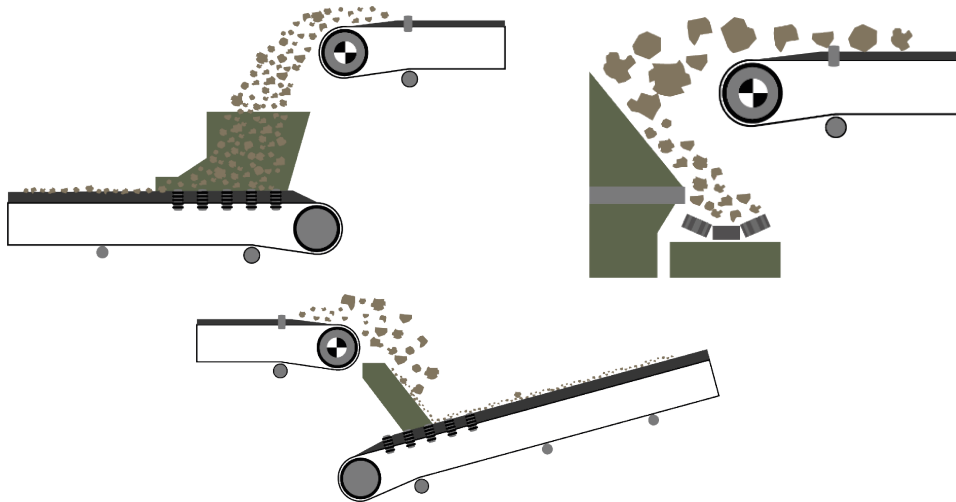


Figura 2.36. Ejemplos de dispositivos de carga de la cinta transportadora.

Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Dispositivos para el amortiguamiento de la mercancía

Cuando el material es descargado desde una tolva de carga sobre la cinta, se necesita utilizar una serie de rodillos adicionales de soporte en esta zona que ayuden a amortiguar la caída del material. Estos rodillos pueden estar constituidos por elementos amortiguadores que facilitan la absorción del impacto de la caída por parte de la cinta. Estos rodillos amortiguadores están contruidos con discos o anillos recubiertos de caucho que se montan sobre el eje del rodillo, y que están separados entre sí por arandelas. También pueden ser fabricados con discos recubiertos de caucho o con muelles helicoidales.

La Figura 2.37 muestra un ejemplo del diseño de estos rodillos recubiertos de caucho en el caso de disponer de la configuración de rodillo plano, en V o en artesa con 3 rodillos. En estos casos, la separación entre los rodillos suele ser dos veces menor que la distancia de separación entre los rodillos del ramal superior (activo).

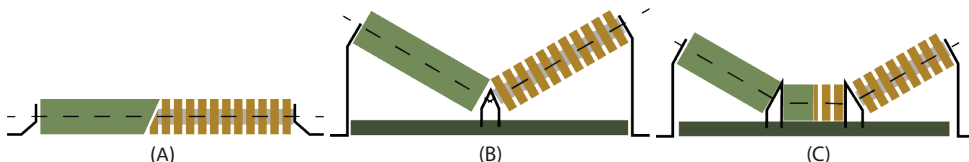


Figura 2.37. Ejemplos de rodillos portantes en una cinta transportadora para cargas a granel: (A) con rodillo plano o de impacto, (B) con dos rodillos portantes en V plano o de impacto, (C) con tres rodillos portantes en artesa o de impacto. Extraído y adaptado de RULMECA.

(2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Dispositivos de descarga

La descarga del material de la cinta transportadora, sobre todo en el caso de materiales a granel, se debe realizar en el lado en que se encuentra el tambor de accionamiento. Para la descarga se necesita utilizar una tolva que recoge el material para la extracción de la cinta, y facilita el desplazamiento o desvío de la carga hacia uno u otro lado. Como la salida del material sigue una trayectoria casi parabólica, permite a los diseñadores de cintas definir, en función de la granulometría, el grado de adherencia de la cinta, la velocidad y el flujo de materiales que se necesita transportar en cada caso.

Existen muchos modelos de tolvas en el mercado destinados a la descarga de materiales a granel; se pueden encontrar tolvas que pueden ser fijas, con salidas direccionales de posición permanente (ver Figura 2.38B), o móviles, con salidas que pueden variar en función de la inclinación o giro de un carro de descarga que puede ser también telescópico (ver Figura 2.38A). También existen *tolvas telescópicas* que se utilizan para disminuir los riesgos de la descarga, y acercar los materiales a la pila cónica que se forma en la superficie de descarga. La extensión de las diferentes etapas telescópicas permite acercar o alejar la boca de salida de la tolva de la superficie en que se deposita el material. Es el caso de la carga de buques que transportan materiales a granel, o de la carga de vehículos de transporte por carretera.



(A)

(B)

Figura 2.38. Dispositivos de descarga de materiales a granel desde la cinta transportadora:

(A) desde una posición fija. Extraído de *iStock.com*, de sykono Id: 1347464333. (2021).

Licencia estándar; **(B) desde una posición móvil mediante brazo telescópico articulado.**

Extraído de *iStock.com*, de ziya mehmet isildak Id: 1405760790. (2022). Licencia estándar.

Cuando la granulometría del material es muy fina, se utilizan dispositivos varios que evitan o minimizan la salida de polvo a la atmósfera. Así, cuando la carga a transportar es muy fina o frágil se pueden utilizar *tolvas en espiral*, donde el material desciende por gravedad siguiendo una trayectoria en espiral (ver Figura 2.39A), *tolvas de contenedores inferiores* (el material desciende dentro de un contenedor cerrado por un canal inclinado que favorece

el descenso lento sin producir polvo), o *tolvas de escalones de piedra* (el material de gran granulometría, como las piedras, desciende alturas de 1,5 a 1,8 m pasando de un escalón a otro sin llegar a romperse).

Finalmente, cuando la carga a granel está constituida por materiales sólidos de pequeño tamaño, que deben ser transportados en cintas con separadores o cangilones, se pueden utilizar tolvas especiales como las mostradas en la Figura 2.39B. En estos casos, los cangilones facilitan el transporte en el plano horizontal de las cargas, o la elevación a un plano superior, para realizar una descarga por medio de una tolva de posición fija, ya sea en un contenedor o en un alimentador de una máquina.



(A)

(B)

Figura 2.39. Ejemplos de dispositivos de descarga de materiales a granel desde la cinta transportadora: (A) mediante un dispositivo de tolva en espiral descendente. Extraído de *iStock.com*, de ironstuff Id: 1347464333. (2018). Licencia estándar; **(B) mediante una cinta con cangilones separadores para material a granel de pequeño tamaño y tolva de recogida vertical.** Extraído de *iStock.com*, Baloncici Id: 919667522. (2018). Licencia estándar.

Dispositivos de limpieza de la cinta

La limpieza de las cintas transportadoras resulta necesaria cuando se tiene que transportar material a granel, ya que de su mantenimiento depende su eficacia. La limpieza también ayudará a disminuir los riesgos laborales por posibles atrapamientos y atascos provocados por el apelmazamiento de material si no se elimina de la zona donde se acumule, amén de provocar un aumento de los costes de mantenimiento y las pérdidas económicas por la pérdida de material.

Por la propia operatividad de las cintas transportadoras, la cara que se ensucia más es la que está en contacto con el material, es decir, la cara superior del ramal activo. Una vez el material se ha pegado a la cinta en la cara superior, se va despegando en la cara inferior del ramal de retorno, durante el desplazamiento desde el tambor motriz hasta el tambor de reenvío, cayendo sobre el suelo y sobre los rodillos de apoyo inferiores, dificultando su giro y provocando el descentramiento de la cinta.

El funcionamiento de los sistemas de limpieza se basa en la acción de rascado y cepillado de la cinta transportadora y los tambores, y se deben instalar lo más próximos posible a los tambores motrices y de reenvío. No obstante, existen zonas recomendables donde ubicar estos sistemas de limpieza en las cintas. La Figura 2.40 muestra un ejemplo de estas instalaciones. Habitualmente, los sistemas para la limpieza de las caras externas de la cinta se ubican a la salida del tambor motriz, y para la limpieza de las caras internas, antes de llegar a los tambores de reenvío, de presión o de desvío de la cinta.

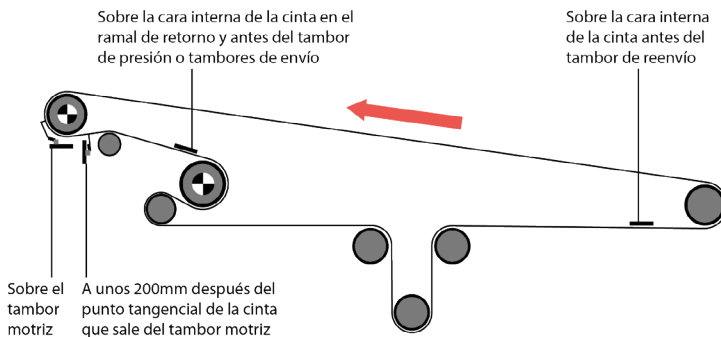


Figura 2.40. Lugares recomendados para la ubicación de los dispositivos de limpieza de materiales a granel desde la cinta transportadora. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Existen diferentes dispositivos para la limpieza de la cinta (la Tabla 2.25 muestra gráficamente algunos ejemplos), que se pueden agrupar en los siguientes modelos principales:

- *Sistemas de pre-limpieza*: consisten en sistemas que tratan de “rascar” los materiales pegados a la cinta justo después de ser descargados por el lado del tambor motriz, y por su parte inferior. Están pensados para eliminar por rascado los elementos más pegajosos y de difícil limpieza. Consisten en rascadores independientes de goma que se colocan en contacto con la cinta sin llegar a dañarla, ya que utilizan resortes cuya presión puede ajustarse; en la Tabla 2.25 correspondería al modelo H. Pueden utilizarse en cintas unidireccionales o reversibles.
- *Sistemas de limpieza de tipo T*: se utilizan para la limpieza de materiales más finos que están adheridos a la cinta, y se colocan justo después de los sistemas de pre-limpieza para mejorar el funcionamiento de la cinta. Son válidos tanto

para cintas unidireccionales como reversibles, y consisten también en tacos de goma que “rascan” la cinta, y que entran en contacto con la misma sin llegar a dañarla, gracias a la acción de resortes que mantienen la presión adecuada. En la Tabla 2.25 correspondería a los modelos P, R o D.

- *Sistemas de limpieza con barras de raspado:* consisten en rascadores en V que se colocan en las proximidades del tambor de cola (reenvío), para evitar que los restos de materiales que se encuentran situados en la cara interna de la cinta por su ramal inferior puedan penetrar entre ésta y el tambor; se pueden utilizar tanto para el tambor de cola como para otros rodillos. El material de la barra de raspado ha de ser lo suficientemente rígido como para que no se doble durante el funcionamiento, y pueda mantener un buen ángulo de raspado. La Figura 2.41A muestra un ejemplo de esta instalación.
- *Sistemas de limpieza de cepillo giratorio:* estos sistemas consisten en cepillos que se utilizan en cintas nervadas y con dibujos pronunciados en la superficie, y facilitan la limpieza de materiales secos y muy finos. Se instalan sobre la superficie de la cinta y son accionados por un motor eléctrico que está sellado, donde todas las piezas actúan en baño de aceite para estar protegidas del desgaste. La Figura 2.41B muestra un ejemplo de esta instalación.

Tabla 2.25. Tipos de rascadores de limpieza de cintas transportadoras para materiales a granel. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling.* (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Tipo de limpiador	P	R	H	D
Anchura cinta (mm)	350÷2200	350÷2200	350÷2200	350÷2200
Características	Para cintas unidireccionales	Para cintas reversibles	Para cintas reversibles y aplicaciones tangenciales	Para cintas unidireccionales
Esquema				
Instalación				

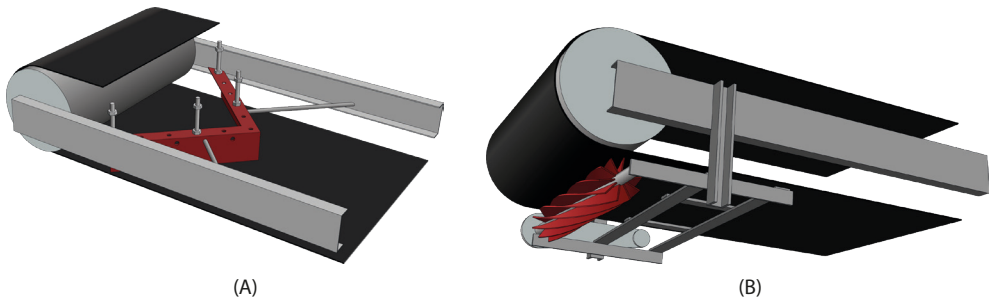


Figura 2.41. Dispositivos de limpieza de la cinta transportadora: (A) con barras de raspado en V, (B) con cepillo giratorio. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Dispositivos para la alineación de la cinta

Los sistemas de alineación de las cintas transportadoras están diseñados para conseguir que la cinta pueda funcionar correctamente durante su vida útil, asegurando su alineamiento y centrado sobre el bastidor cuando está transportando mercancía, sobre todo en el caso de materiales a granel. Un descentrado de la cinta durante el movimiento de la mercancía podría provocar daños importantes en los bordes, y en la estructura soporte. Por ello se precisa la instalación de topes externos que eviten la salida de la cinta de su trayectoria. La forma en que se materializan estos topes es en forma de resaltes fijos de diferentes tamaños y diseños, o de rodillos-guía que se instalan en la periferia de la cinta, y evitan su desalineamiento. En la Figura 2.42 se muestran varios ejemplos de topes externos fijos, que limitan el desalineamiento de las cintas de transporte de materiales que se apoyan en rodillos horizontales o en rodillos de impacto con discos amortiguantes.

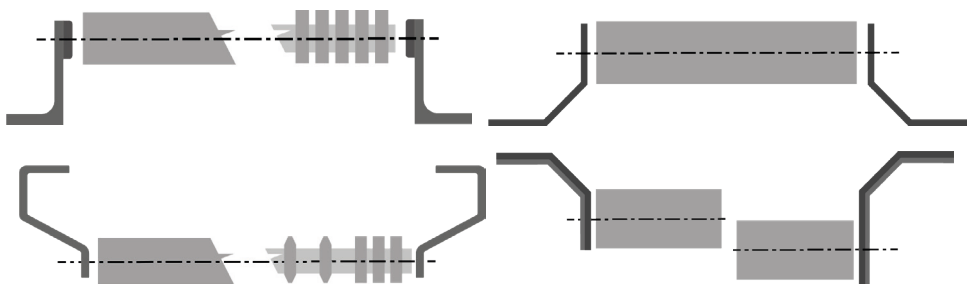


Figura 2.42. Dispositivos de centrado de cintas transportadoras unidireccionales en artesa. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Por otro lado, la Figura 2.43 muestra un ejemplo de montaje de un sistema de rodillos-guía externos para evitar el desalineamiento de una cinta en artesa unidireccional. El movimiento pivotante de la barra en la que está anclado el rodillo-guía facilitan el auto-centrado de la cinta.

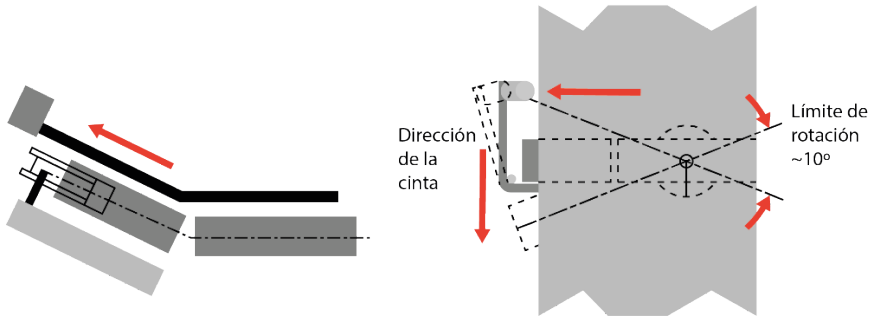


Figura 2.43. Dispositivos de centrado de cintas transportadoras unidireccionales en artesa. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

En el caso de utilizar cintas reversibles, el problema del desalineamiento de la cinta se agrava, ya que es mucho más difícil conseguir que la cinta no pierda su linealidad al invertir el sentido del movimiento. En estos casos, se suelen utilizar rodillos-guía externos que, montados sobre un bastidor giratorio, tienen la capacidad de girar sobre un eje vertical un ángulo suficiente como para absorber los posibles desalineamientos de la cinta al invertir el sentido del movimiento. La Figura 2.44 muestra un ejemplo de estos sistemas aplicado a una cinta reversible horizontal.

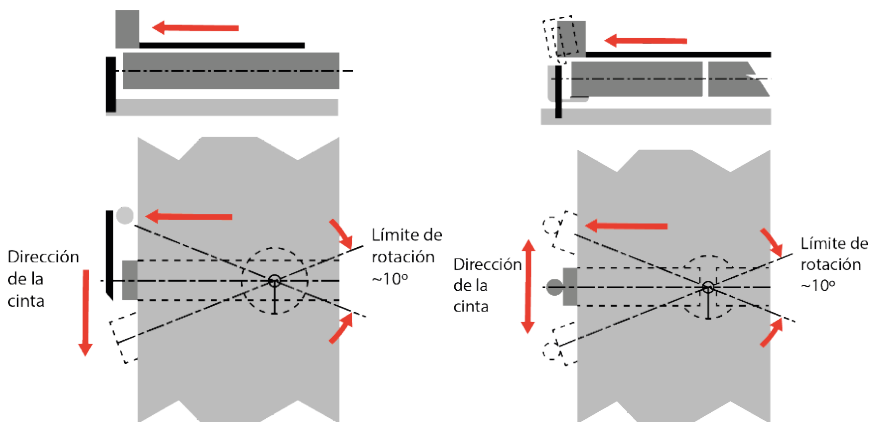


Figura 2.44. Dispositivos de centrado de cintas transportadoras reversibles y horizontales Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Dispositivos para el sellado y carenado de la cinta

Existen situaciones en las que el material que transporta la cinta debe ser protegido para evitar la salida, caída o expulsión desde la superficie en la que es transportado. En estos casos, nos podemos encontrar con diferentes soluciones alternativas en las que hay que proteger la mercancía y las personas que trabajan a su alrededor. Por una parte, tenemos el caso de que las cargas transportadas sean sólidas y se desplacen empaquetadas de forma aislada (en palets, cajas, contenedores, etc.), o se trate de cargas a granel que pueden desprender polvo, arena, grava, etc., que pueden dañar el resto de los componentes del sistema de transporte, y a los propios operarios que trabajan en las proximidades de la línea de transporte.

En el primer caso, cuando se transportan cargas aisladas, la salida de la carga de la cinta (sobre todo en situaciones donde la trayectoria seguida por la carga es una curva, o se produce una salida-entrada en una ruta distinta a la inicial), puede producir una caída sobre personas u objetos que hay que evitar. Para ello se utilizan sistemas de protección lateral basados en paredes de plancha metálica o de aluminio, que prevén la salida y/o caída de la mercancía desde la cinta, evitando un accidente por aplastamiento o golpeo sobre otros operarios (sobre todo si la cinta está en altura), o la rotura de la mercancía al caer. Este ejemplo lo podemos observar en la Figura 2.45 siguiente.



Figura 2.45. Dispositivos de protección lateral de cintas transportadoras para para el transporte de cargas aisladas. Extraído de *iStock.com*, de robypanyg Id: 819195364. (2017). Licencia estándar.

En otras situaciones, donde la carga a transportar es mercancía a granel, se puede generar polvo, humos o partículas que son expulsadas al exterior, y dañar a otros elementos del transportador, provocando riesgos laborales a los operarios que están en su proximidad. Para evitar este problema, se pueden utilizar sistemas de carenado que “envuelven” al transportador sellando la expulsión de estos materiales, y minimizando

los daños ocasionados por su expulsión. Existen en el mercado diferentes sistemas de carenado exterior de las cintas transportadoras de granel, que utilizan materiales como el caucho, el PVC, aluminio o acero, para envolver la superficie de la cinta.

Algunos de estos sistemas permiten la apertura de ventanas para realizar operaciones de mantenimiento, otras son de un tamaño suficiente para ubicar un pasillo de circulación de personas por su interior, y otras consisten simplemente en cubiertas que protegen de los agentes meteorológicos la superficie de transporte de la cinta. Un ejemplo de estos sistemas de carenado lo podemos observar en la Figura 2.46 siguiente, donde se muestran algunas soluciones para el transporte de materiales a granel de cintas en artesa en exteriores.

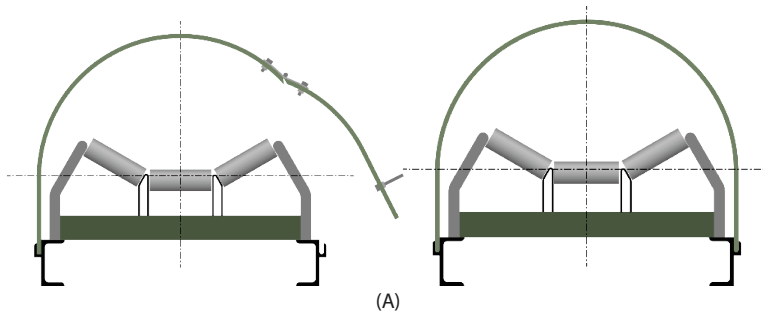


Figura 2.46. Dispositivos de protección exterior de cintas transportadoras para el transporte de cargas a granel: (A) sección transversal de la cinta carenada con mecanismo de apertura para mantenimiento; (B) ejemplo de uso de los sistemas de carenado en cintas exteriores para transportar material a granel. Extraído de *iStock.com*, de thaloengsak Id: 861486150. (2017). Licencia estándar.

Otros dispositivos AUXILIARES de la cinta

En el mercado actual podemos encontrar algún que otro accesorio que se puede utilizar en las cintas transportadoras de productos a granel o en carga variada. Se podrían resumir en los siguientes tipos:

- *Sistemas antideslizamiento*: se trata de sistemas que se utilizan en cintas transportadoras en pendiente, y en forma de barras antideslizantes, para conseguir mejorar la adherencia de los tambores motrices y de otros tipos de rodillos con la cinta, alargando así su vida útil.
- *Sistemas de frenado anti-retorno*: estos sistemas de frenado se instalan directamente sobre los tambores motrices, estando diseñados para impedir el desplazamiento de la cinta transportadora hacia atrás cuando se corta la corriente eléctrica, o se produce una rotura del sistema de transmisión de movimiento al tambor.
- *Sistemas de protección ante impactos*: se trata de sistemas que tratan de minimizar los daños por impactos en la caída de la carga sobre la cinta transportadora cuando se transportan mercancías a granel. Para ello se utilizan barras de impacto montadas sobre "camas de impacto" que absorben la energía cinética de la caída del material sobre la cinta. La Figura 2.47 muestra un ejemplo de estos sistemas de protección.

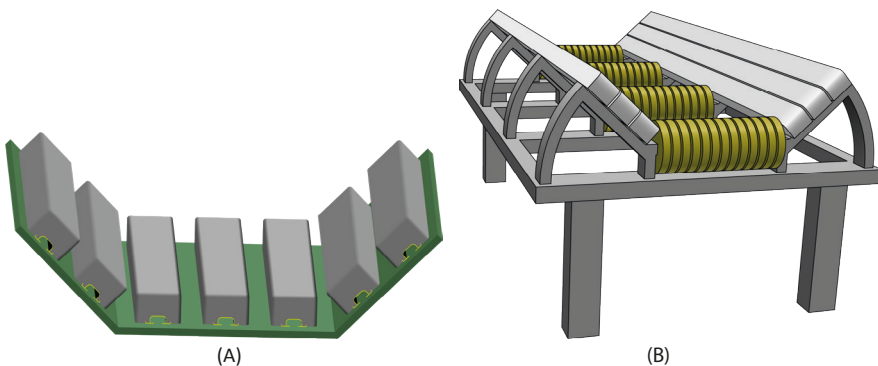


Figura 2.47. Dispositivos de protección ante impactos de cintas transportadoras para el transporte de cargas a granel: (A) mediante barras longitudinales antideslizantes; (B) mediante camas de impacto con rodillos especiales capaces de absorber las cargas debidas a la caída del material sobre la cinta. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003).

Rollers and components for bulk handling. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

2.4. Cálculo de cintas transportadoras para material a granel

El diseño de un sistema de transporte continuo de mercancías a granel mediante el uso de cintas transportadoras se debe iniciar con un análisis e investigación exhaustiva de las principales características de servicio de la instalación a la que va destinado. Para ello, para seleccionar y diseñar la cinta transportadora se debe seguir un procedimiento de análisis en el que se deberán tener en cuenta, al menos, los siguientes parámetros de partida:

- 1) *Características del material a transportar*: densidad y ángulo de talud dinámico, caudal másico medio y máximo a transportar, granulometría, abrasividad, corrosividad, etc.
- 2) *Esquema del diseño de la cinta*: distancia a recorrer y elevación o descenso.
- 3) *La selección de la estructura* más adecuada para que soporte toda la carga a transportar y se adapte al contorno de los diferentes tipos de rodillos del ramal libre, y flexione correctamente en el contacto con los tambores motrices y de retorno de la instalación: estructura del núcleo textil, urdimbre y trama, número de capas, resistencia y calidad de los materiales, etc.
- 4) *La selección de la cubierta (recubrimiento) de la cinta* que se ajuste a las condiciones ambientales, químicas o térmicas del material a transportar, y se ajuste a las condiciones del tipo de contacto de las cargas para evitar rasgaduras, erosiones, impactos, etc.
- 5) *La selección de los sistemas de carga y descarga* previstos para la mercancía.

El primer paso del cálculo de la cinta consiste en seleccionar los valores adecuados de la combinación anchura de cinta-velocidad de desplazamiento. Y esta selección dependerá fundamentalmente del tipo de material transportado y de su estado físico y químico (densidad, granulometría, abrasividad, ...).

En general, la experiencia adquirida por los fabricantes de estos sistemas de transporte ha determinado que las cintas de alta velocidad se utilicen para aplicaciones en las que el material es más fino y ligero (como los cereales o mineral en polvo) y poco abrasivo. En estos casos las cintas suelen tener una anchura más estrecha y trabajan a menores tensiones, aunque están sometidas a un mayor desgaste y roturas.

Por el contrario, las cintas que van a funcionar a bajas velocidades suelen destinarse a transportar materiales de mayor tamaño y peso (mayor granulometría y/o abrasividad), como rocas o material transportado en grandes terrones. En estos casos se suelen utilizar cintas de mayor anchura que trabajan a mayores tensiones, aunque con un menor desgaste y roturas.

Analizaremos a continuación las características básicas de cada una de estas variables.

2.4.1. Determinación de la velocidad de la cinta transportadora

Desde el punto de vista de la selección de la velocidad, la instalación de transporte más económica será aquella que dispone de la mayor velocidad de desplazamiento de la cinta, compatible con las características del material transportado y las condiciones de funcionamiento. Cuanto mayor sean las longitudes de transporte, y por tanto de la cinta, más importancia tiene la selección de la velocidad. Los límites vendrán impuestos siempre por la naturaleza del material transportado.

A título orientativo, algunas velocidades recomendadas en función del tipo de material transportado se muestran en la siguiente Tabla 2.26.

Tabla 2.26. Velocidades recomendadas de cintas transportadoras en función del tipo de material a transportar. Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany, y de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de mercancía a transportar	Velocidad (m/s)
Cargas unitarias, líneas de ensamblado	$\leq 1,68$
Transportadores móviles, transporte protector, flujos de material reducidos	$0,52 \div 1,68$
Cargas muy polvorientas: harina, cemento	$\leq 1,31$
Ceniza y basura	$\leq 1,68$
Grano, piedra caliza triturada, mezcla de grava, arena	$1,05 \div 2,09$
Minerales, carbón bituminoso, sinterizado, transporte grava Almacenamiento y transbordo, Centrales eléctricas	$1,31 \div 3,35$
Transporte de larga distancia, flujos de material elevados, sobrecargas, carbón marrón	$2,62 \div 6,60$
Cintas lanzadoras, casos especiales	$\geq 8,40$
Cintas de pendiente pronunciada Tipo CHEVRON y HIGH CHEVRON	$0,84 \div 2,62$

A partir de datos experimentales obtenidos por diferentes fabricantes, se han llegado a establecer recomendaciones sobre las velocidades máximas que debería alcanzar una cinta transportadora en función de las características físicas del material transportado, y de la anchura de la cinta utilizada. Tal es el caso que se muestra en la Tabla 2.27, donde se recomienda la velocidad máxima de la cinta según los parámetros de diseño recomendados por el fabricante RULMECA.

El incremento de la velocidad de la cinta implicará siempre un aumento de la capacidad de transporte, para una anchura de cinta determinada. Por tanto, si se conoce la capacidad necesaria en una instalación concreta, se podrá siempre seleccionar una cinta más estrecha, o un sistema de rodillos de apoyo más simple para esa capacidad. Esto implicará un sistema de transmisión de potencia más ligero al reducir el tamaño de todos los elementos del transportador, aunque el desgaste de la cinta puede ser mayor.

Para una capacidad de transporte conocida, la reducción de la velocidad de la cinta supondrá una mayor anchura o un conjunto de rodillos de la artesa de mayor tamaño;

el aumento de la transmisión de potencia necesaria para accionar estos elementos se compensará con una disminución del desgaste de la cinta y un menor riesgo de daños sobre el material transportado.

Tabla 2.27. Anchura mínima y velocidad máxima recomendadas de cintas transportadoras en función del tipo de material a transportar. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003).

Rollers and components for bulk handling. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Dimensiones máximas material a transportar		Anchura mínima cinta (mm)	Velocidad máxima cinta (m/s)			
Uniforme (hasta mm)	Mixto (hasta mm)		A	B	C	D
50	100	400	2,5	2,3	2	1,65
75	150	500				
125	200	650	3	2,75	2,38	2
170	300	800	3,5	3,2	2,75	2,35
250	400	1000	4	3,65	3,15	2,65
350	500	1200				
400	600	1400	4,5	4	3,5	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4,5	3,5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4,5	4

A – Materiales ligeros deslizables, no abrasivos, peso específico de 0,5 a 1,0 t/m³.

B – Materiales no abrasivos de tamaño medio, peso específico de 1,0 a 1,5 t/m³

C – Materiales medianamente abrasivos y pesados, peso específico de 1,5 a 2,0 t/m³

D – Materiales abrasivos, pesados y cortantes, peso específico mayor de 2,0 t/m³

Los valores normalizados de las velocidades de las cintas transportadoras para materiales a granel se muestran en la siguiente Tabla 2.28:

Tabla 2.28. Velocidades de cintas transportadoras normalizadas para el desplazamiento de materiales a granel. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique.*

Design and calculation. (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

0,42	0,52	0,66	0,84	1,05	1,31	1,68	2,09	2,62	3,35
4,19	5,20	6,60	8,40						

Valores en m/s.

2.4.2. Determinación de la anchura de la cinta transportadora

Este es uno de los parámetros que debe ser estimado en primer lugar, ya que su valor se seleccionará en función del tipo de material a transportar (granulometría y características

físicas). Es un parámetro importante, porque se debe definir correctamente para que no se produzcan derramamientos de material por los laterales. Todos los comentarios realizados para la selección de la velocidad máxima de la cinta serían aplicables a la selección de su anchura, ya que son variables muy interrelacionadas. Así, en función del material a transportar, la anchura mínima de la cinta puede seleccionarse mediante el uso de la Tabla 2.27.

No obstante, y en la medida de lo posible, se deberán utilizar siempre anchos de cinta normalizados. De acuerdo con la norma *EN ISO 14890:2013* (EN-ISO, 2013), las anchuras normalizadas de las cintas transportadoras deben ser las mostradas en la Tabla 2.29:

Tabla 2.29. Anchuras de cintas transportadoras normalizadas según la norma UNE-EN ISO 14890:2013. Extraído y adaptado de la Norma UNE-EN ISO 14890:2013 “Cintas transportadoras. Especificación para cintas transportadoras con recubrimiento de caucho o plásticos de núcleo textil para uso general”. (2013). Asociación Española de Normalización.

300	400	500	600	650	800	1000	1200	1400	1600
1800	2000	2400	2600	2800	3000	3200			

Valores en mm.

2.4.3. Selección del sistema de soporte de la cinta

La sección transversal de una cinta transportadora se podrá calcular en función del sistema de apoyo y soporte que ésta tenga cuando se produzca su movimiento. Normalmente, se pueden utilizar elementos de apoyo basados en rodillos o en superficies planas (más utilizados para cargas unitarias), que deben adaptarse a las condiciones del servicio y a la capacidad de transporte requerida.

El sistema de apoyo de la cinta en el transporte de materiales a granel se seleccionará a partir de la definición de la configuración de rodillos más adecuada (planos o en artesa), y de sus diámetros y longitudes normalizados. Las longitudes de los rodillos deben elegirse de modo que la cinta pueda apoyar correctamente en estos, incluso considerando un cierto desalineamiento máximo. El diámetro de los rodillos portantes se elegirá en función de la velocidad de transporte.

Las cintas transportadoras utilizadas con materiales a granel están apoyadas casi exclusivamente por rodillos en artesa anclados de forma rígida a la estructura, o por rodillos en forma de catenaria, soportados por un eje flexible. La siguiente Tabla 2.30 muestra algunas sugerencias, basadas en la experiencia de los fabricantes, en este caso de Contitech (1995), que sirven como ejemplos para la selección de sistemas de apoyo de las cintas en función del tipo de material transportado.

Tabla 2.30. Sistemas de apoyo recomendadas para cintas transportadoras en función del tipo de material a transportar. Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany.

Materiales a granel		Cargas unitarias
Tipo de soporte de la cinta	Rodillos	Superficie plana o rodillos
Cinta plana	Tolvas y transportadores de tipo escalonado con laterales corrugados o en forma de zócalo	Anchura cinta función del tamaño de las piezas
	Cintas con laterales corrugados para incrementar la capacidad de transporte	Las cargas unitarias no deberían proyectarse más allá de los laterales
	Cintas partidas con cangilones con laterales corrugados para transportes con gran inclinación	
Cinta en artesa	Para materiales a granel con diferentes diseños de artesa, con separadores en la cinta para transportes con gran inclinación	Transporte de troncos o cargas cilíndricas, con rieles laterales para evitar la rodadura
	Cinta en artesa con laterales sobreelevados	Construcción similar a los materiales a granel

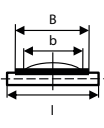
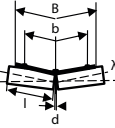
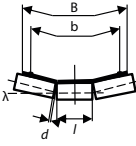
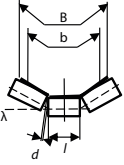
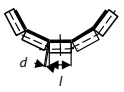
El diseño de los diferentes sistemas de soporte de rodillos en artesa se seleccionará, básicamente, en función del ángulo de artesa. Algunos ejemplos de los criterios elegidos para seleccionar un ángulo de artesa u otro se muestran en la siguiente Tabla 2.31. Estos criterios se han definido en función de la experiencia de los fabricantes de cintas transportadoras. Concretamente, los mostrados en la Tabla 2.31 corresponden al fabricante Contitech (1995).

Tabla 2.31. Recomendaciones para la selección de cintas transportadoras en artesa en función de las aplicaciones del transportador. Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany.

Tipología de artesa	Ramal cargado (superior)	Ramal retorno (inferior)
Artesa 2 rodillos (en V)	Para cintas de anchura hasta 800 mm Ángulo de artesa hasta 30° según tipo de cinta. Cintas de anchura hasta 1200 mm y artesa hasta 45° en casos especiales. Con capas de tela escalonadas en el centro cuando sea necesario.	Para cualquier anchura de cinta para una mejor tracción. Ángulo de artesa estándar entre 10°-15°
Artesa 3 rodillos	Versión clásica para todo tipo de anchuras; ángulos de artesa de 20°-30°-35°-40°-45° Artesa de gran profundidad con centros de rodillos más cortos.	Con doble hilo, para transporte de materiales y personas con diseño convencional de artesa.
Artesa 5 rodillos	En ramales cargados preferible en configuraciones de catenaria para las zonas de alimentación del material. Ángulo de artesa dependiente de la distribución de carga, rigidez y tensión de la cinta: 25°/55° o 30°/60°	

La siguiente Tabla 2.32 muestra los valores estandarizados, según la norma *DIN 22107*, de la longitud de los diferentes rodillos utilizados en los transportadores de material a granel, en función de las diferentes configuraciones de cintas en artesa.

Tabla 2.32. Valores estándar de la longitud de los rodillos en artesa de las cintas transportadoras para material a granel. Extraído y adaptado de la Norma DIN 22107:1984-08 "Continuous mechanical handling equipment; idler sets for belt conveyors for loose bulk materials; principal dimensions". (1984). Deutsche Institut für Normung.

Anchura de la cinta B (mm)	Longitud de los rodillos según configuración de artesa, ℓ (mm)				
	Rodillos planos	2 rodillos	3 rodillos	3 rodillos gran profundidad	Catenaria (garland)
					
300	380	200		-	-
400	500	250	160	-	-
500	600	315	200	-	-
600	700	340	250	-	-
650	750	380	250	-	-
800	950	465	315	200	165
1000	1150	600	380	250	205
1200	1400	700	465	315	250
1400	1600	800	530	380	290
1600	1800	900	600	465	340
1800	2000	1000	670	530	380
2000	2200	1100	750	600	420
2200	2500	1250	800	640	460

La longitud del rodillo central de la artesa ℓ , determina el área de la sección transversal de la carga transportada y, por tanto, la capacidad de transporte de la línea.

La distancia de separación entre dos rodillos adyacentes, d , debe ser inferior a 10 mm. Para cintas con anchuras $B > 2000$ mm, $d = 15$ mm, según condiciones definidas en la norma *DIN 22107*.

2.4.4. Cálculo de la capacidad de transporte de una cinta.

El caudal de transporte máximo que puede desplazar una cinta transportadora para materiales a granel, I_v , se puede obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Donde,

S = sección máxima del material sobre la cinta (m^2),

v = velocidad de la cinta (m/s),

k = factor de inclinación de la instalación.

La sección máxima del material a granel sobre la cinta dependerá de la configuración de transporte utilizada. La Figura 2.48 muestra las tres configuraciones más importantes en el transporte de cintas en artesa; en estos casos, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- La anchura útil de la cinta b es función de la anchura real B .
- Según la forma de la artesa (número y dimensiones de los rodillos), la longitud del rodillo central ℓ , y su disposición (ángulo de artesa de los rodillos laterales, λ), determinarán el valor de la sección transversal total.
- La forma del talud dinámico del material a granel sobre la cinta, limitado por una curva parabólica y definida por el ángulo de talud dinámico, θ_{din} , influirá en el valor de la sección transversal total del material.

La anchura b (en metros) de la cinta se obtiene a partir de las ecuaciones:

$$\text{Para } B \leq 2 \text{ m} \rightarrow b = 0,9 B - 0,05 \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$\text{Para } B > 2 \text{ m} \rightarrow b = B - 0,25 \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.16}$$

De acuerdo con la norma *UNE 58204:1992*, la sección máxima del material transportado en cintas horizontales de uno, dos o tres rodillos en artesa, S , se puede obtener a partir del conocimiento del ángulo θ , y sumando las secciones S_1 (superior) y S_2 (inferior) (ver Figura 2.48), mediante las siguientes expresiones:

$$S = S_1 + S_2 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$S_1 = \left[\ell + (b - \ell) \cdot \cos\lambda \right]^2 \cdot \frac{\tan\theta}{6} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

$$S_2 = \left[\ell + \frac{(b - \ell)}{2} \cdot \cos\lambda \right] \cdot \left[\frac{(b - \ell)}{2} \sin\lambda \right] \quad \text{Ecuación 2.19}$$

En el caso de instalaciones de transporte con uno o dos rodillos, la longitud del rodillo central, ℓ , se hace igual a cero.

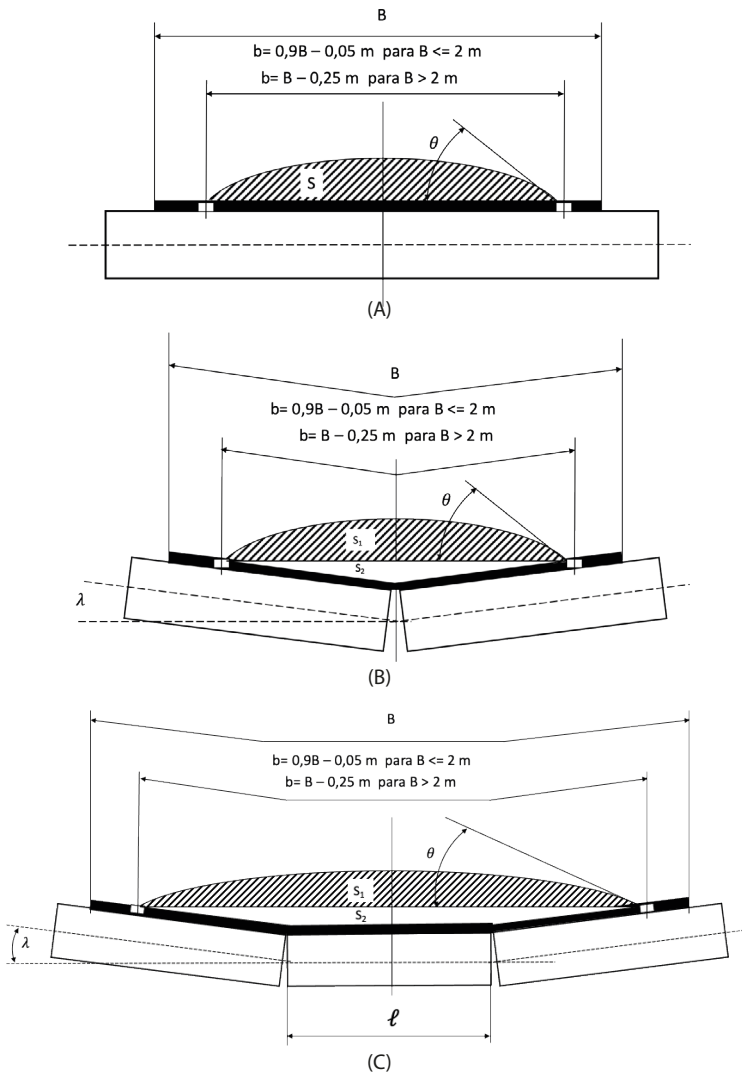


Figura 2.48. Sección máxima del material a granel sobre la cinta transportadora: (A) para un rodillo portante horizontal; (B) para dos rodillos portantes en artesa; (C) para tres rodillos portantes en artesa. Extraído y adaptado de la norma UNE 58-204-92 "Aparatos de manutención continua. Cintas transportadoras provistas de rodillos portantes. Cálculo de la potencia disponible y esfuerzos de tracción". Asociación Española de Normalización. (1992). Madrid: AENOR.

El ángulo de talud dinámico, θ_{din} , es función del tipo de material transportado (a mayor fluidez del material transportado menor ángulo), y de las condiciones del transporte (velocidad, flecha de la cinta, etc.). En las anteriores expresiones se adoptará $\theta = \theta_{din}$.

El factor de inclinación de la instalación, k , se deberá obtener teniendo en cuenta la reducción de la sección S_1 en el caso de la alimentación de la cinta en zonas con transporte inclinado, aplicando la siguiente ecuación:

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Donde,

k_1 = factor de reducción de la sección parcial superior S_1 .

En instalaciones que transporten materiales de granulometría media y no muy dispersa, se puede escribir:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2\delta - \cos^2\theta}{1 - \cos^2\theta}} \quad \text{Ecuación 2.21}$$

Donde,

δ = es el ángulo de inclinación del transportador,

θ = es el ángulo de talud máximo del material transportado.

Deberá tenerse en cuenta que, en el caso de transporte de materiales a granel con un determinado ángulo de talud dinámico θ , conforme va ascendiendo el material por la pendiente, y en función de su granulometría y estado fisicoquímico, se producirá un corrimiento del material hacia abajo de la línea de transporte, lo que provocará una disminución de la sección transversal del material. Este efecto es lo que se determina con la variable k .

Cuando el transporte es horizontal, el valor de $k = 1$, lo que implica que el parámetro $k_1 = 1$, y por tanto $\delta = 0$.

Por el contrario, cuando la pendiente es ascendente, el valor de $k < 1$, lo que producirá una disminución del caudal (l_v) transportado. Este efecto será válido siempre que $k_1 > 0$, es decir, que la expresión $(\cos^2\delta - \cos^2\theta) > 0$, lo que implica que $\cos^2\delta > \cos^2\theta$. Y esta condición motivará el hecho de que el ángulo δ sea inferior a θ , es decir, que la inclinación de la pendiente (δ), deberá ser siempre menor que el ángulo de talud dinámico máximo (θ) del material transportado.

2.4.5. Determinación del peso de las partes móviles por unidad de longitud de la cinta transportadora

Para el cálculo de las resistencias de la cinta transportadora se debe realizar una estimación inicial del peso de todas las partes móviles de la misma por unidad de longitud de la cinta. El peso total de las partes móviles de la cinta M_T , considerando que todos los elementos interconectados con longitud unidad tienen la misma masa, se calcula como la suma de los siguientes elementos:

$$M_T = M_B + M_R + M_{TM} \quad (\text{kg}) \quad \text{Ecuación 2.22}$$

Donde,

M_B = masa total de la cinta transportadora (kg),

M_R = masa rotativa de los rodillos del ramal de trabajo (ramal cargado) y de retorno (kg),

M_{TM} = masa rotativa de los tambores (kg).

El peso total P_T de las partes móviles se obtendrá como:

$$P_T = \frac{M_T}{L} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Donde L es la longitud total de la cinta transportadora, en metros, considerada como la distancia entre centros del tambor motriz y del tambor de retorno.

La determinación de cada uno de estos parámetros se define como sigue:

Cálculo del peso de la cinta transportadora

El peso de la cinta transportadora debe ser obtenido inicialmente a partir de datos tabulados por parte del fabricante puesto que, en la fase de diseño preliminar, tanto los rodillos como los tambores no han sido seleccionados y su peso, por tanto, es desconocido.

A título de ejemplo, la Tabla 2.33 muestra el peso por metro cuadrado de la estructura de una cinta transportadora del fabricante RULMECA, en función de la carga de rotura de la cinta y el material de fabricación. El peso total q_B de la cinta se puede calcular añadiendo al peso de la carcasa (núcleo), q_{Bcarc} (mostrado en la Tabla 2.33), el peso de los recubrimientos superior e inferior, q_{Brecub} considerando un valor de aproximadamente 1,15 kg/m² por cada milímetro de espesor de estos recubrimientos. Esta suma de pesos, que representa el peso por metro lineal del espesor de toda la cinta, hay que multiplicarla por su anchura B , para obtener el peso por metro cuadrado de cinta.

De esto modo, el valor de q_B , para 1 metro lineal de cinta se calculará a partir de la ecuación:

$$q_B = (q_{Bcarc} + q_{Brecub}) \cdot B \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Donde,

q_B = peso total por metro lineal de la cinta transportadora (kg/m),

q_{Bcarc} = peso por metro lineal de la carcasa (núcleo) de la cinta transportadora (kg/m),

q_{Brecub} = peso por metro lineal de los recubrimientos superior e inferior de la cinta transportadora por cada mm de espesor (kg/m),

B = anchura de la cinta (m).

Tabla 2.33. Valores de referencia del peso de la carcasa de cintas transportadoras para material a granel, q_{Bearc} , en función de la carga de rotura y el material de fabricación. Extraído y adaptado de RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Carga de rotura de la cinta (N/mm)	Cinta con estructura de tejido textil (EP) (kg/m ²)	Cinta con estructura de hilos de acero (kg/m ²)
200	2,0	-
250	2,4	-
315	3,0	-
400	3,4	-
500	4,6	5,5
630	5,4	6,0
800	6,6	8,5
1000	7,6	9,5
1250	9,3	10,4
1600	-	13,5
2000	-	14,8
2500	-	18,6
3150	-	23,4

Cálculo del peso de las partes rotativas

El peso por unidad de longitud de las partes rotativas debidas a los rodillos de apoyo del ramal superior q_{Ro} (cargado) y del inferior q_{Ru} (retorno), también habrá que estimarlo a partir de los datos del fabricante, y dependerá de la masa de cada rodillo y de la distancia entre rodillos en ambos ramales.

La masa de los rodillos del ramal superior m_{Ro} y del ramal inferior m_{Ru} dependerá del número de rodillos de apoyo (configuración de rodillo plano o rodillos en artesa), y del diámetro de cada rodillo. Como hemos visto previamente, el diámetro de los rodillos de apoyo depende, a su vez, de la anchura de la cinta transportadora, por lo que habrá que tabular estos valores teniendo en cuenta estas variables.

Esta relación se puede observar, como valor orientativo, en la siguiente Tabla 2.34, que muestra el valor aproximado de la masa de los rodillos por cada metro de longitud de la cinta, definida como la masa de 1 rodillo plano o un conjunto de rodillos en artesa, a partir de los datos del fabricante Contitech (1995).

Tabla 2.34. Valores orientativos de la masa de los rodillos de apoyo de la cinta en función de la anchura de la cinta, el diámetro del rodillo y la configuración de transporte en artesa. Extraído y adaptado de Contitech Transportbandsysteme GmbH (1995). *Conveyor Belt system Design*. (1st ed.). Continental AG. Hannover, Germany.

Anchura cinta B (mm)	Diámetro del rodillo de apoyo (mm)	Masas de los rodillos de apoyo (kg)			
		Rodillo plano (1 rodillo)	Artesa en V (2 rodillos)	Artesa (3 rodillos)	Artesa (5 rodillos)
300	88,9	3,2	4,1		
400	88,9	3,9	4,7	5,4	
	108	5,6	6,6	7,3	
	133	7,6	8,7	9,6	
500	88,9	4,5	5,5	6,1	
	108	6,6	7,8	8,4	
	133	8,9	10,4	11,1	
650	88,9	5,5	6,3	7,0	
	108	8,0	9,0	9,8	
	133	10,8	12,1	13,1	
800	88,9	6,7	7,4	8,3	9,0
	108	9,8	10,6	11,6	12,4
	133	13,3	14,2	15,6	16,3
1000	108	11,7	13,2	13,6	14,2
	133	15,9	17,8	18,2	18,9
	159	21,9	24,7	26,3	28,0
1200	108	14,2	15,0	16,3	16,3
	133	19,3	20,5	22,3	21,7
	159	26,1	28,0	29,8	31,9
1400	133	21,8	23,3	25,0	24,3
	159	29,3	31,6	35,5	35,0
1600	133	25,1	26,5	28,0	28,5
	159	33,4	35,0	38,7	39,3
1800	133	27,6	29,1	30,7	31,5
	159	37,8	39,5	42,4	42,5
2000	133	30,2	31,8	33,3	33,5
	159	40,2	43,3	47,0	46,5
	193,7	69,1	76,4	80,1	89,5
2200	159	46,5	49,0	50,1	49,5
	193,7	77,8	82,6	93,2	95,5
2400	159	50,7	51,5	53,5	53,0
	193,7	86,6	91,4	93,2	100,5
2600	159		55,1	57,5	56,5
	193,7		97,2	97,6	107,0
2800	159		58,5	59,1	60,0
	193,7		103,0	106,4	113,0
3000	159		63,0	65,5	65,0
	193,7		109,0	112,5	121,5
3200	159		70,0	71,5	68,0
	193,7		120,0	123,0	126,5

Una vez definida la masa de los rodillos utilizados en cada ramal, y teniendo en cuenta las distancias de separación entre estos, que ya hemos analizado previamente, se pueden determinar los pesos por metro lineal de las partes rotativas de cada uno de los ramales de la cinta. De este modo, el peso por metro lineal de cada ramal se obtendrá a partir de las siguientes expresiones:

$$\text{Ramal superior: } q_{Bo} = \frac{m_{Ro}}{l_o} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.25}$$

$$\text{Ramal inferior: } q_{Bu} = \frac{m_{Ru}}{l_u} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Finalmente, conociendo el peso de la cinta transportadora (por unidad de longitud), y el peso de los rodillos y su separación relativa, se puede calcular de forma aproximada el peso de las partes móviles por unidad de longitud por medio de la ecuación:

$$P_T = 2 \cdot q_B + \frac{m_{Ro}}{l_o} + \frac{m_{Ru}}{l_u} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.27}$$

Donde,

q_B = peso de la cinta por unidad de longitud (se multiplica por 2 por que se debe tener en cuenta la cinta de avance -ramal mitad superior-, y la cinta de retorno -ramal mitad inferior-),

m_{Ro} = peso de los rodillos del ramal mitad superior,

m_{Ru} = peso de los rodillos del ramal mitad inferior,

l_o = es la separación de los rodillos del ramal mitad superior (cargado),

l_u = es la separación de los rodillos del ramal mitad inferior (retorno).

2.4.6. Determinación del peso de la carga por unidad de longitud de la cinta transportadora

La determinación del peso de la carga por unidad de longitud vendrá definida por el tipo de carga a transportar, el caudal y la densidad del material a granel. Si lo que se transporta son cargas a granel, se tiene que considerar que la carga está uniformemente repartida a lo largo de toda su longitud, por lo que el peso de la carga por unidad de longitud q_G se obtendrá como:

$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{I_v \cdot \rho}{v} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.28}$$

Donde,

Q = capacidad de la cinta transportadora (t/h),

v = velocidad de la cinta transportadora (m/s),

I_v = caudal transportado por la cinta transportadora (m³/s),

ρ = densidad del material transportado sobre la cinta (kg/m³).

2.4.7. Cálculo de las resistencias al movimiento de la cinta transportadora para materiales a granel

Para realizar un estudio de las resistencias al movimiento de una cinta transportadora en régimen permanente, analizaremos el caso más general que podemos encontrar en el mercado, que es aquel referido al transporte de las mercancías a granel cargadas de forma continua. Para ello, se tendrá en consideración lo establecido en la norma *UNE 58204:1992* (AENOR, 1992), en la que se establecen los métodos de cálculo de la potencia de accionamiento del tambor motriz de una cinta transportadora, y los esfuerzos de tensión que se ejercen sobre la misma.

Efectivamente, para la selección del grupo motriz más adecuado y el diseño de la cinta que se ajusta a esta potencia, es necesario calcular previamente el esfuerzo tangencial necesario sobre el tambor motriz, y los esfuerzos de tensión resultantes en la cinta.

La potencia de accionamiento se obtendrá a partir del esfuerzo tangencial y de la velocidad de la cinta. La anchura de la cinta necesaria se determinará en función de la capacidad máxima de ésta y de la granulometría de los materiales a transportar.

El análisis de todos los parámetros que presentan influencia en el esfuerzo tangencial que aparece sobre la periferia de un tambor motriz puede ser muy complejo si se tienen en cuenta todas las variables y características de diseño que tienen lugar durante la aplicación de la fuerza motriz. En el presente análisis sólo consideraremos las características de funcionamiento más importantes, que nos proporcionarán un cierto grado de precisión del resultado obtenido, habida cuenta de que la casuística puede ser muy variada y, en ocasiones, por su complejidad, difícil de concretar. No obstante, se asume que el error cometido es despreciable teniendo en cuenta el número de casos que se pueden incluir en el mismo.

Para determinar el esfuerzo tangencial a aplicar en el tambor motriz, será necesario conocer el número y tipo de resistencias al movimiento que tiene que vencer una cinta transportadora durante su desplazamiento. De acuerdo con la norma *UNE 58204:1992*, las resistencias al movimiento de una cinta que transporta material a granel se pueden clasificar en alguna de las siguientes categorías:

- a) *Resistencias principales, F_H*
- b) *Resistencias secundarias, F_N*
- c) *Resistencias principales especiales, F_{S1}*
- d) *Resistencias secundarias especiales, F_{S2}*
- e) *Resistencias debidas a la inclinación, F_{St}*

Dentro de estas cinco categorías se incluyen todas las posibles resistencias que debe vencer una cinta transportadora durante su accionamiento para superar los rozamientos, la inclinación del trazado, las inercias y la aceleración para transportar el material.

Algunas consideraciones para tener en cuenta a la hora de calcular estas resistencias son:

- Generalmente, las resistencias principales y secundarias, F_H y F_N aparecen en todos los tipos de cintas transportadoras, mientras que las resistencias especiales, $F_S = F_{S1} + F_{S2}$, sólo se encuentran en algunas instalaciones especiales.
- Las resistencias principales F_H y principales especiales F_{S1} , actúan de forma continua a lo largo del todo el trazado de la cinta, mientras que las secundarias F_N y secundarias especiales F_{S2} , lo hacen sólo en algunos puntos.
- La resistencia debida a la inclinación F_{S1} puede tener valores positivos, negativos o nulos, en función de la pendiente del trazado de la cinta. Si la pendiente es ascendente, la resistencia será positiva, mientras que, si es descendente, lo será negativa. En casos en los que la línea de transporte es horizontal, esta resistencia es nula. Así mismo, esta resistencia puede aparecer de forma continua a lo largo de todo el trazado, o sólo tenerse en cuenta en puntos locales en tramos de longitud variable.

Analizaremos a continuación el modo en que se calculan todas estas resistencias.

A) Cálculo de las resistencias principales, F_H

Las resistencias principales F_H , son debidas a:

- Las resistencias al giro de los rodillos portantes, tanto del ramal cargado como del ramal de retorno, debido al rozamiento en los rodamientos y en las juntas de los rodillos de apoyo.
- Las resistencias al avance de la cinta debida a la rodadura de ésta sobre los rodillos, es decir, lo que se conoce como resistencia a la impresión, y de las flexiones alternativas de la cinta y el material.

Estas resistencias principales se pueden calcular, aplicando la ley de rozamiento de Coulomb, y de modo simplificado, mediante la siguiente ecuación:

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad \text{Ecuación 2.29}$$

Donde,

f = coeficiente de fricción entre la cinta y los rodillos portantes,

L = longitud de la cinta, medida entre centro del tambor motriz y centro del tambor de retorno (metros),

q_{RO} = masa de las partes giratorias de los rodillos portadores por metro de ramal cargado (kg/m),

q_{RU} = masa de las partes giratorias de los rodillos de retorno por metro de ramal de retorno (kg/m),

q_B = masa de la cinta por unidad de longitud en ramal superior o inferior (kg/m),

q_G = masa de la carga por unidad de longitud (kg/m),

δ = ángulo de inclinación de la instalación en la dirección de movimiento.

La Ecuación (2.29) es válida para cualquier longitud de la instalación.

El valor del coeficiente de fricción f , entre la cinta y los rodillos portantes, tiene en cuenta la resistencia a la rodadura de éstos y la resistencia al avance de la cinta. Suele adoptarse un valor de referencia de 0,02, pero varía entre valores que dependen del estado del cojinete. Los valores de este coeficiente han sido definidos a partir de observaciones y experiencias obtenidas en numerosas instalaciones de cintas transportadoras motorizadas.

Algunos valores orientativos de este parámetro se muestran en la Tabla 2.35 siguiente, donde el coeficiente de fricción f está definido en función de las condiciones de trabajo y las características constructivas de la instalación, así como de la velocidad de desplazamiento de la cinta.

Tabla 2.35. Coeficientes de fricción entre la cinta transportadora y los rodillos portantes.

Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España y RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling.* (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Italia.

Instalaciones horizontales, con pendiente ascendente o ligeramente descendente – con accionamiento motriz	Velocidad cinta (m/s)					
	1	2	3	4	5	6
<i>Condiciones de trabajo favorables, con partes giratorias de baja fricción, material con baja fricción interna, con buena capacidad de fricción y buen mantenimiento</i>	0,017					
<i>Instalaciones normales, materiales normales</i>	0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220
<i>Condiciones de trabajo desfavorables, baja temperatura, material alta fricción interna, posibles sobrecargas, mantenimiento pobre</i>	0,023 a 0,027					
<i>Instalaciones con pendientes descendentes que crean condiciones regenerativas (freno motor)</i>	0,012 a 0,016					

Los valores de la Tabla 2.35 están definidos para unas condiciones de funcionamiento a una temperatura de 20°C y velocidad de la cinta de 5 m/s.

Las anteriores condiciones son compatibles con las definidas en la norma *UNE 58204:1992*. De acuerdo con esta norma, los valores del coeficiente de rozamiento f se consideran válidos para instalaciones bien alineadas, que trabajan a unos niveles de capacidad entre el 70% y 110% de su capacidad nominal, con materiales de transporte de rozamiento interno medio, sistemas de apoyo en el ramal superior basado en tres rodillos en artesa de 30°, velocidad de la cinta de 5 m/s, temperatura ambiente de 20°C, rodillos

portantes de diámetro entre 108 mm a 159 mm y separados entre sí de 1 m a 1,5 m para el ramal superior y de 3 m para el ramal inferior.

Según esta normativa, en instalaciones no móviles con rodillos portantes que disponen de rodamientos de muy bajo rozamiento interno, el valor del coeficiente de fricción f se puede reducir en un 20%, llegando a alcanzar el valor 0,016. Por el contrario, en instalaciones de cintas transportadoras con desalineamientos y con rodillos portantes con rodamientos de gran fricción, el valor del coeficiente de rozamiento f puede alcanzar un valor 50% superior, llegando a 0,030.

Según esta norma (UNE 58204:1992), el valor de f puede ser superior al coeficiente medio 0,02 y llegar a valores de hasta 0,030 cuando se cumplan algunos de los siguientes casos:

- a) Cuando se transporte materiales de alto coeficiente de rozamiento interno.
- b) Cuando la inclinación de los rodillos laterales tenga un ángulo mayor de 30°.
- c) Cuando las velocidades de la cinta transportadora sean superiores a 5 m/s.
- d) Cuando los rodillos portantes dispongan de un diámetro inferior a 108 mm.
- e) Cuando la temperatura ambiente sea inferior a 20°C.
- f) Cuando disminuya la tensión en la cinta.
- g) Cuando la cinta disponga de una estructura muy flexible, o con revestimientos muy flexibles o gruesos.
- h) Cuando la cinta esté desalineada en la instalación.
- i) Cuando las condiciones de trabajo se realicen en ambientes muy húmedos, polvorientos o pegajosos.
- j) Cuando las distancias entre los rodillos del ramal superior sean mayores de 1,5 m o de 3 m para el ramal inferior.

De acuerdo con esta norma, en aquellas instalaciones donde se produzca un movimiento descendente, y el motor eléctrico necesite trabajar como freno se adoptará, por motivos de seguridad, un coeficiente de fricción f un 40% inferior al coeficiente utilizado en cintas con accionamiento motriz estándar (0,02); es decir, en estas situaciones, el valor de será $f=0,012$.

Habitualmente en los transportadores de cintas de banda lisa, un ángulo de inclinación de 18° (pendiente 32,5%) representa un límite superior; para valores de inclinación inferiores a 18° se considerará que $\cos\delta = 1$, y en la Ecuación (2.29) sólo se considerarán las cargas verticales iguales a las cargas del recorrido.

Si las inclinaciones del trazado de la cinta superaran los 18°, valores permitidos para cintas con relieves en el recubrimiento superior, las cargas del recorrido q_B y q_G , que están en el paréntesis de la Ecuación (2.29) habría que multiplicarlas por el $\cos\delta$, que ya no sería la unidad.

La carga del recorrido q_{gr} , que representa la masa del material transportado por unidad de longitud, se puede obtener a partir del caudal transportado, de su masa específica y de la velocidad del transporte, de acuerdo con la Ecuación (2.28).

B) Cálculo de las resistencias secundarias, F_N

Las *resistencias secundarias* F_N , que aparecen de forma permanente en todo tipo de instalaciones, son debidas a:

- Las *resistencias de inercia y fricción debido a la aceleración del material* en la zona de carga. Se calculará mediante la ecuación:

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_o) \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.30}$$

Donde,

I_v = es el caudal del material transportado (m^3/s),

ρ = es la densidad del material transportado (kg/m^3),

v = es la velocidad de la cinta transportadora (m/s),

v_o = es la velocidad de alimentación del material en el sentido del transporte (m/s).

- La *resistencia debida al rozamiento del material sobre las paredes laterales de las canaletas de alimentación* en la zona de aceleración. Se calculará mediante la ecuación:

$$F_t = \frac{\mu_2 \cdot I_v \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v - v_o}{2}\right)^2 \cdot b_f^2} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.31}$$

Siendo,

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - v_o^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.32}$$

Donde,

I_v = es el caudal del material transportado (m^3/s),

ρ = es la densidad del material transportado (kg/m^3),

g = aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m}/\text{s}^2$),

l_b = longitud de aceleración en la zona de carga (m),

v = es la velocidad de la cinta transportadora (m/s),

v_o = es la velocidad de alimentación del material en el sentido del transporte (m/s),

b_1 = anchura de la cinta entre guías (m),

μ_1 = coeficiente de adherencia entre el material transportado y la cinta = 0,5 ÷ 0,7 ,

μ_2 = coeficiente de adherencia entre el material transportado y las paredes laterales de las canaletas de alimentación = 0,5 ÷ 0,7 .

- La *resistencia debido al efecto de enrollamiento de la cinta sobre los tambores*. Esta resistencia se calculará diferenciando el tipo de armadura de la cinta, distinguiendo entre:

- Cintas de armadura textil:

$$F_t = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.33}$$

- Cintas de armadura metálica:

$$F_t = 12 \cdot B \cdot \left(200 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.34}$$

Donde,

B = Anchura de la cinta (m),

F = Tensión media de la cinta (N),

D = Diámetro del tambor (m),

d = Espesor de la cinta (m).

- La resistencia de los cojinetes de todos los rodillos salvo los tambores de accionamiento. Esta resistencia se calculará mediante la ecuación:

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.35}$$

Donde,

d_0 = Diámetro del eje de accionamiento (m),

D = Diámetro del tambor (m),

F_T = Suma vectorial de las dos tensiones de la cinta aplicada sobre el tambor, y de los esfuerzos debido a las masas de las partes giratorias del tambor (N). La suma vectorial de estas tensiones se calculará, para un ángulo de enrollamiento $\varphi = 180^\circ$, mediante la siguiente ecuación (ver Figura 2.49).

$$F_T = \sqrt{(F_1 + F_2)^2 + W_T^2} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.36}$$

Donde,

W_T = peso del tambor,

F_1 = tensiones de la banda del ramal superior,

F_2 = tensiones de la banda del ramal inferior.

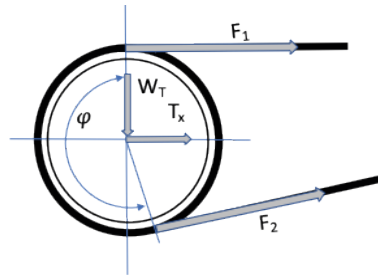


Figura 2.49. Tensiones en la cinta en el ramal superior e inferior.

C) Cálculo de las resistencias principales especiales, F_{S1}

Las resistencias principales especiales F_{S1} , son debidas a dos factores:

- Las resistencias a la convergencia debido a la posición oblicua o inclinada de los rodillos portantes en el sentido de la marcha de la cinta. Esta resistencia está motivada por la posición oblicua o inclinada que tienen los rodillos portantes respecto a la dirección de movimiento de la cinta (ver Figura 2.50). En estos casos, se tienen en cuenta dos posibles configuraciones de transporte de las cintas en artesa (ver Figura 2.51), considerando los siguientes supuestos:

- Para cintas en artesa de 3 rodillos de igual longitud en el ramal superior:

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot L_{\varepsilon} \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.37}$$

- Para cintas en artesa de 2 rodillos en el ramal inferior:

$$F_{\varepsilon} = \mu_0 \cdot L_{\varepsilon} \cdot q_B \cdot g \cdot \cos \lambda \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.38}$$

Donde,

C_{ε} = es un parámetro de la artesa, de valor 0,4 para un ángulo de 30° y 0,5 para ángulo de 45°,

q_B = es la masa de la banda por unidad de longitud (kg/m),

q_G = es la masa de la carga por unidad de longitud (kg/m),

μ_0 = es el coeficiente de rozamiento entre la cinta y los rodillos portantes, de valor 0,3 a 0,4,

L_{ε} = es la longitud de la instalación con rodillos portantes convergentes (m),

ε = es el ángulo de convergencia (grados); suele oscilar entre 1° a 3° (máximo 4°),

δ = es el ángulo de inclinación de la instalación en la dirección del movimiento (grados),

λ = es el ángulo de inclinación del eje de los rodillos en artesa con la horizontal.

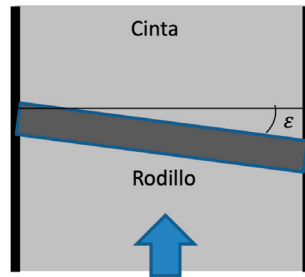


Figura 2.50. Ángulo de convergencia entre el rodillo de apoyo y la cinta transportadora.

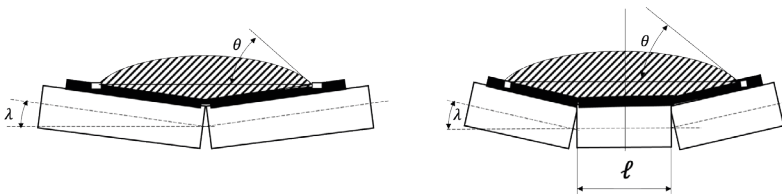


Figura 2.51. Esquema de transporte de material a granel en cintas en artesas: lqz.: de 2 rodillos, Der.: de 3 rodillos de igual longitud. Extraído y adaptado de la norma UNE 58-204-92 "Aparatos de manutención continua. Cintas transportadoras provistas de rodillos portantes. Cálculo de la potencia disponible y esfuerzos de tracción". Asociación Española de Normalización. (1992). Madrid: AENOR.

- La resistencia debida al rozamiento contra los faldones de las canaletas de alimentación, o contra las guías longitudinales, cuando éstas actúan sobre la totalidad de la longitud de la cinta.

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot e \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (\text{N})$$

Ecuación 2.39

Donde,

μ_2 = es el coeficiente de rozamiento entre el material transportado y la guía, de valor 0,5 a 0,7,

I_v = es el caudal transportado (m^3/s),

e = es la masa voluminosa no tarada (kg/m^3),

g = es la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m}/\text{s}^2$),

l = es la longitud del transporte entre guías (m)

v = es la velocidad de la cinta (m/s),

b_1 = es la anchura de la banda entre guías (m).

D) Cálculo de las resistencias secundarias especiales, F_{S1}

Las resistencias secundarias especiales F_{S2} , son debidas a:

- Las resistencias debidas al rozamiento de los dispositivos de limpieza de tambores y cinta.

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.40}$$

Donde,

A = es la superficie de contacto entre la cinta y el limpiador (m^2),

p = es la presión entre el limpiador y la cinta (N/m^2), de valores $3 \cdot 10^4$ a $10 \cdot 10^4 \text{ N}/\text{m}^2$,

μ_3 = es el coeficiente de rozamiento entre el limpiador y la cinta.

- La resistencia debida al rozamiento contra los faldones desviadores de derrame.

$$F_a = B \cdot k_a \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.41}$$

Donde,

B = es la anchura de la cinta (m),

k_a = es el factor de raspado, que adquiere un valor de $1500 \text{ N}/\text{m}$.

E) Cálculo de las resistencias debidas a la inclinación, F_{St}

Las resistencias debidas a la inclinación F_{St} , son debidas a:

- La resistencia debida al desnivel del material transportado sobre recorridos inclinados.
- La resistencia debida a la inclinación, que se puede obtener por medio de la fórmula:

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.42}$$

Donde,

q_G = es la masa de la carga por unidad de longitud (kg/m),

H = es el desnivel entre el punto de derrame y el punto de carga (inclinación de la instalación), que será positivo cuando la instalación es ascendente, y negativo si fuera descendente (m),

g = es la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m}/\text{s}^2$).

2.4.8. Determinación del factor de corrección de la longitud de la cinta transportadora

A partir de datos procedentes de la experiencia, los fabricantes de cintas transportadoras han llegado a deducir que cuando las cintas para material a granel son de una longitud reducida, inferior a 80 metros, han de realizar un esfuerzo mayor para vencer las resistencias a la fricción, en comparación con otras cintas de mayor longitud. Por esa razón, si la longitud de la cinta transportadora es superior a 80 metros, las resistencias secundarias son ligeramente inferiores a las resistencias principales, por lo que no se comete un error de cálculo muy grande si se supone que la suma de las resistencias principales y secundarias se puede simplificar mediante la utilización de una "longitud corregida" (L_C) de la cinta, que será la que se utilice para calcular la tensión efectiva (T_e) de la misma.

El valor que se utiliza para corregir esta longitud de la cinta recibe el nombre de "factor de corrección" (C_L), y se calcula mediante la ecuación:

$$C_L = \frac{L_C}{L} = \frac{L + L_o}{L} \quad \text{Ecuación 2.43}$$

Donde,

L es la longitud total de la cinta transportadora.

L_o es una longitud ficticia adicional de la cinta transportadora generalmente comprendida entre 70 y 100 m.

De este modo, puede llegar a establecerse que:

$$F_H + F_N = C_L \cdot F_H \quad \text{Ecuación 2.44}$$

El valor del factor de corrección C_L debe ser superior o igual a 1,02, y se obtiene a partir de los datos mostrados en la Tabla 2.36.

Tabla 2.36. Factor de corrección de la longitud de las cintas transportadoras. Extraído y adaptado de la norma UNE 58-204-92 "Aparatos de manutención continua. Cintas transportadoras provistas de rodillos portantes. Cálculo de la potencia disponible y esfuerzos de tracción". Asociación Española de Normalización. (1992). Madrid: AENOR y de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Longitud cinta (m)	3	4	5	6	8	10	13	16	20	25	32	40
CL	9	7,6	6,6	5,9	5,1	4,5	4,0	3,6	3,0	2,9	2,6	2,4
Longitud cinta (m)	50	63	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300
CL	2,2	2,0	1,92	1,86	1,78	1,70	1,63	1,56	1,50	1,45	1,38	1,31
Longitud cinta (m)	350	400	450	500	550	600	700	800	900	1000	1500	2000
CL	1,27	1,25	1,20	1,20	1,18	1,17	1,14	1,12	1,10	1,09	1,06	1,00

2.4.9. Cálculo de la potencia de accionamiento en el tambor motriz

El esfuerzo tangencial, F_u , necesario para vencer todas las resistencias anteriormente descritas, en el/los tambor/es de accionamiento, se obtendrá sumando todas las resistencias, es decir,

$$F_u = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.45}$$

En consecuencia, para que el tambor de accionamiento pueda mover a la cinta transportadora, será preciso que genere una fuerza igual o mayor que la suma de todas las resistencias que debe vencer y se oponen al movimiento. Por ello, la potencia de accionamiento (P_A) necesaria en el tambor o tambores motrices se expresará como:

$$P_A = F_u \cdot v \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 2.46}$$

Donde,

F_u = es el esfuerzo tangencial total en la periferia del tambor motriz (N),

v = es la velocidad de la cinta transportadora (m/s).

A partir de la potencia de accionamiento necesaria en el tambor motriz para desplazar a la cinta, se podrá obtener la potencia necesaria que deberá tener el motor eléctrico seleccionado para dicha instalación, que deberá contemplar los rendimientos correspondientes a cada tipo de accionamiento, que podrá ser:

- Para cintas accionadas:

$$P_m = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 2.47}$$

- Para instalaciones en las que las cintas son descendentes y el motor hace de sistema de retención que frena la carga:

$$P_m = P_A \cdot \eta_2 \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 2.48}$$

Donde,

η_1 = rendimiento mecánico de la transmisión, entre 0,85 y 0,95 ,

η_2 = rendimiento mecánico de la transmisión, entre 0,95 y 1.

Para ser más precisos, los rendimientos mecánicos del sistema de accionamiento del motor eléctrico de la instalación de transporte, dependerán del tipo de transmisión utilizada para accionar el tambor motriz. La siguiente Tabla 2.37 muestra varios ejemplos de rendimientos adoptados por los fabricantes de este tipo de sistemas en función del sistema de transmisión empleado.

Tabla 2.37. Rendimientos mecánicos de la transmisión de movimiento en instalaciones de las cintas transportadoras Fuente: Dunlop. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de transmisión	Rendimiento η
Engranaje helicoidal	0,7–0,8
Cadena dentada	0,9–0,95
Correas en V	0,95
Motor y polea	0,96
Acoplamiento normal	0,94
Acoplamiento hidráulico o por engranaje	0,90
Motor hidráulico	0,86
Instalaciones con freno	0,95–1,0

De acuerdo con la norma *DIN 50347* (2003), a las potencias nominales de los motores eléctricos utilizados en el accionamiento de este tipo de instalaciones de transporte se les asignan los valores que se muestran en la siguiente Tabla 2.38:

Tabla 2.38. Potencias nominales de los motores eléctricos utilizados en instalaciones de cintas transportadoras según la norma DIN 42973. Extraído y adaptado de la norma DIN EN 50347:2003-09 “General purpose three-phase induction motors having standard dimensions and outputs”. (2003). Deutsche Institut für Normung. Germany.

1,5	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	11	15	18,5
22	30	37	45	55	75	90	110	132
160	200	250	315	400	500	630		

Valores expresados en kW.

2.4.10. Condiciones de aplicación del cálculo de las resistencias al movimiento de las cintas

La expresión que determina el esfuerzo tangencial F_u necesario para vencer todas las resistencias (Ecuación 2.45) representa la fórmula propuesta por la normativa vigente para calcular el esfuerzo tangencial en el tambor motriz cuando las instalaciones se utilizan con una carga que se encuentra distribuida de forma continua sobre toda la cinta. No obstante, esta situación representa sólo una de las posibles alternativas de uso de la instalación.

En la práctica, nos vamos a encontrar con instalaciones que tienen que funcionar sobre un terreno accidentado, con cambios de pendiente ascendentes y descendentes o con situaciones donde la carga sobre la cinta es parcial. Por esa razón, para calcular el esfuerzo

tangencial total que debe ejercer el tambor motriz se deben tener en cuenta diferentes condiciones de servicio. Las condiciones más representativas son las siguientes:

- a) Instalación funcionando en vacío.
- b) Instalación funcionando a plena carga.
- c) Instalación compuesta por tramos ascendentes, horizontales o ligeramente descendentes con carga, y tramos descendentes sin carga.
- d) Instalación con tramos de gran pendiente descendente cargados mientras los tramos ascendentes, horizontales o ligeramente descendentes están sin carga.

De todas las condiciones de servicio anteriores, se seleccionarían en cada caso las más desfavorables para determinar el mayor esfuerzo tangencial del motor y, en consecuencia, la determinación de la potencia necesaria para el motor eléctrico de accionamiento.

Habría de tenerse en cuenta, no obstante, que cuando la instalación está siendo utilizada en el modo de frenado (el motor retiene la cinta para evitar la caída del material) con el motor eléctrico funcionando como un generador, el coeficiente de rozamiento f deberá ser inferior al utilizado para las instalaciones donde el motor actúa impulsando la cinta en movimiento ascendente u horizontal (ver Tabla 2.35). En estas situaciones de movimiento descendente donde el motor actúa como generador, se adoptará, por motivos de seguridad, un valor medio de $f=0,012$.

En definitiva, para el cálculo de las fuerzas tangenciales necesarias sobre el tambor, deberán tenerse en cuenta las mayores solicitaciones posibles, considerando las fuerzas de accionamiento motriz y las fuerzas de retención por frenado.

2.5. Cálculo de cintas transportadoras para cargas unitarias

El transporte de cargas unitarias mediante el uso de cintas transportadoras está orientado principalmente a sistemas de transporte con capacidades medias o bajas. Así como el sistema de soporte de la cinta sobre rodillos está pensado más para sistemas de transporte de gran longitud y cargas relativamente elevadas, en el caso del transporte de cargas unitarias se utilizan con mayor frecuencia superficies de apoyo sobre placas o mesas deslizantes sobre las que reposa la cinta en su ramal superior, que es el cargado, como se puede observar en la Figura 2.52. Con esta configuración se pueden llegar a construir instalaciones de hasta 100 m de longitud, y son muy adecuadas para el transporte de cargas ligeras o medias. En el ramal inferior puede repetirse la misma configuración de placa deslizante, o utilizar rodillos de apoyo al igual que se hace con las cintas diseñadas para transportar material a granel. El transporte de cargas a granel de poco peso y baja capacidad también suele realizarse últimamente con esta configuración de apoyo sobre placa deslizante.

La superficie de apoyo deslizante puede fabricarse con diferentes materiales, que proporcionarán diferentes tipos de fricción con la cinta, como son el acero, la madera o

materiales sintéticos. Para evitar el efecto de "succión" de la plancha sobre la cinta, se pueden utilizar ranuras transversales sobre la plancha, repartidas a ciertos intervalos.

En estas configuraciones la *anchura de la cinta* debería ser un poco mayor que la anchura de la carga unitaria más grande, excepto en aquellos casos en los que las cargas son de gran longitud y se desplazan con su eje longitudinal en la dirección de movimiento de la cinta. En términos generales, se suele aceptar que la anchura de la cinta se define mediante la ecuación:

$$B = \text{Anchura máxima carga unitaria} + 100 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 2.49}$$

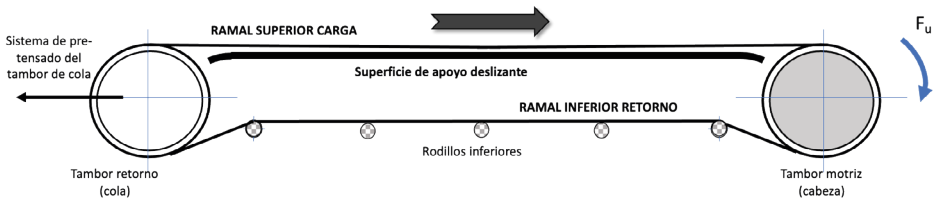


Figura 2.52. Esquema de cintas de transporte de cargas unitarias en cintas apoyadas en superficies deslizantes.

La *velocidad de la cinta* deslizante debe seleccionarse en consonancia con el tipo de carga unitaria que se va a transportar. Como regla general, la velocidad V oscilará entre 0,2 y 1,5 m/s. La velocidad se puede definir también en función del tamaño de la carga unitaria (longitud l) y la distancia relativa entre dos cargas consecutivas (a), como se muestra en la Figura 2.53.

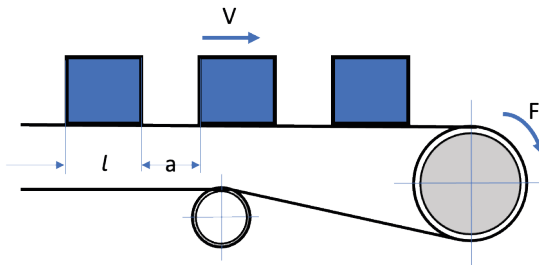


Figura 2.53. Capacidad de transporte en cintas para cargas unitarias.

Si se conoce la secuencia de tiempo con la que se tiene que alimentar la cinta transportadora con un número determinado de cargas unitarias, la velocidad se podrá obtener como:

$$V = \frac{l + a}{t} \quad (\text{m/s}) \quad \text{Ecuación 2.50}$$

Donde,

- l = longitud de cada carga unitaria (m),
- a = distancia de separación entre cargas unitarias (m),
- t = Intervalo de tiempo con el que se alimenta la cinta (s).

Por otra parte, si se conoce el número de piezas que se deben transportar por hora en esa cinta, se puede definir también la velocidad de la cinta mediante la ecuación:

$$V = \frac{Z \cdot (l + a)}{3600} \quad (\text{m/s}) \quad \text{Ecuación 2.51}$$

Donde,

Z = número de cargas unitarias transportadas en una hora (piezas/hora).

A partir de los datos ya conocidos, se puede definir la *capacidad de transporte* de una cinta para cargas unitarias mediante cualquiera de las siguientes expresiones:

$$Q_m = 3,6 \cdot V \cdot \frac{m}{(l + a)} \quad (\text{t/h}) \quad \text{Ecuación 2.52}$$

$$Q_m = 3,6 \cdot V \cdot \frac{Z_m \cdot m}{L} \quad (\text{t/h}) \quad \text{Ecuación 2.53}$$

$$Q_m = \frac{Z \cdot m}{1000} \quad (\text{t/h}) \quad \text{Ecuación 2.54}$$

Donde,

- V = velocidad de la cinta transportadora (m/s),
- m = peso de cada carga unitaria (kg),
- l = longitud de cada carga unitaria (m),
- a = distancia de separación entre cargas unitarias (m),
- L = Longitud de la cinta transportadora (de centro de tambor motriz a centro de tambor de cola) (m),
- Z = número de cargas unitarias transportadas en una hora (cargas/hora),
- Z_m = número de cargas unitarias por cada metro lineal; $Z_m = \frac{L}{(l + a)}$ (cargas/m).

2.5.1. Resistencias al movimiento de la cinta transportadora para cargas unitarias

La resistencia total al movimiento de una cinta transportadora que desplaza cargas unitarias, definida como $F_{v'}$, se calculará, al igual como se realizó en el transporte de cargas a granel, como la suma de todas las resistencias individuales. Cuando se utilizan placas deslizantes, la suma de las resistencias principales debidas al rozamiento del ramal superior cargado y del inferior descargado son generalmente más altas que las equivalentes a las que se obtienen cuando la cinta apoya sobre rodillos portantes.

Las resistencias totales en la periferia del tambor motriz F_u , se obtendrán a partir de la siguiente ecuación:

$$F_u = C_g \cdot (F_o + F_u) + F_S + F_{St} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.55}$$

Donde,

- C_g = Factor de las resistencias secundarias,
- F_o = Fuerza de resistencia por rozamiento en el ramal superior (N),
- F_u = Fuerza de resistencia por rozamiento en el ramal inferior (N),
- F_S = Fuerzas de resistencia especiales (N),
- F_{St} = Fuerzas de resistencia debidas a la pendiente (N).

A) Cálculo de las resistencias secundarias

Las resistencias secundarias de este tipo de cintas transportadoras, que son independientes de la longitud de la instalación y sólo aparecen en ciertos puntos, son estimadas a partir del conocimiento del factor C_g . Este valor depende de lo que se conoce como *superficie promedio de carga*. La superficie promedio de carga se define a partir de las dimensiones de la carga unitaria transportada y su reparto de pesos respecto a la superficie de la cinta transportadora, tal y como se indica en la Figura 2.54A y B.

Este valor se calcula por medio del parámetro p_m , que se define mediante alguna de las siguientes expresiones:

- Para cargas unitarias

$$p_m = \frac{m'_G}{B} + \frac{m'_L}{b} \quad (\text{kg/m}^2) \quad \text{Ecuación 2.56}$$

- Para cargas a granel

$$p_m = \frac{m'_G + m'_L}{B} \quad (\text{kg/m}^2) \quad \text{Ecuación 2.57}$$

Donde,

- m'_G = peso por metro lineal de la cinta transportadora (kg/m),
- m'_L = peso por metro lineal del material transportado (kg/m),
- B = anchura de la cinta transportadora (m),
- b = anchura de la carga unitaria o de una pieza aislada (m).

El valor del peso por metro lineal del material transportado m'_L , se obtiene a partir del conocimiento del flujo de carga desplazado en la cinta, Q_m . En función de si se transportan cargas unitarias o cargas a granel sobre la cinta deslizante, se podrá obtener este parámetro por medio de alguna de las siguientes expresiones:

$$\text{Para cargas unitarias: } m'_L = \frac{m}{l + a} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 2.58}$$

$$\text{Para cargas a granel: } m'_L = \frac{Q_m}{3,6 \cdot V} \quad (\text{kg/m}^2)$$

Ecuación 2.59

Donde,

Q_m = flujo de carga desplazado en la cinta transportadora (t/h),

V = velocidad de la cinta transportadora (m/s),

m = peso de cada carga unitaria (kg),

l = longitud de cada carga unitaria (m).

a = distancia de separación entre cargas unitarias (m).



Figura 2.54. Superficie promedio de carga unitaria: (A) dimensiones principales; (B) ejemplo de carga unitaria sobre cinta transportadora plana horizontal.

Extraído de *iStock.com*, de Lukassek Id: 484643400. (2015). Licencia estándar.

En consecuencia, el valor del coeficiente C_g , que resume todos los efectos de las resistencias secundarias, se define en función de la longitud de la cinta transportadora L , y de la presión p_m , función de la superficie de carga promedio. La siguiente Tabla 2.39 refleja los valores típicos que alcanza este parámetro, obtenido y definido a partir de la experiencia de un fabricante de cintas transportadoras como Dunlop (1994).

Tabla 2.39. Factor de corrección de la longitud de las cintas transportadoras.

Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Longitud de la cinta transportadora	Superficie promedio de carga, p_m (kg/m ²)	
L (m)	5 - 10	Hasta 300
2,5	1,8	1,04
5	1,4	1,02
10	1,2	1,01
25	1,09	≈ 1
50	1,05	≈ 1
>100	≈ 1	≈ 1

El efecto de las resistencias secundarias es considerablemente inferior al debido al rozamiento entre la cinta y la superficie deslizante, que dependerá del coeficiente de rozamiento μ_g .

B) Cálculo de las resistencias principales

Las fuerzas de resistencia principales aparecerán tanto en el ramal superior cargado, como en el ramal de retorno descargado. Para el transporte de cargas unitarias pueden aparecer dos configuraciones distintas a la hora de apoyar la cinta transportadora: sobre una placa deslizante o sobre rodillos de apoyo; este tipo de contacto podrá producirse en los dos ramales simultáneamente, o en sólo uno de ellos.

Por tanto, las fuerzas de resistencia al rozamiento se definirán en función del sistema de apoyo de la cinta y del ramal de esta que se esté considerando. En consecuencia, las fuerzas de resistencia se definirán por medio de alguna de las siguientes expresiones:

- Ramal superior en carga:

- Apoyando sobre placa deslizante

$$F_o = \mu_g \cdot L \cdot g \cdot (m'_L + m'_G) \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.60}$$

- Apoyando sobre rodillos

$$F_o = 2 \cdot Z_R + 0,02 \cdot L \cdot g \cdot (m'_L + m'_G) \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.61}$$

- Ramal inferior en descarga (retorno):

- Apoyando sobre placa deslizante

$$F_u = \mu_g \cdot L \cdot g \cdot (m'_G) \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.62}$$

- Apoyando sobre rodillos

$$F_u = 2 \cdot Z_R + 0,02 \cdot L \cdot g \cdot (m'_G) \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.63}$$

Donde,

m'_G = peso por metro lineal de la cinta transportadora (kg/m),

m'_L = peso por metro lineal del material transportado (kg/m),

Z_R = Número de rodillos de apoyo,

μ_g = Coeficiente de rozamiento entre la cinta y la superficie-placa de apoyo.

Los valores medios del coeficiente de rozamiento μ_g entre la cinta y la superficie sobre la que desliza, se han definido para condiciones de servicio en las que la velocidad de la cinta varía entre 0,2 y 0,8 m/s, y la carga sobre la superficie es de un orden de magnitud $p = 20 \div 500 \text{ N/mm}^2$. En estas condiciones, los valores que adopta el coeficiente μ_g se muestran en la siguiente Tabla 2.40. Estos valores han sido obtenidos a partir de la experiencia de diferentes fabricantes de cintas transportadoras para cargas aisladas. Concretamente, los mostrados en la Tabla 2.40 proceden del fabricante Dunlop (1994).

Independientemente de las características de la superficie sobre la que desliza la cinta, el valor del coeficiente de rozamiento μ_g aumenta conforme aumenta la velocidad y disminuye conforme aumenta la carga sobre la superficie. Del mismo modo, el aumento de la temperatura de la superficie exterior y una mayor rugosidad de la superficie deslizante provoca un aumento de μ_g .

Tabla 2.40. Valores del coeficiente de rozamiento μ_g de las cintas transportadoras que deslizan sobre placas de apoyo. Extraído y adaptado Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Superficie de apoyo deslizante – Temperatura superior superficie (°C)						
	Placa de acero pulida				Sintético	Madera dura
	-20 °C	0 °C	+18 °C	+40 °C	+18 °C	+18 °C
Algodón (desnudo)	0,75	0,70	0,45	0,35	0,40	0,35
EP (desnudo, impregnado) EP recubierto de goma	0,30	0,30	0,30 0,90	0,25	0,30	0,25
Algodón (impregnado PVC)	0,60	0,55	0,50	0,40	0,45	0,35
PVC (película)	0,60	0,60	0,60	0,55	0,60	0,50
PVC (liso)	0,55	0,70	1,00	1,70	1,30	0,95
PVC (con textura)	0,50	0,65	0,80	1,30	1,10	0,75

C) Cálculo de las resistencias debidas a la pendiente

La resistencia debida a la pendiente se calculará mediante la ecuación:

$$F_{St} = H \cdot g \cdot m'_L \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.64}$$

Donde,

m'_L = peso por metro lineal del material transportado (kg/m),

H = altura de elevación o descenso de la línea de transporte (m).

Si el movimiento es ascendente, la altura $H > 0$, y la resistencia al avance de la cinta es positivo. Por el contrario, si la pendiente es descendente, $H < 0$, y la resistencia al avance es negativa, lo que implica que el descenso de la carga es facilitado también por la pendiente. En tramos horizontales $H = 0$ y la fuerza F_{St} es nula.

D) Cálculo de las resistencias especiales

Las resistencias especiales van a aparecer en puntos concretos de la instalación de transporte, donde las cargas unitarias van a encontrar algún impedimento o restricción al avance que habrá que vencer para que se produzca un desplazamiento de las cargas

sobre la cinta. Los tipos de resistencias especiales más representativos en este tipo de cintas deslizantes son los siguientes:

- Resistencia debida los faldones laterales, F_{Al} .
- Resistencia debido a los carros de descarga, F_{Aw} .
- Resistencia debida a rascadores de superficie, F_{Ab} .
- Resistencia debida a bordes afilados, F_{Me} .
- Resistencia debida a la acumulación de cargas, F_{Sp} .
- Resistencia debida a deflectores de superficie, F_{La} .

En consecuencia, la resistencia especial total F_S de la instalación se obtendrá como suma de todas las resistencias especiales individuales, es decir, se aplicará la ecuación:

$$F_S = F_{Al} + F_{Aw} + F_{Ab} + F_{Me} + F_{Sp} + F_{La} \quad \text{Ecuación 2.65}$$

Analizaremos a continuación el modo en que se pueden cuantificar todas estas resistencias especiales.

D.1) Resistencia debida a los faldones laterales

Esta resistencia es debida al rozamiento que se genera cuando en la cinta transportadora se utilizan faldones laterales como pretil de guía para evitar la salida o caída de las cargas unitarias durante el movimiento, o su re-direccionamiento (Figura 2.55). El rozamiento generado durante el contacto de las cargas con el faldón lateral dependerá de la longitud de éste, y se puede calcular de forma aproximada mediante la Ecuación 2.66.

$$F_{Al} = 160 \cdot l_f \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.66}$$

Donde,

l_f = longitud del faldón lateral por metro de cinta transportadora (m).

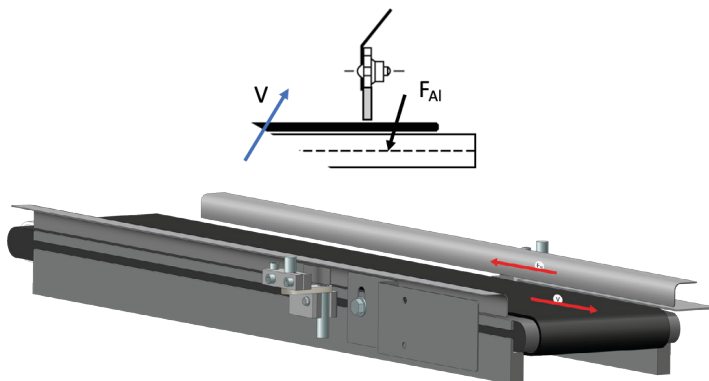


Figura 2.55. Fuerzas especiales de rozamiento generadas por el contacto de la carga con los faldones laterales de guía. Extraído y adaptado de Mk Technology Group. (2020). *Técnica de transporte*. (5ª Ed.). Maschibenbau GmbH. Bonn, Alemania.

D.2) Resistencia debida a los carros de descarga

Este tipo de resistencias son debidas a la utilización de dispositivos de descarga de mercancías, fundamentalmente a granel, que deben ser descargadas mediante el uso de carros de descarga o tolvas que actúan como receptáculos de redireccionamiento y descarga de las mercancías de poco tamaño y peso (ver Figura 2.39B). Estos dispositivos pueden ser fijos a la estructura de la cinta, o desplazables a lo largo de su longitud, como se muestra en la Figura 2.56.

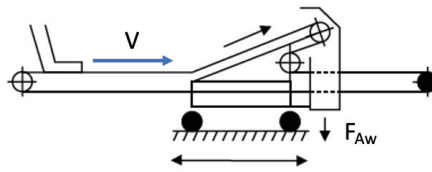


Figura 2.56. Fuerzas especiales de rozamiento generadas por el contacto de las cargas con los carros o tolvas de descarga.

La fuerza de rozamiento generada por el contacto de las cargas con las paredes de los carros se puede obtener a partir de la ecuación:

$$F_{Aw} = z \cdot k \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.67}$$

Donde,

z = número de carros de descarga,

k = factor que depende de la instalación de descarga y el tipo de carro, según datos de la Tabla 2.41.

Tabla 2.41. Valores del factor k en función de la anchura de la cinta y el tipo de carro de descarga. Extraído y adaptado Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchura cinta (mm)	Factor k del carro de descarga	
	Fijo	Móvil
300 – 500	1000	1100
650	1500	1700
800	2000	2200
1000	3500	3600
1200	4400	5100
>1200	4700	5400

D.3) Resistencia debida a rascadores de superficie

Al igual que ocurre con las cintas transportadoras para materiales a granel, en el caso del transporte de cargas unitarias se pueden utilizar dispositivos de rascado o limpieza de la superficie de la cinta. Estos dispositivos tienen por objeto limpiar la cinta para que su contacto con la placa deslizante, que hace de apoyo, esté limpio y ofrezca la menor resistencia al deslizamiento posible. Incluso, en situaciones donde se tiene que realizar un proceso de acumulación con las cargas unitarias deslizando sobre la superficie de la cinta, es conveniente mantener unas condiciones de limpieza adecuadas. Los dispositivos de limpieza suelen ubicarse habitualmente en la parte inferior de la cinta, en el ramal de retorno (ver Figura 2.57).

En estas situaciones, la fuerza de rozamiento que se genera como consecuencia del contacto del dispositivo rascador-limpiador sobre la cinta se puede cuantificar mediante la siguiente ecuación:

$$F_{Ab} = z \cdot 800 \cdot B \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.68}$$

Donde,

Z = número de rascadores-limpiadores de la cinta,

B = anchura de la cinta (m).

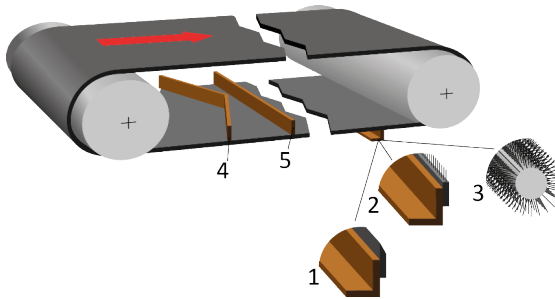


Figura 2.57. Fuerzas especiales de rozamiento generadas por el contacto de la cinta con rascadores inferiores.

D.4) Resistencia debida a los bordes afilados

Las resistencias debidas a los bordes afilados aparecen cuando se utilizan cintas transportadoras para cambiar la dirección de movimiento de las cargas aisladas en situaciones donde la cinta es muy estrecha, y las transiciones de movimiento de una cinta a otra son muy pequeños (ver Figura 2.58). En este tipo de transiciones con bordes tan afilados se pueden generar temperaturas muy elevadas, de hasta 150°C.

La fuerza de resistencia al avance en este tipo de transiciones se puede calcular numéricamente mediante la siguiente ecuación:

$$F_{Me} = z \cdot 0,1 \cdot B \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.69}$$

Donde,

Z = número de bordes afilados de la cinta,

B = anchura de la cinta (m).

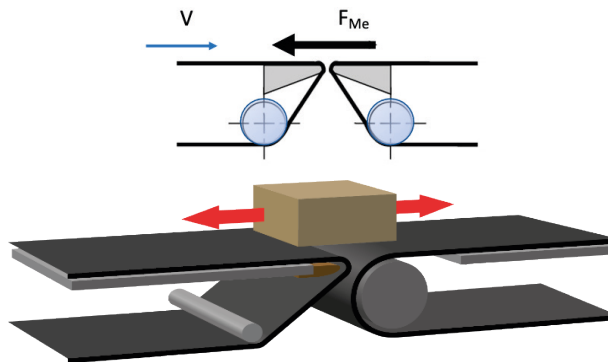


Figura 2.58. Fuerzas especiales de rozamiento generadas por el movimiento de las mercancías entre bordes afilados de la cinta por cambio de trayectoria.

D.5) Resistencia debida a la acumulación de cargas

Cuando en el transporte de cargas unitarias se desea realizar algún tipo de operación de acumulación (con alguno de los diferentes dispositivos adaptados para ello), como se indica en la Figura 2.59, se genera un rozamiento en la superficie de apoyo de las cargas unitarias sobre la cinta transportadora, que son obligadas a detenerse durante el proceso de acumulación, mientras la cinta transportadora sigue desplazándose. Esta resistencia por rozamiento puede llegar a ser incluso superior a la generada entre el contacto de la propia cinta y la superficie de apoyo sobre la que desliza.

Para cuantificar numéricamente el valor de esta fuerza de rozamiento se utilizará la Ecuación 2.70.

$$F_{Sp} = \mu_l \cdot g \cdot L_1 \cdot m'_L \cdot \cos \delta - m'_L \cdot H_1 \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.70}$$

Donde,

m'_L = peso por metro lineal del material transportado (kg/m),

μ_l = coeficiente de rozamiento entre la cinta y las cargas unitarias,

δ = pendiente de la instalación (grados),

L_1 = longitud de acumulación de la línea de transporte (m),

H_1 = altura de elevación o descenso de la línea de transporte en el tramo de acumulación L_1 (m).

El coeficiente de rozamiento μ_l puede variar mucho dependiendo del tipo de superficies en contacto entre la carga y la cinta, y puede en muchas ocasiones ser incluso superior al coeficiente de rozamiento μ_g entre la cinta y la placa sobre la que desliza.

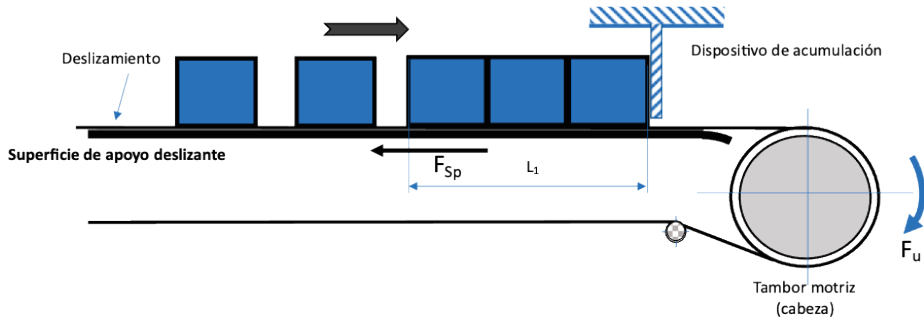


Figura 2.59. Fuerzas especiales debidas al rozamiento generado por la acumulación de cargas unitarias en cintas transportadoras.

D.6) Resistencia debida a deflectores de superficie

Esta resistencia se produce cuando la carga que transporta la cinta, que puede ser aislada o a granel, es desplazada lateralmente mediante un dispositivo deflector, que puede ser pivotante desde un lateral o actúa de forma ortogonal a la dirección del movimiento de la carga aislada transportada, como alguno de los que se muestran en la Figura 2.60.

Tanto para cargas aisladas como a granel, esta fuerza se puede cuantificar mediante algunos de los valores mostrados en la Tabla 2.42. Estos valores se han definido de forma experimental a partir de la experiencia de los fabricantes de este tipo de equipamientos. Los valores mostrados en la Tabla 2.42 se corresponden a los del fabricante Dunlop (1994), establecidos para determinar el orden de magnitud aproximado de esta fuerza.

Tabla 2.42. Valores de la fuerza de rozamiento generada por el movimiento lateral de las cargas unitarias o a granel por la acción de deflectores laterales. Extraído y adaptado Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchura cinta (mm)	≤ 500	650 - 800	1000 - 2000
F_{La} (N)	800	1500	3000-3500

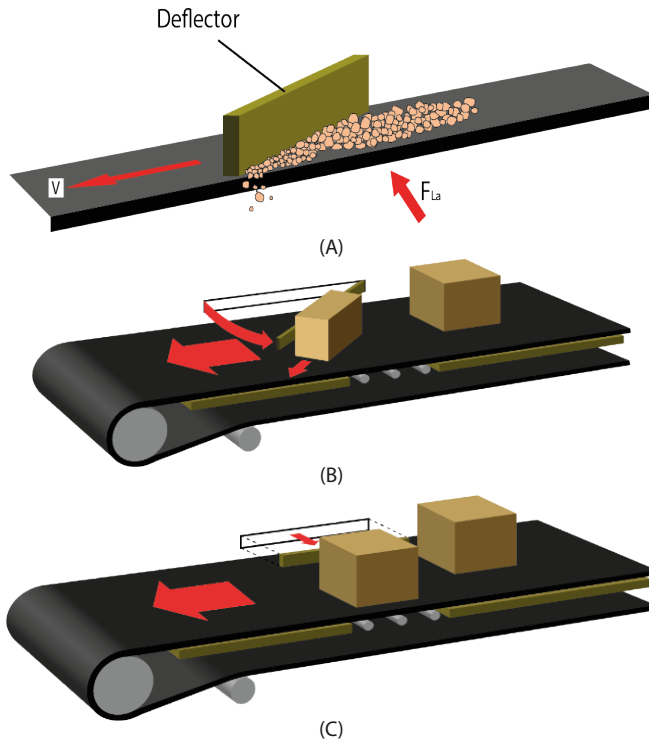


Figura 2.60. Fuerzas especiales de rozamiento generadas por el contacto de la carga con diferentes dispositivos de cambio y desvío de la dirección del material transportado. (A) mediante un deflector lateral pivotante para desviar carga a granel; (B) mediante un deflector lateral pivotante para el desvío de carga aislada; (C) mediante un deflector lateral de empuje ortogonal a la dirección de desplazamiento de la carga aislada.

2.6. Cálculo de las tensiones en la cinta transportadora

El esfuerzo tangencial total en la periferia del tambor motriz se produce por la diferencia de fuerzas entre la entrada y la salida de la cinta en el tambor de accionamiento, que dependerá a su vez del coeficiente de rozamiento entre la cinta y el tambor.

Las tensiones que aparecerán sobre la cinta varían a lo largo de su longitud, ya que su magnitud depende:

- De la disposición y tipología de la cinta transportadora.
- Del número y ubicación de los tambores de accionamiento motriz.
- De las características de accionamiento y de los frenos utilizados.
- Del tipo y ubicación de los dispositivos de tensión de la cinta.

- De la fase de funcionamiento de la cinta: arranque, frenado, marcha normal, parada en vacío o con cargas parciales o totales.

Considerando todas estas variables, habrá de tenerse en cuenta en el diseño que los esfuerzos de tracción sobre la cinta deberán ser lo más pequeños posible. En la normativa aplicable, se considera que para que la instalación de transporte continuo por cinta pueda funcionar correctamente, se deberán cumplir dos premisas:

- 1) Que las tensiones mínimas que se ejerzan sobre la cinta sean adecuadas a todos los regímenes de funcionamiento posibles, considerando que al aplicar las fuerzas periféricas sobre los tambores motrices no se deberá producir ningún deslizamiento.
- 2) Que la tensión aplicada mínima sobre la cinta sea la necesaria para impedir que se produzcan flechas de importancia entre dos puntos de apoyo de los rodillos portantes.

Cuando las condiciones de servicio de una instalación de transporte con cintas se mantienen con el tiempo, se dice que está funcionando en *régimen permanente*. No obstante, existen situaciones, como son los procesos de arrancada y frenada de la instalación, en los que se producen sobreesfuerzos sobre la cinta debidos a la aceleración o deceleración generados en periodos de tiempo limitados, que son conocidos como *régimen transitorio*.

En consecuencia, las tensiones máximas de funcionamiento de la cinta, además de ser variables a lo largo de toda su longitud, también dependerán de si se producen en el periodo de régimen permanente o transitorio, por lo que será necesario conocer sus valores máximos para determinar las características resistentes necesarias para la propia cinta.

Analizaremos a continuación las condiciones en las que se pueden calcular las tensiones mínimas y máximas a aplicar a una instalación de cintas transportadoras, tanto en los regímenes permanente como transitorio, de modo que sean compatibles con todas las condiciones de servicio posibles.

2.6.1. Cálculo de las tensiones en régimen permanente

Si consideramos la transmisión de esfuerzos a la cinta con un solo tambor de accionamiento en cabeza (ver Figura 2.61), que es la situación más común, serán necesarias las tensiones que aparecen en el ramal superior o de trabajo (F_1) y en el ramal inferior o libre (F_2), para la transmisión del esfuerzo tangencial F_t .

La ecuación que relaciona las fuerzas aplicadas entre ambos ramales de trabajo (F_1) y el libre (F_2), con ausencia de deslizamiento, recibe el nombre de *Euler-Eytelwein*, y se expresa como:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu\varphi}$$

Ecuación 2.71

Donde,

φ = ángulo de arrollamiento de la cinta sobre el tambor de accionamiento (radianes),

μ = coeficiente de fricción entre el tambor de accionamiento y la cinta.

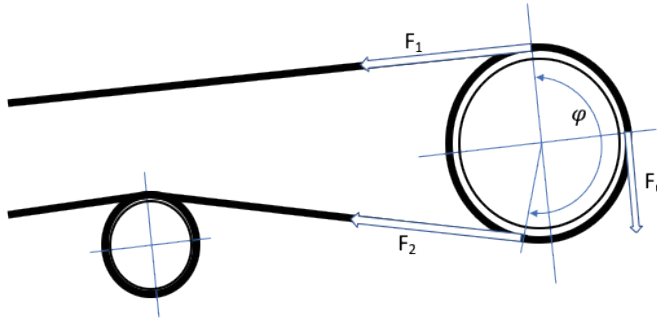


Figura 2.61. Relación entre las tensiones en cintas con un sólo tambor de accionamiento en cabeza.

El valor máximo de la fuerza del ramal de trabajo, F_1 , será:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\varphi} \quad \text{Ecuación 2.72}$$

Siendo φ el valor máximo del ángulo de arrollamiento de la cinta sobre el tambor de accionamiento que se pueda conseguir.

Como, además

$$F_1 = F_2 + F_u \quad \text{Ecuación 2.73}$$

Agrupando las Ecuaciones (2.72) y (2.73), podemos expresar la relación entre la tensión que debe aparecer en el ramal inferior (F_2) en función de las resistencias al movimiento de la cinta (F_u), como:

$$\frac{F_1 - F_2}{F_2} = \frac{F_u}{F_2} = e^{\mu\varphi} - 1 \quad \text{Ecuación 2.74}$$

La tensión que aparece en el ramal inferior será, por tanto, de valor:

$$F_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u \quad \text{Ecuación 2.75}$$

Por tanto, para que el tambor de accionamiento sea capaz de transmitir una fuerza de valor F_u , deberá existir una tensión en el ramal inferior de valor:

$$F_{2,min} \geq \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_{u,max} = C_{Ti} \cdot F_{u,max} \quad \text{Ecuación 2.76}$$

El valor de $F_{u,max}$ se producirá en las fases de arranque o frenado del transportador continuo cuando esté cargado en su totalidad.

De forma similar, se puede obtener la tensión que aparece en el ramal superior como:

$$F_1 = \frac{e^{\mu\varphi}}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ts} \cdot F_u \quad \text{Ecuación 2.77}$$

Si el esfuerzo tangencial total sobre la periferia del tambor de accionamiento motriz es mayor que la capacidad de transmisión de esfuerzos, de acuerdo con la teoría de *Euler-Eytelwein*, se producirá el deslizamiento entre la cinta y el tambor motriz. Por esta razón, habrá que determinar la tensión máxima F_{max} que se aplicará sobre la cinta, no sólo para evitar el deslizamiento sobre el tambor, sino para evitar su rotura. Este es un parámetro que debe fijarse para la selección y dimensionado de la cinta.

Para calcular la fuerza máxima aplicada sobre la cinta en el ramal superior, podemos utilizar la Ecuación (2.77), y reagrupar términos de modo que:

$$F_{max} = F_1 = F_u \cdot \xi \cdot \left[\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right] \quad \text{Ecuación 2.78}$$

El coeficiente ξ tiene en cuenta el hecho de que el esfuerzo tangencial debe ser mayor en el arranque durante un *periodo transitorio* que en las condiciones de servicio permanente. Según las características de accionamiento, los valores de ξ varían entre 1,3 y 2.

El ángulo de arrollamiento de la cinta sobre el tambor de accionamiento, φ , alcanza según las condiciones geométricas y para un único tambor motriz, un orden de magnitud de 2,8 a 4,2 radianes (160° a 240°).

La Ecuación (2.78) representa un cálculo aproximado de la tensión máxima de la cinta, que sólo se utilizará en casos sencillos, por ejemplo, cuando el transporte es horizontal o con pendiente reducida, cuando sólo se utiliza un tambor motriz y cuando el esfuerzo de frenado para detener la instalación es muy bajo. Cuando no se dan estas circunstancias, la anterior Ecuación (2.78) no debe ser utilizada, y en su lugar, se debe realizar un cálculo más exhaustivo de las condiciones de servicio más desfavorables de la instalación de transporte.

El coeficiente de fricción entre el tambor motriz y la cinta, μ , puede adquirir diferentes valores en función de las condiciones de funcionamiento y el tipo de revestimiento de la cinta transportadora. Según la norma *UNE 58204:1992*, estos valores pueden alcanzar los expresados en la siguiente Tabla 2.43.

Tabla 2.43. Coeficientes de adherencia μ entre la cinta transportadora y los rodillos de accionamiento. Extraído y adaptado de la norma UNE 58-204-92 "Aparatos de manutención continua. Cintas transportadoras provistas de rodillos portantes. Cálculo de la potencia disponible y esfuerzos de tracción". Asociación Española de Normalización. (1992). Madrid: AENOR.

Condiciones de funcionamiento	Tambor de acero liso sin revestir	Revestimiento de goma con ranuras en V	Revestimiento de poliuretano con ranuras en V	Revestimiento cerámico con ranuras en V
Funcionamiento en medio seco	0,35 a 0,4	0,4 a 0,45	0,35 a 0,4	0,4 a 0,45
Funcionamiento en medio húmedo propio (agua)	0,1	0,35	0,35	0,35 a 0,4
Funcionamiento en medio húmedo y sucio con barros o arcillas	0,05 a 0,1	0,25 a 0,3	0,2	0,35

2.6.1.1. Limitación debida a la flecha de la cinta transportadora

De acuerdo con la norma *UNE 58204:1992*, se debe realizar una comprobación de las flechas soportadas por la cinta transportadora durante su funcionamiento, para limitarlas a un máximo definido por diseño. Según esta norma, la fuerza mínima F_{min} que se debe ejercer sobre la cinta para limitar la flecha entre dos puntos de apoyo de rodillos portantes, se obtiene a partir de las siguientes expresiones:

- Para el ramal superior de trabajo,

$$F_{min} \geq \frac{l_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

Ecuación 2.79

- Para el ramal inferior libre,

$$F_{min} \geq \frac{l_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

Ecuación 2.80

Donde,

q_B = es la masa de la cinta por unidad de longitud en ramal superior o inferior (kg/m),

q_G = es la masa de la carga transportada por unidad de longitud (kg/m),

l_0 = distancia entre ejes de rodillos portantes del ramal superior,

l_u = distancia entre ejes de rodillos portantes del ramal inferior,

$(h/a)_{adm}$ = flecha admisible de la cinta entre dos trenes de rodillos.

El valor admisible de la flecha $(h/a)_{adm}$ en la cinta está prefijado entre 0,005 y 0,02, y no debe ser superior a estos valores en ningún punto de la instalación.

2.6.1.2. Cálculo de tensiones en la cinta transportadora con dos tambores motrices

Aplicando el mismo razonamiento desarrollado previamente para analizar las tensiones con el accionamiento con un solo tambor motriz, ahora disponemos de dos tambores motrices en cabeza (Figura 2.62); en este caso, las relaciones de las tensiones aplicadas se expresarán como:

Para el tambor de accionamiento 1:

$$\frac{F_1}{F_{1-2}} = e^{\mu\varphi_1} \quad \text{Ecuación 2.81}$$

Para el tambor de accionamiento 2:

$$\frac{F_{1-2}}{F_2} = e^{\mu\varphi_2} \quad \text{Ecuación 2.82}$$

Por otra parte, también se sabe que:

$$F_u = F_{u1} + F_{u2} = (F_1 - F_{1-2}) + (F_{1-2} - F_2) = F_1 - F_2 \quad \text{Ecuación 2.83}$$

Además, se tiene que:

$$\frac{F_u}{F_2} = \frac{F_1 - F_2}{F_2} = \frac{F_1}{F_2} - 1 = e^{\mu(\varphi_1 + \varphi_2)} - 1 \quad \text{Ecuación 2.84}$$

Por lo que:

$$F_2 = \frac{1}{e^{\mu(\varphi_1 + \varphi_2)} - 1} \cdot F_u \quad \text{Ecuación 2.85}$$

$$F_1 = \frac{e^{\mu(\varphi_1 + \varphi_2)}}{e^{\mu(\varphi_1 + \varphi_2)} - 1} \cdot F_u \quad \text{Ecuación 2.86}$$

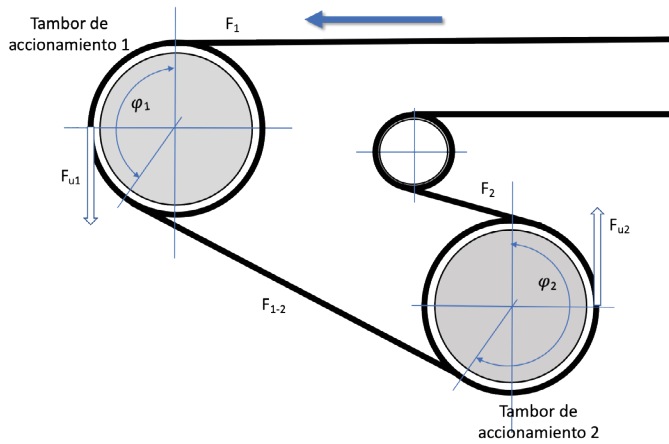


Figura 2.62. Relación entre las tensiones en cintas con dos tambores de accionamiento en cabeza.

2.6.1.3. Cálculo del número de capas de la cinta transportadora

A partir del conocimiento de la tensión máxima a la que se somete a la cinta, se debe calcular el número mínimo de capas textiles que se deben utilizar en la misma. En general, se recomienda que el número de capas sea el menor posible para conseguir una buena flexibilidad de la cinta. Para obtener este parámetro nos basaremos en lo expresado en la norma *DIN 22101*. Según esta, el número mínimo de capas de una cinta transportadora textil se obtendrá con la ecuación:

$$z = \frac{S \cdot F_{max}}{B \cdot R_1}$$

Ecuación 2.87

Donde,

S = coeficiente de seguridad,

F_{max} = tensión máxima en la cinta (N),

B = anchura de la cinta (mm),

R_1 = resistencia nominal de cada capa textil por unidad de longitud (N/mm).

Los valores recomendados del coeficiente de seguridad que recomienda la norma *DIN 22101*, en función del número de capas, se define por los datos de la Tabla 2.44.

Tabla 2.44. Coeficientes de seguridad para cintas textiles. Extraído y adaptado de la norma *DIN 22101:2014-01 "Continuous conveyors - Belt conveyors for loose bulk materials - Basis for calculation and dimensioning"*. (2014). Deutsche Institut für Normung. Germany.

Número de capas (z)	De 3 a 5	De 6 a 9	Más de 9
Coficiente de seguridad	11	12	13

2.6.2. Condiciones de funcionamiento en régimen transitorio

Durante el proceso de arrancada de la instalación de transporte se tienen que superar las resistencias inerciales al movimiento de todas las masas conectadas a la misma. En este periodo, que es limitado en el tiempo y que se define como *periodo transitorio*, debe asegurarse que las tensiones de la cinta se mantengan acotadas en unos valores mínimos; así mismo, la fuerza total aplicada a la periferia del tambor motriz durante el arranque no debe tampoco exceder de un cierto valor máximo.

En consecuencia, durante el tiempo de arranque deben tenerse en cuenta una serie de recomendaciones que la experiencia ha demostrado como necesarias para asegurarse una vida útil adecuada de la instalación. Estas recomendaciones, establecidas por los fabricantes de sistemas de transporte por cintas son las siguientes:

- La máxima fuerza en la periferia del tambor motriz debida a la aceleración durante el arranque, $F_{A'}$, no debería ser mayor de aproximadamente $(1,3 \div 1,5) \cdot F_u$, donde F_u representa la fuerza en la periferia en condiciones de régimen permanente.
- Para poder acelerar todas las masas a lo largo de la longitud de transporte, debería ser posible utilizar al menos un 20% de la fuerza equivalente para vencer todas las resistencias al movimiento.
- La fuerza en la periferia del tambor motriz, $F_{A'}$, debería ser aplicada sobre la cinta durante un periodo de tiempo tal que la instalación puede funcionar en un estado cuasi estable y acelera con unas fuerzas dinámicas adicionales mínimas.
- Durante el proceso de arranque (incluso de frenado), al aplicar una fuerza en la periferia del tambor motriz F_A que genera una aceleración a_A , se debería asegurar que la fuerza de corte por fricción entre el material transportado y la cinta estuviera acotada por una aceleración que no debería superar el siguiente valor:

$$a_A \leq g \cdot (\mu_1 \cdot \cos \delta_{max} - \text{sen} \delta_{max}) \quad (\text{m/s}^2) \quad \text{Ecuación 2.88}$$

Donde,

μ_1 = coeficiente de rozamiento entre la cinta y el material transportado; su valor varía de 0,5 a 0,7,

δ = pendiente de la instalación (grados); para $\delta > 0$ pendiente ascendente, y para $\delta < 0$ pendiente descendente,

a_A = aceleración de arranque de la instalación de transporte (m/s^2).

2.6.2.1. Factor k_A

Como ya hemos comentado, durante la fase de arranque de la instalación de transporte, la fuerza en la periferia del tambor motriz $F_{u'}$, se incrementa. Para cuantificar este aumento de la fuerza se va a utilizar un factor multiplicador de las fuerzas resistentes que llamaremos k_A . Este factor k_A es, a su vez, dependiente del tipo de acoplamiento utilizado en la transmisión de movimiento entre el motor eléctrico y el tambor motriz. Analizaremos a continuación cómo se calcula en cada uno de estos casos.

A) Acoplamiento rígido

Los acoplamientos rígidos se utilizan en instalaciones pequeñas con motores eléctricos de hasta 30 kW y del tipo de jaula de ardilla. La nueva fuerza en la periferia F_A se obtendrá a partir de la potencia instalada en el motor mediante la siguiente ecuación:

$$F_A = k_A \cdot \frac{P_i \cdot \eta \cdot 1000}{V} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.89}$$

Donde,

P_i = potencia instalada en el motor eléctrico (kW),

η = rendimiento mecánico de la transmisión,

V = velocidad de la cinta transportadora (m/s),

k_A = factor de arrancada:

$$k_A = 2,0 \div 2,2,$$

si $F_A > 2,5 \cdot F_u$ entonces $F_A = 2,5 \cdot F_u$ (par de corte).

B) Acoplamiento flexible

En este tipo de acoplamientos, el par de arranque del motor es más pequeño, y se puede cuantificar numéricamente mediante la siguiente ecuación:

$$F_A = k_A \cdot F_u \cdot \frac{P_i}{P_m} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.90}$$

Donde,

P_m = potencia requerida en el motor eléctrico (kW),

k_A = factor de arrancada, $k_A = 1,2 \div 1,6$.

La potencia del motor eléctrico instalado puede llegar a ser sustancialmente superior a la que es necesaria y, por tanto, F_A debería ser inferior o igual a $2,5 \cdot F_u$.

C) Acoplamiento hidráulico

Con la instalación de acoplamientos hidráulicos puede regularse con mayor precisión el par de arranque y limitarlo al factor de arrancada deseado. Con este tipo de regulación se puede conseguir que el proceso de arranque se ajuste siempre lo más posible al conseguido en un régimen de funcionamiento estacionario o permanente. Para calcular la fuerza de arranque en estos casos se utilizará la siguiente ecuación:

$$F_A = k_A \cdot F_u \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.91}$$

Donde,

k_A = factor de arrancada, $k_A = 1,2 \div 1,5$ (estos valores son regulados por el volumen de aceite en el circuito de trabajo).

2.6.2.2. Aceleración a_A

En las condiciones de arranque y parada de la instalación de transporte deben tenerse en cuenta las fuerzas de aceleración y frenado de las masas que deben desplazarse durante el movimiento de la cinta. Si las resistencias de los elementos que componen el sistema de transmisión (motor eléctrico, acoplamientos, engranajes, etc.) y de los elementos no motrices (poleas y rodillos de soporte) son mayores que las resistencias restantes, este hecho deberá tenerse en cuenta.

En consecuencia, la aceleración de arranque de la instalación se podrá obtener a partir de la siguiente ecuación:

$$a_A = \frac{F_A - F_u}{L \cdot (m'_{Red} + 2 \cdot q_B + q_G) + \sum m'_{Ared} + \sum m'_{Red}} \quad (\text{m/s}^2) \quad \text{Ecuación 2.92}$$

Donde,

F_A = fuerza total de resistencias en la periferia del tambor motriz durante la arrancada (N),

F_u = fuerza total de resistencias en la periferia del tambor motriz durante el funcionamiento en régimen permanente (N),

L = longitud de la cinta de transporte, de centro de tambor motriz a centro de tambor de retorno (m),

$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{I_v \cdot \rho}{v}$ peso de la carga por unidad de longitud (kg/m),

q_B = peso total por metro lineal de la cinta transportadora (kg/m),

$m'_{Red} \approx 0,9 \cdot m_R = 0,9 \cdot \left[\frac{m_{R0}}{l_0} + \frac{m_{Ru}}{l_u} \right]$ masa reducida en los rodillos por unidad de longitud (kg/m),

$\sum m'_{Ared}$ = masa reducida de los elementos de la transmisión (motor, acoplamientos, engranajes) (kg),

$\sum m'_{Red}$ = masa reducida de los elementos no motrices (poleas y rodillos de soporte) (kg).

A partir del conocimiento de la aceleración de la cinta al arrancar la instalación, se puede conocer también el tiempo que dura esta aceleración t_A , y la distancia de aceleración S_A , que se obtendrán a partir de las siguientes expresiones:

$$t_A = \frac{V}{a_A} \quad (\text{s}) \quad \text{Ecuación 2.93}$$

$$S_A = \frac{V \cdot t_A}{2} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.94}$$

Si el tiempo de aceleración es superior a los 10 segundos y se utilizan motores eléctricos de jaula de ardilla, se deberá utilizar un mecanismo de acoplamiento para la arrancada para minimizar los efectos térmicos.

2.6.2.3. Fuerza en la periferia del tambor motriz durante el frenado, F_B

La fuerza en la periferia del tambor motriz durante el proceso de frenado F_B , debe ser calculada teniendo en cuenta las condiciones de servicio más desfavorables. Durante el tiempo de frenado t_B y la distancia de frenado S_B deben tenerse en cuenta algunos aspectos de seguridad (como las distancias de emergencia), debido a la posibilidad de que se mantenga el flujo de movimiento del material y el desborde de este sobre la cinta.

La deceleración de la cinta se calculará mediante la siguiente ecuación:

$$a_B = \frac{V}{t_B} \quad (\text{m/s}^2) \quad \text{Ecuación 2.95}$$

Y la distancia de frenado será:

$$s_B = \frac{V \cdot t_B}{2} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.96}$$

En estas condiciones, la fuerza de frenado a aplicar en la periferia del tambor de frenado se obtendrá como:

$$F_B = a_B \cdot L \cdot (m'_{Red} + 2 \cdot q_B + q_G) + F_u + F_T \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.97}$$

Donde,

F_T = fuerza total de las resistencias debidas a los elementos que no son frenados; si estas fuerzas son proporcionalmente muy elevadas, deben tenerse en cuenta y se calculan como: $F_T = a_B \cdot \sum m_{Red}$ (N),

$\sum m_{Red}$ = masas reducidas de todos los elementos y rodillos que no son frenados (kg),

F_u = fuerza total de resistencias en la periferia del tambor motriz durante el funcionamiento en régimen permanente (N),

L = longitud de la cinta de transporte, de centro de tambor motriz a centro de tambor de retorno (m),

$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{I_v \cdot \rho}{v}$ peso de la carga por unidad de longitud (kg/m),

q_B = peso total por metro lineal de la cinta transportadora (kg/m).

2.6.3. Cálculo de las tensiones de la cinta en régimen transitorio

Durante el funcionamiento en régimen transitorio de la instalación de transporte (en arrancadas o paradas), las fuerzas de rozamiento sobre el tambor motriz (o de frenado) se incrementan durante un ligero periodo de tiempo. Esto implica que el coeficiente de fricción real que se deberá aplicar en estos casos se incrementará ligeramente, y se podrá estimar a partir de la siguiente ecuación:

$$\mu_A \approx \mu + 0,05 \quad \text{Ecuación 2.98}$$

En consecuencia, las tensiones reales que aparecerán sobre el tambor motriz durante el régimen transitorio (ver Figura 2.63), y aplicando la formulación de *Euler-Eytelwein*, se podrán expresar de la siguiente forma:

$$\frac{F_{1A}}{F_{2A}} \leq e^{\mu_A \cdot \varphi} \quad \text{Ecuación 2.99}$$

$$F_{1A} = F_{2A} + F_A \quad \text{Ecuación 2.100}$$

Donde,

φ = ángulo de arrollamiento de la cinta sobre el tambor de accionamiento (radianes),

μ_A = coeficiente de fricción entre el tambor de accionamiento y la cinta en régimen transitorio.

Agrupando las Ecuaciones (2.99) y (2.100), se puede expresar la relación entre la tensión en el ramal inferior (F_{2A}) en función de las resistencias al movimiento de la cinta (F_A), como:

$$\frac{F_{1A} - F_{2A}}{F_{2A}} = \frac{F_A}{F_{2A}} = e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1 \quad \text{Ecuación 2.101}$$

La tensión que aparece en el ramal inferior será, por tanto:

$$F_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A \quad \text{Ecuación 2.102}$$

De forma similar, se puede obtener la tensión que aparece en el ramal superior como:

$$F_{1A} = \frac{e^{\mu_A \cdot \varphi}}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TsA} \cdot F_A \quad \text{Ecuación 2.103}$$

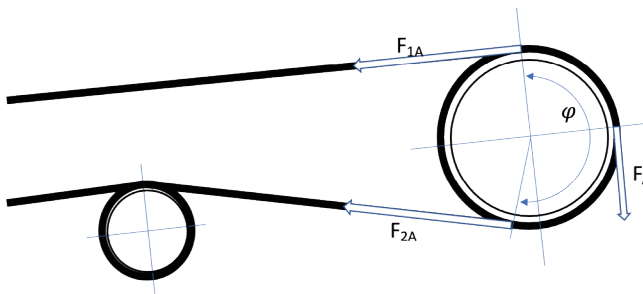


Figura 2.63. Relación entre las tensiones en cintas con un sólo tambor de accionamiento en cabeza en régimen transitorio.

2.6.4. Corrección de las tensiones de la cinta

Las tensiones de la cinta calculadas hasta ahora no son las tensiones definitivas que aparecerán durante las condiciones de servicio real. El cálculo de las tensiones en régimen permanente o transitorio realizado previamente se puede utilizar de forma aproximada y para pequeñas instalaciones. En la práctica, para obtener las tensiones reales de trabajo de la cinta se deberán realizar unas pequeñas correcciones de cálculo que dependerán, fundamentalmente, del sistema de pre-tensado utilizado en la instalación.

En el apartado que describe las tipologías de sistemas de pre-tensado de la cinta (2.2.6.1) del presente capítulo, ya estudiamos cómo los mecanismos de pre-tensado podían ser básicamente de dos tipos: mecanismos de tensión fijos o mecanismos de tensión móvil; en este último caso, el pre-tensado puede ser proporcionado por la fuerza de la gravedad (constante) o regulado por un motor (variable). Analizaremos a continuación las condiciones de funcionamiento de cada una de estas instalaciones.

2.6.4.1. Corrección de las tensiones en la cinta con mecanismos de pre-tensado fijos

En el caso de instalaciones en las que se utilizan sistemas de pre-tensado fijo (ver Figura 2.31), la polea o tambor de pre-tensado se encuentra ubicada en un lugar fijo. No obstante, la localización del dispositivo de pre-tensado no es importante en este caso, pudiendo estar ubicado en la zona del tambor de descarga, en la proximidad del tambor de retorno, o en la parte central de la instalación.

En esta configuración, las distancias del centro del tambor motriz al centro del tambor de retorno no cambian. Dependiendo de las tensiones variables que puedan aparecer según las condiciones de servicio, la cinta se estrechará o alargará dentro de sus límites elásticos, pero la longitud total de la cinta no variará. Por tanto, e independientemente de las condiciones de servicio, lo que se debe verificar siempre es que las sumas de todas las tensiones de trabajo en régimen permanente sobre la cinta, y la suma de todas las tensiones que aparecen en el régimen transitorio deben ser constantes, es decir, se debe cumplir la siguiente condición:

$$\sum T_{\text{trabajo reg. permanente}} = \sum T_{\text{arranque reg. transitorio}} = \text{Constante} \quad \text{Ecuación 2.104}$$

El valor de la tensión correctora debe ser calculado y establecido teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento en régimen transitorio T_{Ar} que aparecerán durante los periodos de arranque y parada de la instalación.

Considerando todas las condiciones de servicio de la cinta transportadora, se sabe que las tensiones de la cinta son variables a lo largo de toda la longitud de la instalación y dependerán de las condiciones de servicio, pero en general, suelen ser mayores en algunos puntos en situación de reposo que cuando está funcionando el transportador. Este efecto se ilustra en la Figura 2.64, donde se muestra un ejemplo de la distribución de tensiones en reposo y en funcionamiento con carga de una cinta transportadora con el

tambor motriz en cabeza. Según esta distribución de tensiones, las tensiones medias en tales circunstancias se calcularán como sigue:

Tensión media de la cinta en reposo:

$$T_{media,Rep} = \frac{\sum T_{i,reposo}}{4} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.105}$$

Tensión media de la cinta en el arranque:

$$T_{media,Arranque} = \frac{\sum T_{i,Arranque}}{4} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.106}$$

Debido a que la longitud de la cinta no se va a alterar, la longitud de ajuste del dispositivo de pre-tensión de la cinta debe ser constante, es decir, debería cumplirse que:

$$S_B = S_A \quad \text{Ecuación 2.107}$$

Donde,

S_B = distancia de ajuste del sistema de pre-tensado durante el funcionamiento estacionario (mm)

S_A = distancia de ajuste del sistema de pre-tensado durante el funcionamiento en el arranque (mm)

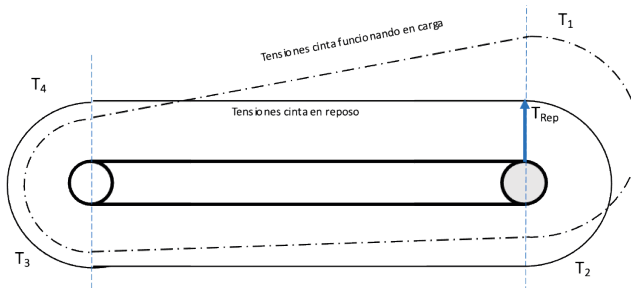


Figura 2.64. Distribución de las tensiones en cintas con un sólo tambor de accionamiento en cabeza en reposo y funcionando en carga con sistemas de pretensado fijo.

El valor de la tensión de ajuste debe adaptarse a las condiciones de arranque de la instalación por lo que todas las tensiones de la cinta se incrementarán por la diferencia entre las condiciones de funcionamiento en régimen permanente y las condiciones de funcionamiento en arrancada.

El valor de este factor de corrección ΔT , en las condiciones de pre-tensado fijo se obtendrán, en consecuencia, mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta T = \frac{\sum T_{i,Arranque} - \sum T_{i,perm}}{4} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.108}$$

En conclusión, con un sistema de pre-tensado fijo todas las tensiones de la cinta funcionando en régimen permanente deberían incrementarse con un factor de corrección ΔT .

2.6.4.2. Corrección de las tensiones en la cinta con mecanismos de pre-tensado móviles

Cuando se utiliza un sistema de pre-tensado móvil por la acción de la gravedad o la acción de un motor eléctrico con regulación variable, la longitud de la cinta no es constante. Estos sistemas funcionan de modo que conforme van cambiando las tensiones de la cinta, para cada una de las condiciones de servicio, el dispositivo de pre-tensado ajusta su tensión a los diferentes cambios de longitud. En estas configuraciones, las tensiones de la cinta en cualquier modo de funcionamiento (régimen estacionario o transitorio), en la zona donde se ubica el lastre, son siempre las mismas.

El lastre del dispositivo de pre-tensado puede estar ubicado junto al tambor motriz, el tambor de retorno o en cualquier otro lugar (ver Figura 2.32). El peso del lastre debe ser calculado para ajustarse a las condiciones de funcionamiento transitorio (arranques y frenadas), que son las condiciones de tensión en la cinta más desfavorables. Las tensiones de la cinta en la ubicación del dispositivo de pre-tensado son siempre superiores a las tensiones durante su funcionamiento en condiciones de régimen permanente. Como ya vimos en la sección 2.2.6.1 del presente capítulo, la tensión de la cinta en el dispositivo de pre-tensado dependerá del lugar en que se encuentre ubicado éste, y podrá ser calculada mediante alguna de las Ecuaciones (2.11), (2.12) y (2.13), según sea el tipo de instalación.

En estas circunstancias, la representación de las tensiones de la cinta en reposo o en funcionamiento en carga, cuando se utilizan sistemas de pre-tensado móvil, puede asemejarse a la distribución que se muestra en la siguiente Figura 2.65.

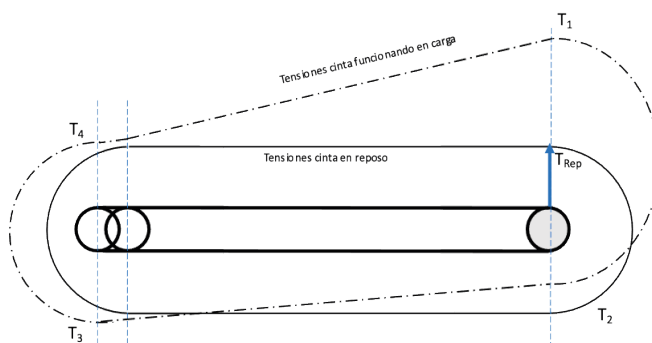


Figura 2.65. Distribución de las tensiones en cintas con un sólo tambor de accionamiento en cabeza en reposo y funcionando en carga con sistemas de pre-tensado móvil en tambor de retorno.

Con esta distribución de tensiones en la cinta, la tensión en el dispositivo de pre-tensado se calculará como:

$$\text{Lastre ubicado en tambor de retorno: } T_g = T_3 + T_4 \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.108}$$

ó también

$$\text{Lastre ubicado en salida del tambor motriz: } T_g = 2 \cdot T_2 \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.109}$$

Y el peso del lastre se obtendrá como:

$$W_g = \frac{T_g}{g} \quad (\text{kg}) \quad \text{Ecuación 2.110}$$

Como la tensión que genera el lastre será la misma para todas las condiciones de funcionamiento del sistema de transporte, tanto en reposo como en carga, todas las tensiones de la cinta deberán ser corregidas por un factor definido como ΔT . Este factor de corrección se calculará mediante la ecuación:

$$\Delta T = T_{A2} - T_2 \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.111}$$

2.6.4.3. Corrección de las tensiones en la cinta considerando el punto de tensión mínima

Otra de las comprobaciones que habrá que realizar en el diseño de la cinta transportadora, en lo referente a las tensiones de trabajo, será la que tendrá que realizarse en aquellos lugares donde la tensión mínima está más comprometida. Como se ha comentado en anteriores apartados, si no existe deslizamiento en el tabor de retorno, las tensiones a ambos lados de este son idénticas (Figura 2.66), esto es, $T_3 = T_4$.

En estas condiciones, la situación más desfavorable, desde el punto de vista del funcionamiento de la cinta en carga, se producirá cuando el material está siendo descargado sobre la cinta en una zona de longitud limitada. En esta zona de descarga del material, la separación entre los rodillos de apoyo l_r , resulta crucial. Esta distancia suele diseñarse para que sea la mitad de la separación entre los rodillos portantes del ramal superior, l_o . Y precisamente, esta distancia entre los rodillos del ramal superior l_o , debe seleccionarse bajo el criterio de que la tensión mínima T_{min} supere un determinado valor que evite la aparición de una flecha excesiva entre los rodillos de apoyo.

Como ya se analizó en anteriores apartados, y de acuerdo con la norma UNE 58204:1992, la tensión mínima que deberá establecerse para el ramal superior cargado se definirá como:

$$T_{min} = \frac{(q_B + q_G) \cdot l_o \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.112}$$

Donde,

q_B = es la masa de la cinta por unidad de longitud en ramal superior (kg/m),

q_G = es la masa de la carga transportada por unidad de longitud (kg/m),

l_o = distancia entre ejes de rodillos portantes del ramal superior,

$(h/a)_{adm}$ = flecha admisible de la cinta entre dos trenes de rodillos.

El valor admisible de la flecha $(h/a)_{adm} = f_r$ en la cinta (ver Figura 2.66), que no debe ser superado en ningún punto de la instalación, está prefijado en el ramal superior cargado entre 0,005 y 0,015 (0,5 % ÷ 1,5 %); en el ramal inferior se suelen adoptar valores entre 0,020 y 0,030 (2 % ÷ 3 %).

Por tanto, si la tensión a la salida de tambor de retorno $T_4 < T_{min}$, la cinta cargada podría superar la flecha admisible y deformarse más de lo conveniente entre los rodillos del ramal superior. Para evitar este mal funcionamiento, todas las tensiones de la cinta deberán incrementarse por un valor de corrección definido como ΔT . En estas circunstancias, el factor de corrección se calculará mediante la ecuación:

$$\Delta T = T_{min} - T_4 \quad (\text{N})$$

Ecuación 2.113

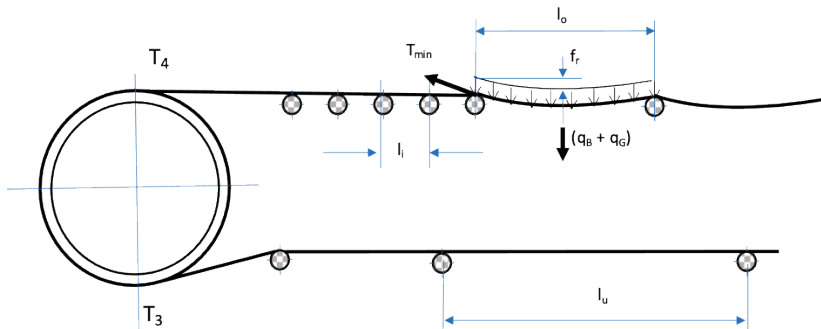


Figura 2.66. Corrección de las tensiones en cintas en función de la tensión mínima en la zona de carga de mercancía. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

2.6.5. Metodología para el cálculo secuencial de las tensiones de la cinta

El cálculo de las tensiones en la cinta transportadora suele realizarse aplicando una metodología de cálculo secuencial, consistente en iniciar el cálculo en aquel lugar en que las tensiones son más pequeñas y seguir, de forma secuencial, calculando el resto a lo largo del sentido de movimiento de la cinta.

Por ejemplo, si consideramos como caso representativo el de una cinta transportadora con tambor motriz simple en cabeza y sentido de movimiento de la cinta con pendiente ascendente (ver Figura 2.67), la secuencia lógica del cálculo sería iniciar éste en la tensión

a la salida del tambor motriz T_2 , que será la más pequeña, siguiendo con la tensión a la entrada del tambor de retorno T_3 , continuando con la tensión a la salida del tambor de retorno T_4 , y finalizando con la tensión a la entrada del tambor motriz T_1 , que será, por otra parte, la mayor tensión de la instalación.

Este método secuencial permite calcular la tensión en cualquier punto de la instalación y en cualquier condición de servicio que se desee analizar, ya sea en régimen permanente o transitorio, tanto en planos horizontales como en pendiente.

Las fuerzas que aparecerán sobre la cinta son definidas en función de su valor y de la dirección de desplazamiento de esta. Esto es, las diferentes fuerzas que nos aparecerán en el análisis serán las fuerzas principales que aparecen sobre el ramal superior cargado o el ramal inferior de retorno, las fuerzas secundarias en los puntos de carga de la cinta o de fricción en los cojinetes de los tambores, las fuerzas debidas a la pendiente, y las fuerzas inerciales debidas a las situaciones de arrancada o parada (si se desea analizar el movimiento en régimen transitorio). Dependiendo de la dirección de movimiento de la cinta, cada una de estas fuerzas se opondrá al movimiento de ésta, o lo favorecerá.

El análisis de las fuerzas a calcular podrá realizarse mediante el uso de diagramas de fuerzas (o de sólido libre), como se muestra en la Figura 2.67, que podrá aplicarse tanto al ramal superior como al ramal inferior, o a cada uno de los tambores motriz o de retorno por separado. Las tensiones T_1 a T_4 podrán ser calculadas mediante estos diagramas teniendo en cuenta la condición de que $\Sigma F=0$.

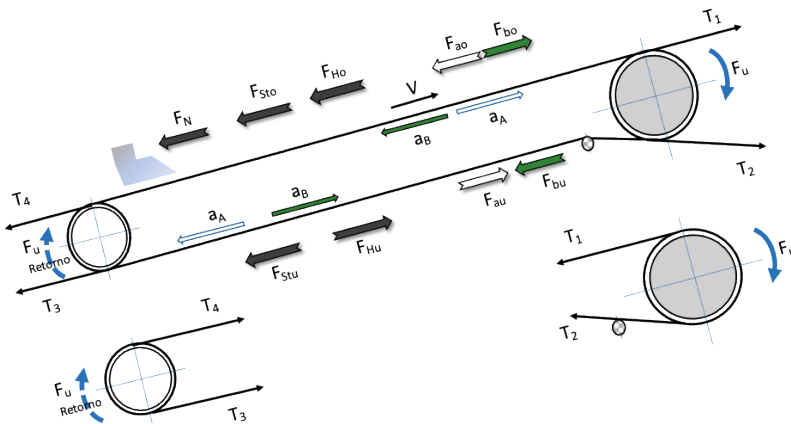


Figura 2.67. Distribución de fuerzas en la cinta transportadora en pendiente ascendente y con el tambor motriz en cabeza y de retorno en cola.

Con estas consideraciones de cálculo, y para cualquiera de los diagramas de sólido libre planteados, se podrán realizar los siguientes análisis de fuerzas:

- *D.S.L. Ramal superior cargado*

$$0 = T_1 - T_4 - F_N - F_{Ho} - F_{Sto} - F_{ao}$$

Ecuación 2.114

- *D.S.L. Ramal inferior descargado:*

$$0 = T_3 - T_2 - F_{Hu} + F_{Stu} - F_{au} \quad \text{Ecuación 2.115}$$

- *D.S.L. Tambor motriz cabeza:*

$$0 = T_1 - T_2 - F_u \quad \text{Ecuación 2.116}$$

- *D.S.L. Tambor retorno:*

$$0 = T_4 + F_{u\text{Retorno}} - T_3 \quad \text{Ecuación 2.117}$$

A partir de esta distribución de fuerzas, se podrá calcular cualquier tensión de la cinta en cualesquiera condiciones de servicio analizadas. Para ello, y a modo de resumen de las expresiones descritas en apartados previos, el valor de las resistencias individuales mencionadas se podrá calcular mediante las siguientes expresiones:

- *Resistencias principales*

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad \text{Ecuación 2.118}$$

- *Resistencias secundarias*

$$F_N = [C_L - 1] \cdot F_H \quad \text{Ecuación 2.119}$$

- *Resistencias debidas a la fricción:*

- *Ramal superior cargado*

$$F_{Ho} = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + (q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad \text{Ecuación 2.120}$$

- *Ramal inferior de retorno (descargado)*

$$F_{Hu} = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{Ru} + (q_B) \cdot \cos \delta] \quad \text{Ecuación 2.121}$$

- *Resistencias debidas a la pendiente:*

- *Ramal superior cargado*

$$F_{Sto} = H \cdot g \cdot (q_B + q_G) \quad \text{Ecuación 2.122}$$

- *Ramal inferior de retorno (descargado)*

$$F_{Stu} = H \cdot g \cdot (q_B) \quad \text{Ecuación 2.123}$$

- *Resistencias inerciales:*

- *Ramal superior cargado*

$$F_{ao} = L \cdot a \cdot [m'_{Red,o} + (q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad \text{Ecuación 2.124}$$

- *Ramal inferior de retorno (descargado)*

$$F_{au} = L \cdot a \cdot [m'_{Red,u} + (q_B) \cdot \cos \delta] \quad \text{Ecuación 2.125}$$

Donde,

f = coeficiente de fricción entre la cinta y los rodillos portantes,

L = longitud de la cinta, medida entre centro del tambor motriz y centro del tambor de retorno (metros),

q_{Ro} = masa de las partes giratorias de los rodillos portadores por metro de ramal cargado (kg/m),

q_{Ru} = masa de las partes giratorias de los rodillos de retorno por metro de ramal de retorno (kg/m),

q_B = masa de la cinta por unidad de longitud en ramal superior o inferior (kg/m),

q_G = masa de la carga por unidad de longitud (kg/m),

δ = ángulo de inclinación de la instalación en la dirección de movimiento,

H = desnivel entre el punto de descarga y el punto de carga (inclinación de la instalación), que será positivo cuando la instalación es ascendente, y negativo si es descendente (m),

g = es la aceleración de la gravedad (9,81 m/seg²),

$$m'_{Red} \approx 0,9 \cdot m_R = 0,9 \cdot \left[\frac{m_{R0}}{l_0} + \frac{m_{Ru}}{l_u} \right] \text{ masa reducida en los rodillos por unidad de longitud (kg/m),}$$

$$m'_{Red,o} \approx 0,9 \cdot m_{R,o} = 0,9 \cdot \left[\frac{m_{R0}}{l_0} \right] \text{ masa reducida en los rodillos del ramal superior cargado por unidad de longitud (kg/m),}$$

$$m'_{Red,u} \approx 0,9 \cdot m_{R,u} = 0,9 \cdot \left[\frac{m_{Ru}}{l_u} \right] \text{ masa reducida en los rodillos del ramal inferior de retorno por unidad de longitud (kg/m),}$$

a = aceleración $a_{A'}$ o deceleración $a_{B'}$ de la instalación de transporte (m/s²).

A partir de las anteriores expresiones, se pueden analizar diferentes configuraciones en el cálculo de las tensiones en diferentes tipos de instalaciones industriales con cintas transportadoras, considerando diferentes condiciones de servicio. Analizaremos a continuación los casos más representativos.

2.6.5.1. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones horizontales con tambor motriz simple en cabeza

Para el cálculo secuencial de las tensiones T_1 a T_4 en una instalación de estas características (ver Figura 2.68), donde el tambor motriz está en cabeza y el movimiento se realiza en el plano horizontal, vamos a utilizar las Ecuaciones (2.118) a (2.125), definidas para cada una de las resistencias que aparecen a lo largo del movimiento de la cinta cuando se transporta material a granel, excluyendo en este caso todas las resistencias debidas a la pendiente.

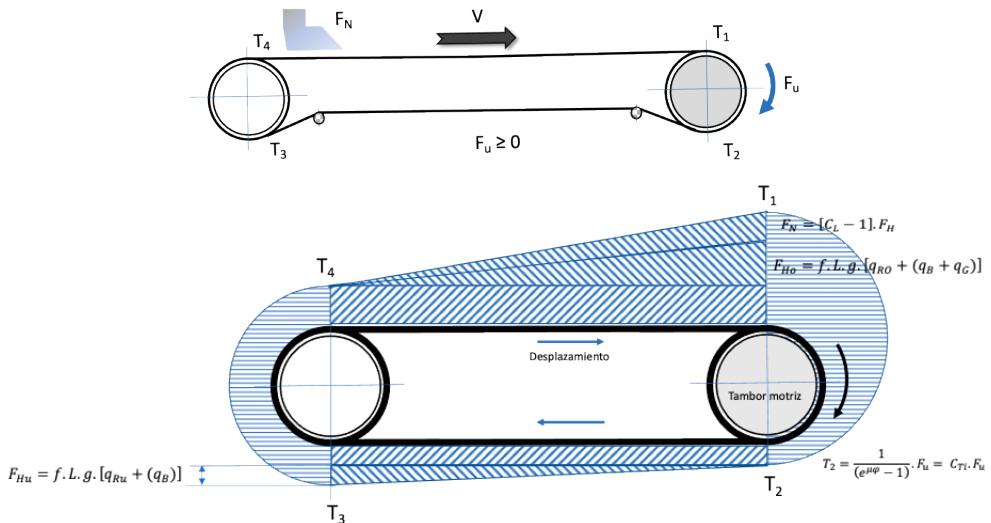


Figura 2.68. Distribución de tensiones en la cinta transportadora horizontal y con el tambor motriz en cabeza y de retorno en cola.

En el caso de trasportar cargas unitarias, el método de cálculo de las resistencias individuales se realizaría del mismo modo, como ya se ha visto en anteriores apartados. Estas resistencias individuales se aplicarán siempre que la fuerza en la periferia del tambor motriz sea positiva, es decir, que $F_u \geq 0$.

Para realizar un análisis más exhaustivo del problema, analizaremos las diferentes condiciones de servicio que se pueden generar en el funcionamiento de la cinta, es decir, las tensiones en régimen permanente y las que aparecen en régimen transitorio (arrancada y paradas). Las expresiones que definen estas tensiones se resumirán, para cada caso, en la Tabla 2.45. Así mismo, también se mostrarán en la misma, las comprobaciones que habrá que realizar para verificar que la transmisión de esfuerzos a la cinta es correcta.

A tenor de la distribución de tensiones mostrada, se demuestra cómo la máxima tensión en la cinta aparecerá en el ramal cargado a la entrada del tambor motriz, es decir, la T_1 . Habrá de verificarse siempre que esa máxima tensión T_1 es inferior a la tensión admisible de la cinta seleccionada.

Finalmente, las tensiones calculadas T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen algunas de las siguientes condiciones:

- Para un dispositivo de pre-tensado fijo: $\text{si } \Sigma T_A > \Sigma T.$
- Para un dispositivo de pre-tensado automático: $\text{si } \Sigma T_{2A} > \Sigma T_2.$
- Para que exista una tensión mínima en la cinta: $\text{si } T_{\min} > T_4.$

El valor de las expresiones que determinan el factor de corrección ΔT ya se han definido previamente en el apartado 2.5.4 del presente capítulo.

Tabla 2.45. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras horizontales con tambor motriz simple en cabeza.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_{Hu}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_{Hu} + F_{au}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.2. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones horizontales con tambor motriz simple en cola

En el caso de que el tambor motriz se encuentre en el tambor de cola (ver Figura 2.69), el cálculo secuencial de las tensiones T_1 a T_4 en una instalación horizontal de estas características se realizará mediante los valores expresados en la Tabla 2.46.

En esta situación, las tensiones T_1 y T_2 presentarán un orden de magnitud similar al obtenido en el caso anterior en el que el tambor motriz se encontraba en cabeza. Sin embargo, las tensiones T_3 y T_4 son significativamente mayores, es decir, el ramal de retorno de la instalación estará más cargado, aspecto nada deseable puesto que se trata del ramal donde se situarán los grupos de pre-tensado.

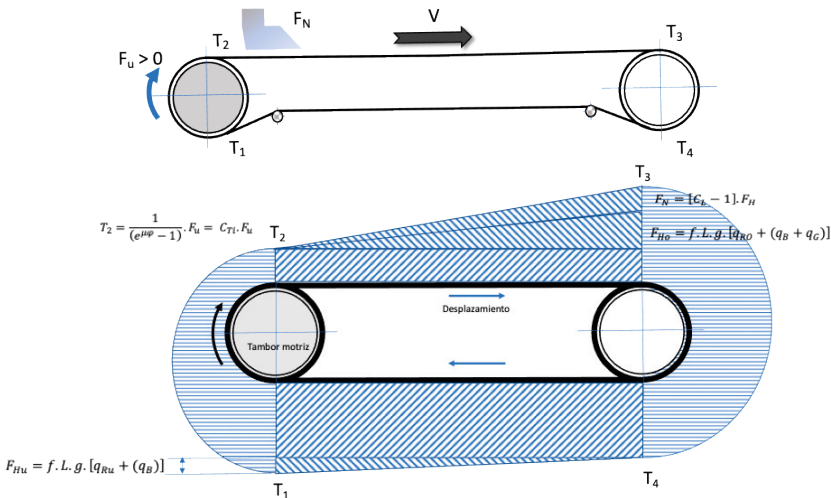


Figura 2.69. Distribución de tensiones en la cinta transportadora horizontal y con el tambor motriz en cola y de retorno en cabeza.

Finalmente, las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente para el caso del tambor motriz en cabeza.

Tabla 2.46. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras horizontales con tambor motriz simple en cola.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_{Ho} + F_N$	$T_{3A} = T_{2A} + F_{Ho} + F_N + F_{au}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_{Hu}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_{Hu} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.3. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con pendiente ascendente con tambor motriz simple en cabeza

Para el cálculo secuencial de las tensiones T_1 a T_4 en una instalación en pendiente ascendente donde el tambor motriz está en cabeza (ver Figura 2.70), se utilizarán las mismas expresiones definidas para el mismo caso en el plano horizontal, pero ahora con las tensiones en los ramales superior e inferior afectadas por los valores correspondientes a la pendiente. En esta configuración, la mayor tensión aparecerá en el ramal cargado T_1 , que será la que marque las condiciones de diseño de la cinta y su capacidad resistente.

La Tabla 2.47 muestra las tensiones para las diferentes condiciones de servicio que se pueden generar en el funcionamiento de la cinta, es decir, las tensiones en régimen permanente y las que aparecen en régimen transitorio (arrancada y paradas). Deberán realizarse las comprobaciones pertinentes para verificar que la transmisión de esfuerzos a la cinta es correcta. Así mismo, las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente para el caso del tambor motriz en cabeza.

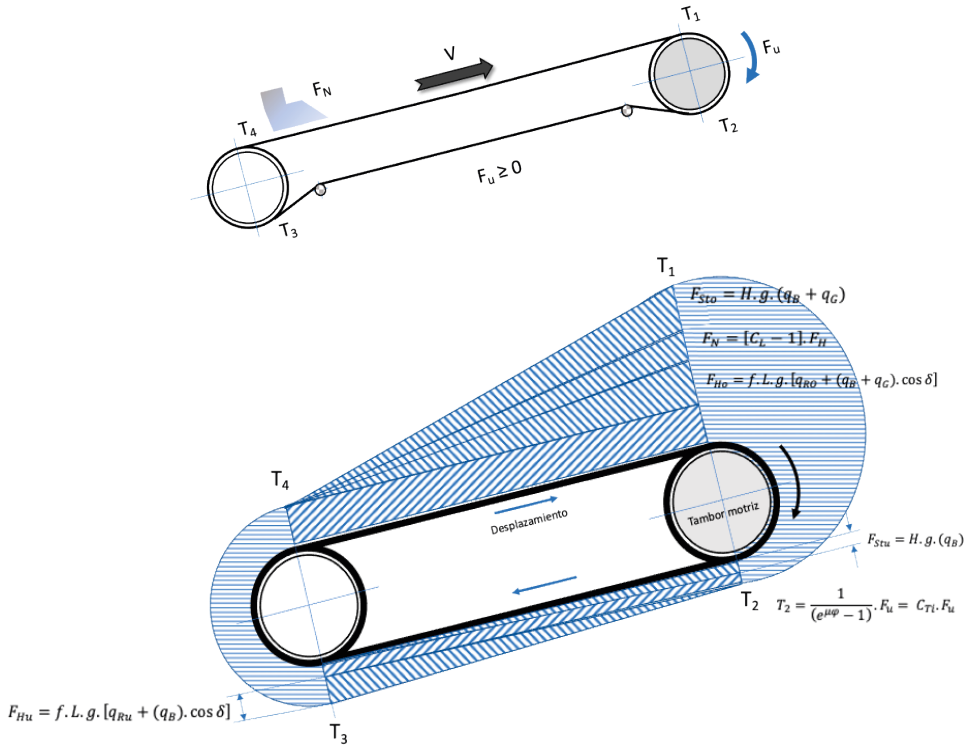


Figura 2.70. Distribución de tensiones en la cinta transportadora en pendiente ascendente y con el tambor motriz en cabeza y de retorno en cola.

Tabla 2.47. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras en pendiente ascendente con tambor motriz simple en cabeza.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_{Hu} - F_{Stu}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.4. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz simple en tambor de cola

En esta configuración el tambor motriz se encuentra ubicado en la cola de la instalación e impulsa el material hacia la parte superior (en pendiente ascendente), donde se encuentra el tambor de retorno, tal y como se muestra en la siguiente Figura 2.71. Aunque el orden de magnitud de las tensiones T_1 y T_2 pueden ser muy parecido al que se obtiene en el caso de que el tambor motriz esté en cabeza, resulta evidente que en este caso las tensiones en el ramal inferior T_4 son muy superiores a las anteriores, provocando que la instalación del grupo tensor en este ramal resulta poco aceptable. Esta es una de las razones por las que siempre se recomienda que el tambor motriz esté situado en cabeza de la línea para impulsar la mercancía.

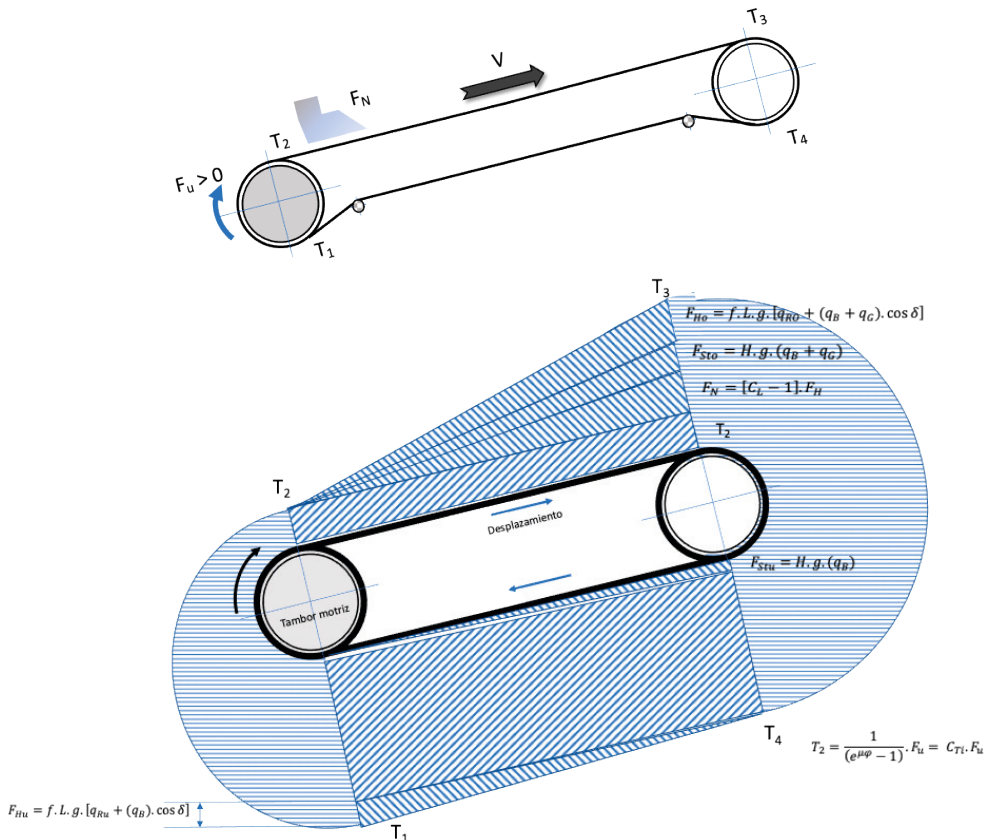


Figura 2.71. Distribución de tensiones en la cinta transportadora en pendiente ascendente con el tambor motriz en cola y de retorno en cabeza.

El cálculo de las tensiones de cada uno de los ramales se obtendrá a partir de los valores que se resumen en la Tabla 2.48. Dichos valores se definen tanto para el régimen permanente como transitorio. En esta configuración, se comprueba como el ramal de retorno inferior se encuentra trabajando a mayor tensión que el ramal superior cargado, lo cual, desde el punto de vista del diseño de la instalación, no es recomendable, toda vez que el sistema de pre-tensado suele ubicarse en el ramal inferior. Este aspecto puede afectar desfavorablemente a las condiciones de funcionamiento de la cinta.

Las últimas comprobaciones que habrá que realizar pasan por verificar que las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deban ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente.

Tabla 2.48. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras en pendiente ascendente con tambor motriz simple en cola.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_{Hu} - F_{Stu}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.5. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor motriz simple en cabeza

Cuando la cinta transportadora se diseña para que trabaje en una instalación en pendiente descendente, pueden darse dos situaciones de funcionamiento: si la resultante de todas las resistencias $F_u > 0$, el tambor motriz deberá trabajar como un motor impulsando el movimiento de la cinta y la mercancía que transporta por el plano descendente. Por el contrario, si $F_u < 0$, entonces el motor deberá instalarse como un freno, de forma que ayude a transportar de forma controlada y estable la mercancía por la pendiente descendente.

En el primer caso, con el tambor motriz impulsando la cinta hacia un movimiento descendente, podemos encontrarnos, a su vez, dos situaciones: aquellas en las que

el tambor motriz se instala en cabeza de la instalación o aquellas otras en las que se encuentra en el tambor de cola. Analizaremos a continuación cada una de estas configuraciones.

Cuando el tambor motriz se encuentra en cabeza, tal y como se observa en la Figura 2.72, la distribución de tensiones muestra como el ramal cargado superior es el que se encontrará sometido a una mayor tensión de trabajo. La cinta transportadora deberá elegirse para ser capaz de soportar estructuralmente los esfuerzos transmitidos por esta tensión, T_1 . Las tensiones del resto de ramales, tanto en régimen permanente como transitorio, se presentan en la Tabla 2.49 siguiente.

Habrà de comprobarse que las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas o no por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente.

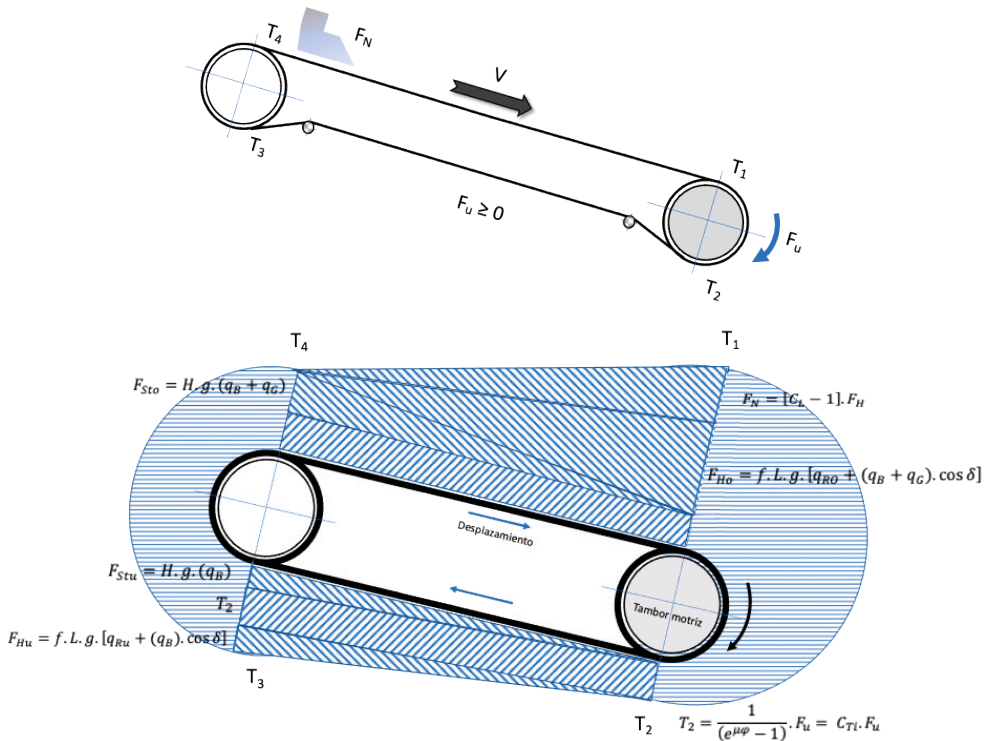


Figura 2.72. Distribución de tensiones en la cinta transportadora en pendiente descendente con el tambor motriz en cabeza y de retorno en cola.

Tabla 2.49. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras en pendiente descendente con tambor motriz simple en cabeza.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_{Hu} + F_{Stu}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_{Hu} + F_{Stu} + F_{au}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} - F_{Sto}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} - F_{Sto} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.6. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor motriz simple en cola

En este segundo caso, el tambor motriz que impulsa a la cinta hacia un movimiento descendente se instala en cola de la instalación, como muestra la Figura 2.73. En esta configuración se observa cómo la distribución de tensiones provoca un aumento del nivel de tensiones en todo el ramal inferior. La cinta transportadora deberá elegirse para ser capaz de soportar estructuralmente los esfuerzos transmitidos por la tensión más alta, T_1 , que se encuentra en el ramal inferior, aspecto nada desdeñable, ya que se deben evitar tensiones elevadas en este tramo para poder instalar un grupo de pre-tensado adecuado en esta parte de la instalación.

El resto de las tensiones de los otros ramales, tanto en régimen permanente como transitorio, se presentan en la Tabla 2.50 siguiente. Finalmente, habrá de comprobarse que las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas o no por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado en anteriores apartados.

Tabla 2.50. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras en pendiente descendente con tambor motriz simple en cola.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_N + F_{Ho} - F_{Sto}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_N + F_{Ho} - F_{Sto} + F_{ao}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_{Hu} + F_{Stu}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_{Hu} + F_{Stu} + F_{au}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

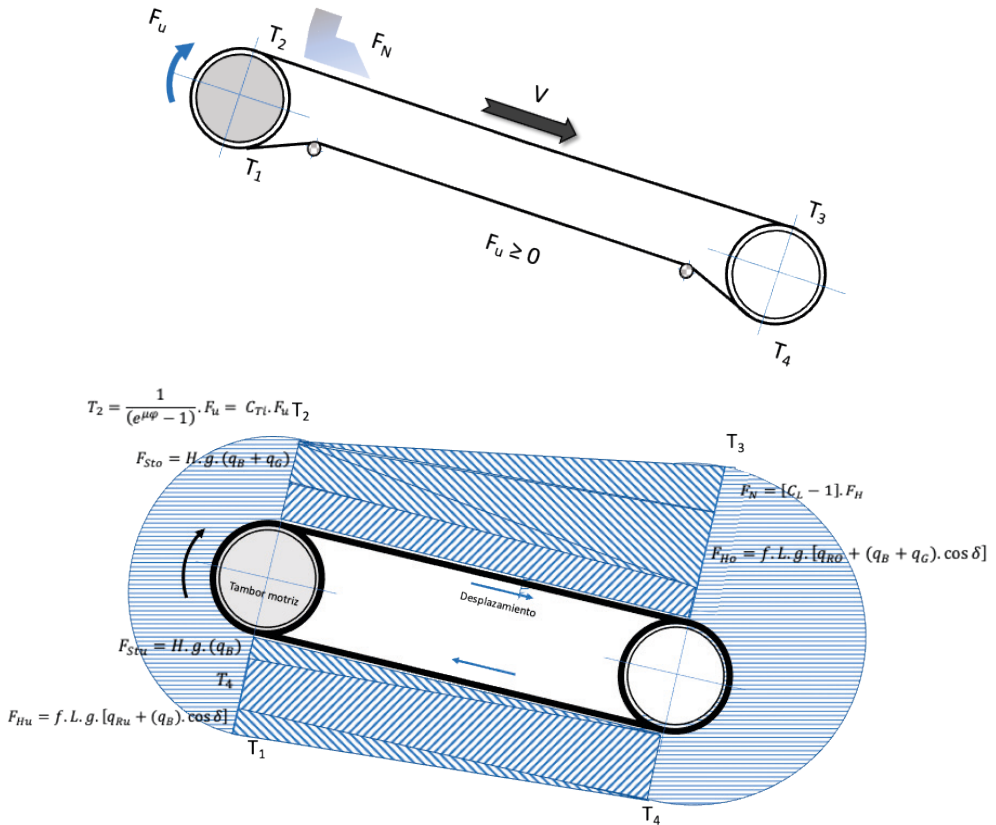


Figura 2.73. Distribución de tensiones en la cinta transportadora en pendiente descendente con el tambor motriz en cola y de retorno en cabeza.

2.6.5.7. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones en pendiente descendente con tambor de frenado simple en cola

En esta configuración de transporte las mercancías se desplazan sobre un plano descendente en el que el tambor motriz se encuentra ubicado en la cola de la instalación, como muestra la Figura 2.74. El reparto de las fuerzas resistentes provoca que la suma de todas ellas sea negativa, es decir, $F_u < 0$, por lo que el motor eléctrico en lugar de impulsar el material hacia la parte inferior en pendiente descendente, debe frenarlo para evitar que el material se derrame por encima de la cinta y provoque su caída hacia el exterior. En estas circunstancias, en lugar de un motor eléctrico se debe utilizar un freno.

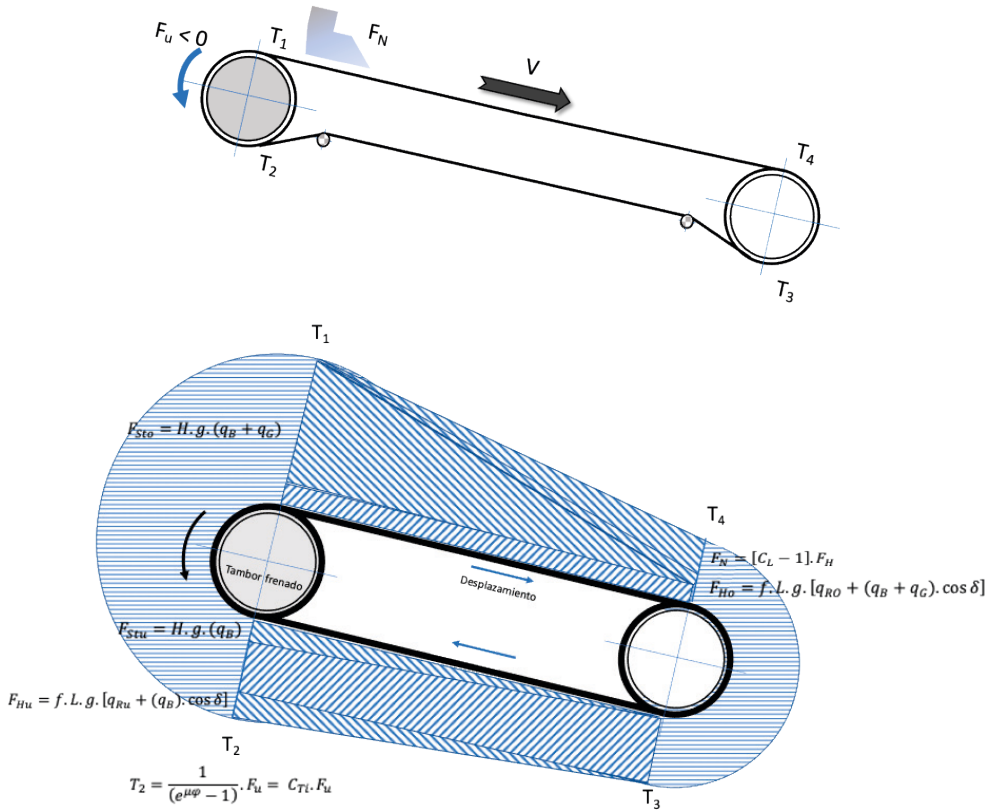


Figura 2.74. Distribución de tensiones en la cinta transportadora con el tambor de frenado en cola y de retorno en cabeza con pendiente descendente.

El cálculo de las tensiones en este tipo de instalaciones se debe iniciar a partir de la tensión T_2 a la salida del tambor motriz en el ramal de retorno, y se sigue secuencialmente calculando el resto, T_3 , T_4 y finalmente T_1 , en la entrada del tambor motriz en el ramal superior y en el plano superior. Los valores asociados a cada una de estas tensiones se resumen en la siguiente Tabla 2.51. Como se puede apreciar en el diagrama de distribución de las tensiones, el ramal inferior presenta un nivel de tensiones elevado, lo que puede afectar negativamente a la instalación del grupo pre-tensor.

Las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente para el caso del tambor motriz en cabeza.

Tabla 2.51. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras con tambor de frenado simple en cola y de retorno en cabeza con pendiente descendente.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_u = C_{Ti} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \varphi} - 1)} \cdot F_A = C_{TiA} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 - F_{Hu} - F_{Stu}$	$T_{3A} = T_{2A} - F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} - F_{Sto}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} - F_{Sto} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.8. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz en tambores de cabeza y cola

Debido a las necesidades de transporte, en algunos tipos de instalaciones se necesitan repartir el esfuerzo de impulsión del material entre dos tambores motrices simples, uno ubicado en la cabeza de la instalación y el otro en la cola, tal y como se muestra en la siguiente Figura 2.75.

En estas circunstancias, las tensiones se empiezan a calcular a partir de la tensión T_2 a la salida del tambor motriz en el ramal inferior, y se sigue secuencialmente al resto, T_3 , T_4 en el tambor de retorno motriz, y finalmente T_1 , en la entrada del tambor motriz en el plano superior. Los valores asociados a cada una de estas tensiones se resumen en la siguiente Tabla 2.52.

Las tensiones T_1 a T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente para el caso del tambor motriz en cabeza.

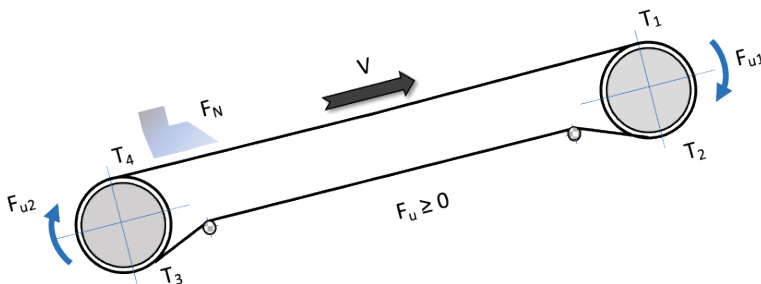
**Figura 2.75. Distribución de tensiones en la cinta transportadora con tambor motriz en cabeza y de retorno motriz en cola con pendiente ascendente.**

Tabla 2.52. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras con tambor motriz simple en cabeza y tambor motriz simple en cola.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{(e^{\mu\varphi} - 1)} \cdot F_{u1} = C_{Ti} \cdot F_{u1}$	$T_{2A} = \frac{1}{(e^{\mu_A \cdot \varphi} - 1)} \cdot F_{1A} = C_{TiA} \cdot F_{1A}$
$T_3 = T_2 + F_{Hu} - F_{Stu}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}$
$T_4 = T_3 - F_{u2}$	$T_{4A} = T_{3A} - F_{A2}$
$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.5.9. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con tambor motriz tándem en cabeza

Con la configuración de dos tambores motrices de tipo tándem en cabeza se puede conseguir aumentar el ángulo de arrollamiento de la cinta sobre estos, y conseguir un mayor par de fricción en la transmisión de movimiento con una reducción de las tensiones en la cinta. La Figura 2.76 muestra un ejemplo de esta configuración de transporte.

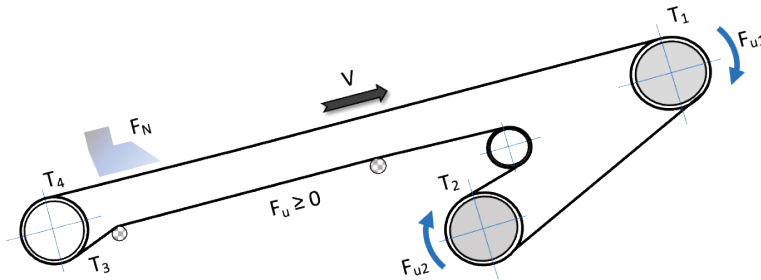


Figura 2.76. Distribución de tensiones en la cinta transportadora con dos tambores motrices tándem en cabeza con pendiente ascendente.

En estas circunstancias, las tensiones se empiezan a calcular a partir de la tensión T_2 a la salida del segundo tambor motriz en el plano superior, y se sigue secuencialmente al resto, T_3 , T_4 en el tambor de retorno, y finalmente T_1 , en la entrada del primer tambor motriz en el plano superior. Los valores asociados a cada una de estas tensiones se resumen en la siguiente Tabla 2.53.

La tensión T_2 es función de la distribución de la fuerza de arrancada, es decir, de la distribución de las fuerzas entre los tambores motrices 1 y 2, que será función también del ángulo de abrace de la cinta sobre cada tambor. La suma de los ángulos de arrollamiento de ambos tambores, que dependerá de la configuración elegida (ver Figuras 2.23 y 2.25), proporcionará el valor total de la tensión T_2 a la salida del ramal de retorno, que se calculará del mismo modo a si existiera un tambor motriz simple.

De igual modo a como ocurre en los casos anteriores, las tensiones T_1 , T_4 y T_{1A} a T_{4A} deben ser incrementadas por un factor de corrección ΔT , si se cumplen las mismas condiciones que se han comentado previamente para el caso del tambor motriz en cabeza.

Tabla 2.53. Tensiones en régimen permanente y transitorio en cintas transportadoras con tambores motrices tándem en cabeza y pendiente ascendente.

Régimen permanente	Régimen transitorio
$T_2 = \frac{1}{e^{\mu(\varphi_1 + \varphi_2)} - 1} \cdot F_u$	$T_{2A} = \frac{1}{e^{\mu_A(\varphi_1 + \varphi_2)} - 1} \cdot F_A$
$T_3 = T_2 + F_{Hu} - F_{Stu}$	$T_{3A} = T_{2A} + F_{Hu} - F_{Stu} + F_{au}$
$T_4 = T_3$	$T_{4A} = T_{3A}$
$T_1 = T_4 + F_N + F_{Ho} + F_{Sto}$	$T_{1A} = T_{4A} + F_N + F_{Ho} + F_{Sto} + F_{ao}$
Comprobación y control de la instalación	
$T_2 = T_1 - F_u$	$T_{2A} = T_{1A} - F_A$

2.6.6. Cálculo secuencial de las tensiones de la cinta en instalaciones con diferentes secciones

Las instalaciones de transporte de mercancías, tanto a granel como unitarias, que utilizan cintas transportadoras pueden estar formadas por diferentes secciones en las que se combinan tramos horizontales con tramos en pendiente ascendente o descendente. Dependiendo de las condiciones de servicio y los lugares en que deben implementarse (topografía del terreno), interiores o en exteriores, pueden alcanzar en su conjunto desde pocas decenas de metros o hasta varios kilómetros de longitud. La Figura 2.77 muestra un ejemplo esquemático de este tipo de configuraciones.

La resistencia al movimiento de una instalación compuesta por varias secciones independientes se podrá calcular con el mismo método y tipo de resistencias que ya se han analizado en casos anteriores, pero en estos casos, particularizadas a cada una de las secciones por separado, de modo que la resistencia total en la periferia del tambor motriz se obtendrá mediante una ecuación como la siguiente:

$$F_{Tot} = F_u = F_{Sec1} + F_{Sec2} + F_{Sec3} + \dots \quad (N)$$

Ecuación 2.126

Como las condiciones de carga en la instalación de transporte pueden cambiar en algunas secciones individuales, pueden generarse mayores o menores resistencias al movimiento en función de estas condiciones. Para tener en cuenta estas variaciones, las tensiones de la cinta deben calcularse considerando diferentes hipótesis de carga, o lo que es lo mismo, diferentes condiciones de servicio en unas secciones u otras. Este hecho se puede observar en la Figura 2.77, donde se muestran las condiciones de servicio más frecuentes que se tienen en cuenta en el cálculo de la instalación. Los tipos de carga que se representan en esta figura son:

- Carga continua a lo largo de toda la instalación.
- Carga en vacío en toda la instalación.
- Carga en la parte inicial de la instalación.
- Carga en la parte final de la instalación.

Además de estas hipótesis de cargas, deberá tenerse en cuenta en el diseño si la instalación deberá utilizar un tambor motriz, o en su lugar sustituirlo por un freno motor.

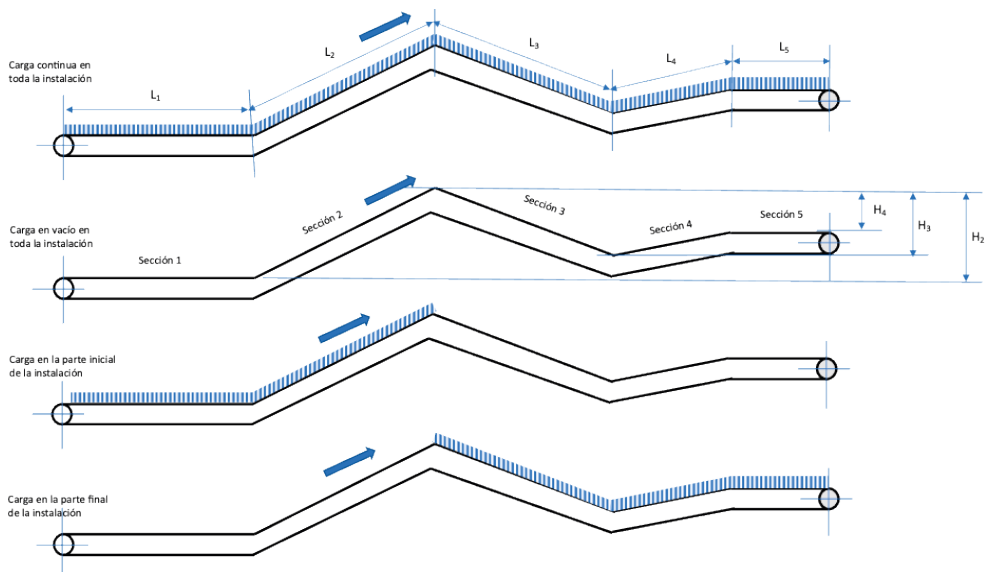


Figura 2.77. Distribución de diferentes tramos en instalaciones de cintas transportadoras con pendientes ascendentes y descendentes.

Para determinar las resistencias individuales de cada una de las secciones, los valores de L y H tienen que ser sustituidos en la fórmula de cálculo por L_i y H_i de cada sección individual. En el análisis de las resistencias totales de cada sección individual deberán considerarse los tramos horizontales y los tramos con pendiente ascendente o descendente, a la hora de calcular las resistencias particulares debidas a este concepto.

En el cálculo de las resistencias totales en la periferia del tambor motriz se deberán considerar, para cada una de las secciones independientes, las resistencias en las partes cargadas de la cinta (superior) y las resistencias en la parte descargada de retorno de la cinta (inferior). En este sentido, si utilizamos la siguiente nomenclatura:

$$F_{o,i} = (F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St})_{o,i} \quad \text{resistencias totales en la parte cargada (superior) de la sección } i \text{ de la cinta,}$$

$$F_{u,i} = (F_H + F_{S1} + F_{S2} + F_{St})_{u,i} \quad \text{resistencias totales en la parte descargada (inferior) de la sección } i \text{ de la cinta,}$$

Y por tanto, la fuerza tangencial total F_u de la instalación se obtendría mediante la ecuación:

$$F_{Tot} = F_u = (F_{o,1} + F_{o,2} + F_{o,3} + \dots) + (F_{u,1} + F_{u,2} + F_{u,3} + \dots) \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 2.127}$$

2.7. Diseño de sistemas de transporte continuo con cintas transportadoras

En las instalaciones de cintas transportadoras hay que prestar especial atención tanto a las transiciones de movimientos de las cargas que se pueden generar en el plano horizontal y en el plano vertical, como a las separaciones o confluencias de trayectorias que se producen en las operaciones de clasificación de las mercancías transportadas. Analizaremos a continuación algunas consideraciones de diseño para tener en cuenta en todos estos casos.

2.7.1. Transiciones de movimiento vertical con planos inclinados en el diseño de sistemas de transporte con cintas

Cuando se transportan cargas aisladas, la transición entre el tramo horizontal y el tramo inclinado ascendente debe realizarse de forma que el cambio de pendiente sea seguro, para lo cual, como condición de diseño, en esta transición se deberá procurar que el tamaño de la base del producto más pequeño que se vaya a transportar sobre la cinta sea superior a la abertura que queda entre el tambor de retorno del tramo horizontal y el tambor motriz del tramo inclinado anterior (ver Figura 2.78B). En algunas ocasiones, estos dos tambores pueden estar unidos entre sí mediante un sistema de transmisión para asegurar una continuidad en el desplazamiento, y reducir al máximo el hueco existente entre ambos (ver Figura 2.78A). Incluso ambos tambores pueden sustituirse por uno sólo y asegurar una transmisión uniforme y suave.

En el diseño de las transiciones de los tramos en pendiente ascendente con los tramos horizontales en un plano superior, se debe asegurar que la transición entre planos sea suave y gradual (Figura 2.78B). Para ello, en la parte superior del plano inclinado se

deben disponer de varios rodillos de apoyo adicionales con una menor separación que el resto (ver Figura 2.78B), que permiten ajustar la inclinación de la mercancía que está ascendiendo por el plano inclinado hasta posicionarse totalmente horizontal, lo que asegura una transición suave y ausencia de golpes de las mercancías que puedan dañar los tambores.

En algunos diseños de sistemas de transporte continuo de mercancías entre planos paralelos a diferentes alturas, los fabricantes buscan soluciones integrales que minimizan los espacios entre los tambores motrices de una sección, y los de retorno de la sección posterior. Es el caso que se observa en la Figura 2.78C. En estas situaciones, se diseñan sistemas donde la cinta transportadora se mueve continuamente en una única sección, con un sistema motriz que transmite el movimiento a una única cinta, que realiza la transición entre el tramo horizontal inferior, el tramo inclinado y el tramo horizontal superior. Tal solución, aunque más cara, minimiza el problema de los huecos existentes en otras alternativas donde los tramos horizontales y los inclinados están separados, y donde además deben ser accionados con motores distintos.

La variable más crítica en el diseño de este tipo de instalaciones con transferencias de carga en planos inclinados es la distancia que debe existir entre los rodillos portantes. Analizaremos a continuación cómo deben calcularse estas distancias.

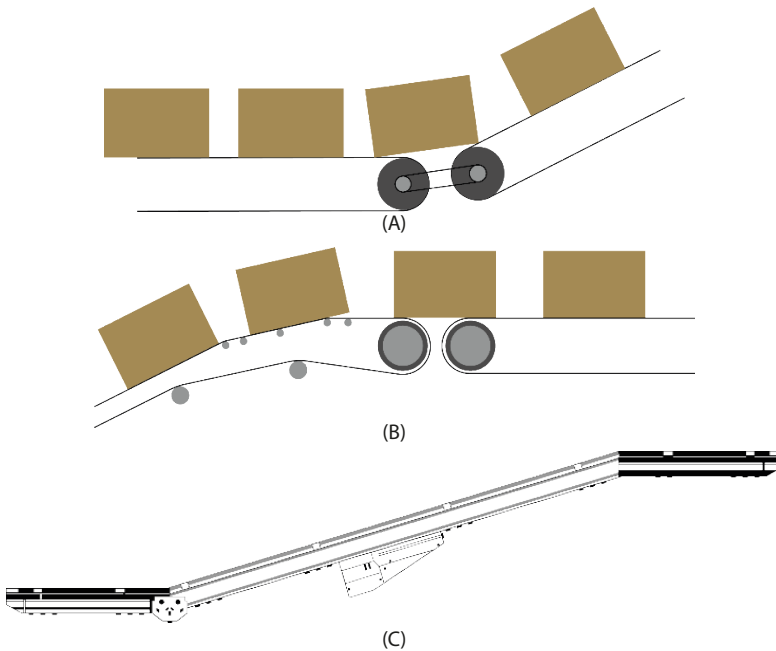


Figura 2.78. Soluciones de cambios de pendiente en trayectorias rectilíneas con cintas transportadoras: (A) transición de plano horizontal a tramo inclinado ascendente; (B) transición de tramo inclinado ascendente a tramo horizontal; (C) transición continua entre tramos horizontales e inclinados.

2.7.1.1. Cálculo de la distancia entre rodillos en las instalaciones con curvas verticales convexas

En el diseño de las zonas de transición entre el plano inclinado ascendente y el plano horizontal superior se debe prestar especial atención al aumento de las tensiones de la cinta. Por lo general, la determinación del *radio de transición* R_e resulta crucial a la hora de limitar el aumento de tensión adicional (ver Figura 2.79). Este radio podrá ser obtenido por medio de la siguiente ecuación:

$$R_e = X \cdot s \cdot \text{sen } \lambda \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.128}$$

Donde,

s = Parte de la cinta en contacto con el rodillo de apoyo lateral en la artesa (mm),

X = Factor de diseño de la estructura de la cinta:

$X = 125$ para cintas textiles,

$X = 400$ para cintas de estructura con cordones de acero,

λ = ángulo de artesabilidad de la cinta (grados).

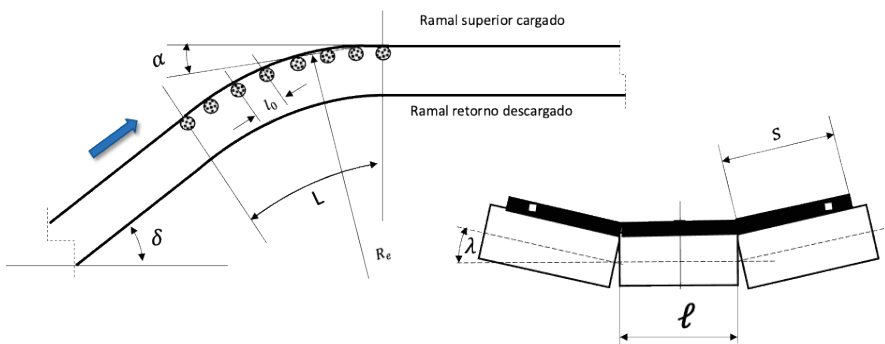


Figura 2.79. Diseño de la transición convexa de tramo inclinado ascendente a tramo horizontal. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

La longitud de la curva que se encuentra en transición L , se calculará por medio de la ecuación:

$$L = \frac{\pi \cdot \delta \cdot R_e}{180} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.129}$$

El número de rodillos que se deben instalar en la curva de transición z , se obtendrá a partir de la siguiente ecuación:

$$z = \frac{\delta}{\alpha} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.130}$$

Por lo que la distancia entre rodillos, el *paso* l_o , se calculará como:

$$l_o = \frac{L}{z} \quad (\text{m})$$

Ecuación 2.131

Donde,

δ = ángulo de la pendiente de la instalación de la cinta (grados),

α = Ángulo de desvío de los rodillos de la cinta en la zona de transición (grados):

α = aproximadamente 2° para cintas en artesa de 30° ,

α = aproximadamente 3° para cintas en artesa de 20° .

Algunos fabricantes recomiendan los valores del radio de transición R_e como una función de la anchura de la cinta transportadora, su estructura y el ángulo en artesa. Tal es el caso que se muestra en la siguiente Tabla 2.54, pertenecientes al fabricante Dunlop.

Tabla 2.54. Valores del radio de transición R_e en transiciones de cintas en el movimiento en pendiente ascendente. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchura cinta (mm)	Cintas de estructura textil			Cintas con cordones de acero	
	20°	30°	45°	30°	45°
500	6,5	9,3	13,5	30,0	-
650	8,5	12,5	17,5	40,0	-
800	10,5	15,0	21,0	48,5	68,5
1000	13,0	19,5	27,0	62,0	88,0
1200	16,0	23,0	32,0	74,5	104,0
1400	18,5	27,0	38,0	87,0	123,0
1600	21,0	31,0	44,0	100,0	141,0
1800	24,0	35,0	50,0	113,0	160,0
2000	26,5	39,0	55,0	125,0	177,0
2200	30,0	44,0	62,0	140,0	198,0

Radio mínimo para cintas en artesa de 3 rodillos (unidades en metros).

2.7.1.2. Cálculo de instalaciones con curvas verticales cóncavas

Las curvas verticales cóncavas se utilizan en los diseños de instalaciones donde se produce un cambio de pendiente desde un plano inferior horizontal hacia un plano inclinado ascendente (ver Figura 2.80). En estos lugares se corre el riesgo de que la cinta transportadora se eleve y deje de estar apoyada en los rodillos portantes, sobre todo cuando la variación de carga es frecuente y en los periodos transitorios de arrancada. Este efecto provoca directamente una reducción en la pre-tensión inicial de la cinta.

Para evitar este efecto pueden utilizarse algunos rodillos que se instalan por encima de los rodillos de apoyo de la artesa, y evitan que la cinta se eleve en la zona de contacto. En cualquier caso, siempre habrá que evitar que el material pueda caerse de la cinta.

Para dimensionar correctamente los parámetros de la curva cóncava se utilizarán las siguientes expresiones:

- Radio de curva cóncava, R_a

$$R_a = \frac{T_x}{q_B \cdot g \cdot \cos \delta} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.132}$$

Donde,

T_x = Tensión de la cinta en el punto de inicio de la curva cuando está totalmente cargada (m),

q_G = Peso de la cinta por unidad de longitud (kg/m),

δ = ángulo de la pendiente de la instalación de la cinta (grados); hasta 18° se utiliza el $\cos \delta$, y a partir de esta inclinación se utiliza $\cos \delta \approx 1$.

- Coordenadas de la curva cóncava

$$x_a = R_a \cdot \tan \delta \quad (\text{m}) \text{ Distancia horizontal} \quad \text{Ecuación 2.133}$$

$$y_a = 0,5 \cdot R_a \cdot \tan^2 \delta \quad (\text{m}) \text{ Distancia vertical} \quad \text{Ecuación 2.134}$$

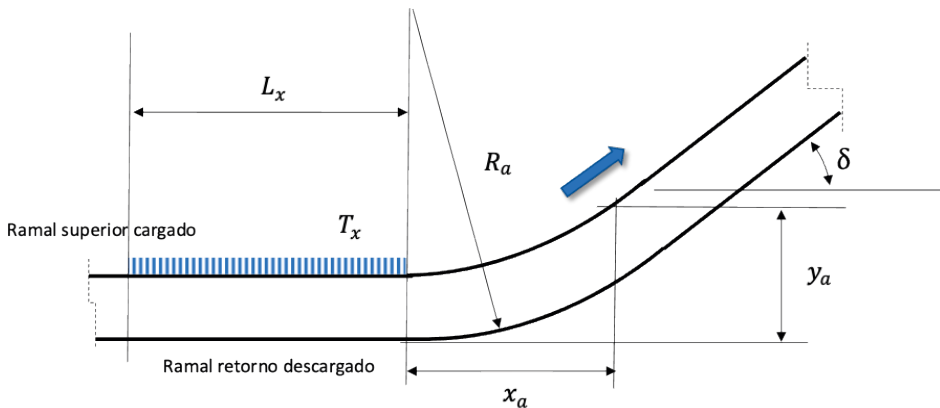


Figura 2.80. Diseño de la transición cóncava de tramo horizontal a tramo inclinado ascendente. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

2.7.1.3. Diseño de otros sistemas de transferencia en instalaciones con transiciones verticales

Cuando se desean transportar mercancías unitarias en inclinaciones más pronunciadas (de 60° a 87°), se pueden emplear como solución alternativa, dos cintas transportadoras en lugar de una (ver Figura 2.8). En estos casos, ambas cintas deberán estar encaradas en paralelo y mantener la misma distancia de separación entre ellas a lo largo de toda la pendiente, conformando una especie de sandwich; de este modo, el producto a transportar se desplaza gracias a la presión (fuerzas de adherencia) que ejercen ambas cintas simultáneamente sobre dos caras de la superficie de la mercancía a transportar en lugar de una. Este caso se muestra en la Figura 2.81.

La principal restricción de esta solución constructiva estriba en el tamaño máximo de la mercancía a transportar, limitado por la distancia entre cintas y por el peso de la carga, que dependerá de las fuerzas máximas de adherencia que se puedan conseguir entre las superficies en contacto.

Existen otro tipo de instalaciones en las que confluyen varios transportadores de cinta que trabajan en niveles paralelos diferentes. En estos casos (ver Figura 2.82), los flujos de mercancías pueden confluir en una única línea por medio de una simple rampa deslizadera. La principal característica técnica a tener en cuenta en este tipo de instalaciones es el hecho de que el sistema de control debe secuenciar el movimiento de las mercancías que se desplazan por cada línea de transporte.

La instalación de sensores de control facilitará que el sistema central pueda controlar la posición de cada carga aislada y decidir el orden de paso de las mercancías sobre o por debajo del tobogán, sin que coincidan en ningún momento ambas al mismo tiempo, evitando así las caídas y los accidentes o roturas de los objetos transportados.

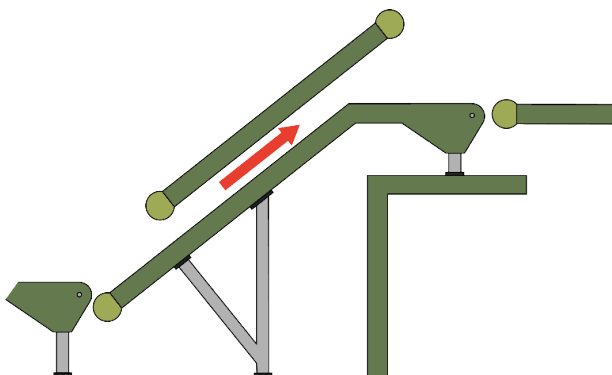


Figura 2.81. Doble cinta transportadora para la elevación de mercancías en pendientes pronunciadas y aumento de la capacidad de fricción. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

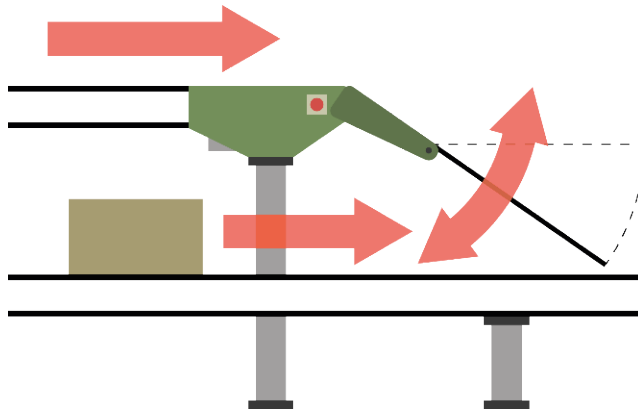


Figura 2.82. Unión de dos cintas transportadoras horizontales desde planos paralelos a un plano inferior horizontal mediante el uso de una rampa deslizadora que une los diferentes flujos de transporte. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

2.7.2. Transiciones de movimiento horizontal en el diseño de sistemas de transporte con cintas

Para cambios de dirección puramente horizontales, existen diferentes métodos que permiten modificar la trayectoria de las cargas que se están desplazando con la cinta transportadora. Si el cambio de trayectoria horizontal se realiza en un ángulo inferior a los 90° , la solución más viable consiste en combinar en el tramo de desvío un sistema de transporte alternativo a la cinta, como pueden ser las ruedas direccionales, los rodamientos de ruedas motrices o los rodillos con/sin accionamiento motriz (dependiendo de si el tramo desviado está en pendiente o no).

Cuando el cambio de trayectoria horizontal se realiza en ángulos ortogonales, se suelen aplicar varias soluciones alternativas. Una de ellas consiste en utilizar cantoneras de transferencia, que facilitan el giro de las mercancías en trayectorias con cambio de dirección ortogonal. Se aplican en instalaciones donde la carga a transportar es muy variada, como son las estaciones de facturación de los aeropuertos, o en empresas de paquetería con mercancías muy diferentes en tamaño y peso (ver Figura 2.83B). La principal limitación de estos sistemas estriba en que las velocidades de los tramos de cinta que se conectan no deben ser muy diferentes entre sí, para evitar la aparición de una velocidad relativa excesiva que provoque la caída y rotura de la mercancía transportada. Del mismo modo, las mercancías a transportar tampoco pueden ser excesivamente pesadas por el riesgo de rotura en la caída durante el proceso de transición en el movimiento ortogonal.

Otra solución alternativa para el cambio de dirección ortogonal consiste en la utilización de empujadores eléctricos, neumáticos o hidráulicos, que facilitan el

cambio de ruta con un dispositivo desviador que actúa cuando la mercancía pasa por delante. Para ello, el sistema de control debe decidir previamente si se produce el desvío en esa ruta alternativa. Este sistema desviador será efectivo siempre que la fricción entre la cinta y las mercancías no sea tan grande como para dañar a los productos o provocar su caída durante la operación (ver Figura 2.83A). Por ello, deberá estudiarse con detenimiento la naturaleza de las superficies que se encuentran en contacto en la zona de transición, así como la naturaleza del recubrimiento del tramo de cinta y de la base de la mercancía a desviar.

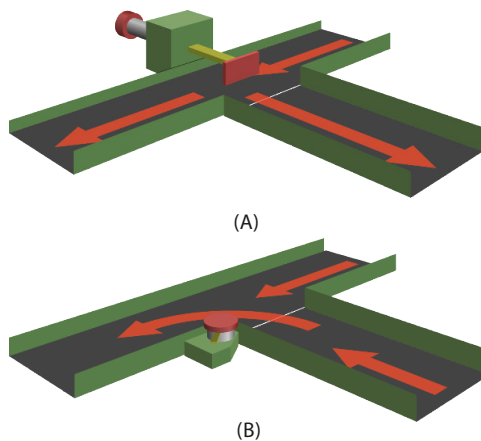


Figura 2.83. Soluciones para cambios de trayectoria horizontal con cintas transportadoras: (A) cambio de trayectoria ortogonal con cantonera de transferencia para la unión de diferentes flujos; (B) cambio de trayectoria ortogonal con la ayuda de empujadores horizontales. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Existe la posibilidad de que la clasificación de productos se pueda realizar directamente sobre la cinta transportadora mediante la ayuda de algún elemento que facilite la conexión/desconexión de diferentes flujos de transporte. Un ejemplo representativo puede observarse en la Figura 2.84. El sistema de control del tráfico de flujos sobre la cinta transportadora se consigue mediante la ayuda de topes pivotantes que abren o cierran alguna sección de la cinta. Mientras una parte de la cinta permite el paso de mercancías, la otra está impidiéndolo por medio del pivote en posición de cerrado, lo que produce la acumulación de las mercancías mientras están en espera.

Evidentemente, para que estos sistemas de clasificación de rutas funcionen correctamente, las mercancías deben ser susceptibles de acumularse en la cinta, para lo que han tener una fricción muy baja (con formas especiales similares a una esfera), como son, por ejemplo, los productos agrícolas, o tratarse de cargas de pequeño tamaño y muy baja adherencia sobre la superficie.

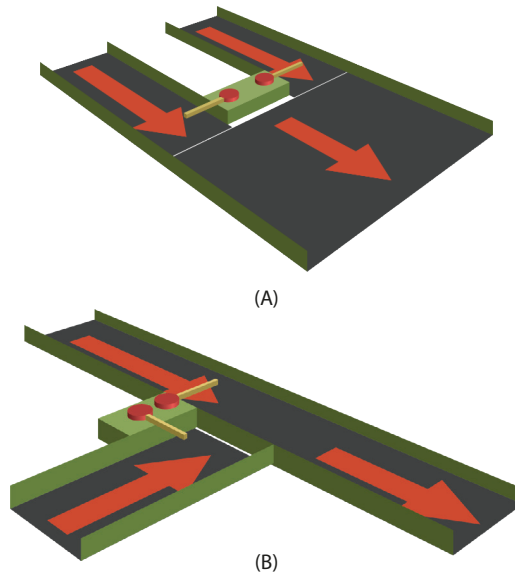


Figura 2.84. Clasificación de mercancías en sistemas de transporte horizontal de cintas donde confluyen diferentes tipos de flujos: (A) con flujos en planos paralelos horizontales que confluyen en uno sólo; (B) con flujos en direcciones ortogonales que confluyen en uno sólo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Recientemente se están implementando en el mercado soluciones de cintas transportadoras en curva, que son utilizadas tanto para la conexión en el plano horizontal (donde se pueden conseguir giros de 30° hasta 180°), como para facilitar el descenso en el plano inclinado hasta conseguir una espiral. La Figura 2.85 muestra un ejemplo de estas aplicaciones. La principal ventaja de estas instalaciones estriba en el hecho de que se pueden transportar flujos de mercancías elevados entre diferentes planos en lugares donde el espacio es limitado y pequeño. Su principal inconveniente es el elevado precio de fabricación. Suelen emplearse en instalaciones donde el flujo de productos de cargas variadas es muy elevado, como son los aeropuertos, empresas de mensajería y paquetería, prensa, etc.

Debido a la naturaleza de la curva, la cinta está sometida a tensiones transversales que empujan su estructura hacia el centro de giro; dichas tensiones deberán ser absorbidas por la instalación. Este hecho provoca también que cada punto de la cinta esté sometido a una velocidad lineal distinta alrededor del centro de giro. Esta variación de velocidad deberá ser compensada mediante el uso de cintas flexibles transversalmente y rodillos de accionamiento motriz y de retorno cónicos (Figura 2.85). La relación entre el diámetro interior y exterior del rodillo cónico servirá para compensar las diferencias de velocidad y que los objetos transportados se desplacen de forma más uniforme.

Otra solución para minimizar este problema consiste en la utilización de cilíndricos partidos (Figura 2.85) en varias secciones que, pudiendo girar alrededor de su eje a diferente velocidad, podrán compensar de forma similar la variación de velocidades en la curva.

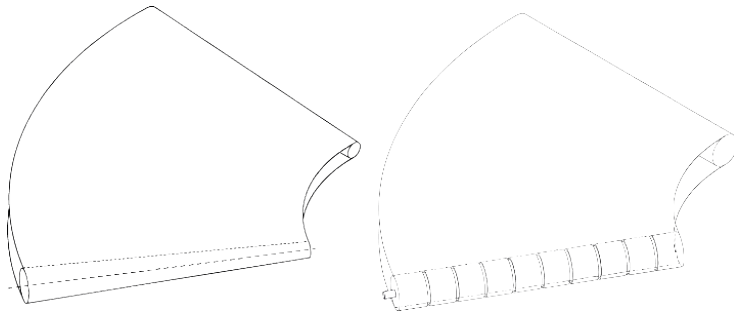


Figura 2.85. Ejemplos de cintas transportadoras en curva.

Como regla general para absorber las tensiones que aparecen sobre la cinta en la curva, se utilizan sistemas de guiado que, junto con rodamientos y resortes laterales guían a la cinta y están adaptados para transmitir la velocidad deseada en la curva (hasta los 2,85 m/seg). Los sistemas más utilizados se muestran en la Figura 2.86, y normalmente suelen ser de alguna de las siguientes tipologías:

- a) *Sistema de guiado por pares de rodillos*: en este caso las fuerzas transversales de la cinta son absorbidas por pares de cilindros montados en el borde más exterior de la cinta que corre por raíles curvos (Figura 2.86A). Este método requiere una precisión muy alta en la fabricación de la cinta con un posicionamiento muy exacto de los agujeros a lo largo de la parte exterior de la cinta.
- b) *Sistema de guiado mediante perfiles en el borde de la cinta*: en este caso el guiado se consigue mediante el cosido o soldado de una banda de plástico en el borde exterior a la curva de la cinta transportadora (Figura 2.86B). Cuando la cinta se desplaza en contacto con rodillos orientados en ángulo, se puede mantener a la cinta en su posición. En esta instalación se requiere un posicionado muy exacto del perfil-guía para que sea efectivo. El elevado coste de fabricación y las elevadas pérdidas de energía que se generan por la deformación de la cinta sobre los rodillos, se compensan con un funcionamiento muy suave de la cinta y gran facilidad para su sustitución.
- c) *Sistema de guiado mediante cadena de transmisión*: en este caso se utiliza una cadena que se desplaza por la parte exterior de la curva; la cinta es conectada a los eslabones de la cadena mediante una correa, muelles o remaches metálicos, que la ayudan a moverse y a mantenerse en la posición correcta (Figura 2.86C). Como el esfuerzo de transmisión en la curva es trasladado a la cadena, la cinta para conseguir el movimiento no tiene que consumir ninguna energía desde el tambor motriz y, por tanto, las tensiones de la cinta son muy bajas.

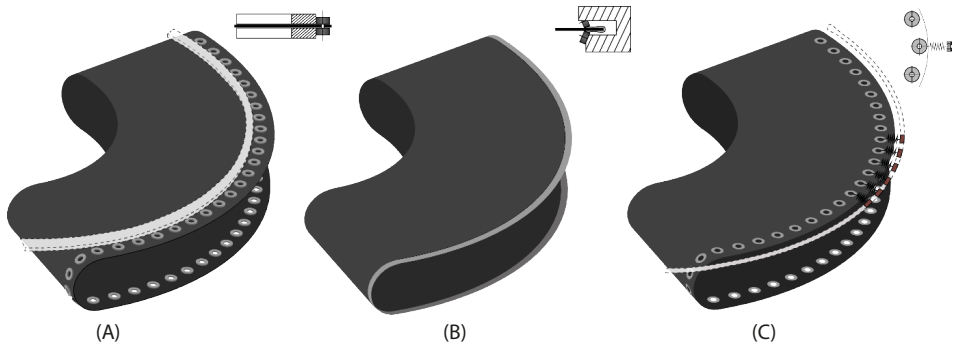


Figura 2.86. Ejemplos de sistemas de guiado de cintas transportadoras en curva: (A) sistema de guiado por pares de rodillos; (B) sistema de guiado mediante perfiles en el borde de la cinta; (C) sistema de guiado mediante cadena de transmisión. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

En el caso de que las cintas transportadoras vayan a transportar productos a granel, y deban realizar el movimiento curvilíneo correctamente en un plano horizontal, los rodillos de apoyo han de instalarse según una configuración particular que analizaremos a continuación.

2.7.2.1. Diseño de instalaciones con transiciones horizontales curvilíneas de cintas transportadoras para materiales a granel

Las cintas transportadoras se han adaptado recientemente a diseños que les permiten ajustarse a curvas horizontales, aunque con ciertos límites de diseño. Para conseguir este efecto, los rodillos de apoyo de la parte más interna a la curva deben ser elevados una pequeña altura que guarda un ángulo con la horizontal λ_R que, en función del radio de la curva y la tensión de la cinta, suele ser de aproximadamente 5° a 15° (ver Figura 2.87).

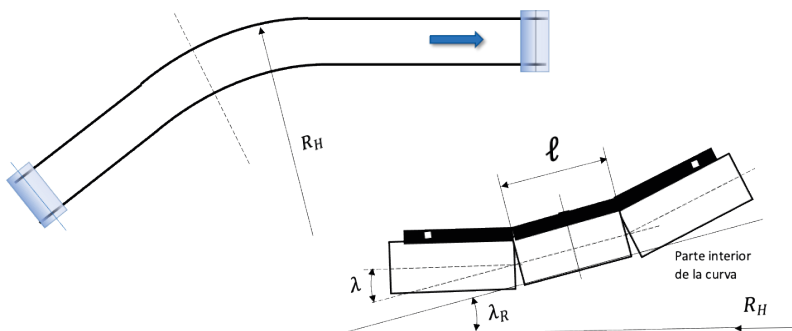


Figura 2.87. Diseño de cintas transportadoras en curva. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

El ajuste y definición del radio de la curva es una variable que debe seleccionarse con precisión. El valor de este radio de curvatura se obtendrá a partir de la siguiente ecuación:

$$R_H = k \cdot \left[\ell + B \cdot \left(1 - \frac{\ell}{B} \right) \cdot \cos \lambda \right] \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.135}$$

Donde,

ℓ = longitud del rodillo central de la cinta en artesa (mm),

B = anchura de la cinta (mm),

λ = ángulo de artesabilidad de la cinta (grados),

λ_R = ángulo de elevación de los rodillos de la artesa en la parte interior de la curva (aprox. de 5° a 15°),

k = factor que depende del tipo de cinta y carga:

$k = 71$ para cintas de estructura textil de poliéster-poliamida (EP),

$k = 245$ para cintas de estructura con hilos de acero.

Algunos fabricantes recomiendan los valores del radio de la curva más pequeño posible R_H como una función de la anchura de la cinta transportadora y su estructura. En la siguiente Tabla 2.55 se muestran algunos valores pertenecientes al fabricante *Dunlop*.

Tabla 2.55. Valores del radio mínimo de la curva R_H en cintas en giros en el plano horizontal. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchura cinta (mm)	Cinta de estructura textil (EP)	Cinta de estructura con hilos de acero
300	20	-
400	26	-
500	33	-
650	42	146
800	52	180
1000	65	224
1200	72	270
1400	91	314
1600	104	359
1800	117	404
2000	130	449
2200	142	493
2400	156	-
2600	169	-
2800	182	-

Valores de R_H aplicables a cintas con un ángulo en artesa de 30° (unidades en metros).

2.7.3. Diseño de las zonas de carga y descarga de mercancías en cintas transportadoras

En las instalaciones de transporte continuo con cintas que desplazan materiales a granel existen zonas de transferencia de mercancía, como son las zonas de carga y descarga, que requieren un diseño específico y un análisis más detallado. Analizaremos a continuación las características más importantes de este tipo de zonas de transferencia de materiales.

2.7.3.1. Diseño de las zonas de carga de material a granel en instalaciones con cintas transportadoras.

Las zonas de carga del material a granel constituyen uno de los puntos más delicados en el diseño de los sistemas de transporte con cintas, debido a que concentran una gran cantidad de tensiones que pueden llegar a desgastar rápidamente la cinta por la abrasión generada. El sistema de carga empleado debe ser elegido con sumo cuidado, así como el lugar en el que se produce ésta en la instalación. En teoría, la carga puede realizarse en cualquier punto del recorrido de la cinta, aunque se recomienda realizarla en el ramal cargado a la salida del tambor de retorno (ver Figura 2.35).

Para minimizar los efectos del impacto del material sobre la cinta en el punto de carga, se pueden utilizar diferentes dispositivos para redirigir el material en forma de tolvas, que ayudan a minimizar el choque y reducir la abrasión sobre la cinta (ver Figura 2.36). Estos dispositivos se diseñan para tratar que el contacto del material cargado sobre la cinta se produzca en la misma dirección de movimiento de ésta, que la altura de caída sea la menor posible y que la transferencia del material se realice en la parte central de la cinta. Para evitar estos problemas de caída se suelen utilizar dosificadores de carga que, en función de su tamaño y granulometría, permiten alimentar la cinta en las mejores condiciones de funcionamiento posibles (ver Tabla 2.24).

También resulta imprescindible que en la zona de carga se utilicen rodillos de soporte de la cinta capaces de aguantar la caída del material; por ello, estos rodillos se fabrican con discos o anillos recubiertos de caucho capaces de amortiguar la caída de la carga (ver Figura 2.37). Los rodillos se pueden fabricar de forma plana o en artesa (de 2 hasta 5 rodillos).

Otro de los factores de diseño a considerar en esta zona de carga es la separación entre los rodillos portantes, que ha de ser diferente y menor a la de los rodillos utilizados en el ramal cargado (ver Figura 2.30). En general, se recomienda que la distancia entre los rodillos en esta zona de carga (l_i) sea, como mínimo, la mitad de la distancia entre los rodillos de apoyo del ramal cargado (l_o).

Los dos aspectos más críticos en el diseño de este tipo de sistemas de transición corresponden a lo que se conoce como "*longitud de transición*", y a las fuerzas de impacto sobre los rodillos portantes de esta zona. Analizaremos a continuación las características técnicas de diseño de cada uno de estos factores.

Longitud de transición de la zona de carga de la cinta

La *longitud de transición* de la zona de carga de mercancías se define como la distancia L_M entre el tambor motriz o de cola, y el primer conjunto de rodillos en artesa. Esta distancia puede medirse tanto en la zona del tambor de cola como la del tambor motriz en cabeza. En esta zona (ver Figura 2.88), el perfil de la cinta varía desde una forma plana a una forma en artesa, o viceversa, lo que implica que la zona del borde de la cinta se deforme lateralmente, provocando un aumento de tensiones sobre ésta.

Para reducir esta concentración de tensiones en los bordes laterales, se puede utilizar como medida preventiva una pequeña elevación h del tambor de retorno, que ayuda a minimizar su efecto (ver Figura 2.88).

En cualquiera de los casos, la longitud de la zona de transición se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$L_M = x \cdot s \cdot \text{sen } \lambda \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 2.136}$$

Si se realiza una elevación h del tambor de cola (retorno) para minimizar las tensiones en la cinta, su valor se obtendrá mediante la ecuación:

$$h = \frac{s^2}{B} \cdot \text{sen } \lambda \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 2.137}$$

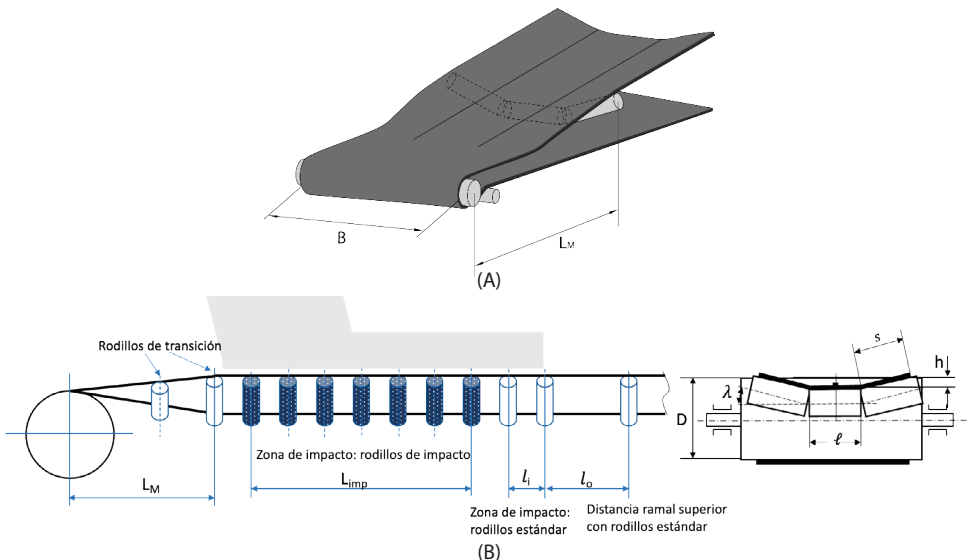


Figura 2.88. Diseño de las zonas de transición en la sección de carga de material en cintas transportadoras: (A) cotas principales de la cinta en la zona de transición; (B) dimensiones principales del transportador de rodillos en la zona de transición. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Cuando el tambor de retorno se eleva una altura h , la distancia de transición se puede reducir, por tanto, a una cota L_{Mred} cuyo valor se puede obtener mediante la ecuación:

$$L_{Mred} = x \cdot (s \cdot \text{sen } \lambda - h) \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 2.138}$$

Donde,

L_M = distancia de transición normal (mm),

L_{Mred} = distancia de transición reducida (mm),

B = anchura de la cinta (mm),

ℓ = longitud del rodillo central de la cinta en artesa (mm),

s = longitud de la cinta en contacto con el rodillo lateral de la artesa (mm); $s = 0,5 \cdot (B - \ell)$,

λ = ángulo de artesabilidad de la cinta (grados),

h = altura de elevación del tambor de cola (retorno) (mm),

x = factor que depende del tipo de cinta y estructura:

$x = 8$ para cintas de estructura textil,

$x = 16$ para cintas de estructura con hilos de acero.

Algunos fabricantes recomiendan unos valores máximos de la altura de elevación h (mm), que no deben exceder un determinado valor para evitar el "efecto vuelo" que, además de provocar la caída del material puede generar un efecto negativo sobre la tracción de la cinta. En la siguiente Tabla 2.56 se muestran algunos valores recomendados para la elevación h pertenecientes al fabricante *Dunlop*.

Tabla 2.56. Valores recomendados de la altura de elevación del tambor de cola en la zona de transición de carga del material en función de la anchura de la cinta y el ángulo de artesa. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchura cinta (mm)	Angulo de artesa, λ		
	30°	40°	45°
800	37	47	52
1000	48	62	68
1200	56	72	80
1400	68	87	96
1600	78	100	110
1800	89	114	125
2000	98	126	138
2200	112	143	158

Valores de h aplicables a cintas con 3 rodillos en artesa (unidades en mm).

Así mismo, los valores de la longitud de transición L_M que recomienda el fabricante *Dunlop*, se pueden definir en función de la anchura de la cinta, el tipo de carcasa con el que está construida y el ángulo de artesa, y se muestran en la siguiente Tabla 2.57.

Tabla 2.57. Valores recomendados de la longitud de transición L_M en zonas de carga de mercancía en cintas para material a granel. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Estructura cinta	Cintas de estructura textil					Cintas con cordones de acero	
	L_M (mm)		L_{Mred} (mm) (*)			L_{Mred} (mm) (*)	
Ángulo de artesa, λ							
Anchura cinta (mm)	20°	30°	30°	40°	45°	30°	45°
500	410	600					
650	550	800					
800	665	970	680	870	950	1350	1900
1000	850	1240	860	1100	1210	1710	2420
1200	1000	1470	1020	1310	1440	2040	2870
1400	1190	1740	1200	1540	1700	2400	3380
1600	1370	2000	1380	1770	1950	2750	3890
1800	1550	2260	1550	1990	2200	3100	4390
2000	1710	2500	1720	2200	2430	3432	4860
2200	1920	2800	1900	2450	2700	3800	5390

(*) Los valores de la longitud reducida L_{Mred} se aplican a la altura de elevación del tambor de cola h expresados en la Tabla 2.56, y aplicables a cintas con 3 rodillos en artesa.

Cálculo de las fuerzas de impacto sobre los rodillos en la zona de carga de la cinta

Como ya se ha comentado, el dispositivo de alimentación del material a transportar en la zona de carga debe ser diseñado de forma adecuada, con objeto de conseguir que la caída del material sobre la cinta no provoque un daño irreversible sobre ésta y los rodillos de apoyo. En este sentido, la altura de caída del material sobre la cinta constituye una variable de diseño de suma importancia, que debe ser definida en función del tipo de material (granulometría, peso específico, etc.), la estructura de la cinta y el tipo de instalación (inclinación del transportador, ángulo de artesa, etc.). La Figura 2.89 muestra un ejemplo de esta variable de diseño, y de los parámetros que influyen en su diseño.

Para minimizar el efecto negativo de la caída de material sobre los rodillos que soportan la cinta, se debe calcular la fuerza que actuará en el impacto; los rodillos utilizados en esta zona deben ser capaces de amortiguar el golpe mediante el uso de anillos de caucho, anclajes flexibles a la estructura que soporta la cinta o el uso de suspensiones si el diseño de la artesa es del tipo "catenaria" (*garland*). Además, la distancia entre los conjuntos de

rodillos de soporte en artesa debe ser más pequeña en esta zona para repartir mejor los esfuerzos de impacto.

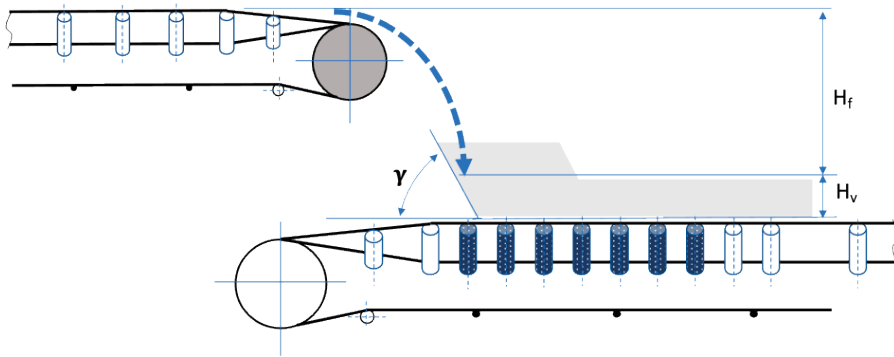


Figura 2.89. Diseño de la zona de carga de material en cintas transportadoras para determinar la altura de caída. Extraído y adaptado de Dunlop (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* (1st ed.). Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Para determinar la altura de la caída del material H_c se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$H_c = H_f + H_v \cdot \text{sen}^2 \lambda \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 2.139}$$

Donde,

H_f = altura de caída desde la cara superior de la cinta de carga hasta el punto de contacto del material en el interior de la tolva de descarga (mm),

H_v = altura desde el punto de contacto del material en el interior de la tolva de descarga hasta la cara superior de la cinta de descarga (mm),

γ = ángulo de inclinación de la tolva de descarga (grados).

Una vez determinada la altura de caída del material habrá de calcularse la fuerza de impacto que actuará sobre los rodillos de soporte de la cinta en esta zona. En este sentido, es importante diferenciar entre el tipo de mercancía a descargar para calcular la fuerza aplicada sobre los rodillos de impacto y seleccionar el diseño más adecuado.

Tanto la normativa actual como las recomendaciones que establecen los fabricantes de cintas transportadoras, se suelen diferenciar las diferentes situaciones de descarga entre las siguientes tipologías de materiales:

- Descarga constante con material fino y uniforme.
- Descarga discontinua con materiales formados por grandes terrones.

Para cada uno de estos casos, las fuerzas aplicadas sobre los rodillos de impacto se calculan de forma diferenciada, tal y como analizamos a continuación.

a) *Cálculo de las fuerzas de impacto en la descarga constante de material fino y uniforme*

En este caso, los rodillos de impacto no sólo deben ser diseñados para soportar la carga del material que circula sobre la cinta, sino también la carga debida a la caída del material desde una altura H_c . Para obtener la fuerza de impacto P_i del material uniforme que cae sobre la cinta desde una altura H_c se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$P_i = I_v \cdot \frac{\sqrt{H_c}}{8} \quad (\text{kg}) \quad \text{Ecuación 2.140}$$

Donde,

I_v = caudal de material transportado en t/h (capacidad de la cinta),

H_c = altura de la caída del material (m).

El rodillo de diseño más comprometido en el conjunto de rodillos en artesa será el central, cuya carga $P_{i,c}$ se podrá calcular, considerando el ángulo de artesa λ del conjunto de rodillos, mediante la siguiente ecuación:

$$P_{i,c} = F_p \cdot P_i = F_p \cdot I_v \cdot \frac{\sqrt{H_c}}{8} \quad (\text{kg}) \quad \text{Ecuación 2.141}$$

Donde F_p representa un factor que depende del ángulo de artesa de la cinta, y que se define según los siguientes datos, que según el fabricante *Rulmeca* establece en:

- $F_p = 0,65$ para $\lambda = 30^\circ$.
- $F_p = 0,67$ para $\lambda = 35^\circ$.
- $F_p = 0,72$ para $\lambda = 45^\circ$.

Para la selección del conjunto de rodillos de impacto, la carga calculada $P_{i,c}$ de impacto sobre el rodillo central debe ser añadida a la carga que ejerce el peso del material transportado sobre este rodillo, y obtener así el peso total sobre el mismo que permitirá seleccionar el conjunto de rodillos más adecuado en cada caso.

b) *Cálculo de las fuerzas de impacto en la descarga discontinua de material formado por grandes terrones*

En este caso, la carga dinámica aplicada sobre el rodillo central $P_{d,c}$ se debe calcular teniendo en cuenta el tamaño y peso de los terrones que caen sobre la cinta desde una altura H_c . El peso unitario de los grandes terrones que caen sobre la cinta W_m , dependerá del tipo de material transportado y de sus dimensiones, e influirá en el tipo de sistema de suspensión que se tendrá que utilizar en el conjunto de la artesa para absorber el impacto de la caída de material. Esta elasticidad se cuantificará mediante un coeficiente de elasticidad C_f que influirá en el cálculo de la fuerza total aplicada sobre el rodillo central de la artesa $P_{d,c}$, y que podremos obtener mediante la siguiente ecuación:

$$P_{d,c} = W_m + \sqrt{2 \cdot W_m \cdot H_c \cdot C_f} \quad (\text{kg}) \quad \text{Ecuación 2.142}$$

Donde,

W_m = peso unitario de cada terrón de material transportado en (kg),

H_c = altura de la caída del material (m),

C_f = constante de elasticidad del conjunto travesano/rodillos de impacto de la artesa.

El coeficiente de elasticidad C_f depende de varios factores de diseño, pero los más importantes son el tipo de caucho utilizado en los anillos de amortiguación, la longitud y el peso de los rodillos, el número de puntos de articulación en las suspensiones utilizadas en sistemas soporte del tipo catenaria, y la elasticidad de las partes flexibles que se utilizan en los soportes de unión de los rodillos a la estructura para absorber los impactos.

Los fabricantes de cintas de transporte para graneles con este tipo de sistemas de descarga, suelen facilitar toda esta información de forma tabulada, aplicando a los cojinetes de apoyo factores de seguridad de 1,5 a 2,0. Finalmente, la fuerza de impacto $P_{d,c}$ debe ser distribuida entre los dos cojinetes de apoyo del rodillo central de la artesa, y habrá de calcularse teniendo en cuenta todas las variables de diseño ya mencionadas.

2.7.3.2. Diseño de las zonas de descarga de material a granel en instalaciones con cintas transportadoras

El diseño de las zonas de descarga del material transportado resulta de vital importancia para determinar el tipo de tolva de descarga que se va a utilizar en la instalación. La variable más importante en este tipo de procesos viene definida por la trayectoria del material en el proceso de descarga que, a su vez, depende de otras variables como son el tipo de material (peso, granulometría), velocidad de la cinta y tipo de instalación (inclinación, diámetro del tambor motriz, etc.).

La trayectoria del material en el proceso de descarga constituye la condición de diseño más importante a tener en cuenta, y se define a partir del conocimiento del punto en el que éste abandona la cinta durante la descarga. El ángulo (respecto a la vertical) a partir del cual el material abandona la cinta se denomina *ángulo de desprendimiento*, y es una variable fundamental que habrá de determinarse siempre para establecer unas condiciones de descarga u otras.

Aunque existen diferentes metodologías para determinar el *ángulo de desprendimiento* de una determinada instalación, basadas en las normas de la CEMA (*Conveyor Equipment Manufacturers Association*), MHEA (*Mechanical Handling Engineer's Association*), o de algunos fabricantes en particular como Goodyear, Dunlop, Rulmeca, Contitech, Pirelli, etc., el procedimiento más común en todos ellos consiste en distinguir los procesos de descarga en función de la velocidad de la cinta (considerando tres niveles diferentes a velocidad baja, media y alta), y en la inclinación de la instalación (horizontal, pendiente ascendente o descendente).

La forma más simple de analizar el problema se basa en considerar que una partícula P , de masa m , se mueve alrededor de un tambor motriz de radio R a una velocidad v (ver Figura 2.90). En el movimiento de la partícula P alrededor del tambor motriz, ésta estará sometida, por una parte, a la acción de la fuerza de la gravedad, cuya componente radial tratará de acercarla al centro del tambor y, por otra, a la acción de la fuerza centrífuga que intentará expulsarla de éste. Para que la partícula P se mantenga en la cinta, se deberá cumplir la ecuación:

$$m \cdot g \cdot \cos\theta > m \cdot \frac{v^2}{R} \quad \text{Ecuación 2.143}$$

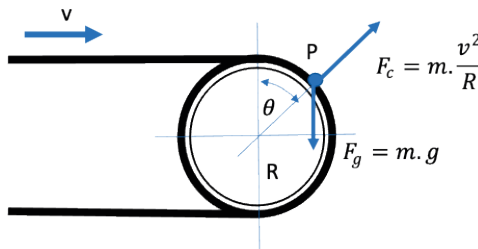


Figura 2.90. Fuerzas que actúan sobre una partícula de material que se desplaza alrededor del tambor motriz.

Cuando la resultante de estas fuerzas sea igual a cero, la partícula estará en equilibrio, y el material suelto. Es decir,

$$F_R = m \cdot g \cdot \cos\theta - m \cdot \frac{v^2}{R} = 0 \implies \cos\theta = \frac{v^2}{g \cdot R} \quad \text{Ecuación 2.144}$$

La partícula P se "desprenderá" de la cinta cuando la resultante de las fuerzas en la dirección radial que actúan sobre ésta sea mayor a cero, que es lo mismo que decir que $v^2/(g \cdot R) > \cos\theta$.

No obstante, para determinar la forma en que el material se adaptará al movimiento de la cinta en la zona de descarga, que seguirá una trayectoria curva, hay que determinar previamente la sección transversal del flujo de material en esta zona. La sección transversal del material descargado se puede asemejar a un segmento circular, como se muestra en la Figura 2.91, y debe ser aproximadamente la misma sección total S_t del material cuando está siendo transportado (ver apartado 2.3.4). En esta sección transversal es importante ubicar la posición del centro de gravedad del material en la sección de descarga, definido con la cota a , que nos servirá para determinar el radio de giro de la trayectoria del material durante la descarga. Para obtener esta dimensión se pueden utilizar las siguientes expresiones:

$$S_t \cong \frac{2 \cdot b \cdot h}{3} + \frac{h^3}{2 \cdot b} \quad \text{Ecuación 2.145}$$

$$R = \frac{b^2 + 4 \cdot h^2}{8 \cdot h} \quad \text{Ecuación 2.146}$$

$$a = \frac{b^3}{12 \cdot S_t} + h - R \quad \text{Ecuación 2.147}$$

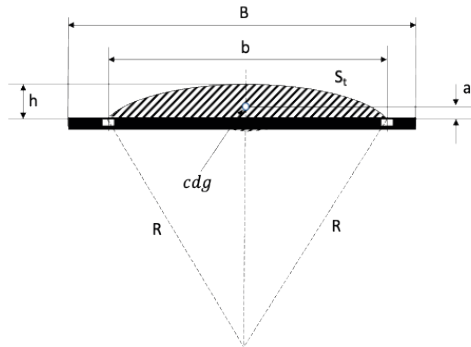


Figura 2.91. Sección transversal del material que se desliza alrededor del tambor motriz en la zona de descarga.

Para analizar los diferentes casos particulares que se pueden generar en el proceso de descarga, las normas de la CEMA plantean 6 posibilidades diferentes, en función de la velocidad baja, media o alta de la cinta, y de si ésta se desliza en el plano horizontal o en un plano inclinado. Analizaremos a continuación las diferentes características de cada una de estas alternativas.

A) Descarga en el plano horizontal a alta velocidad

Cuando la descarga se produce a alta velocidad, el material abandona la cinta en el punto tangencial entre ésta y el tambor motriz (ver Figura 2.92), por lo que en estos casos el ángulo de desprendimiento $\theta = 0^\circ$ y $\cos \theta = 1$. En estas condiciones, se cumplirá que:

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} \geq 1 \quad \text{Ecuación 2.148}$$

$$R_g = R + a + t \quad \text{Ecuación 2.149}$$

Donde,

v_g = velocidad tangencial del centroide/centro de gravedad del material en el punto de descarga (m/s),

R_g = radio del centroide/centro de gravedad del material en el punto de descarga (m),

R = radio del tambor motriz (m).

a = posición del centro de gravedad de la sección transversal del material descargado (m),
 t = espesor de la cinta (m).

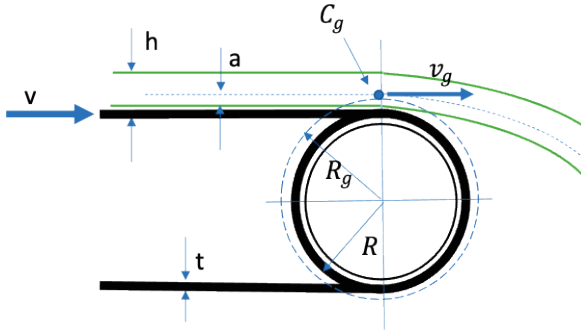


Figura 2.92. Descarga del material que se desliza en cintas horizontales a alta velocidad.

B) Descarga en el plano horizontal a baja velocidad

En el caso de que la descarga se esté realizando a baja velocidad, el material se pega más a la cinta y sigue una trayectoria más circular alrededor del tambor motriz (ver Figura 2.93). En estas situaciones, el punto de desprendimiento del material se desplaza hacia delante de modo que el ángulo de desprendimiento $\theta > 0^\circ$ y, por tanto, $\cos\theta > 1$. En consecuencia, el material empezará a desprenderse cuando se cumpla la ecuación:

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} < 1$$

Ecuación 2.150

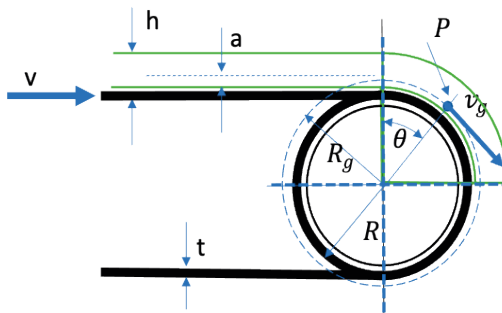


Figura 2.93. Descarga del material que se desliza en cintas horizontales a baja velocidad.

C) Descarga en el plano inclinado ascendente a alta velocidad

Cuando la descarga se tiene que realizar en una cinta transportadora que se desplaza a alta velocidad en un movimiento ascendente sobre un plano inclinado, la descarga se inicia en el punto de tangencia (P) entre la cinta y el tambor motriz (Figura 2.94). En estos casos, el desprendimiento del material respecto a la cinta se realizará cuando se cumpla la ecuación:

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} > \cos \delta$$

Ecuación 2.151

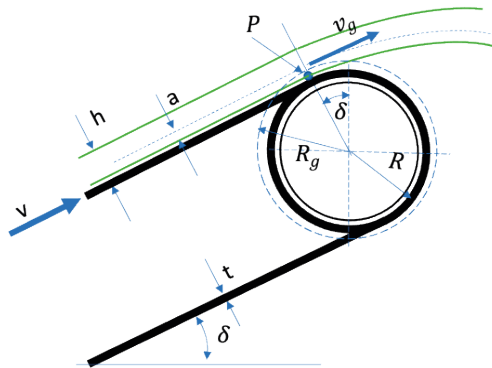


Figura 2.94. Descarga del material que se desplaza en cintas con pendiente ascendente a alta velocidad.

Por otro lado, si se cumple que:

$$\cos \delta < \frac{v_g^2}{g \cdot R_g} < 1$$

Ecuación 2.152

Siendo δ el ángulo de inclinación de la cinta transportadora, el material se desprenderá de la cinta en el punto tangencial entre la cinta y el tambor motriz. En esta situación, la curvatura del tambor puede afectar a la trayectoria de descarga del material por lo que podría darse el caso de que el material rodee al tambor antes de iniciar la descarga.

Conforme la velocidad de la cinta va disminuyendo hasta un valor medio, se puede dar el caso de que el material inicie su descarga en un punto que se corresponde con la línea vertical que pasa por el centro del tambor motriz, como se observa en la Figura 2.95. En esta situación, se cumplirá que:

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} = 1$$

Ecuación 2.153

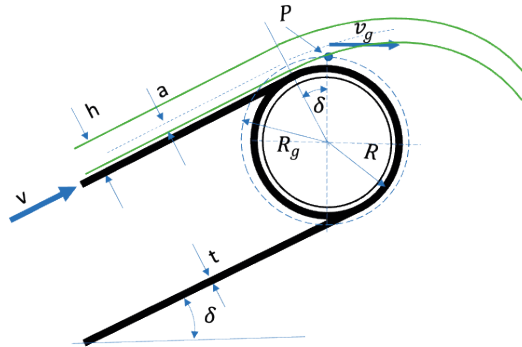


Figura 2.95. Descarga del material que se desplaza en cintas con pendiente ascendente a velocidades medias.

D) Descarga en el plano inclinado ascendente a baja velocidad

Cuando la velocidad de la cinta va disminuyendo hasta un valor suficientemente bajo, se puede producir un comportamiento en la descarga en el que el material rodea a la cinta antes de iniciar la descarga, tal y como se muestra en la Figura 2.96. En estas condiciones, se debe cumplir la Ecuación 2.154.

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} < \cos \delta$$

Ecuación 2.154

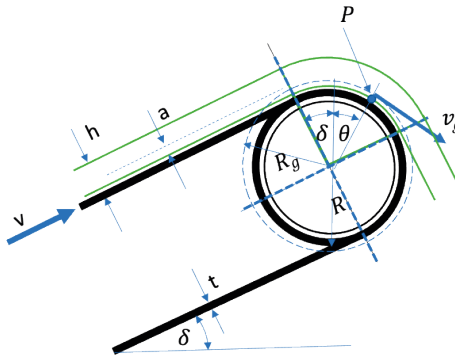


Figura 2.96. Descarga del material que se desplaza en cintas con pendiente ascendente a velocidades bajas.

E) Descarga en el plano inclinado descendente a alta velocidad

Cuando se produce una descarga de material en un movimiento de la cinta en un plano descendente a una velocidad elevada, el material empieza a desprenderse de la cinta en el punto de tangencia (P) entre la cinta y el tambor motriz, como muestra la Figura 2.97. En este caso, se deberá cumplir la ecuación:

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} > \cos \delta$$

Ecuación 2.155

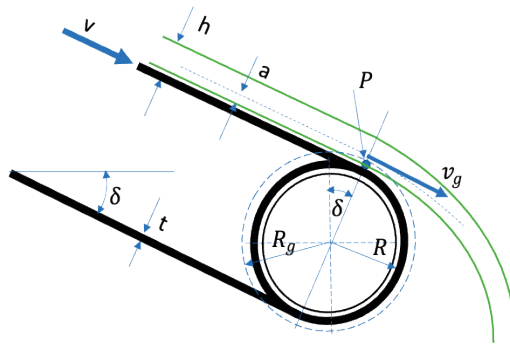


Figura 2.97. Descarga del material que se desplaza en cintas con pendiente descendente a velocidades altas.

F) Descarga en el plano inclinado descendente a baja velocidad

En estas condiciones de descarga, a baja velocidad de la cinta y en pendiente descendente, el material se pega más a la cinta y rodea en mayor longitud al tambor motriz (ver Figura 2.98). Cuando se produce este comportamiento, el desprendimiento del material aparecerá en el punto P, que representa la tangente entre la cinta y el tambor motriz. En estos casos, se cumplirá que:

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} < \cos \delta$$

Ecuación 2.156

y el punto de descarga P se ubicará en aquel lugar en el que,

$$\frac{v_g^2}{g \cdot R_g} = \cos(\delta + \theta)$$

Ecuación 2.157

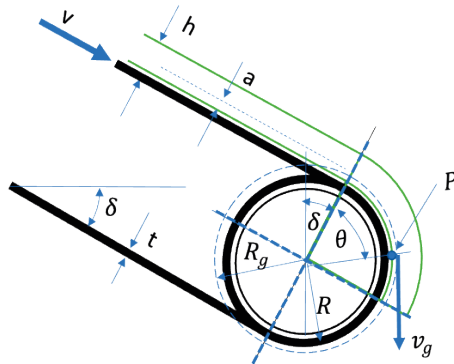


Figura 2.98. Descarga del material que se desplaza en cintas con pendiente descendente a velocidades bajas.

Finalmente, el último aspecto a determinar en el diseño de las tolvas de descarga del material es el correspondiente a la definición de la trayectoria que va a seguir el material durante su caída. La trayectoria del material durante su descarga se puede establecer en función de la posición del centroide de la sección transversal, definido previamente, y la definición de la tipología de descarga realizada en función de la velocidad de la cinta y la inclinación de la instalación.

El centroide del material seguirá una trayectoria parabólica que podrá establecerse en función de las dos direcciones coordenadas (X, Y). Dichas direcciones se definirán en función de las siguientes variables:

- Dirección horizontal X: vendrá representada por la dirección de la tangente de la velocidad que el material sigue en la descarga (dependerá de la velocidad de la cinta y del tipo de instalación: horizontal o inclinada), cuyo valor se obtendrá a partir de la ecuación:

$$X = v_g \cdot t \quad \text{Ecuación 2.158}$$

- Dirección vertical Y: vendrá determinada por la acción de la gravedad en cada punto, y que se obtendrá mediante la ecuación:

$$Y = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad \text{Ecuación 2.159}$$

Para dibujar esta trayectoria se pueden trazar diferentes puntos X_i a lo largo de la dirección tangente de la velocidad v_g , espaciados un determinado intervalo de tiempo (p.e. 1/20 o 1/10 seg). Para cada uno de los puntos X_i calculados, se dibujan líneas verticales que reflejan las correspondientes cotas Y_i , de modo que, uniendo los extremos de cada una de estas líneas verticales, se puede dibujar la línea que definirá la trayectoria parabólica que seguirá el material en la descarga.

Bibliografía

- ALLES, R., ERNST, O.W., LUBRICH, W.S.W., ALLES, R., BOTTCHE, G., SIMONSEN, H., ZINTARRA, H. (1995). *Conveyor Belt System Design*. Contitech Transportbandsysteme GmbH. Continental AG. Hannover, Germany.
- APEX FENNER. (2002). *Conveyor Handbook*. Apex Fenner Conveyor Belting.
- ASTALS COMA, F. (2009). *Almacenaje, manutención y transporte interno en la industria*. Edicions UPC. Barcelona.
- AVALLONE, EUGENE A., BAUMEISTER III, THEODORE. (1987). *Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers*. 10th Ed. McGraw-Hill Companies Inc. New York.
- DREYER, E., NEL, P.J. (2001). *Best Practice: Conveyor Belt Systems*. Rep. GEN 701. Anglo Technical Division (ATD). Safety in Mines Research Advisory Committee.
- DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.
- FORBO. (2015). *Siegling Transilon. Conveyor and processing belts*. Ref. 304-2. Forbo Siegling GmbH. Hannover, Germany.
- GOODYEAR. (1975). *Handbook of Conveyor & Elevator Belting*. (1st ed.). The Goodyear Tire & Rubber Company. Akron, Ohio. USA
- HABASIT. (2008). *Design Guidelines Light Belt Conveyor Installations*.
- KAUMAN ESPAÑA, S.A. (2016). *Catálogo Kauman*. Pontevedra. España. <https://kauman.com/>
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid.
- MCGUIRE, PATRICK. (2010). *Conveyors. Application, Selection and Integration*. CRC Press. Taylor and Francis Group LLC. Broken Sound Parkway. Boca Raton, FL. USA
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2002). *Los Transportes en la Ingeniería Industrial*. Editorial Reverté, S.A. Madrid.
- MK TECHNOLOGY GROUP. (2020). *Técnica de transporte*. (5^a Ed.). Maschibenbau GmbH. Bonn, Alemania. www.mk-group.com
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- PIRELLI. (1998). *Manual de cálculo de cintas transportadoras*. Industrias Pirelli S.A.I.C. Argentina.
- RULMECA. (2003). *Rollers and components for bulk handling*. (4th ed.). RULLI RULMECA S.p.A. Alme, Italy.
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.
- YOKOHAMA. (2010). *Yokohama Conveyor Belts. Technical Information*. Catalog No. YTB 01. The Yokohama Rubber CO, Ltd.

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1956). *UNE 18025:1956. Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Características generales y tolerancias*. Madrid: AENOR
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1957). *UNE 18052:1957. Bandas transportadoras compuestas de goma y tejido. Características de los materiales que constituyen las bandas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1958). *UNE 18054:1958. Bandas transportadoras compuestas de goma y tejido. Determinación de la carga y alargamiento a la rotura de los recubrimientos de goma*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1972). *Aparatos de manutención continua. Información que se ha de facilitar para solicitar una instalación UNE 58-209. de manutención continua para productos a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). *UNE 58-200-73 Parte I. Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). *UNE 58-200-73 Parte II. Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas aisladas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1981). *UNE 58-206-81. ISO 3569. Equipos de manutención continua para graneles. Transportadores de banda en artesa (excluidos los móviles). Tambores*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1983). *UNE 18127:1983. Bandas transportadoras, compuestas de goma y tejido. Determinación de los diámetros mínimos de los tambores*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1983). *UNE 58-210-83. ISO 3569. Aparatos de manutención continua. Clasificación de cargas aisladas desde el punto de vista de su manutención*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). *UNE 58-216-86. Equipos de manutención continua. Nomenclatura*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). *UNE 58-219-86. Equipos de manutención continua. Transportadores de tableros articulados. Reglas para el cálculo*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1987). *UNE 58-222-87. Aparatos de manutención continua. Elevadores de cangilones. Clasificación*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1992). *UNE 58-204-92. Aparatos de manutención continua. Cintas transportadoras provistas de rodillos portantes. Cálculo de la potencia disponible y esfuerzos de tracción*. Madrid: AENOR.

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2004). UNE-EN 13827:2004. *Cintas transportadoras de bandas armadas con cordones de acero. Determinación de los desplazamientos vertical y lateral de los cordones de acero*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2006). UNE-EN ISO 1366-7:2006. *Ensayos de resistencia al fuego de instalaciones de servicio. Parte 7: Cerramientos para sistemas transportadores y de cintas transportadoras*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2007). UNE-EN ISO 21183-1:2007. *Cintas transportadoras ligeras. Parte 1: Características y aplicaciones principales*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2008). UNE-EN ISO 252:2007. *Cintas transportadoras ligeras. Adherencia entre los elementos constitutivos. Método de ensayo*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2012). EN ISO 284:2012. *Cintas transportadoras con carcasa textil. Conductividad eléctrica. Especificación y método de ensayo*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2013). UNE-EN ISO 14890:2013. *Cintas transportadoras. Especificación para cintas transportadoras con recubrimiento de caucho o plásticos de núcleo textil para uso general*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2013). UNE-EN ISO 340:2013. *Cintas transportadoras. Características de inflamabilidad a escala de laboratorio. Requisitos y método de ensayo*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2014). UNE-EN ISO 12881-1:2014. *Cintas transportadoras. Ensayo de simulación de inflamabilidad. Parte 1. Ensayo con quemador de propano*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2015). EN ISO 283:2015. *Cintas transportadoras con carcasa textil. Resistencia a la tracción, a. La elongación en rotura y la elongación bajo carga de referencia. Método de ensayo*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2016). UNE-EN ISO 12882:2016. *Cintas transportadoras para usos generales. Requisitos de seguridad eléctricos y de protección contra la inflamabilidad. Parte 1. Ensayo con quemador de propano*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2016). UNE-EN 14973:2016. *Cintas transportadoras para la utilización en instalaciones subterráneas. Requisitos de seguridad eléctricos y de protección contra la inflamabilidad. Parte 1. Ensayo con quemador de propano*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2016). UNE-EN 9856:2016. *Cintas transportadoras. Determinación del alargamiento elástico y permanente y cálculo del módulo de elasticidad*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2017). UNE-EN ISO 15236-1:2016. *Cintas transportadoras de cables de acero. Parte 1: Requisitos de diseño, dimensionales y mecánicos para cintas transportadoras de uso general*. Madrid: AENOR.

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2017). UNE-EN ISO 15236-2:2016. *Cintas transportadoras de cables de acero. Parte 2: Tipos de cintas recomendadas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2017). UNE-EN ISO 15236-3:2016. *Cintas transportadoras de cables de acero. Parte 3: Requisitos especiales de seguridad para cintas utilizadas en instalaciones subterráneas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2018). UNE-EN ISO 505:2017. *Cintas transportadoras. Método para la determinación de la resistencia a la propagación de una rasgadura en las cintas transportadoras textiles*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2018). UNE-EN ISO 7590:2018. *Cintas transportadoras de cordones de acero. Métodos para la determinación del espesor total y del espesor del revestimiento*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2019). UNE-EN ISO 21183-2:2018. *Cintas transportadoras ligeras. Parte 2: Lista de términos equivalentes*. Madrid.
- DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. (2014). DIN 22101:2014-01. *Continuous conveyors - Belt conveyors for loose bulk materials - Basis for calculation and dimensioning*. Germany.
- DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. (2020). DIN 22102-1:2020-12. *Conveyor belts with textile plies for bulk goods - Part 1: Dimensions, specifications, marking*. Germany.
- DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. (2020). DIN 22102-3:2020-12. *Conveyor belts with textile plies for bulk goods - Part 3: Permanent joints*. Germany.
- DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. (1984). DIN 22107:1984-08. *Continous mechanical handling equipment; idler sets for belt conveyors for loose bulk materials; principal dimensions*. Germany.
- DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. (2016). DIN 22131-3:2016-03. *Steelcord conveyor belts for hoisting and conveying - Part 3: Testing*. Germany.
- DEUTSCHE INSTITUT FÜR NORMUNG. (2003). DIN EN 50347:2003-09. *General purpose three-phase induction motors having standard dimensions and outputs*. Germany.
- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (1989). *Continuous mechanical handling equipment – Belt conveyors with carrying idlers – Calculation of operating power and tensile forces belts –ISO 5048:1989*. Geneve: ISO.
- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (2012). *Conveyor belts – Electric conductivity -Specification and test method*. ISO 284:2012. Geneve: ISO.
- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. *APARATOS DE MANUTENCIÓN CONTINUA PARA GRANELES. TRANSPORTADORES DE BANDA EN ARTESA (excluido los móviles). Tambores –ISO 1536*. Geneve: ISO.

Transportadores por rodillos

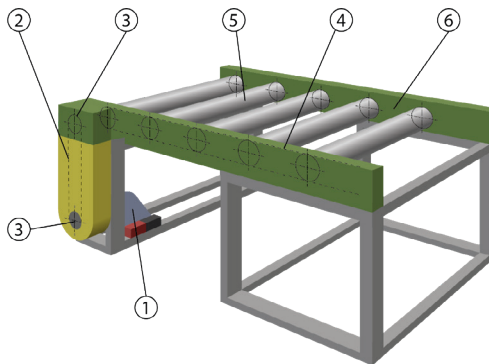
Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

3.1. Introducción. Transportadores por rodillos.....	211
3.2. Consideraciones de diseño	213
3.2.1. Instalaciones de rodillos sin accionamiento motriz.....	220
3.2.2. Instalaciones de rodillos con accionamiento motriz.....	228
3.2.3. Diseño de los rodillos.....	239
3.2.3.1. Características técnicas del tubo de los rodillos.....	240
3.2.3.2. Características técnicas del eje de los rodillos	244
3.2.3.3. Características técnicas del rodamiento de los rodillos.....	247
3.3. Diseño de instalaciones de transportadores con rodillos.....	247
3.3.1. Diseño de sistemas de transporte de rodillos en curvas.....	248
3.3.2. Sistemas de acumulación en líneas de rodillos.....	253
3.3.3. Sistemas de direccionamiento en líneas de rodillos.....	259
3.3.4. Sistemas de transferencia en líneas de rodillos.....	262
3.4. Especificaciones técnicas para transportadores por rodillo.....	269
3.5. Transportadores por ruedas.....	270
3.5.1. Diseño de sistemas	271
3.5.2. Especificaciones técnicas para transportadores de ruedas	276
Bibliografía.....	277
Reglamentos y normativa.....	277

3.1. Introducción. Transportadores por rodillos

Los transportadores por rodillos son mecanismos de transporte en líneas restringidas utilizados fundamentalmente para el transporte de cargas aisladas. Consisten en un conjunto de rodillos que están montados sobre traviesas laterales que se sujetan en dos largueros longitudinales que, a su vez, pueden ser montados sobre un bastidor-soporte que puede ser ajustable en altura, como muestra la Figura 3.2. A los rodillos se les incorporan usualmente cojinetes para reducir las pérdidas mecánicas. Los rodillos pueden girar libres o ser accionados mediante un sistema de transmisión (por correa, cables o cadena). Todo el conjunto está apoyado sobre un bastidor que soporta todas las cargas transportadas, y facilita el desplazamiento de estas en el plano horizontal o en un plano inclinado. De acuerdo con la norma *UNE 58216:1986* (AENOR, 1986), el número y tipo de componentes que genéricamente constituye un sistema de transporte continuo por rodillos con accionamiento motriz por cadenas se muestra en la siguiente Figura 3.1.



1: Accionamiento 2: Cadena de accionamiento 3: Ruedas de cadena 4: Cadenas de transmisión 5: Rodillos de accionamiento 6: Bastidor soporte

Figura 3.1. Componentes de un transportador por rodillos con accionamiento por cadena. Extraído y adaptado de la norma *UNE 58216:1986* "Equipos de manutención continua. Nomenclatura". (1986). Asociación Española de Normalización. Madrid.

Los transportadores por rodillos pueden ser clasificados inicialmente como,

- Transportadores de rodillos sin accionamiento motriz o,
- Transportadores de rodillos con accionamiento motriz.

En el caso de un transportador por *rodillos sin accionamiento motriz*, el bastidor en el que se instalan los rodillos está situado con una determinada inclinación respecto al suelo, de forma que las mercancías se desplazan descendiendo por la acción de la gravedad. Esto es lo que nos muestra la Figura 3.3 en la que se observa la inclinación con la que queda dispuesto el bastidor para, por la acción de la gravedad, favorecer el descenso de los objetos que se transportan.

Otra alternativa en el uso de los sistemas de transporte por rodillo sin accionamiento motriz sería aquella en la que la línea de rodillos se encuentra instalada totalmente horizontal y paralela al suelo, y el único movimiento que se puede realizar sobre los objetos transportados en la misma sería mediante la acción manual de un operario que empuja la carga, o bien un actuador-empujador externo que la orienta en una dirección concreta sobre la línea.

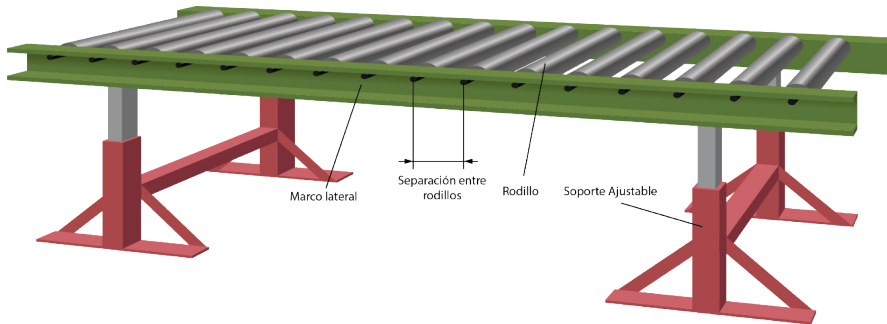


Figura 3.2. Bastidor lateral montado sobre soportes ajustables.

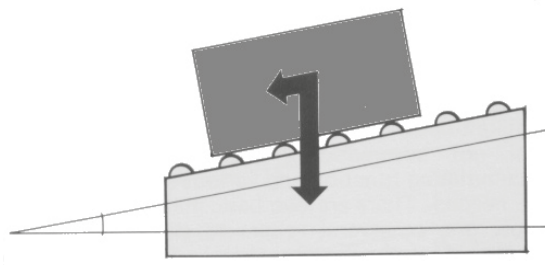


Figura 3.3. Transportador accionado por la gravedad.

Por otra parte, en los transportadores por *rodillos con accionamiento motriz*, la unidad de potencia normalmente consiste en un motor eléctrico que transmite la potencia a los rodillos mediante el uso de cadenas, correas o tornillos sin fin, proporcionando así un control del desplazamiento horizontal de las mercancías. Dependiendo del sistema de transmisión utilizado, se podrán conseguir movimientos de las cargas ligeras o pesadas, en el plano horizontal o en planos motorizados ascendentes o descendentes. La Figura 3.4 muestra un par de ejemplos de un transportador por rodillos con accionamiento motriz con el motor eléctrico ubicado en la parte central (Figura 3.4A), o en un extremo de la línea (Figura 3.4B).

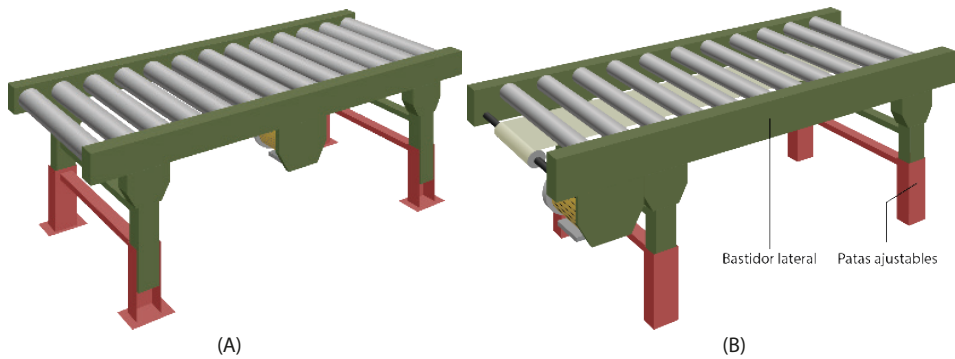


Figura 3.4. Ejemplos de transportador de rodillos con accionamiento motriz: (A) con el motor eléctrico ubicado en el centro de la línea; (B) con el motor eléctrico ubicado en un extremo de la línea.

Los transportadores por rodillos se encuentran entre los sistemas más usados para el transporte interno de líneas restringidas. Pueden ser utilizados para muchos tipos de productos, desde pequeñas cajas de cartón, hasta palets e incluso ítems más grandes. Los productos deben tener una base apta para ser desplazados sobre los rodillos. Esto implica que, generalmente, la base de la mercancía a transportar deberá ser lisa o plana, preferentemente cerrada o con nervaduras homogéneas; en caso contrario, las cargas deberán ser amarradas sobre patines colocados en la dirección del movimiento. Los bidones y latas que tienen bases con costuras que sobresalen, pueden también ser desplazados si el transportador está equipado con llantas guía. Sin embargo, los transportadores por rodillos son menos adecuados para mover mercancías que son fácilmente deformables.

3.2. Consideraciones de diseño

Para diseñar instalaciones con sistemas de transportadores de rodillos se deben tener en cuenta una serie de cuestiones previas que, una vez definidas, clarifican sustancialmente el problema de transporte a realizar. Dichas consideraciones son las siguientes:

- a) *¿Cuáles son las tareas de mantenimiento que tiene que realizar el transportador de rodillos?*
 - Transportar y/o almacenar.
 - Clasificar y/o distribuir.
- b) *¿Cuáles son las características de la carga que tiene que transportarse?*
 - Longitud, anchura y altura: dimensiones máximas y mínimas de las cargas a transportar conjuntamente en la línea.
 - Peso: peso máximo y mínimo de cada carga unitaria.
 - Características de la cara inferior de la carga unitaria a transportar: tipo de base, adecuación a las vías de rodillos, etc.

c) *¿El sistema de transporte requiere de algunas condiciones especiales del entorno?*

- *¿Existen temperaturas extremas o humedad elevada en el aire, o ataques químicos en la zona del transportador?*
- *¿Existen cargas electrostáticas?*
- *¿La carga a transportar presenta algún tipo de problema por fragilidad, dureza, estado, etc.?*

La contestación a estas preguntas es clave para realizar una buena selección de los sistemas de rodillos más adecuados en cada caso. Fundamentalmente, tanto las dimensiones como el peso de la carga son los elementos que condicionan el diseño de los sistemas de rodillos. Así, se establecen una serie de premisas iniciales de diseño que conviene tener en cuenta para cada uno de estos parámetros.

Condiciones de diseño con relación a las dimensiones de la carga a transportar

La *longitud y anchura de la carga* a transportar influye en:

- *Desplazamiento en línea recta:* cuanto mayor es la relación entre la longitud y anchura de la carga, más estable resulta el desplazamiento en línea recta; si esta relación es pequeña, se deberá adaptar el transportador con algún elemento auxiliar que proporcione estabilidad a la carga.
- *Longitud de los rodillos:* normalmente esta longitud se selecciona de forma que el rodillo debe tener una longitud igual a la anchura de la carga más 50 mm; en el caso de que la carga tenga un volumen elevado, como los palets, esta longitud será la anchura más 100 mm. En tramos curvos se deberán utilizar rodillos tronco-cónicos o rodillos partidos, cuya longitud se deberá calcular específicamente para cada situación.
- *Distancia entre rodillos:* para evitar interferencias entre las cargas, se deberá seleccionar una distancia entre los rodillos que asegure que en toda la línea de transporte y en todo momento, existen al menos tres rodillos en contacto con la base de la carga.

La *altura de la carga* a transportar influye en el hecho de que cuanto mayor es la altura de la carga respecto a la superficie de apoyo, mayor será la inestabilidad durante su desplazamiento y mayor el riesgo de vuelco, por lo que habrá de tenerse en cuenta que:

- Por encima de los rodillos, la carga transportada tiene que estar totalmente cerrada en, al menos, uno de sus lados y a una altura de 5 cm. Esto sirve para que los sensores ópticos puedan detectar la mercancía. Si se tienen que realizar giros a 90° con la mercancía, entonces se tienen que poder detectar dos lados (longitudinal y transversal), por lo que esta regla se aplicará a dos lados.
- Se deberá reducir al máximo la distancia entre rodillos para asegurar un desplazamiento suave de la mercancía, con una superficie de contacto lo mayor posible.
- Se deberán evitar aceleraciones y deceleraciones elevadas.

- Se deberá verificar la altura del centro de masas de la carga en el caso de tramos inclinados, para evitar la posibilidad de vuelco de esta durante el transporte. Se recomienda que la altura del centro de masas se encuentre por debajo de $1/3$ de la longitud de la carga.

Condiciones de diseño con relación al peso de la carga a transportar

El peso de la carga a transportar tiene influencia, especialmente, en los siguientes aspectos del diseño de la línea de transporte:

- *Diámetro del rodillo, distancia entre rodillos y capacidad de carga del rodillo:* el peso de cada carga unitaria transportada deberá repartirse entre cada uno de los rodillos portantes sobre la que esté apoyada, de modo que no se sobrepase la capacidad de carga individual de cada uno de ellos. Este aspecto afectará a la distancia de separación entre rodillos, para que se encuentren siempre, al menos, tres rodillos en contacto. Cuanto mayor sea el diámetro del rodillo portante, mayor será su capacidad de carga.
- *Accionamiento del rodillo:* dependiendo del tipo de movimiento y las acciones a realizar con las cargas unitarias, será necesario dotar a los rodillos de accionamiento motriz o no.
- *Distribución del peso de la carga:* se deberá elegir una distribución de los rodillos de modo que la carga esté lo más repartida posible entre estos; cuanto más irregular sea la distribución del peso de la carga unitaria, más difícil será el transporte.
- *Magnitud del peso de la carga:* comercialmente los transportadores de rodillos se suelen clasificar en función del peso de la carga unitaria como transportadores ligeros (hasta 35 kg), transportadores medios (desde 35 kg hasta 500 kg), y transportadores pesados (desde 500 kg hasta 1500 kg). En términos generales, resulta siempre más económico apoyar la carga sobre mayor número de rodillos ligeros que sobre un número de rodillos más reducido de tipo medio o pesado.

Condiciones de diseño en relación con el material de la carga a transportar

Las características del material con que esté constituida la carga a transportar también influyen en el diseño de los sistemas de transporte. En ese sentido, los aspectos más importantes sobre los que influirá el tipo de material de la base de la carga será la resistencia al arranque del transportador, y la resistencia a la rodadura de los rodillos. Aquí, habrá que considerar lo siguiente:

- *Accionamiento del sistema, diámetro de los rodillos y distancia entre rodillos:* algunos materiales de la base de la carga duros, como son los plásticos, presentan menores resistencias al arranque y a la rodadura de los rodillos, respecto a otros materiales más blandos como las cajas de cartón; este hecho requerirá de una selección adecuada de la potencia de accionamiento necesaria para el sistema. Cuanto más blanda sea la base de la carga a transportar, mayor será la potencia

del sistema de accionamiento necesario; igualmente, cuanto más blanda sea la base de la carga, menor deberá ser la distancia entre rodillos.

- *Capacidad de carga del rodillo y distancia entre rodillos:* la existencia de nervios, gargantas, barras o ranuras transversales en la base de la carga a transportar puede afectar negativamente al transporte con rodillos; si estos nervios son paralelos a la dirección del transporte, no presentan problemas de accionamiento. La presencia de nervios transversales en la base de la carga puede requerir la necesidad de aumentar la potencia de accionamiento y disminuir la distancia entre rodillos, aspectos que habrá que estudiar específicamente en cada caso.

Condiciones de diseño geométrico de la línea de transportadores con rodillos en función del tamaño de la carga

Para el diseño de los sistemas de transporte por rodillos donde el tamaño de la base de la carga es una de las variables a tener en cuenta, se deberán diferenciar los casos en los que la línea de transporte se tiene que implementar en línea recta o en línea curva. Para cada uno de ellos, se habrán de tomar las siguientes precauciones:

- Selección del paso de los rodillos en líneas rectas: la distancia del paso entre rodillos, P , se define como la distancia entre eje y eje de dos rodillos transportadores consecutivos, y debe elegirse de modo que siempre se encuentren, al menos, 3 rodillos en contacto permanente con la base de la carga (ver Figura 3.5). Por tanto, si la base de la carga tiene una longitud, L , la distancia de paso entre rodillos se deberá elegir de modo que:

$$P \leq \frac{L}{3}$$

Ecuación 3.1

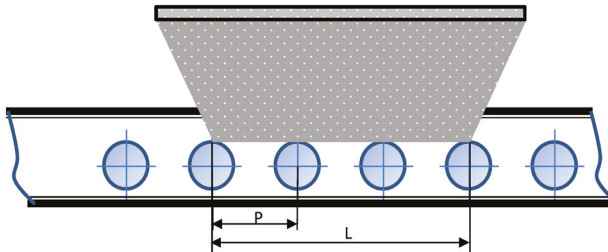


Figura 3.5. Definición del paso en las líneas de transporte de rodillos.

De igual modo, el número de rodillos necesarios en una línea completa de transporte por rodillos será igual a la longitud total de la línea, dividido por el paso entre rodillos más uno.

- Selección de la anchura de la línea en las rectas: en muchas líneas continuas que utilizan los transportadores de rodillos se suelen instalar guías o pretiles laterales que reorientan las cargas unitarias para que no se desvíen de su trayectoria y puedan caer del transportador. Cuando las guías son fijas, la anchura entre

los perfiles laterales del transportador coincide con la anchura entre las guías laterales del pretil, W (Figura 3.6). Si las guías laterales del pretil fueran flexibles, la anchura del transportador podría ser superior o inferior a la anchura entre los perfiles laterales; esto sucede habitualmente en las curvas. En circunstancias de funcionamiento normal, la anchura del transportador en trayectos rectos se obtiene por medio de la ecuación:

$$W \geq B + 50 \text{ mm} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Siendo B la anchura de la mercancía en mm.

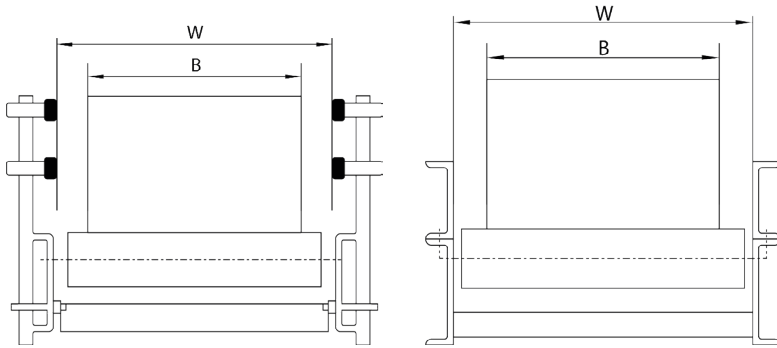


Figura 3.6. Definición de la anchura de la línea en los sistemas de transporte de rodillos en tramos rectos.

- Selección de la anchura de la línea en las curvas: en las curvas la anchura del transportador, W , tiene que ser mayor que en los tramos rectos; para ello, se seleccionan pretilos o guías laterales flexibles. Si se conoce el radio interior de la curva, R_i y el radio exterior mínimo necesario, R_e para la guía lateral, la anchura del transportador W se calculará por medio de la ecuación (ver Figura 3.7):

$$W = \sqrt{(R_i + B)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2} - R_i + 100 \text{ mm} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde,

L = longitud máxima de la mercancía de mayor tamaño (mm),

B = anchura máxima de la mercancía de mayor tamaño (mm),

W = anchura (ancho de vía) del transportador (mm),

R_e = radio exterior de la curva en mercancías rectangulares (mm),

R_i = radio interior de la curva (mm).

Los radios interiores de las curvas suelen ser comercialmente de unos 825 mm, medidos desde el borde interior del perfil. Las anchuras entre los perfiles que definen los tramos curvos de los transportadores de rodillos suelen tener, comercialmente, valores de 420, 620 y 840 mm.

Las guías laterales flexibles pueden ampliar la anchura del transportador en los tramos curvos hasta 120 mm respecto a la anchura entre perfiles de los rodillos.

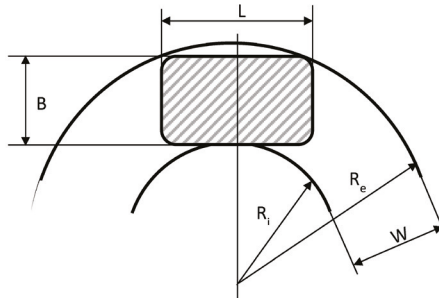


Figura 3.7. Definición de la anchura de la línea en los sistemas de transporte de rodillos en tramos curvos.

- *Selección de la anchura de separación en el transvase entre el transportador de rodillos y el transportador de cinta:* en situaciones donde se debe realizar una transición entre los transportadores de rodillos en tramos rectos con sistemas de cintas transportadoras (Figura 3.8), se debe elegir correctamente la *abertura de traspaso*, LG , que es la distancia existente entre el último rodillo portante de la línea de rodillos, y el tambor motriz (o de retorno) de la línea de cintas; para seleccionar correctamente esta distancia, se deberán cumplir simultáneamente las siguientes condiciones:
 - Que a la salida del transportador de rodillos exista, al menos, dos rodillos transportadores en contacto con la mercancía.
 - Que se cumpla la ecuación:

$$LG < \frac{L}{3}$$

Ecuación 3.4

Siendo L la longitud de la base de la mercancía.

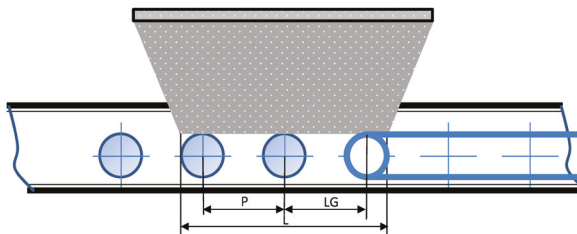


Figura 3.8. Definición de la apertura de traspaso entre una línea de transporte de rodillos en tramo recto con una línea de cintas transportadora.

- *Definición del rendimiento de una línea de transporte de rodillos:* esta variable sirve para definir la capacidad de una línea transportadora para conseguir desplazar un determinado flujo de mercancías. El rendimiento de un sistema de transporte por rodillos, T_p , se expresa en términos del número de piezas transportadas/hora, y dependerá de la longitud de la carga a transportar, de la separación entre cargas, de la velocidad de la línea y de los tiempos de ciclos de los diferentes elementos desviadores de cargas a la entrada y salida de la línea.

Para definir este rendimiento se necesita previamente conocer el *tiempo de transporte*, t . En transportadores rectilíneos, el tiempo de transporte t , es representado por el tiempo que necesita una carga para desplazarse una “*longitud de ventana*” L , que viene definida por la distancia desde el borde delantero de la mercancía transportada hasta el borde delantero de la siguiente mercancía (independientemente de su longitud), a la velocidad V . Es decir:

$$t \text{ (seg)} = \frac{L \text{ (m)}}{V \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Si consideramos un tiempo de referencia de una hora durante el que se realiza el transporte continuo, el rendimiento se obtendrá como:

$$T_p = \frac{3600}{t} = \frac{3600}{\frac{L}{V}} = \frac{3600 \cdot V}{L} \text{ (unidades/hora)} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Por ejemplo, si se desea calcular el rendimiento de una línea de transporte por rodillos donde se van a desplazar mercancías de 450 mm de longitud, separadas entre sí una distancia de 50 cm, a una velocidad de 0,6 m/s, se podrá definir el rendimiento de la línea como:

$$T_p = \frac{3600}{t} = \frac{3600}{\frac{L}{V}} = \frac{3600 \cdot V}{L} = \frac{3600 \cdot 0,6}{(0,45 + 0,5)} = 2274 \text{ uds/h}$$

Condiciones para la selección del sistema de accionamiento de una línea de transportadores con rodillos

Los *transportadores por rodillos con accionamiento motriz* son usados para los mismos tipos de mercancías, y principalmente para las mismas tareas de manutención, que los *transportadores de rodillos sin accionamiento motriz*. Por convención general del mercado, se estima que es conveniente utilizar una línea de transporte de rodillos con accionamiento motriz cuando se cumplen uno o más de los siguientes requerimientos:

- Cuando las distancias de transporte son largas.
- Cuando el transporte es horizontal.
- Cuando la velocidad ha de ser controlada.
- Cuando el transportador exige un alto grado de automatización con respecto a las entradas/salidas de mercancías, cambios de ruta, clasificación, etc.

Analizaremos a continuación las características técnicas y de diseño de cada uno de los posibles sistemas de accionamiento.

3.2.1. Instalaciones de rodillos sin accionamiento motriz

Los transportadores por rodillos sin accionamiento motriz se emplean para distancias pequeñas, donde no hay requerimientos de control de la velocidad, y para que no se creen problemas cuando las pendientes sean importantes. También se utilizan en tramos cortos con desplazamientos de la carga en el plano horizontal. En el caso de un desplazamiento en el plano horizontal, y sin la ayuda de un sistema de transmisión, la única forma de conseguir que la mercancía se mueva es gracias a la acción manual de un operario (en cuyo caso habrá que limitar, en concreto, la máxima fuerza de empuje que se puede realizar en las mantenciones manuales del puesto de trabajo), o con la ayuda de algún sistema de empujadores de cargas.

Como los transportadores por rodillos sin accionamiento motriz permiten la acumulación y son al mismo tiempo relativamente sencillos y baratos, son usados de forma extensiva en almacenes industriales, en instalaciones de producción y en almacenes comerciales. Las aplicaciones más comunes se encuentran en la recepción y despacho de productos, donde las distancias son normalmente cortas y la acumulación tiene requerimientos críticos. Cuando en un almacén industrial se reciben cargas sobre palets o mercancías en cajas, estas pueden ser descargadas de los vehículos mediante carretillas o manualmente, y trasladarse a un transportador por rodillos sin accionamiento motriz, el cual conduce a un punto de almacenamiento previo al desempaquetado e inspección. La Figura 3.9 muestra un par de ejemplos de sistemas de rodillos sin accionamiento motriz, utilizados tanto en el plano horizontal como en planos inclinados, en tramos rectos o curvos.

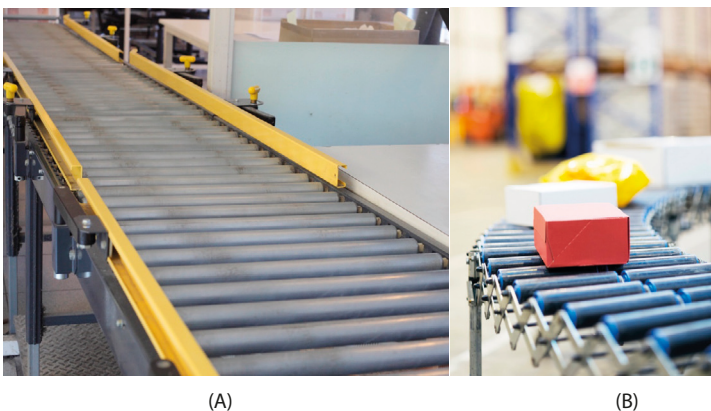


Figura 3.9. Ejemplos de líneas de transporte de rodillos sin accionamiento motriz en (A) tramos rectos descendentes. Extraído de *iStock.com*, de Svetlana Ivanova Id: 1370812190. (2022). Licencia Estándar; **(B) tramos curvos con rodillos partidos.** Extraído de *iStock.com*, de Paul Bradbury Id: 175139523. (2013). Licencia Estándar.

El almacenaje vivo tiene hoy en día un interesante atractivo, por ejemplo, en instalaciones con bloques de estanterías soporte para palets, o para mercancías en cajas, los cuales están equipados con transportadores por rodillos sin accionamiento motriz (ver Figura 3.10). La metodología de almacenaje FIFO (*First-in First-out*) resulta ideal para este tipo de instalaciones.

Las aplicaciones de los transportadores por rodillos sin accionamiento motriz están limitadas por los requerimientos de inclinación necesarios para poder desplazar por gravedad las mercancías. Las diferencias entre los niveles de entrada y salida del transportador pueden causar dificultades, y limitar las distancias de transporte. Veremos a continuación cuales son los requerimientos de diseño en estos casos cuando la pendiente es descendente.

Requerimientos de diseño de un transportador por rodillos sin accionamiento motriz en pendiente descendente

Los principales requerimientos de diseño que van a necesitar los transportadores por rodillos sin accionamiento motriz en aquellos casos en los que las mercancías descienden por un plano inclinado (como se muestra en la Figura 3.11), se basarán en determinar la fuerza necesaria para superar la resistencia al movimiento descendente de las mercancías, y definir el ángulo de inclinación necesario para que el transporte por gravedad se realice de forma segura.

La fuerza total de resistencia al movimiento descendente estará compuesta por los siguientes factores:

- La resistencia a la rodadura de los rodillos bajo carga debido a la fricción.
- La resistencia del rozamiento en los cojinetes de los rodillos.
- La resistencia al deslizamiento de la carga sobre los rodillos y la fuerza necesaria para proporcionar energía cinética a los rodillos.



Figura 3.10. Ejemplos de líneas de transporte de rodillos sin accionamiento motriz en estanterías para almacenaje vivo: (A) en estanterías para el almacenamiento de palets. Extraído de *iStock.com*, de Baloncici Id: 463794355. (2014). Licencia Estándar; **(B) en almacenamiento de cargas a granel en cajas de plástico.** Extraído de *iStock.com*, de surasak patchang Id: 1315330450. (2021). Licencia Estándar.

Analizaremos a continuación cada uno de estos factores.

- a) La *resistencia a la rodadura* de la carga total sobre los rodillos es definida como:

$$F_1 = G \cdot \frac{k}{R} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Donde,

G = carga total sobre los rodillos

k = coeficiente de resistencia a la rodadura de los rodillos

$R = D/2$ = radio del tubo del rodillo

- b) La *resistencia del rozamiento* de los cojinetes de apoyo de los rodillos es definida como:

$$F_2 = (G + w \cdot n') \cdot \frac{\mu \cdot r}{R} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Donde,

w = peso de las partes giratorias de cada rodillo,

n' = número de rodillos que soportan la carga total, y por tanto, están en movimiento,

μ = coeficiente de rozamiento del cojinete,

$r = d/2$ = radio del eje del rodillo.

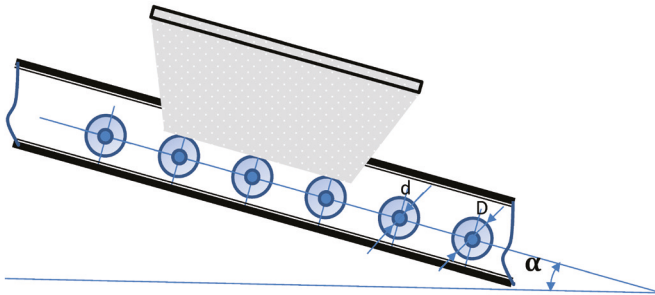


Figura 3.11. Líneas de transporte de rodillos sin accionamiento motriz en tramos rectos y pendiente descendente.

- c) La *resistencia al deslizamiento* de la carga sobre los rodillos y la *fuerza necesaria para proporcionar energía cinética* a los rodillos debe ser calculada teniendo en cuenta el movimiento de la carga sobre los rodillos.

Para entender esta acción debemos considerar el fenómeno del deslizamiento de la carga observando la siguiente Figura 3.12, que se interpretará de la siguiente forma:

- cuando la carga se mueve sobre el plano descendente entra en contacto sobre un rodillo que inicialmente está en reposo; al apoyarse sobre el rodillo

y por la acción del deslizamiento generado, empieza a acelerarlo hasta que el rodillo alcanza en su superficie una velocidad idéntica a la de la carga. Este movimiento es representado en la Figura 3.12 por la línea OA .

- Cuando la carga arrastra al rodillo sobre el que apoya, ambos se mueven a la misma velocidad, que será constante. La velocidad constante que alcanza el conjunto carga-rodillos dependerá de las características constructivas de los rodillos (peso propio, diámetro del tubo, diámetro del eje, tipo de cojinete, coeficientes de rozamiento, etc.), de las características de la carga (peso, longitud de la base, coeficiente de rozamiento de la superficie de la base, etc.), y de la pendiente del transportador de rodillos. Este movimiento conjunto se representa en la Figura 3.12 por la línea AB .
- Cuando la carga abandona el contacto con el rodillo, se inicia una deceleración de este último (línea BC de la Figura 3.12), que se mantiene en el reposo (línea CD), hasta que eventualmente vuelva a ser acelerado por una nueva carga.

El origen de la Figura 3.12, O , es el punto que representa el momento en que una carga descendente empieza a tocar un rodillo. El fenómeno se reproduce durante un tiempo t . Si el transportador de rodillos está desplazando Z mercancías por hora, entonces el periodo que dura cada ciclo será de:

$$t_{\text{ciclo}} = \frac{3600}{Z} \text{ segundos} \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Si llamamos G' a la parte del peso de la carga que soporta cada rodillo, y μ_0 el coeficiente de rozamiento dinámico (existe deslizamiento entre las partes en contacto), la fuerza de rozamiento por deslizamiento entre la carga y los rodillos durante el tiempo t' (tramo OA) será de:

$$F_{t'} = G' \cdot \mu_0 \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Y el trabajo desarrollado por la carga durante ese periodo t' será de:

$$W_{t'} = F_{t'} \cdot v \cdot t' = G' \cdot \mu_0 \cdot v \cdot t' \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Donde,

v = es la velocidad lineal de la carga,

$v \cdot t'$ = es la distancia recorrida por la carga durante un tiempo t' ,

Este trabajo está representado por el área $OEAF$ en la Figura 3.12.

La distancia recorrida por cualquier punto situado en la periferia del rodillo durante este tiempo t' será $(1/2)v \cdot t'$ (que representa el área OAF), que es también la trayectoria de deslizamiento. Esto demuestra que la mitad del trabajo realizado por la carga es empleada en vencer la fricción del rodillo, y la otra mitad es utilizada en proporcionar energía cinética al rodillo.

Si llamamos w al peso de las partes giratorias de cada rodillo, entonces su energía cinética será:

$$E_{c,rodillo} = \frac{1}{2} \cdot \frac{w}{g} \cdot v^2 \cdot q \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Donde q es un factor que representa el hecho de que no todas las masas de los componentes del rodillo se encuentran en la periferia, y por tanto no se mueven con la misma velocidad v . Este factor tiene un valor de 0,8 a 0,9.

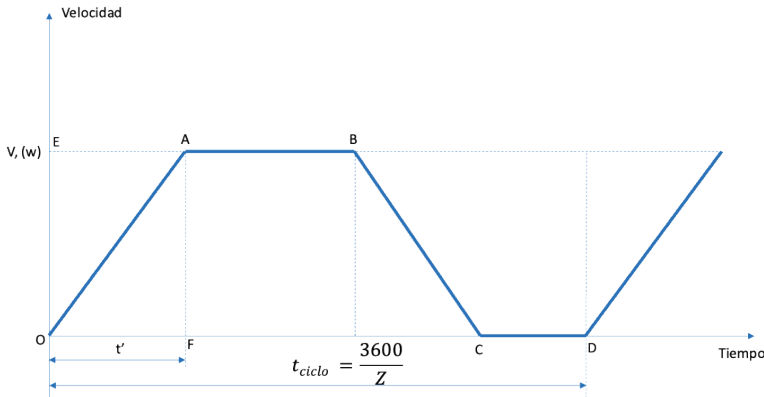


Figura 3.12. Representación del diagrama de velocidades del movimiento de giro de un rodillo cargado en una línea de transporte de rodillos sin accionamiento motriz en pendiente descendente.

Por tanto, el trabajo desarrollado debido al deslizamiento y la aceleración de un rodillo será expresado como:

$$2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{w}{g} \cdot v^2 \cdot q = \frac{w \cdot v^2}{g} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Si consideramos que la longitud de la carga que está en contacto con los rodillos es L , y se encuentran en contacto con la carga un total de n rodillos, el trabajo total realizado por los n rodillos será de:

$$\frac{n \cdot w \cdot v^2}{g} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Este trabajo será el necesario para realizar el desplazamiento de una carga a lo largo de la longitud del transportador de rodillos.

Por tanto, la resistencia media al movimiento para vencer el deslizamiento y la aceleración de los rodillos durante el desplazamiento de una carga a lo largo del transportador podrá ser expresada como:

$$F'_3 = \frac{n \cdot w \cdot v^2}{g \cdot L} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Si tenemos un total de Z_0 cargas moviéndose simultáneamente sobre el transportador, la resistencia total media debida al deslizamiento y la aceleración será de:

$$F_3 = \frac{Z_0 \cdot n \cdot w \cdot v^2}{g \cdot L} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.16}$$

En consecuencia, considerando inicialmente que las cargas se desplazan sobre un plano horizontal, la resistencia total al movimiento de las mercancías sobre un transportador sin accionamiento motriz se expresará como:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 \quad \text{Ecuación 3.17}$$

Sustituyendo las Ecuaciones (3.7), (3.8) y (3.16) en la (3.17), se tendrá que:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = G \cdot \frac{k}{R} + (G + w \cdot n') \cdot \frac{\mu \cdot r}{R} + \frac{Z_0 \cdot n \cdot w \cdot v^2}{g \cdot L} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.18}$$

De esta Ecuación (3.18), podemos definir un *factor de resistencia equivalente* f , que exprese

$$F = f \cdot G \quad \text{Ecuación 3.19}$$

y agrupando términos y simplificando, se representa como:

$$f = \frac{F}{G} = \frac{2k}{D} + \left(1 + \frac{w \cdot n'}{G}\right) \cdot \frac{\mu \cdot d}{D} + \frac{Z_0 \cdot n \cdot w \cdot v^2}{g \cdot L \cdot G} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Donde,

$D = 2 \cdot R =$ diámetro del rodillo,

$d = 2 \cdot r =$ diámetro del eje del rodillo.

A partir de la Ecuación (3.20), se podrá calcular el ángulo de inclinación mínimo, α , de un transportador de rodillos sin accionamiento motriz que permitirá el movimiento de las cargas debido sólo a la fuerza de la gravedad. Sin embargo, para obtener este valor se deberá considerar únicamente una carga, cuya componente de la fuerza gravitacional a lo largo del plano descendente del transportador deberá superar todas las resistencias mencionadas. Por tanto:

$$f = \tan \alpha = \frac{F}{G'} = \frac{2k}{D} + \left(1 + \frac{w \cdot n''}{G'}\right) \cdot \frac{\mu \cdot d}{D} + \frac{n \cdot w \cdot v^2}{g \cdot L \cdot G'} \cdot q \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Donde,

$n' =$ número de rodillos que soportan la carga total, y están en movimiento,

$Z_0 =$ número de mercancías desplazándose simultáneamente sobre el transportador.

$$n'' = \frac{n'}{Z_0} = \text{número total de rodillos que soportan cargas} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

$$G' = \frac{G}{Z_0} = \text{peso de la carga sobre cada rodillo individual} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

Y, por tanto, se puede escribir la ecuación:

$$\frac{n''}{G'} = \frac{\frac{n'}{Z_0}}{\frac{G}{Z_0}} = \frac{n'}{G} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Con la igualdad (3.24) se verifica que las Ecuaciones (3.20) y (3.21) son idénticas. Este hecho en la práctica significa que un transportador de rodillos sin accionamiento motriz que funciona por gravedad necesitará un ángulo de inclinación α concreto para que una o más cargas se puedan desplazar simultáneamente descendiendo por gravedad sin ninguna asistencia externa.

Analizando cualquiera de las dos Ecuaciones (3.20) y (3.21), se deducen varias conclusiones:

- Que para reducir el ángulo de inclinación de un transportador de rodillos sin accionamiento motriz por gravedad, conviene reducir el peso de la carga sobre los rodillos (G) y aumentar el diámetro de estos (D).
- También se deduce que la pendiente para cargas pesadas puede ser más baja que para cargas ligeras.

Algunos valores recomendados para las pendientes de este tipo de rodillos sin accionamiento motriz, en función del tipo de mercancía a transportar, se muestran en la Tabla 3.1. En los tramos curvos, estas pendientes suelen incrementarse en un 0,5-1 %.

Tabla 3.1. Inclinaciones recomendadas según el tipo de mercancías en un transportador de rodillos sin accionamiento motriz por gravedad. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Tipo de mercancía	Pendiente adecuada
- Tablas de madera	1 a 2 %
- Pallets y contenedores de madera, pesados.	2,5 a 3,5 %
- Cajas de madera o acero	3 a 4 %
- Cajas de cartón de 10 a 20 kg.	3 a 5 %
- Cajas de cartón de 0.5 a 1 kg.	10 a 13 %
- Sacos	10 a 12 %

Las cargas que suelen soportar estos rodillos libres dependen del material transportado y de su naturaleza, pudiendo encontrar en el mercado rodillos muy ligeros que soportan cargas máximas de 120 N, hasta rodillos más pesados capaces de soportar cargas de hasta 5000 N para permitir el paso de palets. Como veremos más adelante, cuando las cargas son suficientemente pequeñas, pueden sustituirse los rodillos por ruedas individuales, más ligeras (menor peso individual G), que permiten, a su vez, reducir la pendiente del transportador, con un coste más pequeño y estructuras más ligeras.

También, las velocidades de manejo generalmente varían con el peso y naturaleza de las mercancías. Los ítems con peso constante y con bases de apoyo similares son los

que dan mejores resultados. Algunos valores de las velocidades de diseño que se suelen utilizar en el mercado oscilan entre 0,4 a 2 m/s (24 a 120 m/min).

Estos valores muestran las dificultades que existen cuando se varían los pesos. Algunos ítems pueden alcanzar una velocidad demasiado alta mientras que otros pueden quedarse parados. Lo mismo puede ocurrir cuando las bases de las mercancías tienen características diferentes, o los palets de madera están húmedos. Si las variaciones son grandes, puede ser difícil conseguir una inclinación adecuada para mantener un buen flujo de productos.

Para controlar las velocidades más satisfactoriamente, se han desarrollado rodillos de frenado, los cuales aplican una deceleración relativa a la velocidad que llevan los rodillos. Analizaremos a continuación las soluciones constructivas más utilizadas en la práctica para el freno de las mercancías que descienden por gravedad.

Sistemas de frenado de un transportador por rodillos sin accionamiento motriz en pendiente descendente

Los transportadores sin accionamiento motriz pueden ser equipados con rodillos de frenado para controlar mejor la velocidad, por ejemplo, cuando los productos transportados varían en peso. El principio básico consiste en que la acción de frenado debería incrementarse con la velocidad. Las soluciones más comunes son:

- *Freno por corrientes de Foucault*: un disco de aluminio gira en un campo magnético.
- *Freno hidráulico*: aumento de la fricción interna por medio de la acción de un fluido hidráulico.
- *Freno centrífugo*: cuando se sobrepasa un cierto número de revoluciones, una zapata actúa presionando sobre un tambor estacionario.

Si se emplean rodillos de frenado, se debe seleccionar una determinada inclinación para proporcionar suficiente velocidad a los ítems de poco peso, mientras que a los ítems más pesados se les controla la velocidad por medio de los rodillos de frenado. Los rodillos de frenado pueden montarse debajo de la línea de transporte para proporcionar frenado indirecto, o pueden reemplazar a rodillos convencionales en intervalos convenientes, tal como se muestra en la Figura 3.13.

Un método alternativo para conseguir un movimiento lento y controlado consiste en comunicar un movimiento recíproco a un módulo (de frenado) de la línea transportadora (ver Figura 3.14). Esto evita que las mercancías permanezcan en el transportador incluso si la inclinación es suave. Es una solución relativamente cara y compleja, ya que requiere que la totalidad de la línea esté montada sobre rodillos a los que se les transmite una potencia. Un transportador por rodillos con accionamiento motriz con rodillos de fricción puede ser una alternativa a esta solución constructiva.

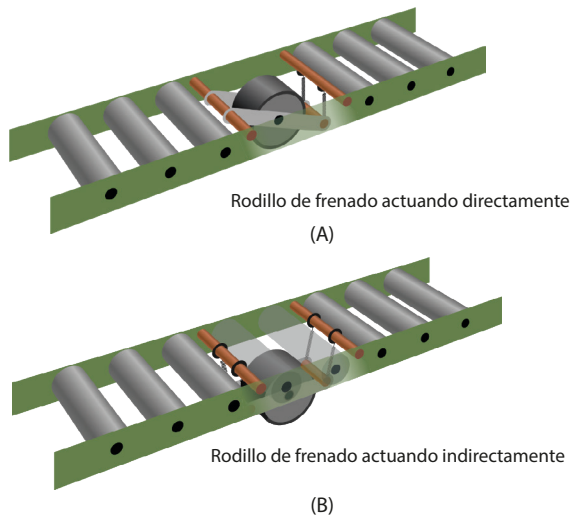


Figura 3.13. Mecanismos de frenado en líneas de rodillos sin accionamiento motriz en planos descendentes: (A) acción de frenado directo; (B) acción de frenado indirecto. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

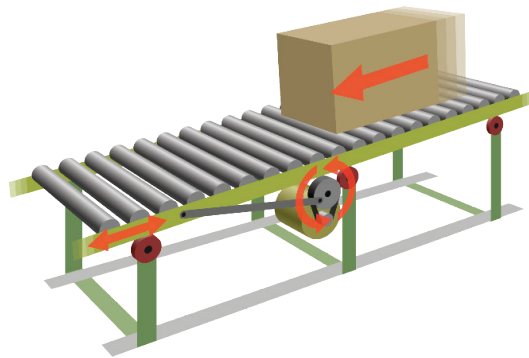


Figura 3.14. Mecanismos de frenado en líneas de rodillos sin accionamiento motriz en planos descendentes con acción recíproca. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

3.2.2. Instalaciones de rodillos con accionamiento motriz

Como ya se ha comentado previamente, los transportadores de rodillos con accionamiento motriz son sistemas de manutención continua en los que se puede controlar el movimiento horizontal o inclinado ascendente (hasta unos 10°-12°) o descendente (hasta 15°) de cargas unitarias, con una longitud de la línea que puede ser elevada, y con un control de

la velocidad de desplazamiento que permite realizar otras operaciones como la selección, separación, agrupamiento, etc. sobre las mercancías.

Las ventajas más importantes que introducen el uso de los transportadores con accionamiento motriz, respecto a otros sistemas sin accionamiento motriz, son:

- Puede determinarse con precisión el flujo de mercancías a transportar.
- Se puede establecer la posición exacta de cada una de las mercancías transportadas sobre la línea.
- Las mercancías pueden ser controladas automáticamente dentro de la línea para la entrada/salida, cambio de ruta, clasificación, etc.

Por estas razones, entre las aplicaciones más importantes de las líneas de rodillos con accionamiento motriz, destacan algunas como:

- Desplazamiento de mercancías para almacenarlas en niveles superiores.
- Transporte de unidades desde el almacén hasta estaciones de empaquetado y expedición o desde el almacén hasta estaciones de clasificación.
- Transporte de equipos u objetos entre estaciones de ensamblaje en una línea de producción.
- Transporte de mercancías a lo largo de una línea de empaquetado (carga de palets, envoltura, precintado, expedición, etc.).

Las velocidades que se pueden alcanzar en el desplazamiento de las cargas unitarias pueden oscilar entre los 0,2 y 2 m/s (12 y 120 m/min). El diseño de los rodillos con accionamiento motriz es muy parecido al de los rodillos utilizados en los sistemas sin accionamiento motriz. En las instalaciones industriales se pueden llegar a intercambiar zonas con accionamiento y zonas sin accionamiento en los rodillos, sobre todo cuando se desea realizar operaciones de acumulación o de transporte de materiales voluminosos, como los palets.

Del mismo modo, su versatilidad permite el uso de sistemas de transporte con tramos rectos con accionamiento motriz junto con tramos en pendiente descendente sin accionamiento, en recta o en curva, o una combinación de todas las líneas de rodillos intercomunicadas con otros sistemas de transporte alternativos (cintas, ruedas, tablillas, cadenas, etc.). Esto facilita el diseño de sistemas de transporte complejos que se adaptan a las necesidades de la actividad industrial a realizar.

La selección del sistema más adecuado de accionamiento de la línea de rodillos puede realizarse siguiendo dos criterios básicos:

- En función del sistema de transmisión de la fuerza a los rodillos.
- En función del medio en que se transmite la fuerza de giro a los rodillos.

En función del sistema de transmisión del movimiento de giro a los rodillos se pueden emplear diferentes medios mecánicos: por cadenas o por correas (dentadas, trapezoidales, redondas o planas).

En función del tipo de transmisión de la fuerza a los rodillos de la línea, se suelen utilizar dos métodos de contacto:

- Por *transmisión tangencial de la fuerza*: consiste en la transmisión del movimiento a la periferia de cada uno de los rodillos motrices de la línea por medio de un elemento transmisor de fuerza como una cadena o una correa, utilizando como apoyo una guía que discurre a lo largo del transportador por un lateral o por la parte inferior del bastidor. La transmisión a la periferia de los rodillos se puede realizar por fricción (mediante correas) o engrane (con cadenas), y se realiza simultáneamente sobre todos los rodillos a la vez.
- Por *transmisión paso a paso*: consiste en la transmisión del movimiento de rodillo a rodillo; un primer rodillo de accionamiento recibe el movimiento desde un motor eléctrico; este primer rodillo transmite el movimiento a un segundo rodillo; el segundo rodillo, a su vez, lo transmite a un tercero, el tercero a un cuarto, y así sucesivamente. La transmisión entre rodillos puede realizarse por fricción (con correas) o engrane (con cadenas).

Analizaremos a continuación las características constructivas de cada una de estas tipologías de transmisión de movimiento.

Sistemas de transmisión tangencial del movimiento a los rodillos de la línea

La transmisión de potencia en esta configuración es con frecuencia realizada por medio de un motor eléctrico que transmite el movimiento simultáneamente a todos los rodillos a través de correas de diferentes materiales y perfiles (dentadas, planas, trapezoidales, redondas, etc.). Este tipo de transmisión es más simple y barata, adecuada principalmente para mercancías de poco peso. La transmisión del movimiento se realiza por fricción entre la correa y cada uno de los rodillos de la línea, y existen diferentes modos de materializarlo:

- *desde un eje que actúa como un tornillo sin fin*: el transportador de rodillos se pone en movimiento gracias a un eje de accionamiento que transcurre longitudinalmente a lo largo de la línea por su parte inferior; en el árbol de accionamiento se instalan unos rodillos especiales que trasladan el movimiento de giro a los rodillos de la línea mediante unas correas redondas que, por fricción, los hacen girar simultáneamente con el eje (Figura 3.15). Estas correas están giradas 90°, y existe una correa por cada rodillo que presenta en el extremo una garganta (ranura circular) sobre la que se une la correa (Figura 3.15 A, B y C). Existe también la posibilidad de utilizar esta modalidad de accionamiento en líneas de longitud variable y orientación flexible (Figura 3.15D).
- *con la ayuda de un rodillo de presión*: en este caso una correa redonda transcurre longitudinalmente a lo largo de un tubo liso; los rodillos transportadores descansan por gravedad sobre la correa, que por fricción los obliga a girar. También existe la posibilidad de utilizar rodillos de presión auxiliares que presionan por debajo a una correa plana contra los rodillos de accionamiento (ver Figura 3.16).

En cualquiera de las dos posibilidades, será necesario un elemento de tensión de la correa en el lugar de instalación del motor que la acciona.

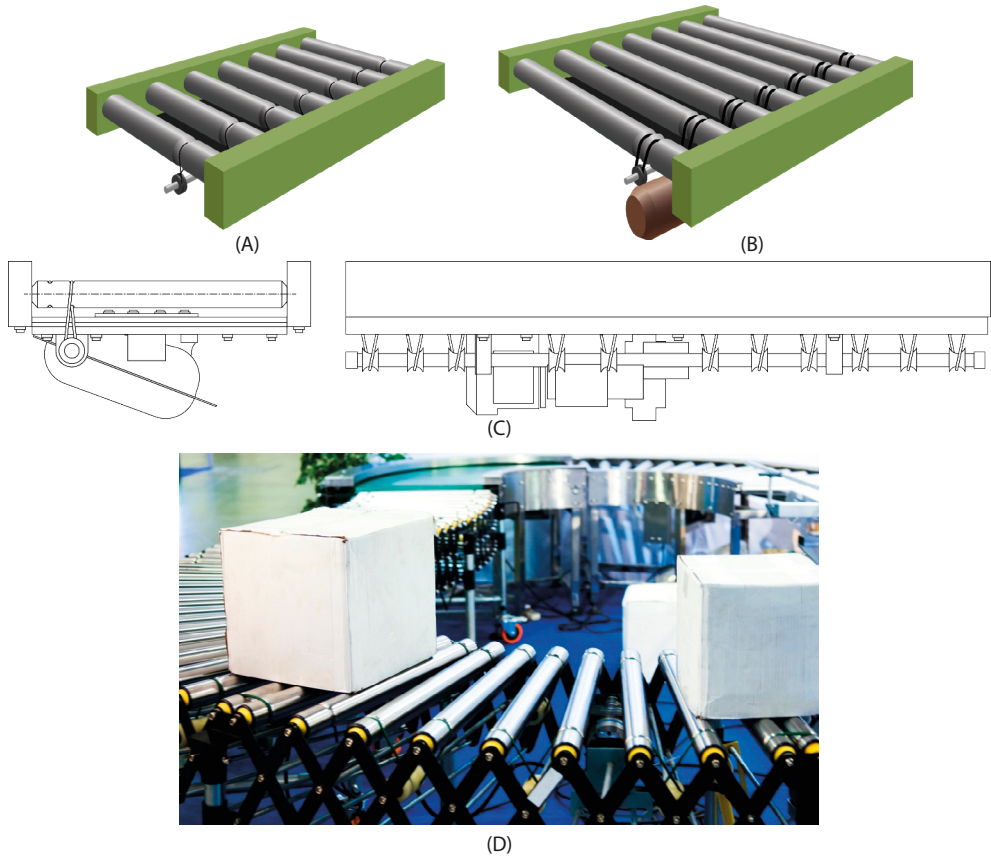


Figura 3.15. Ejemplos de líneas con accionamiento motriz mediante fricción de los rodillos mediante con: (A, C) en línea recta con correas individuales desde un eje o, (B) con dos correas; (D) en líneas curvas de longitud variable con una correa individual.

Extraído de *iStock.com*, de buena Id: 1004192234. (2018). Licencia Estándar.

La operación de transmisión por medio de *correas de fricción redondas* presenta la ventaja de permitir la acumulación sobre la línea, realizando un adecuado ajuste entre las correas y los rodillos. Su mantenimiento es relativamente sencillo y funcionan con poco ruido, no siendo necesaria la lubricación.

Su capacidad está limitada habitualmente a velocidades de transporte de hasta 0,6 m/s y mercancías de peso no superior a 40 kg cuando se utilizan correas redondas. Los fabricantes recomiendan que en este tipo de transmisión por fricción con correas redondas se utilicen configuraciones con módulos de 5 + 5 rodillos de accionamiento por

cada uno de los rodillos motrices, cuando sólo se utiliza una correa de transmisión. Para mantener una fuerza de tracción uniforme y un movimiento suave de las mercancías, se recomienda que el rodillo motriz se encuentre ubicado en la parte central del módulo de rodillos con accionamiento.

En otras configuraciones se han utilizado *correas trapezoidales* (o corrugadas con diferentes perfiles dentados) de mayor capacidad de fricción que las redondas; en estos casos, la transmisión de movimiento se puede realizar con módulos de 10 + 10 rodillos accionados por cada rodillo motriz. En este último caso se pueden transmitir velocidades de hasta 1,25 m/s, para desplazar cargas de hasta 50 kg, limitadas por el par que pueda ser capaz de suministrar el rodillo motriz.

Como entre cada rodillo de accionamiento y la correa que lo hace girar, se va a producir un cierto deslizamiento, habrá que tener en cuenta unas pérdidas de la fuerza tangencial que se estiman en alrededor de 1 N por rodillo, por lo que la fuerza tangencial total que es capaz de transmitir el rodillo motriz principal se verá mermada por las pérdidas de fricción de cada uno de los rodillos que transmiten el movimiento a las mercancías.

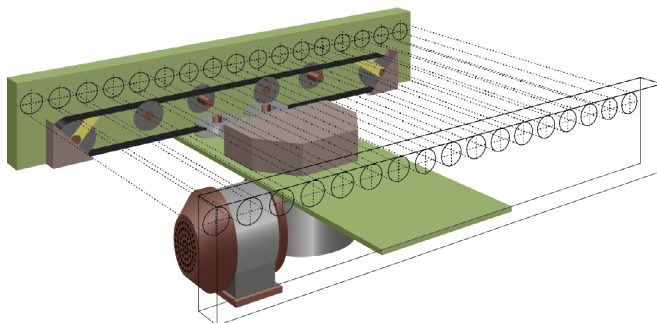


Figura 3.16. Rodillos accionados por una única correa situada debajo de la línea de transporte. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Existe otra posibilidad de transmitir el movimiento a los rodillos cuando se requiere una mayor capacidad de carga y velocidad, consistente en el *accionamiento tangencial mediante cadenas*. En estos casos se necesitan utilizar cadenas simples que transmiten el movimiento tangencial y simultáneamente a cada uno de los rodillos de la línea. Cada rodillo dispone en su extremo de coronas dentadas (como si fueran piñones), y es conducido por medio de una cadena que engrana tangencialmente sobre cada una de ellas (ver Figura 3.17). Este sistema de transmisión se diferencia respecto a otros por su elevado rendimiento, y una construcción más simple.

No obstante, como las cadenas requieren un mejor mantenimiento y son más ruidosas, han de lubricarse con cierta frecuencia para que su vida útil sea óptima. Como el nivel de ruido durante el funcionamiento es elevado, no se recomiendan velocidades de funcionamiento superiores a 0,5 m/s (30 m/min).

En estos diseños de transmisión tangencial por cadena, la longitud de montaje del rodillo transportador es más corta que en la configuración de transmisión del movimiento paso a paso (de rodillo a rodillo). Ahora, el cabezal de accionamiento sólo tiene un piñón motriz, y sólo existe una cadena que transmite el movimiento al resto de rodillos de la línea al engranar tangencialmente en su periferia (ver Figura 3.17). La cadena es guiada de forma precisa por medio de un perfil-guía. Los dientes de los piñones de cada rodillo engranan con la cadena, y transmiten la potencia de accionamiento necesaria a cada rodillo transportador individual.



Figura 3.17. Rodillos accionados por una única cadena tangencial situada en la línea de transporte. Extraído de *iStock.com*, de urfinguss Id: 1400564667. (2022). Licencia Estándar.

Existen diferentes versiones donde la cadena puede engranar por la parte superior o inferior de los rodillos de accionamiento. Para ello se debe posicionar de forma precisa la guía de la cadena (máxima separación de 0,5 mm). La Figura 3.18 muestra un ejemplo de montaje de la guía de la cadena por la parte superior y la parte inferior.

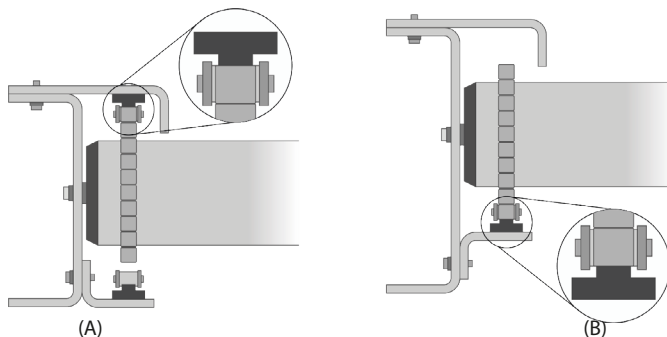


Figura 3.18. Instalación de la guía de cadena para la transmisión de movimiento a los rodillos accionados por una única cadena tangencial: (A) en la parte superior del piñón motriz; (B) en la parte inferior del piñón motriz. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com.

La longitud del transportador de cada módulo con accionamiento motriz está limitada por la carga de rotura admisible de la cadena, así como por el peso de la mercancía a transportar. Por eso, se recomienda que el motor que acciona la cadena se instale de forma que el lado de tracción de la cadena sea lo más corto posible, debiendo instalar un dispositivo adicional que ajuste la tensión de esta. Esta configuración se puede observar en la Figura 3.19.

En el caso de accionamiento tangencial, el paso entre rodillos, P , puede elegirse libremente, en función de las necesidades, es decir, de las condiciones de servicio y, sobre todo, de las características de la mercancía a transportar. A diferencia de los sistemas de accionamiento paso a paso, en los sistemas tangenciales el mantenimiento es más sencillo ya que los rodillos de accionamiento pueden desmontarse con mayor facilidad.

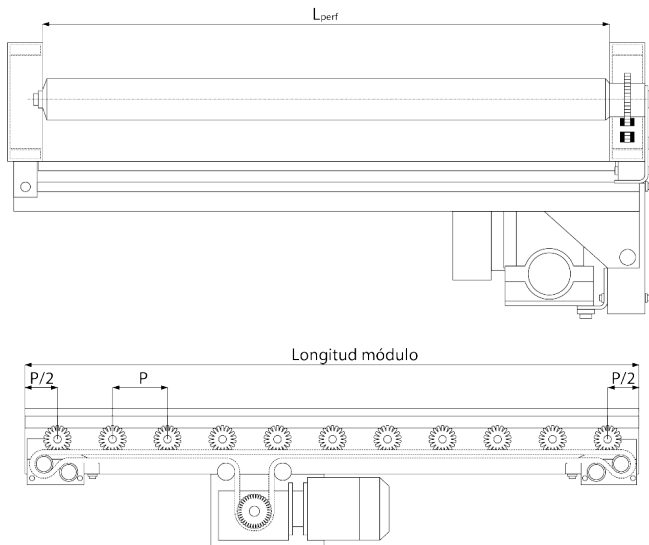


Figura 3.19. Disposición del grupo motor, cadena motriz y sistema de reglaje de la tensión de la cadena en líneas de transporte por rodillos accionados por una única cadena tangencial. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Sistemas de transmisión paso a paso del movimiento a los rodillos de la línea

En el caso del *accionamiento paso a paso por cadena de engrane*, cada rodillo transportador se encuentra unido al siguiente por medio de una cadena. Esto requiere que los cabezales de cada rodillo lleven incorporados dos piñones (uno que es engranado por la cadena del rodillo anterior, y otro que engranará con otra cadena con el rodillo siguiente), lo que exigirá mayores dificultades de mantenimiento a la hora de sustituir cualquier rodillo averiado. En estos casos no es necesario instalar guías de cadena. Con la operación con

doble cadena, la transmisión por medio de cadenas individuales de rodillo a rodillo da como resultado una capacidad de conducción excelente. La Figura 3.20 muestra un ejemplo de esta configuración.

La distancia entre los rodillos, P , deberá cumplir con las tolerancias exigidas al tipo de montaje y a la carga a transportar, y será función de las tolerancias del *paso* de la cadena, t . La longitud máxima del transportador se definirá en función de la carga de rotura admisible de la cadena de transmisión, que aparecerá junto al motor eléctrico que genera el movimiento de todo el módulo. Por ello, el motor eléctrico de accionamiento del módulo deberá ubicarse siempre en el centro del transportador, para aprovechar así las fuerzas de transmisión admisibles de la cadena (Figura 3.20D).

Cuando se fabrique el módulo de accionamiento motriz, deberá tenerse en cuenta que los piñones de los rodillos de transmisión paso a paso dispongan de, como mínimo, un ángulo de abrazamiento de 180° , y que la cadena esté instalada de modo que pueda re-tensarse (ver Figura 3.20A).

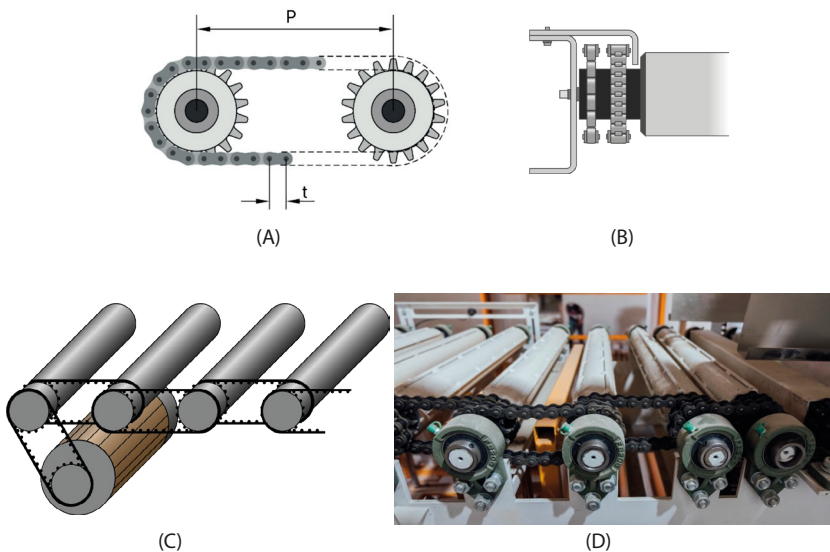


Figura 3.20. Rodillos accionados por una única cadena paso a paso situada en la línea de transporte: (A) dimensiones principales del sistema de transmisión paso a paso en líneas de rodillos motrices. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com **(B) sección transversal del sistema de transmisión paso a paso en líneas de rodillos con accionamiento motriz.** Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com **(C): montaje de la transmisión de movimiento desde el motor eléctrico y los rodillos motrices paso a paso;** **(D): imagen de la transmisión de movimiento paso a paso en rodillos motrices de sistemas de transporte pesado.** Extraído de *iStock.com*, de Vladimir Zapletin. Id: 1409182399. (2022). Licencia Estándar.

Un ejemplo típico de las tolerancias que se admiten para el paso P de la cadena (distancia entre rodillos motrices) y las cargas de rotura de la cadena, se muestran en la siguiente Tabla 3.2.

En los sistemas de transmisión de movimiento paso a paso entre los rodillos, se utilizan fundamentalmente las siguientes soluciones:

- *transmisión por fricción*: mediante correas dentadas o trapezoidales,
- *transmisión por engrane*: mediante cadenas simples, dobles o triples.

Las *correas dentadas* se utilizan fundamentalmente para el accionamiento paso a paso, y presentan la ventaja de que no transmiten casi ruido y no necesitan lubricación ni re-tensado. Por el contrario, el paso entre los rodillos motrices debe ser muy preciso, admitiéndose tolerancias para el paso, P , de entre 0 y 0,3 mm (ver Figura 3.21), considerada como una tolerancia baja. Además, presentan el inconveniente de que son muy sensibles a la suciedad y se requiere una gran precisión en la perforación de la correa.

Tabla 3.2. Valores técnicos de la cadena de transmisión paso a paso en sistemas de transportadores de rodillo por cadena. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com.

Paso de la cadena P (pulg)	Paso de la cadena P (mm)	Tolerancia para t (mm)	Carga rotura cadena (N)
3/8	9,52	0 hasta - 0,4	9100
1/2	12,70	0 hasta - 0,5	18200
5/8	15,88	0 hasta - 0,7	22700
3/4	19,05	0 hasta - 0,8	29500
1	25,40	0 hasta - 1,0	58000

Con las *correas dentadas*, se pueden conseguir pares de transmisión altos, a altas velocidades (hasta 1 m/s). Esta tipología de transmisión del movimiento se utiliza fundamentalmente en el transporte de palets, o en la industria del automóvil para el transporte de vigas especiales. Generalmente, esta solución no es apta para las curvas.

Para este tipo de transmisión son más recomendables las *correas trapezoidales*, que pueden tener en la base 2 o más nervios de fricción, dependiendo del par y las velocidades a transmitir. Con estas correas se pueden conseguir aceleraciones y desaceleraciones más cortas, lo que las hace más recomendables cuando se tiene que realizar acumulación, incluso en curvas. También se pueden utilizar en tramos ascendentes y descendentes.

La Figura 3.22 muestra un ejemplo de este tipo de instalaciones. Con las correas trapezoidales se puede transmitir movimiento en líneas motorizadas con correas de 2 nervios hasta velocidades entre 0,6 y 2 m/s (36 a 120 m/min), y movimiento de cargas hasta 50 kg. En este caso el número máximo de rodillos no accionados es de 20. En correas de 3 o más nervios, se pueden transportar cargas y materiales pesados, pudiendo conseguirse trayectos más largos y líneas de transporte ascendente.

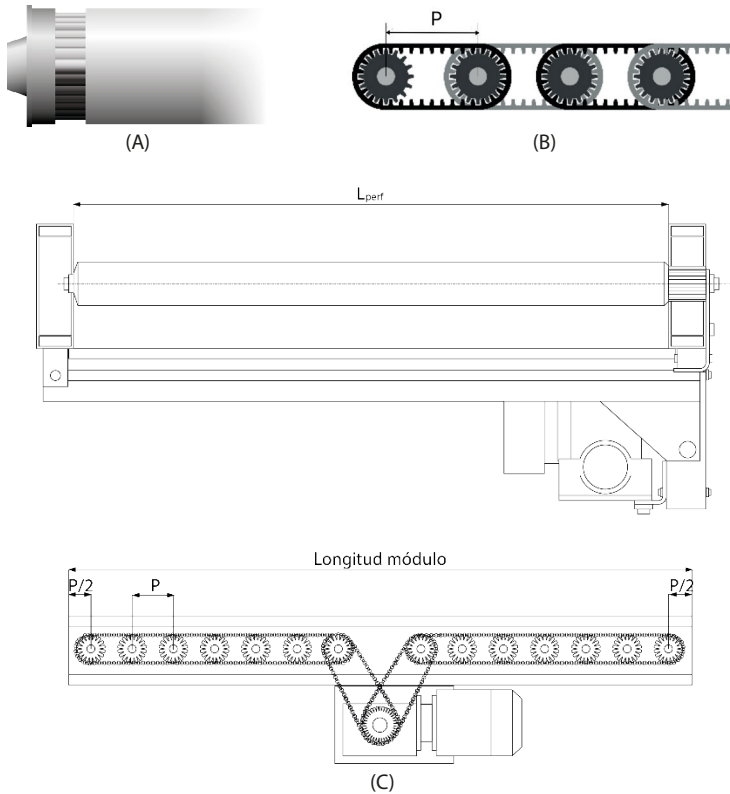


Figura 3.21. Sistema de transmisión de líneas de rodillos accionados por una correa dentada paso a paso: (A) vista lateral de la ranura final del rodillo donde engrana la correa dentada. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com; **(B) vista lateral del sistema de transmisión paso a paso de la línea de rodillos motrices.** Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com; **(C) esquema de la transmisión de movimiento paso a paso por correas dentadas en un módulo completo de la línea de transporte.** Extraído y adaptado de INTERROLL. (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Requerimientos de potencia en el diseño de un transportador por rodillos con accionamiento motriz

El cálculo de la potencia necesaria para un transportador horizontal de rodillos podrá ser obtenida mediante la siguiente ecuación:

$$N_t = \frac{N_u}{\eta} = \frac{v \cdot \mu_r \cdot (P + Q)}{1000 \cdot \eta}$$

Ecuación 3.25

Donde,

N_t = potencia total de la línea (módulo) de rodillos (kW),

N_u = potencia útil de la línea (módulo) de rodillos (kW),

η = rendimiento del sistema de transmisión,

v = velocidad de desplazamiento del transportador (m/s),

μ_r = coeficiente de rozamiento entre la carga y los rodillos del transportador,

P = peso de la carga total desplazándose simultáneamente sobre el transportador (N),

Q = peso del conjunto de rodillos y cadena (o sistema de transmisión equivalente) (N).

En el caso de que la línea de transporte con rodillos se produzca a lo largo de un plano inclinado, la potencia que se necesitará para el transporte de mercancías en una línea de rodillos en pendiente vendrá dada por la ecuación:

$$N_t = \frac{N_u}{\eta} = \frac{v \cdot [\mu_r \cdot (P + Q) + P \cdot \text{sen}\alpha]}{1000 \cdot \eta} \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Donde,

α = ángulo de inclinación del transportador.

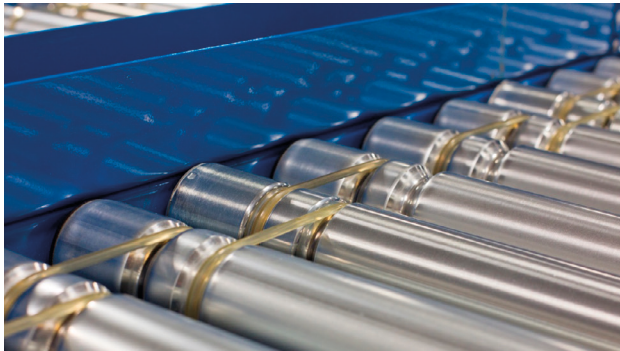


Figura 3.22. Sistema de transmisión paso a paso entre rodillos de accionamiento de una línea con correas de fricción. Extraído de *iStock.com*, de CBCK-Christine. Id: 158240470. (2012). Licencia Estándar.

Los valores del coeficiente de rozamiento, μ_r , vienen definidos en función de las características del material que se transporta, sobre todo del tipo de superficie de apoyo que está en contacto con el rodillo. A igualdad de peso de la mercancía, materiales más rígidos para el recipiente requerirán una menor fuerza tangencial, y por tanto, del par de tracción para desplazarse. Materiales del recipiente de la mercancía más blandos, tenderán a doblarse e introducirse entre los rodillos, requiriendo una mayor fuerza tangencial para su desplazamiento. Algunos fabricantes de sistemas de transporte por rodillos han definido los coeficientes de rozamiento generados entre las mercancías y los rodillos en función del material del recipiente. La siguiente Tabla 3.3 muestra un ejemplo de los valores correspondientes a estos coeficientes de fricción.

Tabla 3.3. Valores técnicos del coeficiente de rozamiento entre los rodillos de accionamiento y las mercancías en función del material del recipiente que transporta la carga. Extraído y adaptado de RULMECA (2019). RULMECA Drive rollers. Series BL3. (2nd Ed.). Rulmeca Holding S.p.A. Italy. www.rulmeca.com.

Tipo de material del recipiente que transporta la mercancía	Coefficiente de rozamiento μ_r
Acero	0,03
PVC liso	0,04
Polímero perfilado	0,05
Madera	0,05
Cartón rígido	0,06
Cartón blando	0,08

Algunos autores y fabricantes de sistemas de transporte también han deducido el valor del coeficiente de rozamiento en función del sistema de transmisión del transportador de rodillos y del peso de la mercancía transportada. Valores aproximados se muestran en la siguiente Tabla 3.4:

Tabla 3.4. Valores técnicos del coeficiente de rozamiento entre los rodillos y las mercancías en función de la tipología de sistema de transmisión de movimiento. Extraído y adaptado de EASY Conveyors. (2018). ERS System. Roller conveyors. www.easy-conveyors.com.

Tipología del sistema de transmisión del rodillo	Peso de la mercancía (kg)	Coefficiente de rozamiento μ_r
Transmisión por rodillos de fricción	Ilimitado	0,06
Transmisión por eje conductor	Ilimitado	0,20
Transmisión por correas redondas	Ilimitado	0,25
Transmisión por cadena, correa dentada o cinta trapezoidal	Ilimitado	0,35

3.2.3. Diseño de los rodillos

Los rodillos utilizados en este sistema de transporte continuo están compuestos por tres elementos básicos y principales: *tubo*, *eje* y *rodamiento*. La Figura 3.23 muestra un ejemplo de los componentes del rodillo. Los rodillos normalmente son instalados en traviesas laterales de acero o aluminio, las cuales son montadas sobre soportes de altura ajustable, o directamente sobre el suelo.

Para determinar la capacidad de carga del rodillo en su conjunto, habrá de tenerse en cuenta la capacidad de carga de cada uno de los componentes de este por separado. La capacidad de carga del más débil de sus componentes determinará la capacidad de carga del rodillo. Esta capacidad del rodillo dependerá fundamentalmente de algunas variables de diseño, como son:

- La longitud del rodillo.
- La distribución de la carga sobre la longitud del rodillo.
- El sistema de fijación del eje que soporta el rodillo.

Habrà de tenerse en cuenta que, en el caso de rodillos con accionamiento motriz, pueden existir otros componentes del sistema, como son los elementos de transmisión por correa o cadena, o el par transmitido por el motor, cuya capacidad de carga puede ser menor que la que pueden soportar los rodillos. Esta capacidad de carga de los elementos de transmisión estarà limitada por los esfuerzos admisibles a aplicar sobre los mismos para transportar las mercancías y que, en este caso, determinarà la capacidad real del transportador continuo.

Analizaremos a continuación las características constructivas de cada uno de los componentes del rodillo.

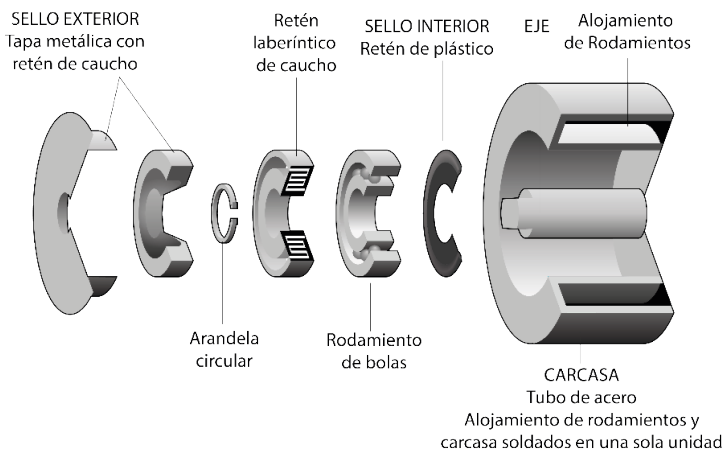


Figura 3.23. Esquema interno de las partes de un rodillo.

3.2.3.1. Características técnicas del tubo de los rodillos

La capacidad de carga de los tubos utilizados en los transportadores de rodillos viene definida por el material con que està fabricado y el diámetro utilizado. Se suelen fabricar en diámetros que varían desde 16 mm para cargas muy ligeras en sistemas sin accionamiento motriz, hasta los 80 mm para cargas pesadas en rodillos con accionamiento motriz. Así mismo, las longitudes del tubo pueden oscilar desde aproximadamente 150 mm para rodillos ligeros sin accionamiento, hasta los 1700 mm en rodillos pesados con accionamiento.

Se suelen utilizar en la práctica tres tipos de materiales para fabricar el tubo:

- **Acero:** proporcionan máxima resistencia y rigidez a la flexión, con protección anticorrosiva mediante zincado o acero inoxidable, y con posibilidad de unir por soldadura aletas de guiado y piñones.

- *Aluminio*: con un peso menor que los tubos de acero (sólo un 36% del peso de los tubos de acero) son muy resistentes a la corrosión. Presentan menor resistencia y rigidez a la flexión (1/3 rigidez a la flexión respecto al de acero).
- *PVC*: amortiguan mejor el ruido, con alta resiliencia, menor peso, resistentes a la corrosión y fáciles de limpiar. Soportan cargas muy inferiores a los de acero para el mismo diámetro.

Para optimizar la superficie del tubo en algunas aplicaciones, se pueden utilizar recubrimientos que tienen por objeto amortiguar el ruido, proteger el transporte de cargas sensibles, y proporcionar un mejor arrastre de las mercancías. Los recubrimientos del tubo, que también reciben el nombre de *camisas*, pueden ser fabricadas con materiales plásticos (PVC y Poliuretano), caucho, aceros inoxidables lijados o superficies de acero templado, y se seleccionan en función de las aplicaciones del sistema de transporte (tipo de carga, naturaleza de las superficies en contacto, velocidades y capacidades, etc.) y de las condiciones ambientales en las que vayan a ser utilizados.

Cálculo de la capacidad de carga del tubo de un rodillo transportador

La capacidad de carga máxima que puede soportar el tubo de un rodillo transportador depende del cumplimiento de dos condiciones constructivas:

- La tensión de flexión del tubo ha de ser inferior al valor límite admisible del material.
- La flexión máxima del tubo no debe sobrepasar el 0,1 % de la longitud de montaje.

Para calcular la tensión máxima del tubo debemos considerar la hipótesis de carga más desfavorable en el funcionamiento habitual de los rodillos bajo carga. Esto implica que se debería tener en cuenta la forma en que es aplicada la carga durante el transporte de las mercancías que, en función del tamaño de estas y la forma de la superficie con que se apoyan sobre el rodillo, podría transmitir los esfuerzos sobre el tubo por medio de alguna de las hipótesis que se observan en la Figura 3.24.

La forma en que se puede transmitir la carga de las mercancías sobre cada rodillo podría ser considerada como una:

- *carga uniformemente distribuida* (Figura 3.24A): correspondiente a una caja o contenedor que apoya su base en toda la longitud del rodillo,
- como una *carga puntual en el centro del rodillo* (Figura 3.24B): atribuible, por ejemplo, al transporte de cargas de anchura reducida cuyo peso se concentra en el centro del rodillo, como son los tubos, o cargas alargadas y estrechas,
- como una *carga concentrada en los extremos del rodillo* (Figura 3.24C): por ejemplo, para cargas que apoyan en los bordes del rodillo, como son las cargas cilíndricas, o cargas grandes cuyos bordes en los extremos apoyan directamente en el rodillo, y

- cargas distribuidas en tres puntos de apoyo (Figura 3.24D): caso típico de una carga que apoya en tres puntos, uno central y dos en los extremos del rodillo, caso típico del palet o similar.

De todas las hipótesis de carga planteadas, y desde un punto de vista de la resistencia de los materiales cargados, se considera como la más desfavorable la correspondiente a la carga uniformemente distribuida (Figura 3.24A), y es con la que se suelen realizar los cálculos de diseño del tubo del rodillo transportador. En casos específicos, y para cargas particulares, se podrían considerar otras hipótesis de cálculo en función de la aplicación concreta del transportador a diseñar.

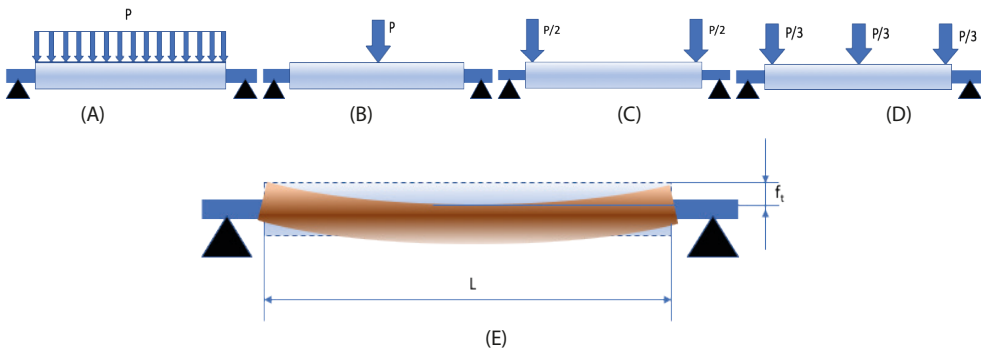


Figura 3.24. Hipótesis de carga del tubo de un rodillo transportador: (A) uniformemente distribuida; (B) carga puntual en el centro del rodillo; (C) carga en los extremos del rodillo; (D) carga repartida en tres puntos de apoyo, uno central y dos en los extremos; (E) flecha máxima de la deformación central del rodillo cargado.

En este caso concreto, la *tensión a la flexión del tubo*, σ_{tubo} , considerando una carga uniformemente repartida (Figura 3.24A), se obtendrá mediante la ecuación:

$$\sigma_{tubo} = \frac{M_b}{W_r} = \frac{P \cdot L}{8 \cdot W_r} < \sigma_{adm} \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Y la flexión máxima en el tubo, f_{tubo} , se obtendrá como:

$$f_{tubo} = \frac{5 \cdot P \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I} < f_{adm} \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Donde,

M_b = Momento de flexión,

W_r = Módulo resistente de la sección (mm³),

P = Carga sobre el rodillo (N),

L = Longitud del tubo del rodillo (mm),

E = Módulo de elasticidad del material del tubo del rodillo (N/mm^2),

I = Momento de inercia del tubo del rodillo (mm^4).

La deformación máxima admisible que se suele aceptar para los tubos de rodillos transportadores depende del diámetro de este, y suele adoptar en el mercado valores como los expresados en la siguiente Tabla 3.5:

Tabla 3.5. Valores de deformación máxima del tubo del rodillo. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2005). Conveyor Lines. GB 09/2005.

Deformación máxima del tubo del rodillo f_{adm}	Diámetro de tubo, D (mm)		
	$D \leq 30$	$30 < D \leq 80$	$D > 80$
	0,5 mm	0,75 mm	1,0 mm

Por otro lado, las características constructivas de los tubos utilizados en los rodillos, en función del tipo de material empleado en su fabricación, se pueden observar en la siguiente Tabla 3.6:

Tabla 3.6. Valores técnicos de los materiales empleados en la fabricación del tubo del rodillo. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2005). Conveyor Lines. GB 09/2005.

Tipo de material del tubo	Acero	Aluminio	PVC
Tensión admisible, σ_{adm} (N/mm^2)	93	70	5
Módulo de elasticidad, E (N/mm^2)	210000	70000	2500

Las dimensiones de los tubos empleados en los transportadores de rodillos dependen de su longitud y del material con que están fabricados. Por ejemplo, para los rodillos de materiales plásticos se suelen diseñar tubos con valores como los que se muestran en la Tabla 3.7 siguiente, que corresponden a algunos ejemplos de valores de diseño del fabricante Interroll (2016).

Tabla 3.7. Valores técnicos de las dimensiones de los tubos de los rodillos fabricados en materiales plásticos en función de la longitud del tubo. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com

Diámetro del tubo (mm)	Longitud máxima del tubo (mm)
20	400
30	500
40/50	600
63	800
90	1000

En función del diámetro del tubo, se establecen las longitudes máximas de este que no deben sobrepasarse por criterios de construcción y montaje. En general, cada fabricante de sistemas de transportadores por rodillos establece sus series de fabricación ajustando las longitudes de los tubos y sus características resistentes a los tipos de cargas a transportar, y agrupando las series de fabricación en función de si se trata de cargas ligeras, medias o pesadas.

De este modo, en función del diseño de la línea de rodillos, ya sea con accionamiento motriz o sin él, y con un sistema de transmisión de esfuerzos por fricción (por cadena o correa) o engrane (por cadena), los tubos de cada rodillo se adaptan para transmitir estos esfuerzos de giro de diferentes modos. En caso de ser necesario, en uno de los extremos se instalará un piñón o una ranura donde pueda transmitir a la cadena o correa, respectivamente, el esfuerzo de movimiento de giro.

En el mercado de la manutención continua existen numerosas aplicaciones y diseños, adaptadas cada una a las instalaciones en las que se vayan a utilizar, y al tipo de carga a transportar. La siguiente Figura 3.25 muestra varios ejemplos de diferentes modelos de tubos utilizados en líneas de transporte por rodillos, con o sin accionamiento motriz.

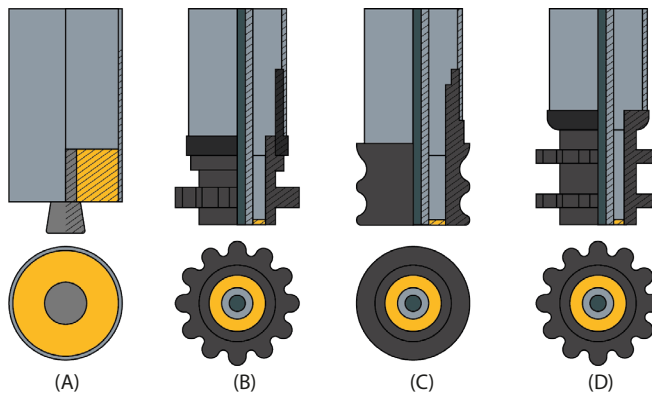


Figura 3.25. Tipologías de tubos utilizados en líneas de transporte por rodillos: (A) rodillos utilizados en líneas sin accionamiento motriz; (B) rodillos utilizados en líneas con accionamiento motriz accionados por cadena; (C) rodillos utilizados en líneas con accionamiento motriz accionados por fricción con doble correa; (D) rodillos utilizados en líneas con accionamiento motriz accionados por cadena en sistemas de transmisión paso a paso.

Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com.

3.2.3.2. Características técnicas del eje de los rodillos

Existen una gran variedad de modelos de ejes utilizados en el diseño de rodillos aplicados a los sistemas de transporte con o sin accionamiento motriz pero, en la práctica, todos ellos se pueden dividir, en función del método en que se encuentran instalados, en dos categorías.

- *Ejes flotantes, o de muelle:* se trata del sistema de instalación más simple ya que permite montar y desmontar rápidamente el eje sobre el bastidor del transportador; las instalaciones en el bastidor deben realizarse sobre perfiles lo suficientemente resistentes como para sujetar el rodillo. La Tabla 3.8 muestra un ejemplo del montaje sobre el perfil del bastidor. Por la naturaleza del tipo de instalación se debe asegurar una holgura mínima de 1 mm (0,5 mm a cada extremo) entre el tubo y el perfil del bastidor. Además, para la instalación del eje se debe asegurar dimensionalmente que el orificio por el que se ancla al perfil del bastidor tenga una dimensión d_1 (ver Tabla 3.8), que cumpla con la siguiente condición:

$$d_1 \geq \frac{S \cdot \left[H + \frac{D}{2} \right]}{\left(L_{perf} - 1 \right)} + d \quad (mm)$$

Ecuación 3.29

Donde,

d_1 = diámetro del orificio de montaje del eje en el perfil lateral del bastidor (mm),

d = diámetro del eje del rodillo (mm),

S = espesor de la chapa del perfil del bastidor (mm),

H = distancia del eje a la parte superior del perfil lateral del bastidor (mm),

D = diámetro del tubo del rodillo (mm),

L_{perf} = distancia entre perfiles del bastidor (mm).

- *Ejes fijos a la estructura, o de rosca interior:* se trata de ejes que se instalan anclados a la estructura del bastidor; como se trata de un montaje fijo, su comportamiento estructural es mucho más resistente, por lo que pueden soportar cargas de nivel superior a los ejes flotantes. Por su montaje resulta un eje más silencioso, siendo que los ejes del rodillo y los perfiles se estabilizan mutuamente durante el funcionamiento. Por el contrario, requieren de un montaje y desmontaje más preciso que requiere mayor tiempo. La Tabla 3.8 muestra un ejemplo.

Los materiales utilizados en la fabricación de los ejes suelen ser el acero sin recubrir, el acero zincado y el acero inoxidable. La tensión de trabajo en el eje tiene que ser menor a su tensión admisible, que suele fijarse en 133 N/mm².

En los rodillos transportadores con ejes flotantes, la longitud total del eje del rodillo está definida como la distancia entre los extremos más alejados de este (Longitud Eje) (ver Tabla 3.8), que es superior a la longitud de montaje del tubo (L_{perf} , definida como la medida tomada entre las caras laterales del tubo del rodillo). En el caso de rodillos fijos de rosca interior, las distancias Longitud Eje y L_{perf} coinciden, es decir, la longitud del rodillo coincide con la longitud del eje.

Tabla 3.8. Tipologías de montaje de ejes utilizados en líneas de transporte por rodillos con o sin accionamiento motriz. Extraído y adaptado de INTERROLL. (2016). Rodillos transportadores. www.interroll.com.

Tipología de ejes de rodillos transportadores	
Ejes flotantes de muelles	Ejes fijos de rosca interior

Los diámetros de ejes típicos utilizados en líneas de rodillos varían entre los 5 mm para rodillos de transportadores ligeros, hasta los 20 mm para rodillos de transportadores pesados. De este modo, la tensión del eje se calculará mediante la ecuación:

$$\sigma_{eje} = \frac{M_b}{W_r} = \frac{P \cdot (L_{perf} - L)}{4 \cdot W_r} < \sigma_{eje,adm}$$

Ecuación 3.30

Donde,

M_b = Momento de flexión,

W_r = Módulo resistente de la sección del eje (mm³),

P = Carga sobre el rodillo (N),

L = Longitud del tubo del rodillo (mm),

L_{perf} = distancia entre perfiles del bastidor (mm).

3.2.3.3. Características técnicas del rodamiento de los rodillos

Para la selección del conjunto de rodamientos más adecuado a cada sistema de transporte continuo por rodillos, se deben tener en cuenta en la fase de diseño y selección, los siguientes aspectos:

- ¿De qué naturaleza son las cargas más importantes que van a aparecer, estáticas o dinámicas?
- ¿Cuál es la velocidad del transportador de rodillos?

Ambas preguntas requieren de un análisis de las condiciones de la instalación, e implicará la selección de un tipo de rodillos u otro. Así, la capacidad de carga del rodamiento estará limitada, por una parte, por la capacidad del rodamiento en sí mismo (capacidad de los retenes, arandelas y tapas de los extremos de los rodillos), y por otra parte, de la deformación del tubo o del eje, que causará un rápido desgaste del rodamiento. De este modo, la deformación del rodamiento se calculará como la diferencia entre la deformación del tubo y la deformación del eje en el rodamiento. Esta deformación determinará en la mayoría de los casos la carga permitida sobre el rodillo.

En el mercado se suelen utilizar diferentes modelos de rodamientos en los transportadores de rodillos en función de la aplicación, que deben cumplir con la norma *DIN 625*, y que pueden ser del tipo:

- *Rodamientos de bolas*: sin jaula o con jaula.
- *Rodamientos de bolas de precisión según DIN 625*: lubricados con grasa o con aceite.
- *Rodamientos de bolas de precisión según 625 de acero inoxidable*.

3.3. Diseño de instalaciones de transportadores con rodillos

Cuando se diseñan sistemas continuos de transporte automatizado en los que se emplean transportadores por rodillos con accionamiento motriz o sin él, hay disponible un extenso rango de equipamientos especiales para la clasificación, acumulación, direccionamiento, y almacenaje. En el diseño de estos sistemas de transporte, se utilizan dispositivos para realizar diferentes tipos de acciones sobre las mercancías, como son la circulación por curvas, el uso de los sistemas de acumulación, y el diseño de sistemas de clasificación o de transferencia, etc., utilizando para ello transportadores rectilíneos y curvilíneos, tanto en el plano horizontal como el inclinado, con accionamiento motriz o sin él.

La Figura 3.26 muestra un ejemplo de esta combinación de movimientos en los que se pueden conseguir diferentes acciones sobre el transporte de las mercancías. En el presente apartado analizaremos las características técnicas de algunos de estos sistemas.

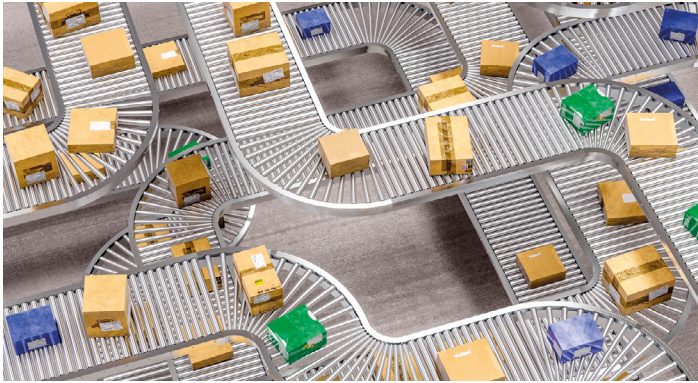


Figura 3.26. Ejemplo de aplicación de diferentes tipologías de sistemas de transporte por rodillos con o sin accionamiento motriz. Extraído de *iStock.com*, de tiero. Id: 1309941675. (2021). Licencia Estándar.

3.3.1. Diseño de sistemas de transporte de rodillos en curvas

Una de las principales ventajas que se pueden conseguir con los sistemas de transporte continuo con rodillos, es el hecho de que esta tipología de transporte permite el diseño de líneas en curvas con gran facilidad. Las *curvas* están disponibles con ángulos estándar de 30°, 45°, 60° y 90°. Los radios interiores varían desde 650 mm hasta 2500 mm. La versatilidad de estos módulos de transporte se puede observar en la Figura 3.27, donde se muestran diferentes ejemplos de transporte en línea recta combinados con módulos en curva de diferentes radios, con movimiento tanto en el plano horizontal como inclinado.

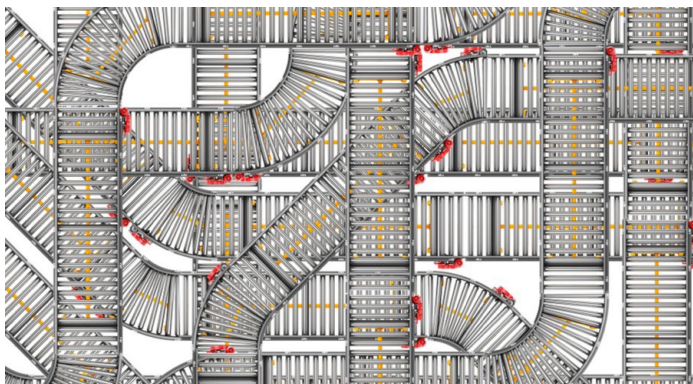


Figura 3.27. Utilización de transportadores de rodillos con módulos de curvas con diferentes ángulos combinados con tramos rectilíneos. Extraído de *iStock.com*, de urfinguss. Id: 1160030929. (2019). Licencia Estándar.

Precisamente, el uso de tramos curvos en los sistemas de transporte continuo puede generar dos tipos de problemas en el movimiento de las mercancías:

- En primer lugar, como consecuencia de la presión dinámica de las mercancías, se puede producir un choque entre las cargas a lo largo de la curva, y provocar la caída de estas más allá de los bordes de transportador (Figura 3.28).
- En segundo lugar, debido a que el radio interior y exterior de la curva tienen valores diferentes, las velocidades lineales de desplazamiento del borde más exterior a la curva de la mercancía transportada, y el borde más interior, son diferentes (para una misma velocidad angular de giro del producto transportado alrededor del centro de giro de la curva), lo que puede provocar que la mercancía gire sobre sí misma (alrededor de un eje vertical que pasa por su centro de masas), y llegue a salir de la curva provocando daños sobre personas u objetos en la caída.

Para solucionar el primer problema, se suelen utilizar sistemas de bloqueo o detención inmediatamente antes de la curva, similares a los empleados para la acumulación de mercancías, como veremos en los siguientes apartados. La Figura 3.28 muestra una imagen de este efecto dinámico y la forma de solucionarlo.

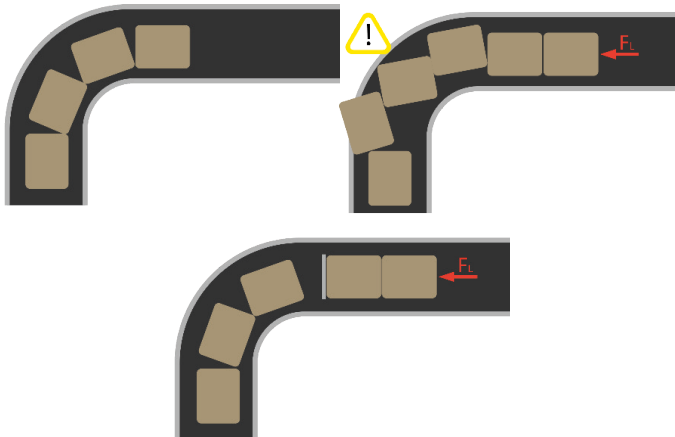


Figura 3.28. Efecto dinámico de la expulsión de cargas en el transporte por rodillos en las curvas. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Por otra parte, para evitar el giro alrededor del eje vertical de las mercancías transportadas a lo largo de la curva, se suelen utilizar como solución constructiva alguna de las siguientes alternativas:

- Utilizar rodillos cilíndricos que se encuentran partidos en dos o más partes.
- Utilizar rodillos cónicos de menor sección en la parte interior a la curva que en la exterior.

Los rodillos partidos impiden el giro de los ítems en las curvas, ya que permiten que los rodillos exteriores giren a mayor velocidad que los rodillos interiores. Esto también reduce las pérdidas de velocidad en las curvas. Para ello se requiere de la utilización, en el caso de sistemas de accionamiento motriz, de un sistema de accionamiento independiente para cada sección de rodillos, lo que aumenta el coste y el ruido generado durante el funcionamiento. La selección de la velocidad más adecuada dependerá de las velocidades de desplazamiento de las mercancías en la curva. Si la carga apoyada sobre la línea de rodillos tiene una forma irregular, o mantiene unas distancias uniformes entre los puntos de apoyo (por ejemplo, para el transporte de palets estandarizados), se pueden utilizar mayor cantidad de líneas de rodillos partidos, con accionamientos independientes para cada línea, y con disposiciones de los rodillos que no tienen por qué ser co-lineales, sino que se pueden instalar alternados, o al “tresbolillo”. La Figura 3.29 muestra un ejemplo de estas configuraciones.



Figura 3.29. Curvas con rodillos divididos en dos o más partes. Extraído de *iStock.com*, de Supersmario. Id: 838254912. (2017). Licencia Estándar.

En el caso de los rodillos cónicos, la variación de velocidades entre los puntos interiores y exteriores a la curva para mantener la orientación adecuada de las mercancías se consigue mediante la selección de los diámetros interior y exterior del rodillo, y del paso entre los mismos, que constituyen las dimensiones principales del diseño de rodillos cónicos para curvas (ver Figura 3.30).

Para que la mercancía transportada no toque los perfiles laterales en la curva, las longitudes de montaje de los rodillos deben ser mayores que en los tramos rectos. Para calcular la longitud de montaje mínima de los rodillos, se debe calcular en primer lugar el radio exterior mínimo mediante la siguiente ecuación:

$$R_a = 50 \text{ mm} + \sqrt{(R_i + B)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2}$$

Ecuación 3.31

Donde,

R_a = Radio exterior de la curva,

R_i = Radio interior de la curva,

B = Anchura máxima mercancía a transportar,

L = Longitud máxima mercancía a transportar.

De este modo, la longitud de montaje mínima del rodillo cónico deberá ser:

$$L_{perf,min} = R_a - R_i$$

Ecuación 3.32

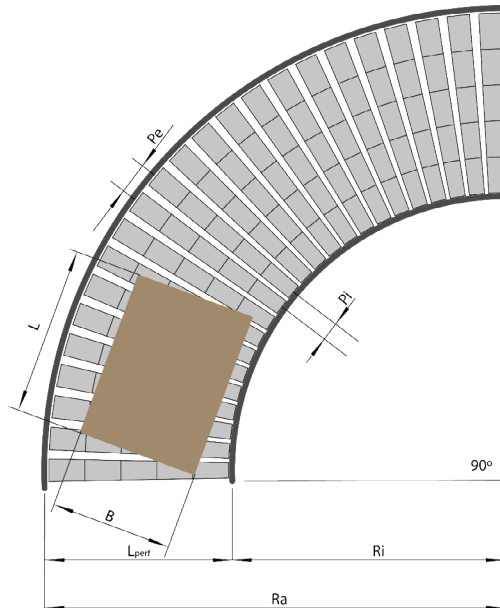


Figura 3.30. Determinación de las dimensiones principales en el diseño de rodillos cónicos para curvas. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

El valor de $L_{perf,min}$ se seleccionará en función de las características de accionamiento de la línea de rodillos cónicos en la curva. Así, por ejemplo, para un fabricante como Interroll (2005), los valores de $L_{perf,min}$ se deben seleccionar y adaptar a una medida estándar según el siguiente criterio:

- Para curvas sin accionamiento motriz, desde 250 mm hasta 900 mm, en medidas crecientes de 50 mm.
- Para curvas con accionamiento motriz con correas redondas o trapezoidales, desde 286 mm hasta 936 mm, en medidas crecientes de 50 mm.
- Para curvas con accionamiento motriz con cadenas y 2 piñones en el rodillo, desde 312 mm hasta 962 mm, en medidas crecientes de 50 mm.

Por tanto, el radio exterior estandarizado, R_a , de la línea curva de rodillos cónicos, se obtendrá a partir de la selección de una anchura de la línea estandarizada $L_{perf, std}$ como:

$$R_a = L_{perf, std} + R_i \quad \text{Ecuación 3.33}$$

De este modo, la relación del paso entre los rodillos cónicos entre el interior y exterior a la curva se establecerá mediante la siguiente ecuación:

$$P_e = \frac{P_i \cdot R_a}{R_i} = \frac{P_i}{R_i} \cdot (L_{perf, std} + R_i) \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Donde,

P_e = Paso entre rodillos en el diámetro exterior de la curva,

P_i = Paso entre rodillos en el diámetro interior de la curva.

El diseño de rodillos cónicos utilizados en tramos curvos permite tanto la utilización de un rodillo construido en un único perfil para facilitar mejor el transporte de las mercancías, como la utilización de varias secciones de rodillos partidos de radio variable. La Figura 3.31 muestra un ejemplo de estas variaciones de diseño para un mismo sistema de transporte.

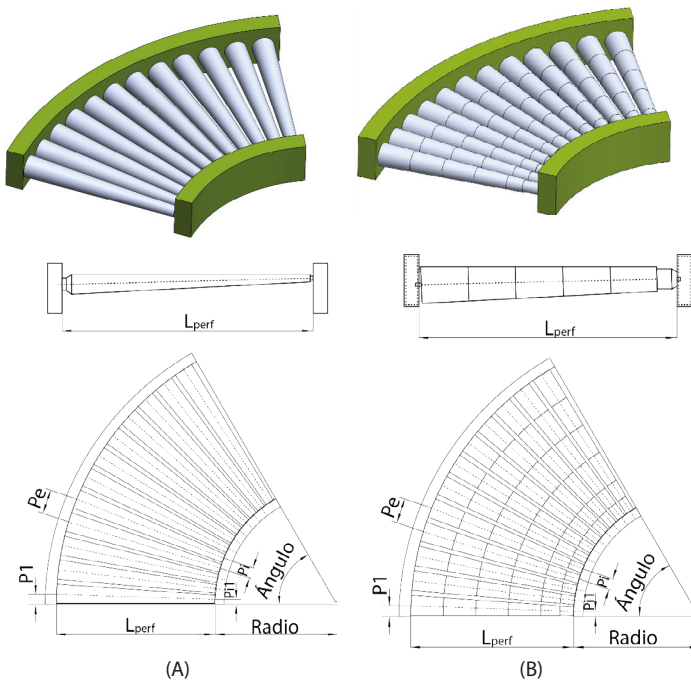


Figura 3.31. Diseño de tramos curvos con rodillos cónicos sin accionamiento motriz: (A) con sección uniforme, (B) en secciones partidas. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

La selección del radio interior a la curva, que constituye uno de los puntos de partida del diseño del transportador en estos tramos, dependerá de si el transportador tiene accionamiento o no. Así, algunos valores comerciales, como el caso del fabricante Interroll (2005), nos indican que, el radio interior para rodillos cónicos sin accionamiento motriz en curvas (ver Figura 3.30), se elegirá en función de la longitud del rodillo como:

- Radio interior=800 mm con una longitud de rodillo de 300, 400, 500 mm, etc.
- Radio interior=850 mm con una longitud de rodillo de 250, 350, 450 mm, etc.

El radio interior para rodillos cónicos con accionamiento motriz por correas redondas o trapezoidales (ver Figura 3.32), se seleccionará como:

- Radio interior=770 mm con una longitud de rodillo de 300, 400, 500 mm, etc.
- Radio interior=820 mm con una longitud de rodillo de 250, 350, 450 mm, etc.

Cuando el sistema de transmisión de los rodillos cónicos en la curva se realiza mediante el uso de cadenas, éstas sólo pueden realizar la transmisión mediante el sistema paso a paso. La definición del paso entre los rodillos se inicia estableciendo el paso entre rodillos del lado más exterior de la línea, para facilitar la tensión en la cadena de transmisión. Por último, se define el paso entre los rodillos en el lado interior a la curva, en función de la longitud del rodillo.

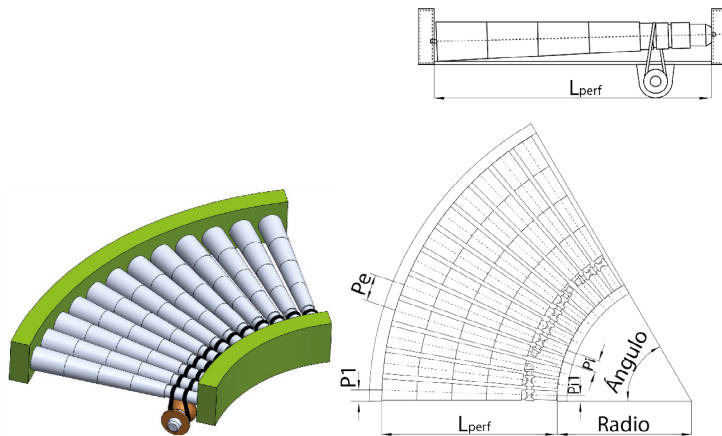


Figura 3.32. Diseño de tramos curvos con rodillos cónicos con accionamiento motriz con correas de fricción. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

3.3.2. Sistemas de acumulación en líneas de rodillos

El proceso de *acumulación* se produce cuando es necesario interrumpir un flujo continuo de mercancías. Esto puede ocurrir tanto cuando se desea realizar operaciones de alimentación en una línea de transporte, como en una fase de clasificación de las

mercancías y re-direccionamiento en rutas alternativas, cuando se desea manipular las mercancías para realizar transformaciones sobre las mismas o también durante las operaciones de carga y descarga o de almacenamiento y recuperación.

El procedimiento para detener las mercancías a lo largo de la línea puede variar en función del tipo de accionamiento o del sistema de control a emplear en cada caso. En la Figura 3.33 se muestran varios ejemplos de dispositivos simples para conseguir que las cargas se detengan durante su desplazamiento en línea recta. La Figura 3.33A muestra el sistema de parada más simple y barato para detener cargas en el extremo final de la línea, mediante una simple chapa soldada al bastidor; la Figura 3.33B muestra un ejemplo similar que facilita la extracción manual de las cargas en el extremo final de la línea, utilizando un rodillo fijo. Finalmente, la Figura 3.33C muestra un ejemplo de cómo detener las cargas en la parte central de una línea, mediante el uso de rodillos pivotantes que pueden tener un accionamiento manual o automático.

Si las mercancías tienen una forma y tamaño único, el método para detener la mercancía puede seleccionarse en función de éste. Así, la Figura 3.34A muestra un ejemplo muy utilizado en el transporte de cajas de cartón o plástico, en el que mediante dos zapatas accionadas neumáticamente se puede restringir el movimiento de las cargas mediante compresión por los laterales. Para separar cajas y contenedores, puede ser usado un mecanismo de parada indexado, como el mostrado en la Figura 3.34B. En este caso, se necesita suficiente espacio de separación entre ítems para permitir la posterior parada mediante un dispositivo que emerge sobre los rodillos. Para cajas de madera, cartón, etc., puede emplearse un mecanismo de parada como el mostrado en la Figura 3.34C; en este sistema, existen dos niveles de vía, realizándose el paso de uno a otro por medio de una plataforma de elevación vertical. Este sistema tiene como restricción que la longitud de los contenedores de las mercancías viene limitada por la longitud operativa de la plataforma elevadora.

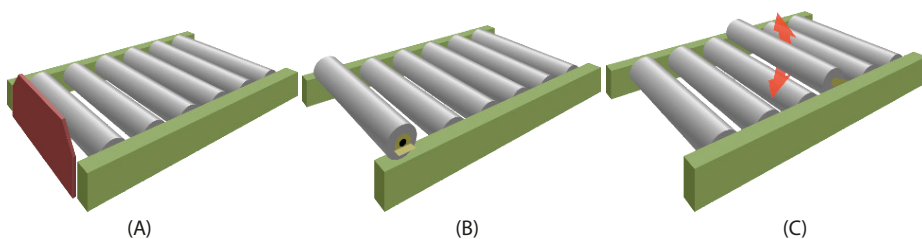


Figura 3.33. Dispositivos simples de parada de mercancías. (A) al final de la línea mediante una chapa soldada al bastidor; (B) al final de la línea mediante un rodillo pivotante que facilita la extracción manual de las mercancías; (C) en un punto intermedio de la línea mediante un rodillo pivotante. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

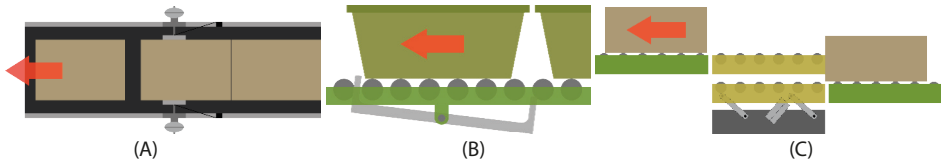


Figura 3.34. Dispositivos de parada que son función del tamaño de las mercancías: (A) mediante el uso de dos zapatas exteriores que actúan por compresión sobre las mercancías; (B) mediante un dispositivo articulado y pivotante que sobresale de entre los rodillos; (C) mediante una plataforma elevadora vertical. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Un problema que surge en las líneas de transporte horizontal de rodillos con accionamiento motoriz en el caso de la acumulación es el conocido como “*efecto concertina*”, que consiste en el agolpamiento de unas cargas contra otras como consecuencia de la fuerza de empuje de las mercancías transportadas; a esta fuerza de empuje se le suele llamar “*presión de acumulación*”. Una excesiva presión de acumulación puede provocar roturas las cargas y caídas desde la línea de transporte (ver Figura 3.35), por lo que es importante conocer su valor para determinar el esfuerzo de empuje creado durante la acumulación de las mercancías. Dicha fuerza se define como:

$$F_L = \mu \cdot g \cdot M_T \quad \text{Ecuación 3.35}$$

Donde,

$M_T = M_1 + M_2 + M_3 + \dots$ (kg) Suma del total de mercancías transportadas,

$g = 9,81$. Aceleración de la gravedad (m/s^2),

μ = Coeficiente de rozamiento entre los rodillos y la mercancía transportada.

Para evitar este problema se suelen utilizar mecanismos de parada que detienen la mercancía por su parte superior, o mediante la instalación de más de una parada adicional, lo que reduce la fuerza de empuje y evita la aparición del efecto concertina.

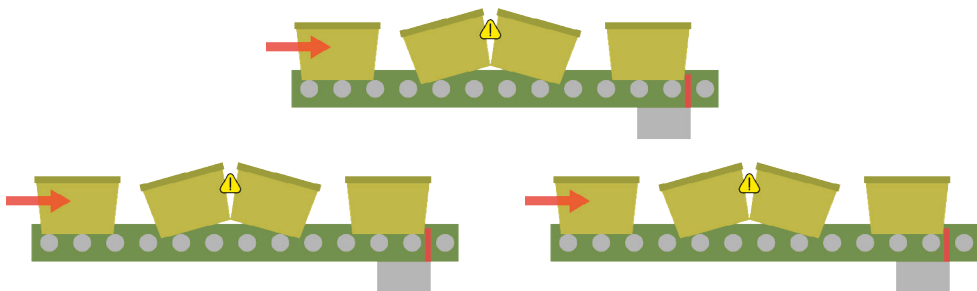


Figura 3.35. Efecto concertina en el transporte horizontal con rodillos.

Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Sistemas de acumulación en líneas de rodillos sin accionamiento motriz

Cuando se desea realizar acumulación en transportadores por rodillos sin accionamiento motriz en los que el diseño del sistema permite el uso de planos inclinados, se deberá asegurar siempre que los bienes utilizados puedan golpearse y presionar uno contra el otro. Para prevenir daños deben ajustarse las velocidades; esto puede ser particularmente difícil si los ítems tienen pesos variables o si la superficie de sus bases es diferente. Para minimizar estos efectos, los rodillos de frenado pueden reducir la velocidad de los ítems pesados, o puede ser usado un transportador por rodillos de acción recíproca.

Sistemas de acumulación en líneas de rodillos con accionamiento motriz

El sistema más simple de acumulación en líneas con accionamiento motriz se suele diseñar combinando diferentes secciones: una intermedia sin accionamiento motriz en plano inclinado, con dos secciones, aguas arriba y aguas abajo de ésta, con accionamiento motriz y en plano horizontal, como muestra la Figura 3.36. De este modo, se asegura el funcionamiento de las mercancías cuando se reanuda el movimiento después de la acumulación, ya que la sección motorizada inferior “tira” de la línea de mercancías, y la sección motorizada superior “empuja” la línea, facilitando así que las mercancías se muevan al descender por el plano inclinado sin accionamiento.

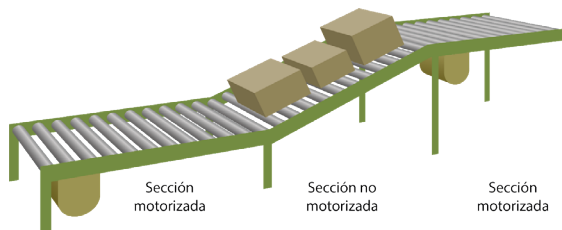


Figura 3.36. Acumulación sobre la sección sin accionamiento motriz. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Una alternativa a éste es el sistema conocido como *acumulación por accionamiento de fricción*. En este caso, la totalidad de la línea de transporte puede incorporar rodillos con embragues de fricción incorporados, los cuales deslizan si las mercancías deben ser detenidas durante el proceso de acumulación. Tales unidades tienen unas características de fricción específicas, de modo que la fuerza de arrastre generada por la fricción del rodillo se puede regular en función de las siguientes variables:

- Peso de la carga a transportar.
- Calidad de la base de la carga a transportar.
- Condiciones ambientales: humedad, temperatura, etc.
- Porcentaje del funcionamiento en acumulación respecto al tiempo total de funcionamiento de la línea.

El sistema funciona de modo que, si se produce una acumulación, los rodillos transportadores que están bajo las cargas a acumular se detienen, y sólo siguen girando los rodillos de los cabezales de accionamiento. Se debe tener en cuenta que la presión dinámica de la línea, esto es, la fuerza de empuje de la línea de rodillos va aumentando linealmente conforme se van acumulando las cargas, por lo que los envoltorios de las mercancías deberán ser diseñados para soportar las fuerzas de compresión generadas sin llegar a deformarse. Se recomienda que este sistema de acumulación se utilice preferentemente en líneas rectas, donde no son necesarias aletas de guiado ni otro tipo de guías laterales. Las velocidades de transporte admisibles deben ser inferiores a 0,5 m/seg.

Otro método alternativo que da como resultado unas fuerzas de compresión entre ítems muy bajas, consiste en la utilización de un *transportador por cadena con rodillos*, creando así un transportador por rodillos que acompaña a las mercancías. Cuando las mercancías se mueven hacia adelante gracias al movimiento de la cadena, los rodillos no actúan (no giran), pero cuando las mercancías comienzan a acumularse, el transportador (de cadena) continúa moviéndose hacia adelante mientras los rodillos comienzan a girar sobre sí mismos. Esto es lo que nos ilustra la Figura 3.37.

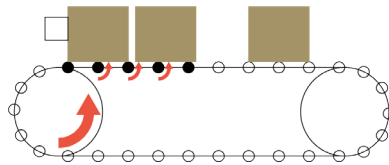


Figura 3.37. Transportador de cadena con rodillos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Todos los métodos de acumulación descritos anteriormente están asociados a la transmisión de fuerzas de compresión entre mercancías, y algunas formas de fricción entre estas y los rodillos motrices. Cuando las mercancías son particularmente vulnerables a impactos o vibraciones esto puede ser inaceptable, y puede ser necesario un dispositivo de acumulación totalmente libre de fuerzas compresivas. Una forma de conseguir este efecto se materializa al dividir la línea transportadora en secciones. A este sistema se le conoce como *acumulación de presión cero, o no compresivo*. Mientras un ítem avanza a lo largo de una sección de la línea transportadora, actúa el mecanismo conductor para el ítem que le precede (ver Figura 3.38). Esta actuación puede ser mecánica, neumática, o eléctrica.

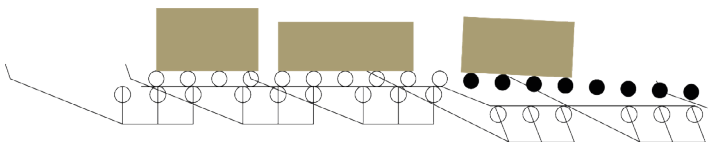


Figura 3.38. Acumulación no compresiva por medio de secciones de conducción independientes. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Durante los últimos años se ha generalizado el uso de los *sistemas de acumulación de presión cero*, debido fundamentalmente a su amplia capacidad de adaptación a los sistemas de control de mercancías requeridos para cada una de las aplicaciones industriales necesarias. Estos sistemas se basan en la división de la línea de transporte en zonas, como indica la Figura 3.39. La longitud de cada zona vendrá definida por la longitud de la mercancía a transportar.

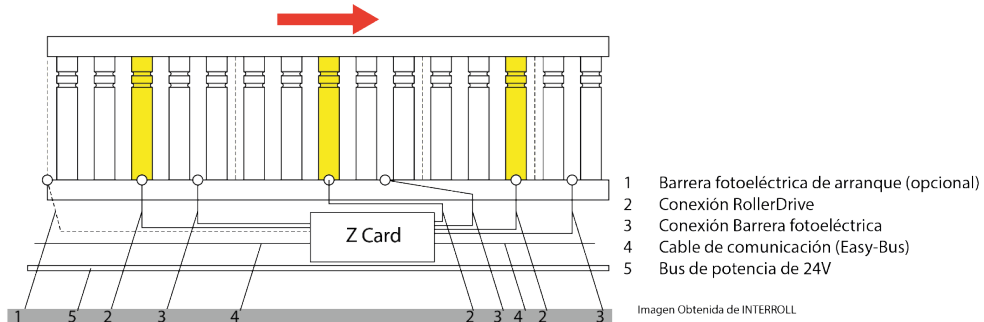


Figura 3.39. Sistema de acumulación de presión cero. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Cada una de las zonas disponen, más o menos, del mismo tipo de componentes, a saber: un sensor fotoeléctrico, un rodillo motriz y varios rodillos arrastrados por correas de fricción, además del sistema de control. El número de zonas dependerá del número y tipo de mercancías a transportar, y del sistema de control que se desee implementar para su movimiento. Así, la acumulación se puede realizar sólo en algunas zonas, mientras que en el resto de la línea se puede seguir transportando a las mercancías de forma convencional.

Existen diferentes modos de funcionamiento del sistema de control; uno de ellos es el *modo individual de extracción de cargas* de la línea en acumulación (ver Figura 3.40A), donde el movimiento de las cargas en la acumulación se realiza individualmente, pasando una carga cada vez de una sección a otra.

El otro modo de control de cargas en la acumulación por presión cero es conocido como *modo de extracción de cargas en bloque* (ver Figura 3.40B). En este caso, cuando la tarjeta de control recibe una señal de arranque o acumulación de la mercancía A que se encuentra en la zona 1, se produce un movimiento posterior del resto de mercancías B, C y D de la línea, que se encuentran en las zonas 2, 3 y 4, que se van desplazando y ocupando las siguientes zonas libres que les preceden. De nuevo, cuando la mercancía B que se encuentra en la zona 1 recibe una señal de arranque, las mercancías C y D que se encuentran en las zonas 2 y 3 reciben una orden de movimiento para desplazarse a las zonas precedentes, y así sucesivamente hasta que todas las mercancías abandonan la zona de acumulación.

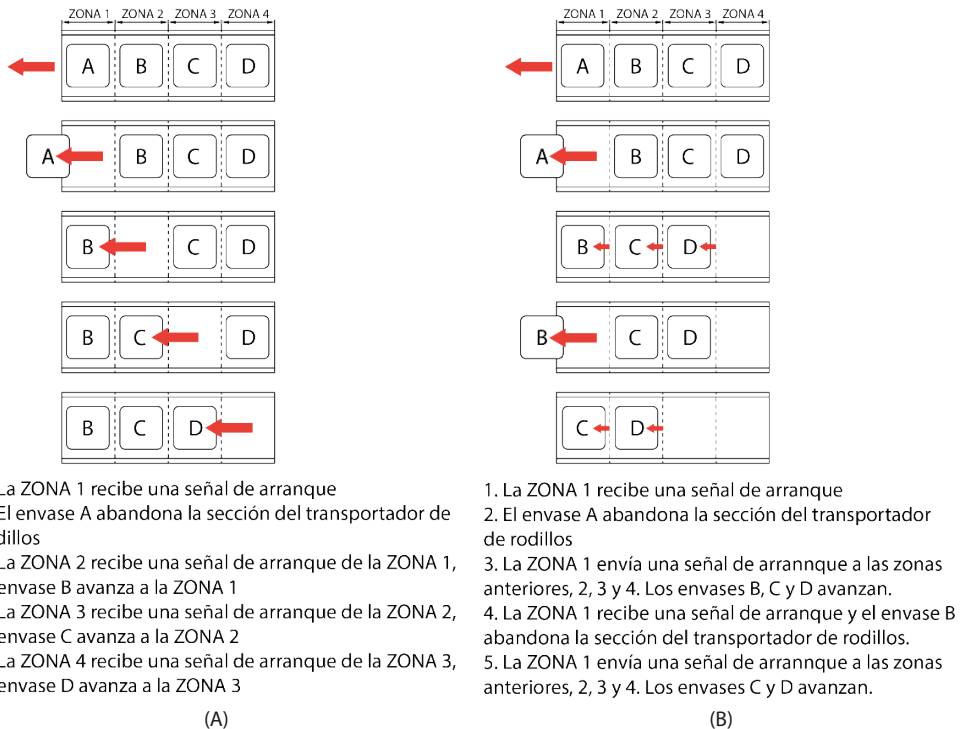


Figura 3.40. Métodos de control de zonas en los sistemas de acumulación de presión cero: (A) método de retirada individual; (B) método de retirada en bloque.
 Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

3.3.3. Sistemas de direccionamiento en líneas de rodillos

Las *secciones de direccionamiento* son usadas cuando varias líneas de flujo de mercancías se unen en una sola, o donde un flujo es dividido en varias líneas, por ejemplo, para clasificación. Una de las principales aplicaciones de los sistemas de transporte por rodillos consiste en que pueden utilizarse, en combinación con otros módulos de transporte o sistemas alternativos, para facilitar las clasificaciones de productos con unos flujos de transporte considerables. Para ello se pueden utilizar varias combinaciones de rodillos cilíndricos en línea recta con rodillos cónicos o partidos en curvas, todos ellos en secciones con y sin accionamiento motriz, tanto en el plano horizontal como inclinado. La Figura 3.41 muestra un ejemplo de la versatilidad que se puede alcanzar con este tipo de instalaciones.

Básicamente, este tipo de secciones de transporte se suelen utilizar para unir varias líneas de rodillos en una sola, o para clasificar las mercancías que se desplazan por una línea en varias rutas alternativas, pero siempre sin que la mercancía transportada tenga

que cambiar su orientación de transporte. Esto significa que los objetos a transportar siempre avanzan hacia delante a lo largo de la línea sin girar sobre sí mismos.



Figura 3.41. Combinación de sistemas de rodillos en secciones con redireccionamiento de mercancías. Extraído de *iStock.com*, de MJ_Prototype. Id: 1161080194. (2019). Licencia Estándar.

Cuando se realiza la unión de varias líneas en una sola se pueden utilizar los mismos sistemas de accionamiento motriz que los aplicados en el caso de transmisiones en línea recta o curva. Así la Figura 3.42 muestra un ejemplo de unión de un sistema de transporte de rodillos con accionamiento motriz de correas redondas, mientras que en la Figura 3.43 se presenta un ejemplo similar, pero en este caso con un sistema de transmisión mediante correas de fricción. Evidentemente, las características de transmisión de movimiento de giro a los rodillos son las que pueden generar los sistemas motrices en cada caso particular, que ya hemos descrito previamente.

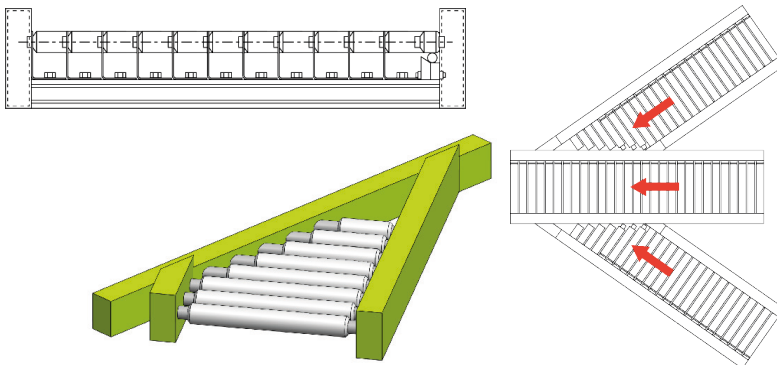


Figura 3.42. Combinación de sistemas de rodillos en una sección de unión de mercancías con rodillos con accionamiento motriz mediante correas de fricción. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

El ángulo con el que se realizan las uniones de los transportadores suele ser de 30° o 45° , con velocidades que pueden oscilar desde 0,10 m/s hasta los 0,90 m/s (6 a 54 m/min). Las capacidades de carga de estas secciones de unión son similares a las utilizadas en línea recta. Estas secciones de unión se pueden utilizar también para controlar sistemas de acumulación de presión cero, de modo que, en cada una de las entradas de mercancías desde una ruta alternativa a la vía principal, se instala un dispositivo de acumulación que, controlado adecuadamente, alimenta a la línea principal en la secuencia deseada.

Para el *re-direccionamiento de las mercancías en rutas alternativas* se utilizan secciones de transporte como las mostradas en la Figura 3.44. En este caso, las mercancías se desplazan por una línea principal de rodillos con accionamiento motriz y, en un punto concreto, se desvían en una ruta alternativa sin que la carga gire sobre sí misma, esto es, manteniendo su orientación de desplazamiento. El ángulo de desvío suele ser de 45° . Para mantener el control deseado del movimiento de las mercancías, todos los sistemas de transporte utilizados en este punto de separación deben ser con accionamiento motriz, de tipología dependiente al tipo de carga, peso y tamaño.

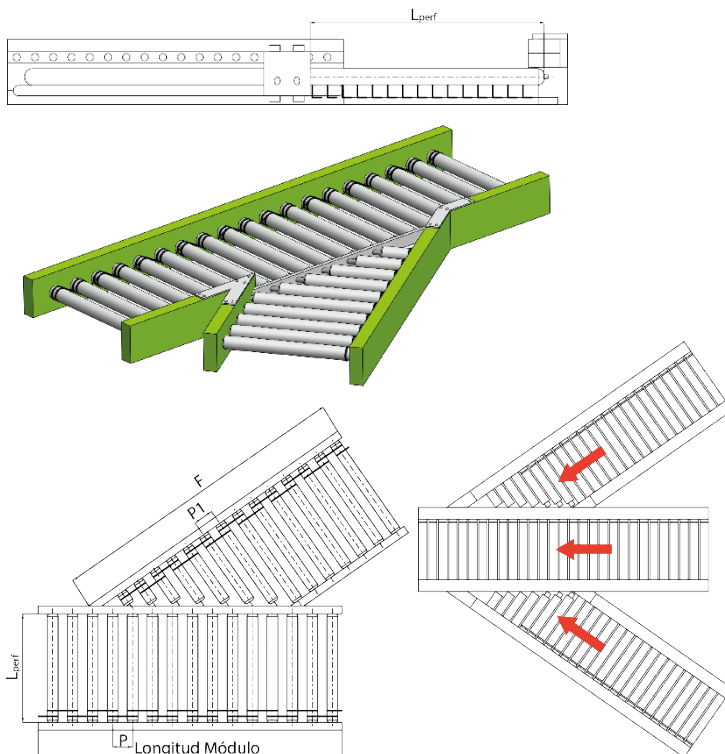


Figura 3.43. Combinación de sistemas de rodillos en una sección de unión de mercancías con rodillos con accionamiento motriz mediante cadenas.
 Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

El re-direccionamiento se materializa de forma que la mercancía llega a un punto en el que una serie de rodillos partidos en secciones más pequeñas, giran simultáneamente en una dirección concreta con la ayuda de un sistema de transmisión. Este sistema de transmisión de rodillos partidos es conducido por el sistema de control central del transportador, de modo que la secuencia de giro del rodillo debe estar sincronizada con el movimiento de separación de la mercancía en otra ruta alternativa.

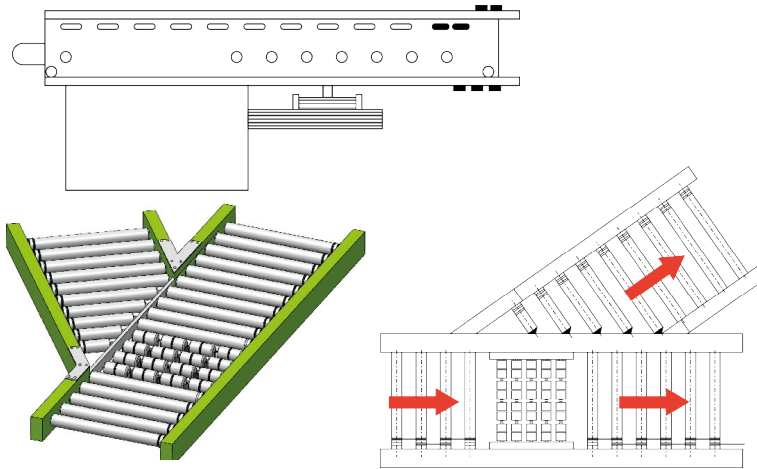


Figura 3.44. Combinación de sistemas de rodillos en una sección de re-direccionamiento de mercancías con rodillos y ruedas con movimiento bidireccional.

Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

3.3.4. Sistemas de transferencia en líneas de rodillos

Dentro de la gran variedad de alternativas utilizadas para materializar el direccionamiento de mercancías desde una vía principal a otras vías secundarias, en los sistemas de transporte por rodillos se incluyen los *sistemas de transferencia* a otros sistemas de transporte en los que el movimiento de desplazamiento se realiza con un desvío de 90°. En estos casos, el movimiento sobre las mercancías implica que la orientación de desplazamiento inicial cambia a otra ortogonal, es decir, se produce un desplazamiento perpendicular a la dirección que llevaba inicialmente la carga transportada. Para realizar esta transferencia se suelen utilizar varios sistemas, como:

- Carros de transferencia manual o motorizada.
- Mesas giratorias.
- Mesas elevadoras.
- Cadenas de transferencia.
- Empujadores.

Analizaremos a continuación las características más interesantes de cada uno de estos sistemas de transferencia.

Sistema de transferencia mediante carros con/sin accionamiento motriz

Este tipo de sistemas es utilizado con mucha frecuencia en instalaciones de almacenamiento donde se tienen que desplazar cargas paletizadas o equivalentes a palets, donde el carro de transferencia, que puede ser desplazado manualmente o mediante un sistema de accionamiento motriz, se desplaza a lo largo de una línea restringida que es perpendicular a las líneas de rodillos donde están depositadas las mercancías. El carro tiene la misión de conectar las líneas a ambos lados de la línea restringida (ver Figura 3.45), por lo que su uso puede ser tanto para la entrada como la salida de las mercancías a almacenar.



Figura 3.45. Sistemas de transferencia mediante carro: (A) con accionamiento motriz en el desplazamiento longitudinal del carro. Extraído de *iStock.com*, de Albert_Karimov. Id: 639460986. (2017). Licencia Estándar.; **(B) con accionamiento manual del carro a lo largo del carril longitudinal.** Extraído de *iStock.com*, de Freer Law. Id: 177591439. (2019). Licencia Estándar.

Sistema de transferencia mediante mesas giratorias

Las mesas giratorias de rodillos permiten la conexión de líneas de rodillos en el mismo plano horizontal o en planos paralelos (siempre que la base de la mesa se apoye sobre un sistema de elevación), gracias al giro de la mesa en ángulos desde 90° a 360° . De este modo, se pueden conseguir conectar líneas motorizadas de rodillos perpendiculares entre sí, sin necesidad de que la orientación de la mercancía varíe. La mesa giratoria debe estar necesariamente motorizada para conseguir el giro de la carga (ver Figura 3.46).

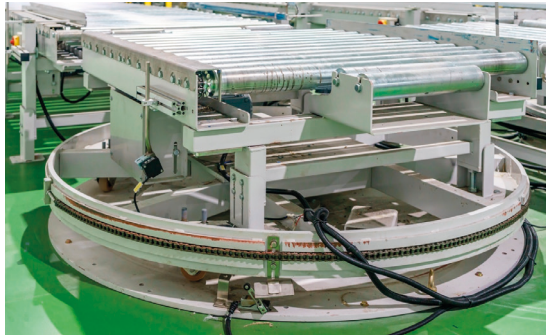


Figura 3.46. Sistemas de transferencia mediante mesa giratoria. Extraído de *iStock.com*, de pisittar. Id: 900813548. (2018). Licencia Estándar.

Sistema de transferencia mediante mesas elevadoras

Otro método común para realizar la transferencia consiste en utilizar una mesa elevadora que modifica su altura respecto a la línea principal cuando la mercancía que llega a su altura tiene que ser transferida. La Figura 3.47 muestra un ejemplo de esta configuración. En estos sistemas la transferencia puede realizarse cuando la mesa elevadora compensa el desnivel y se posiciona a la altura de la línea sobre la que se desplaza la mercancía; esta transferencia puede ser lineal (en la misma dirección de movimiento) u ortogonal (girando 90° respecto a la dirección de desplazamiento). En este último caso, es preciso que la superficie de rodillos de la mesa elevadora sea capaz también de girar sobre su base.

Este sistema de transferencia funciona eficazmente para mercancías en cajas de cartón u otras cajas con base de apoyo plana y de las mismas dimensiones. Las dimensiones de la mesa elevadora deberán ser compatibles con las dimensiones de las cargas a transportar.



Figura 3.47. Sistemas de transferencia mediante mesa elevadora. Extraído de *iStock.com*, de 4maksym. Id: 1316462367. (2021). Licencia Estándar.

Sistema de transferencia mediante cadenas

Los sistemas de transferencia por cadenas son utilizados habitualmente cuando se desean realizar cambios de ruta ortogonales entre líneas con accionamiento motriz de rodillos y líneas de accionamiento motriz de cadenas. Representan sistemas de transferencia ideales cuando se desea realizar transferencias ortogonales entre líneas de transporte motorizadas, donde el control de la velocidad y el posicionamiento de cada mercancía es clave para conseguir el direccionamiento adecuado de todas las cargas. Las transferencias entre la línea principal y la secundaria se realizan siempre en el mismo plano horizontal, no funcionando en planos con inclinación.



Figura 3.48. Ejemplo de sistemas de transferencia en los que la línea principal es la línea de cadenas en la producción de suelos de madera. Extraído de *iStock.com*, de romaset. Id: 1184984637. (2019). Licencia Estándar.

Las líneas de transporte que se comunican en el punto de transferencia pueden encontrarse en direcciones de desplazamiento perpendiculares entre sí (Figura 3.49), o paralelas (Figura 3.50). Este hecho, confiere a los sistemas de transferencia de una gran versatilidad para ajustarse a diferentes cambios de rutas y direcciones de las mercancías a transportar.

El movimiento de las mercancías se realiza de modo que, cuando la mercancía a transferir llega al punto de transferencia en que tiene que ser desviada, la superficie en que se apoya, que es una mesa elevadora dotada en su superficie de un número determinado de cadenas, sube o baja (dependiendo de cuál sea la línea principal y cual la secundaria), para acomodar la carga al otro sistema de accionamiento motriz sobre el cual tiene que transferirse. El número de cadenas a utilizar en la transferencia dependerá del tamaño de la carga y el tipo de superficie de apoyo sobre la línea transportadora (fricción).

Existen diferentes modos de funcionamiento de estos sistemas de transferencia:

- aquel en el que la línea principal es la línea de cadenas, y la secundaria la de rodillos (ver Figura 3.48). Las mercancías se desplazan principalmente por la línea de cadenas y, en un punto concreto, se desvían ortogonalmente en diferentes rutas alternativas. Como las cargas se apoyan en las cadenas, la mercancía transportada debe disponer de un tamaño idéntico y con una superficie de contacto resistente.
- aquel en el que las líneas principales son líneas de rodillos, y las cadenas actúan sólo como elementos de transferencia entre líneas (Figuras 3.49 y 3.50). Las mercancías se desplazan principalmente sobre los rodillos y, en los puntos de transferencia son desviadas ortogonalmente por medio de una mesa elevadora dotada con cadenas, metálicas o de fricción, tanto en líneas perpendiculares (Figura 3.49) como paralelas (Figura 3.50).

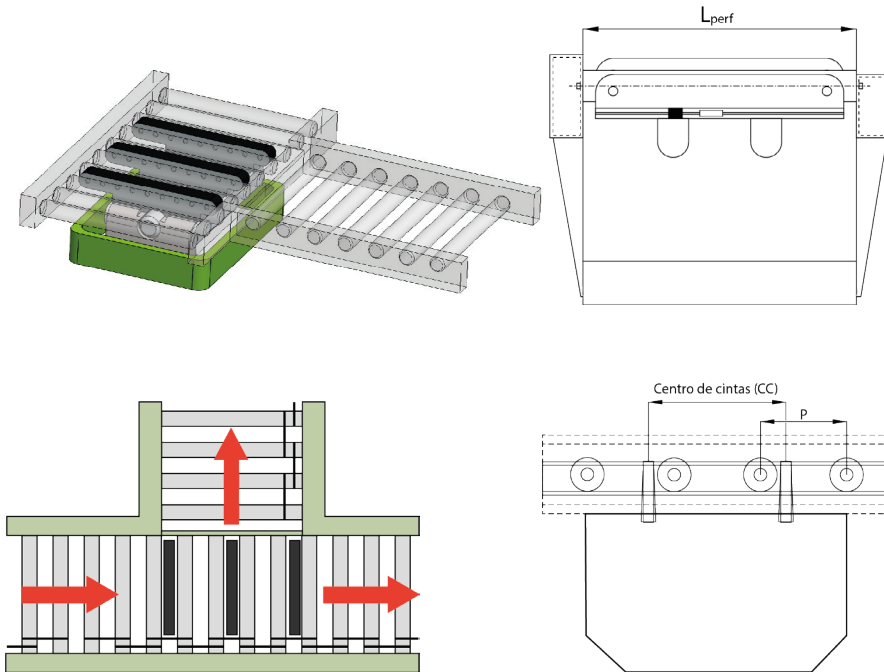


Figura 3.49. Sistemas de transferencia en los que la línea principal es la línea de rodillos y la mesa de transferencia utiliza cadenas de fricción, con transferencia entre líneas perpendiculares. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

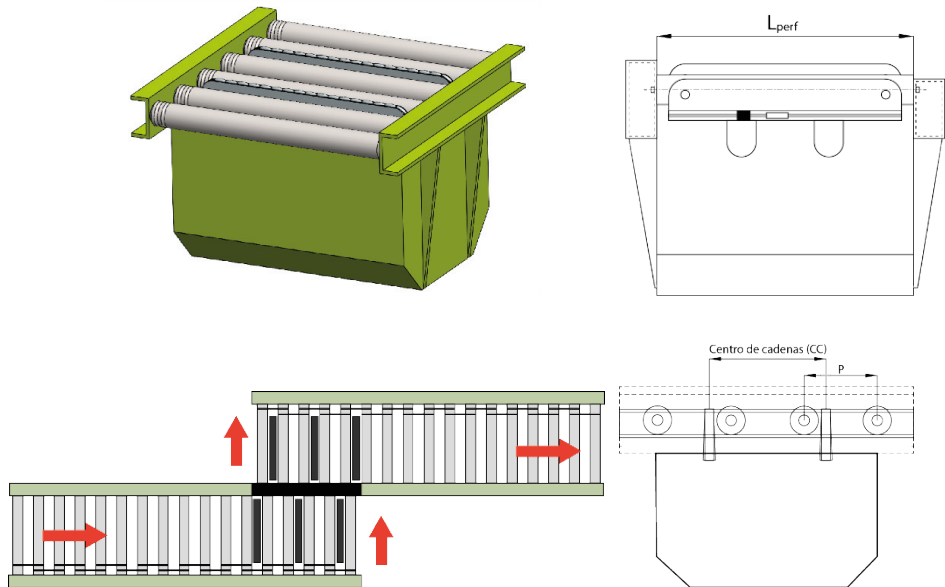


Figura 3.50. Sistemas de transferencia en los que la línea principal es la línea de rodillos y la mesa de transferencia utiliza cadenas, con transferencia entre líneas paralelas. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

Sistema de transferencia mediante empujadores

Los sistemas de transferencia que utilizan empujadores proporcionan un método para desplazar una mercancía a/desde un transportador de rodillos a otro transportador de rodillos. Los movimientos se realizan gracias a que, entre rodillo y rodillo, se dispone de una barra que tiene en su parte superior una placa empujadora que sobresale por la parte superior de la línea, y que puede desplazarse paralelamente a los rodillos, en dirección perpendicular a la dirección de movimiento inicial del elemento transportado. El desplazamiento de esta mercancía se podrá realizar siempre que la caja/contenedor sea lo suficientemente robusta como para soportar la fuerza de empuje aplicada.

La fuerza de empuje de la placa suele ser transmitida por un accionamiento de tipo neumático. La transferencia se realiza entre líneas de rodillos de modo que la carga es desplazada lateralmente para depositarse en otra línea de rodillos, pero sin necesidad de girar sobre sí misma, por lo que mantiene su orientación inicial. Existen dos tipos de configuraciones de los empujadores (ver Figura 3.51):

- *empujador en T*: se utiliza para desviar la mercancía 90° desde un transportador de cilindros a otro transportador de cilindros instalado perpendicularmente respecto al primero.

- *empujador en Z*: se utiliza para seleccionar una mercancía entre dos líneas de transporte por rodillos alternativas y paralelas; este sistema de clasificación se utiliza en operaciones de *picking* en almacenes.

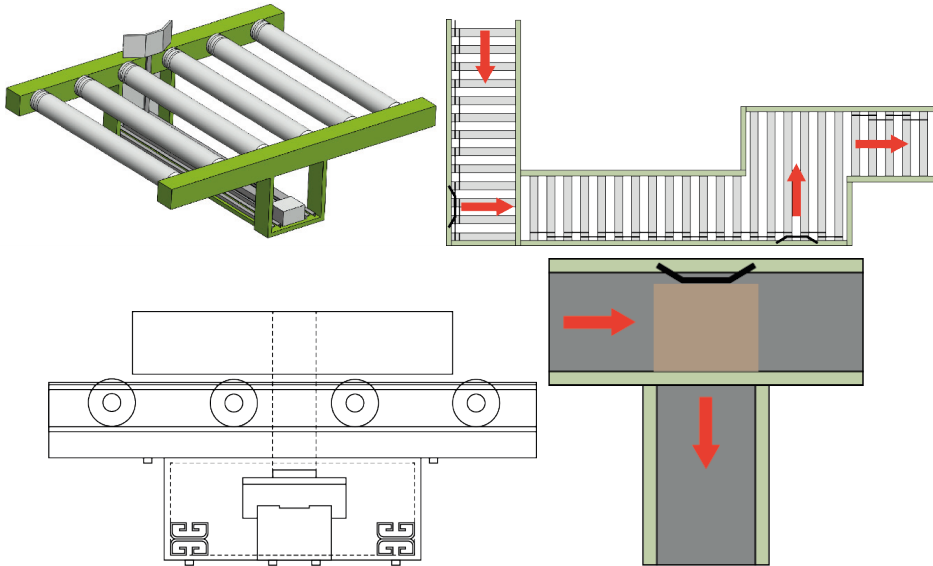


Figura 3.51. Sistemas de transferencia mediante empujadores entre líneas de rodillos. Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

3.4. Especificaciones técnicas para transportadores por rodillo

Tabla 3.9. Especificaciones técnicas para transportadores por rodillo. Extraído y adaptado de RULMECA (2019). *RULMECA Drive rollers*. Series BL3. (2nd Ed.). Rulmecca Holding S.p.A. Italy. www.rulmecca.com; INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005; Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England; EASY CONVEYORS. (2018). ERS System. Roller conveyors. www.easy-conveyors.com.

Tipo de transportador	Tipo rodillo	Tipo mercancía	Capacidad (kg/m)	Ancho del transportador (mm)	Longitud módulo (m)	Paso (mm)	Velocidad (m/min)	Aplicaciones
Rodillos capacidad ligera	Plástico PVC	Cajas de cartón. Libros, bandejas, herramientas.	0 a 20	Por gravedad: 150 a 600 Motorizados (correas fricción tangencial): 200 a 600	No estándar	35	12 a 36	Lineas de montaje flexibles, enlaces de máquinas, máquinas de embalaje
	Acero		0 a 30		0,10 a 3 (15 m total transportador)			
Rodillos capacidad media	Acero	Cajas de cartón. Contenedores de plástico, tableros.	0 a 75	Por gravedad: 200 a 1000 Motorizados (correas o cadenas fricción paso a paso): 300 a 1000	0,16 a 3 (15 m total transportador)	55 a 150	12 a 60	Transporte simple, líneas ensamblado, sistemas de picking, secciones con pendiente
Rodillos capacidad media-pesada	Plástico PVC, Acero	Fundición, palets pequeños, piezas de automóviles, bandejas.	0 a 250	Motorizados (correas dentadas y cadenas tangenciales, o transmisión paso a paso): 300 a 1000	0,225 a 3 (15 m total transportador)	75 a 125	12 a 30	Transporte simple, líneas ensamblado, sistemas de almacén automatizado
Rodillos de capacidad pesada	Acero	Palets.	0 a 1500	Motorizados (cadenas tangenciales): 800 a 1500	0,3 a 6	76 a 254	6 a 20	Transporte horizontal para palets

3.5. Transportadores por ruedas

Los transportadores de ruedas más comunes son básicamente similares a los transportadores por rodillos sin accionamiento motriz, diferenciándose de aquellos en que incorporan ruedas montadas sobre ejes, en lugar de rodillos. Las ruedas pueden ser de acero o de plástico con rodamientos del tipo de bolas, de rodillos o simplemente con cojinetes lisos. En la siguiente Figura 3.52 se muestran los componentes más importantes que conforman un transportador de ruedas de tipo estándar.

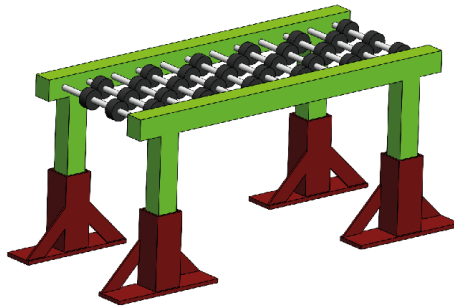


Figura 3.52. Diferentes partes y elementos de un transportador por ruedas.

Los transportadores por ruedas pueden diseñarse con una distribución de ruedas montadas al tresbolillo, dando lugar a configuraciones más compactas que en los transportadores por rodillos convencionales (ver Figura 3.52), reduciendo así la necesidad de colocar plataformas inferiores a las mercancías transportadas. Los transportadores por ruedas pueden ser así usados para el transporte de ítems más pequeños y de formas más irregulares que los transportadores por rodillos.

Este tipo de transportadores es principalmente indicado para el transporte de elementos de poco peso (inferiores a los 50 kg), tales como mercancías embaladas en cajas de cartón. Sin embargo, no pueden soportar puntos de carga tan bien como los transportadores por rodillos, ya que estos últimos distribuyen las cargas más satisfactoriamente. Los transportadores por ruedas son, en su mayoría, sin accionamiento motriz, y funcionan en líneas por gravedad, siendo el peso de los elementos transportados el que determina la velocidad de traslación (ver Figura 3.53).

Las aplicaciones básicas coinciden con las mismas que para los transportadores por rodillos, excepto que los transportadores por ruedas son aplicables solamente para mercancías de bajo peso. Son sistemas de transporte que pueden implementarse tanto en línea recta como en curvas, y en combinación con otros sistemas con accionamiento motriz (como los rodillos o las tablillas), como se muestra en la Figura 3.54. Si la vía tiene curvas, un transportador por ruedas, es también más simple y barato que uno por rodillos (los transportadores por rodillos en las curvas utilizan los diseños de rodillos cónicos o rodillos partidos).



Figura 3.53. Transportador de ruedas. Extraído de *iStock.com*, de halbergman. Id: 1351437841. (2021). Licencia Estándar.

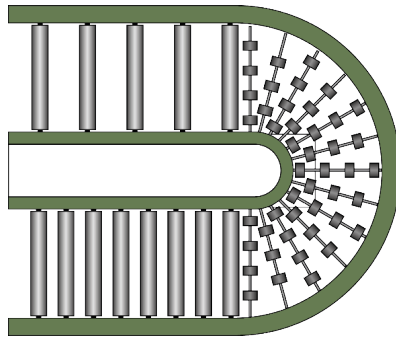


Figura 3.54. Combinación de tramos rectos con tramos curvos de transportadores por ruedas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

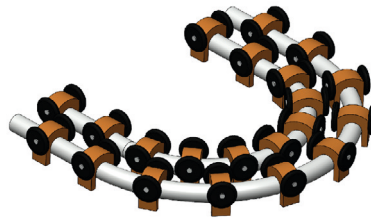
3.5.1. Diseño de sistemas

La selección de un transportador por ruedas antes que uno por rodillos dependerá del tamaño y naturaleza de la superficie de la base de las mercancías. Los elementos para transportar ítems pequeños y de poco peso no requieren inclinaciones abruptas para seguir en movimiento. En comparación con los transportadores por rodillos, el momento de inercia de la parte giratoria de la rueda es considerablemente menor que el de los rodillos. El resultado de todo ello es un transportador comparativamente simple y de bajo coste para mercancías de poco peso (por debajo de 20 kg), ya que su constitución puede llegar a ser muy simple, pudiendo ser de ruedas de plástico montadas en chasis individuales de chapa de acero perfilada como se muestra en la siguiente Figura 3.55 A.

La Figura 3.55 B muestra otro tipo simple de transportador por ruedas diseñado en forma de módulos; con ellos el usuario puede diseñar el ensamblaje más acorde con sus necesidades. Este está construido con ruedas de plástico montadas en un soporte sencillo de acero, el cual es embridado sobre un tubo de acero que constituye el rail. El tubo puede ser curvado según requerimientos de la trayectoria que debe seguir el transporte.



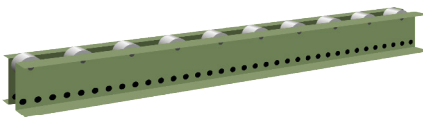
(A)



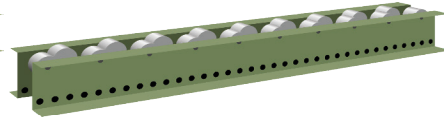
(B)

Figura 3.55. Transportador con ruedas de diferentes materiales montadas en (A) chasis individuales de chapa de acero perfilada. Extraído de *iStock.com*, de Warut1. Id: 954023006. (2018). Licencia Estándar; **(B) sobre tubos de acero curvados, que permiten el trazado requerido por la trayectoria del transporte.** Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Las mercancías pesadas, así como las cargas sobre palets, requieren que las ruedas sean montadas en largueros tal como muestra la Figura 3.56 siguiente:



(A)



(B)

Figura 3.56. (A) Larguero con ruedas montadas en línea; (B) Larguero con ruedas montadas en líneas al trespelillo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Se pueden montar dos o más largueros en paralelo a distancias convenientes en función del tipo de base de la mercancía a transportar (ver Figura 3.57). Gracias al posicionamiento próximo de las ruedas, los palets pueden desplazarse con su armazón situado transversalmente a la dirección de transporte. Tales sistemas pueden complementar a los transportadores por rodillos, que son utilizados para el transporte de palets con su armazón orientado en la dirección del movimiento. Estos transportadores por ruedas pueden ser aptos para cargas de 200 a 1000 kg por rueda.

Sin embargo, con cargas pesadas sobre palets puede ser difícil conseguir el control equilibrado de velocidades en los trazados con pendientes descendentes pronunciadas. Para hacer frente a esta dificultad ha sido desarrollado un tipo especial de rueda, conocida como "Palletflo". Este tipo de rueda se deforma proporcionando una acción de frenado adecuada al peso de la carga, tal como muestra la Figura 3.58. La Figura 3.59 muestra gráficamente como varían las velocidades sobre un transportador que utiliza este sistema de control.



Figura 3.57. Ejemplo de transportador por ruedas con largueros en paralelo para el desplazamiento de cargas pesadas. Extraído de iStock.com, de Ekkaluck. Id: 1405772881. (2022). Licencia Estándar.

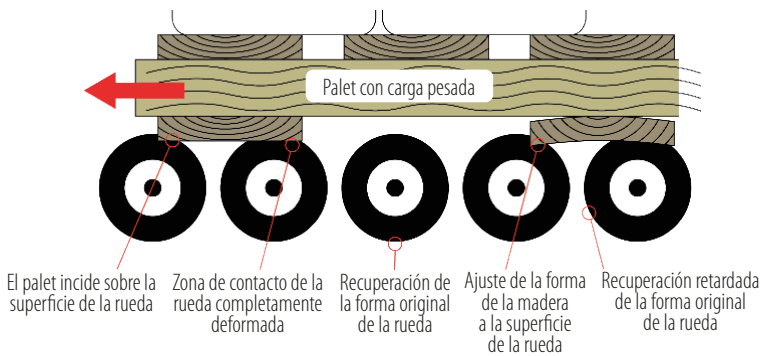


Figura 3.58. Transportador de ruedas especiales Palletflo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

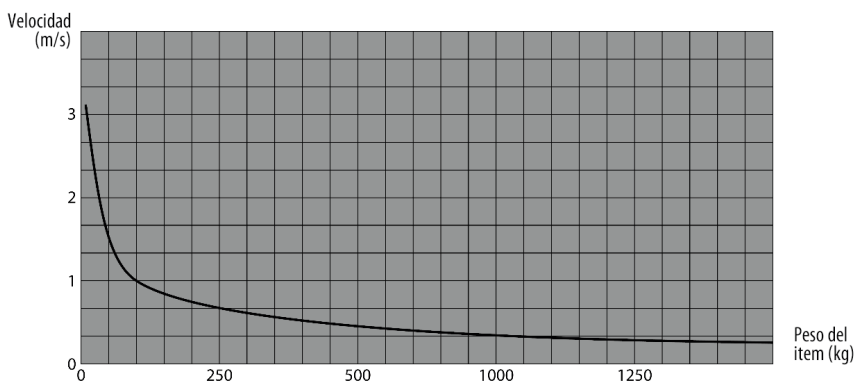


Figura 3.59. Variaciones de velocidad en función del peso de las mercancías sobre un transportador por ruedas equipado con sistema de auto-frenado por deformación de las ruedas. Con cargas por encima de los 300 kg, el peso de las mercancías tiene solamente efectos mínimos sobre la velocidad. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Este tipo de transportador puede ser usado con ventaja en instalaciones de almacenaje vivo y en líneas de gran longitud para el transporte de cargas, donde la acumulación y los pesos variables de las mercancías requieren velocidades equilibradas. Resultan muy útiles en almacenes vivos donde se depositan tanto mercancías pesadas, como mercancías ligeras en contenedores de plástico o cartón para estaciones de *picking* (Figura 3.60).



Figura 3.60. Transportador de ruedas en instalaciones de almacenamiento vivo.
Extraído de *iStock.com*, de Rainer Puster. Id: 1401906590. (2022). Licencia Estándar.

Una de las ventajas de los transportadores por ruedas consiste en que pueden ser diseñados con bastidores flexibles, lo que les permite expandirse, contraerse, modificar la pendiente y formar trayectorias rectilíneas (Figura 3.61A) o curvilíneas (Figura 3.61B).



Figura 3.61. Transportador por ruedas móvil y extensible: (A) en línea recta. Extraído de *iStock.com*, de halbergman. Id: 1351437853. (2021). Licencia Estándar; **(B) en curva.**
Extraído de *iStock.com*, de Image source. Id: 72737536. (2013). Licencia Estándar.

El trazado requerido se consigue aproximadamente por medio de un sistema similar al de los transportadores por rodillos. Los tramos de unión o separación de los transportadores por ruedas, sin embargo, pueden ser más simples que las correspondientes a los rodillos. Cuando las ruedas de una vía secundaria inician una unión (injerto) con una vía principal, pueden acomodarse sus ruedas entre las de la vía principal, tal como se indica en la Figura 3.62.

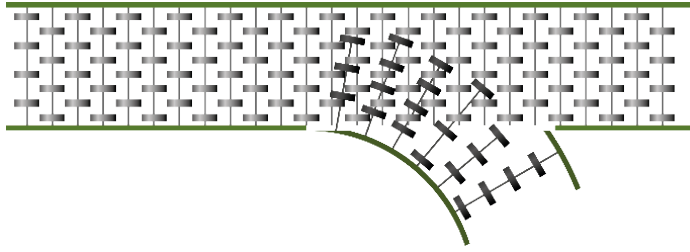


Figura 3.62. Uniones de transportadores por ruedas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Las horquillas bidireccionales pueden ser utilizadas para distribuir mercancías entre líneas transportadoras por rodillos, en flujos de transporte por encima de las 100 cajas por minuto. La Figura 3.63 muestra un par de soluciones constructivas en la implementación de este tipo de ruedas bidireccionales. En la Figura 3.63A se muestra un ejemplo de cómo una única línea de rodillos se divide en dos líneas alternativas, utilizando las ruedas como elemento de desvío de las mercancías. Por el contrario, la Figura 3.63B muestra un ejemplo en el que desde una única línea de rodillos se utiliza la sección central de ruedas bidireccionales para redirigir las mercancías hacia tres rutas alternativas.

Suelen instalarse en los puntos finales de la línea motorizada (normalmente de rodillos), con objeto de facilitar la extracción de la mercancía o la introducción de esta en un contenedor o vehículo de transporte más grande, por ejemplo, en los contenedores de equipajes para el transporte aéreo, o los contenedores de vehículos de transporte por carretera.

Las ruedas especiales “*todas direcciones*” están diseñadas para instalarse en plataformas que permiten girar las cargas manualmente sin realizar mucho esfuerzo; consisten en diseños que facilitan el giro de las mercancías para realizar operaciones de control o descarga de las líneas de transporte, como puede apreciarse en la Figura 3.64.

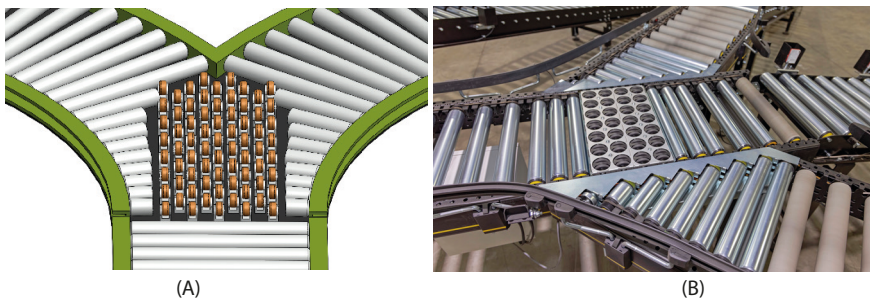


Figura 3.63. Distribución en horquilla bidireccional: (A) con dos líneas de rodillos que confluyen en una única línea. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England; **(B) con una única línea de rodillos que se divide en tres líneas independientes.** Extraído de *iStock.com*, de Baloncici. Id: 1368008907. (2022). Licencia Estándar.

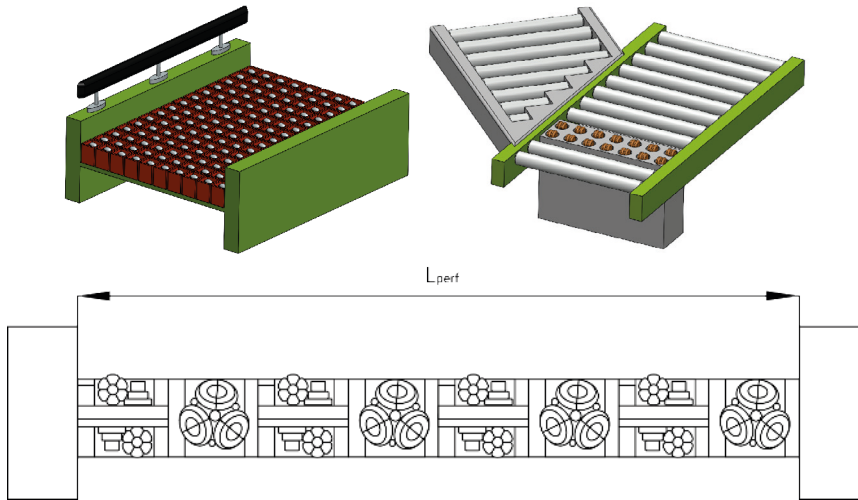


Figura 3.64. Transportador por ruedas en plataforma “todas direcciones”.

Extraído y adaptado de INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.

3.5.2. Especificaciones técnicas para transportadores de ruedas

Tabla 3.10. Especificaciones técnicas para transportadores por ruedas. Extraído y adaptado de RULMECA (2019). *RULMECA Drive rollers. Series BL3*. (2nd Ed.). Rulmeca Holding S.p.A. Italy. www.rulmeca.com; INTERROLL (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005; Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England; EASY Conveyors. (2018). ERS System. Roller conveyors. www.easy-conveyors.com

Tipo de transportador	Mercancías adecuadas	Tipo de ruedas	Carga por rueda (kg.)	Capacidad kg./m	Ancho rueda mm	Ancho vía mm	Observaciones
Ruedas ligeras en chasis de chapa de acero perfilada.	Mercancías en cajas de cartón con peso máx. de 20 kg.	Plástico	2.5		3	n x 90	Recomendable para el almacenaje vivo, ejemplo transporte de contenedores de carbón.
Ruedas ligeras con su chasis embridado sobre tubos de acero	Mercancías en cajas de cartón	Plástico	10-50				
Ruedas sobre ejes		Plástico Acero	5-10 10-50	100-2000	3 3	200-600 200-600	
Ruedas montadas en largueros.	Palets, y mercancías con armazón de madera.	Acero fundido.	200-900	600-4500	3	600	Desplazamiento de mercancías directamente sobre el transportador.

Bibliografía

- APARICIO IZQUIERDO, F., ARENAS RAMÍREZ, B., GÓMEZ MÉNDEZ, A., JIMÉNEZ ALONSO, F., LÓPEZ MARTÍNEZ, J.M., MARTÍNEZ SÁEZ, L., PAÉZ AYUSO, F.J. (2008). *Ingeniería del Transporte*. Ed. DOSSAT 2000. Madrid.
- ASTALS COMA, F. (2009). *Almacenaje, manutención y transporte interno en la industria*. Ed. UPC. Barcelona.
- EASY CONVEYORS. (2018). *ERS System. Roller conveyors*. www.easy-conveyors.com
- INTERROLL. (2005). *Conveyor Lines*. GB 09/2005.
- INTERROLL. (2016). *Rodillos transportadores*. www.interroll.com
- INTERROLL. (2019). *Catálogo módulos de transporte*. www.interroll.com
- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid.
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- MECALUX. *Sistemas de transporte para palets*. www.mecalux.es
- MECALUX. *Sistemas de transporte para cajas*. www.mecalux.es
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2002). *Los Transportes en la Ingeniería Industrial*. Editorial Reverté, S.A. Madrid.
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- OMNI METALCRAFT, INC. *Roller catalog*. www.omni.com
- OMNI METALCRAFT, INC. *Standard products catalog*. www.omni.com
- RULMECA. (2019). *RULMECA Drive rollers. Series BL3*. (2nd Ed.). Rulmeca Holding S.p.A. Italy. www.rulmeca.com
- RULMECA. (2018). *Drum motors unit handling. General Catalogue*. (3rd Ed.). MOT EN 01-2018. Rulmeca Holding S.p.A. Italy. www.rulmeca.com
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.
- SIR, S.L. (2019). *Cadenas de rodillos*. Suministros Industriales y Recambios, S.L. www.sir.es

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (1973). UNE 58-200-73 Parte I. *Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). UNE 58-200-73 Parte II. *Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas aisladas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). UNE 58-216-86. *Equipos de manutención continua. Nomenclatura*. Madrid: AENOR.

ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1990). UNE 18002:1990. *Transmisión de precisión. Cadenas de rodillos de paso corto y ruedas dentadas correspondientes*. Madrid: AENOR.

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. (2012). ANSI/ASME B29.100-2011. *Precision Power Transmission, Double - Pitch Power Transmission, and Double - Pitch Conveyor Roller Chains, Attachments and Sprockets*. New York, USA.

INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (2015). ISO 606:2015. *Short-pitch transmission precision roller and bush chains, attachments, and associated chain sprockets*. Geneva: ISO.

Transportadores de cadenas

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

4.1. Introducción. Transportadores de cadenas.....	281
4.1.1. Sistema de transmisión de potencia con cadenas.....	281
4.1.2. El uso de las cadenas en sistemas de transporte continuo de cargas.....	284
4.2. Sistemas de transmisión de movimiento con cadenas aplicadas al transporte unitario de cargas.....	286
4.3. Características constructivas de los sistemas de transporte por cadenas	288
4.3.1. Tipos de cadenas utilizadas en el transporte continuo de cargas.....	293
4.3.1.1. Tipos de accesorios utilizados en cadenas para el transporte continuo de cargas	295
4.4. Cálculo de sistemas de transporte continuo con cadenas	298
4.4.1. Factor de seguridad.....	299
4.4.2. Selección de los rodillos de la cadena	300
4.4.2.1. Determinación del rozamiento de los rodillos de la cadena	301
4.4.2.2. Cálculo de las cargas soportadas por los rodillos de la cadena	304
4.4.3. Cálculo de la fuerza de tracción en la cadena.....	305
4.4.3.1. Fuerza de resistencia en transportadores de cadenas con accesorios empujadores	305
4.4.3.2. Fuerza de tracción necesaria en transportadores de cargas unitarias apoyadas directamente sobre los rodillos de las cadenas.....	306

4.4.3.3. Fuerza de rozamiento lateral en transportadores de cargas a granel accionadas por cadenas.....	308
4.4.4. Procedimiento de selección y cálculo de la cadena en función de su aplicación.....	309
4.4.5. Diseño e instalación de transportadores de cadena.....	314
4.4.5.1. Sistemas de guiado de la cadena.....	315
4.4.5.2. Características del piñón de accionamiento motriz de la cadena.....	317
4.4.5.3. Sistemas de ajuste de la cadena.....	319
4.4.6. Variación de velocidad de la cadena.....	322
4.4.7. Configuración de la cadena y el piñón motriz.....	326
4.4.8. Diámetro del árbol de transmisión del transportador.....	328
4.4.9. Sistemas de lubricación en transportadores por cadenas.....	330
4.5. Ejemplos de aplicación de sistemas de transporte continuo con cadenas.....	331
4.6. Transportadores de bandejas.....	338
4.7. Especificaciones técnicas de los transportadores por cadena.....	340
Bibliografía.....	341
Reglamentos y normativa.....	341

4.1. Introducción. Transportadores de cadenas

4.1.1. Sistema de transmisión de potencia con cadenas

El problema de la transmisión de potencia en el uso de maquinaria y equipos industriales para el desplazamiento, manipulación o transformación de mercancías se ha venido realizando en la práctica mediante sistemas de transmisión basados en cadenas, engranajes o elementos de fricción. La selección de la tipología de transmisión más adecuada a cada caso requiere tener en consideración una serie de factores, como son: la eficiencia de la transmisión seleccionada, la absorción de los impactos generados, la aparición de ruidos y vibraciones, las condiciones necesarias del entorno, la facilidad para transportar cargas en función del peso y la velocidad, la necesidad de lubricación o la flexibilidad de diseño.

Desde el punto de vista del diseñador de un sistema de transporte continuo de mercancías, todas estas características deben ser ponderadas y analizadas, de modo que se pueda seleccionar la mejor solución para cada una de las aplicaciones a implementar. Como resumen, en la Tabla 4.1 se pueden observar las propiedades más importantes que los diferentes sistemas de transmisión de potencia pueden ofrecer, en función de las características técnicas para su implementación.

En general, los sistemas de transmisión de potencia por cadenas constituyen la solución más económica para transportar grandes cargas a baja velocidad. Aunque también se pueden utilizar para transmitir potencia en condiciones de alta velocidad como, por ejemplo, los sistemas de transmisión del eje de cigüeñales de un motor de combustión interna en automóviles.

En general, las cadenas son muy útiles en instalaciones de funcionamiento continuo y larga duración, donde la transmisión de potencia presenta una fluctuación de par limitada. En caso de transmisiones intermitentes o de movimiento reversible, son más adecuados los engranajes. También se puede afirmar que, cuanto mayor es la distancia entre los ejes, más útil resulta el uso de las cadenas y las cintas, en lugar de los engranajes. Desde un punto de vista económico, y bajo las mismas condiciones de transmisión, el coste de las cintas dentadas y sus rodillos motrices es mucho mayor que el de las cadenas y sus piñones motrices.

Así, se puede afirmar que, desde el punto de vista de la transmisión de potencia, el uso de cadenas presenta las siguientes ventajas:

- Permiten realizar reducciones/aumentos de velocidades de hasta 7:1.
- Se pueden adaptar a grandes distancias entre ejes de transmisión (hasta 4 m) de forma más versátil.
- Se pueden utilizar con múltiples ejes o accionamientos a ambos lados de la cadena.
- Se pueden seleccionar e intercambiar los diseños de cadenas entre los diferentes marcos normativos: ANSI (American National Standards Institute), ISO (International Standardization Organization) y JIS (Japanese Industrial Standards).

- Son fáciles de cortar y conectar.
- El diámetro del piñón motriz de una cadena puede ser menor que el necesario para una polea de cinta, para el mismo par de transmisión.
- Los piñones de la cadena están sometidos a un menor desgaste que los utilizados en los engranajes, debido a que se pueden distribuir las cargas sobre mayor número de dientes.

No obstante, la transmisión de movimiento con cadenas presenta algunos inconvenientes, como:

- Las cadenas presentan una variación de velocidad, llamada “acción cordal”, que es causada por el efecto poligonal de los piñones motrices. Debe ser minimizada seleccionando convenientemente el paso de la cadena y el número de dientes del piñón motriz.
- Las cadenas necesitan lubricación, que debe seleccionarse en función de la velocidad de funcionamiento.
- Las cadenas se pueden desgastar y aumentar su elongación.
- La cadena es estructuralmente más débil cuando está sometida a cargas laterales, por lo que debe ser convenientemente alineada.

Tabla 4.1. Características técnicas por considerar para la aplicación de diferentes sistemas de transmisión de potencia en máquinas y sistemas de transporte de mercancías. Extraído y adaptado de Tsubaki. (1995). *The complete guide to chain*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com.

Características técnicas	Cadenas de rodillos	Cintas dentadas	Cintas en V	Engranajes rectos
Sincronización movimientos	♥	♥	↓	♥
Eficiencia de la transmisión	♥	♥	◇	♥
Absorción impactos	◇	⊗	♥	↓
Ruido/vibraciones	◇	♥	♥	↓
Condiciones ambientales del entorno	Evitar agua y polvo	Evitar calor, aceite, agua y polvo	Evitar calor, aceite, agua y polvo	Evitar agua y polvo
Ahorro de espacio y peso (alta velocidad/cargas reducidas)	↓	♥	⊗	⊗
Ahorro de espacio y peso (baja velocidad/cargas elevadas)	♥ Compacto, ligero	◇ Poleas ligeramente pesadas	↓ Mayor anchura con poleas pesadas	⊗ Necesita mayor resistencia debido al menor número de dientes engranados
Lubricación	↓ Necesaria	♥ No necesaria	♥ No necesaria	↓ Necesaria
Flexibilidad de diseño	♥	⊗	◇	↓
Exceso de carga sobre los cojinetes	♥	⊗	↓	♥

♥ Excelente, ⊗ Bueno, ◇ Adecuado, ↓ Pobre.

Dependiendo del tipo de aplicación en que van a ser utilizadas, las cadenas pueden ser clasificadas en diferentes tipologías. Así, los principales tipos de cadenas más utilizados en el mercado se muestran en la siguiente Tabla 4.2. En el presente capítulo se prestará especial atención a los tipos de cadenas más utilizados en el transporte continuo de cargas.

Tabla 4.2. Clasificación de las tipologías de cadenas. (A) Extraído de *iStock.com*, de AlexLMX. Id: 531318062. (2016). Licencia Estándar; (B) Extraído de *iStock.com*, de Itsanan Sampuntarat. Id: 1393356735. (2022). Licencia Estándar; (C) Extraído de *iStock.com*, de Alexander Bayurov. Id: 998519858. (2018). Licencia Estándar; (D) Extraído de *iStock.com*, de surasak petchang. Id: 1384441755. (2022). Licencia Estándar.

Tipo de cadena	Definición	Imagen	Aplicaciones
(A) Cadenas de rodillos	Utilizada en los sistemas de transmisión de potencia de máquinas		Maquinaria industrial en general, transmisión en vehículos, motores industriales y marinos, maquinaria agrícola, etc.
(B) Cadenas para transporte continuo de cargas unitarias	Utilizada en máquinas donde los ítems deben ser transportados con estabilidad sobre las cadenas		Transportadores continuos horizontales de cargas aisladas
(C) Cadena de hojas	Utilizada en sistemas de elevación de cargas vertical		Carretillas elevadoras, polipastos de elevación vertical de cargas, transportadores verticales, paternosters, elevadores verticales, etc.
(D) Cadenas especiales	Utilizadas en sistemas donde la cadena debe prestar una función específica cuando los ítems apoyan encima.		Sistemas de transporte continuo con protección especial de la carga (vidrio, madera, cartón, etc.)

4.1.2. El uso de las cadenas en sistemas de transporte continuo de cargas

En general, como ya hemos visto en anteriores capítulos, los sistemas de transporte continuo pueden utilizar tanto las cadenas, las cintas o los rodillos como sistemas de transmisión de movimiento de las cargas a desplazar, dependiendo del tipo de aplicación. Las características básicas que definen, de forma aproximada, la posibilidad de utilizar un sistema u otro, se resumen en la Tabla 4.3.

En general, los transportadores continuos por cinta son adecuados para el desplazamiento a distancia de un volumen elevado de mercancías, sobre todo, de productos a granel. Excepto para estos casos, cuando se desea desplazar cargas variadas unitarias, resulta difícil comparar entre sí el uso de cadenas, cintas y rodillos en función de la capacidad, velocidad y distancias a recorrer durante el transporte, ya que dependerá siempre del tipo de instalación en la que se implemente el sistema de manutención.

Lo normal es que, si las cargas unitarias se mantienen estables durante el desplazamiento, tanto las cadenas como los rodillos representan un método de transporte excelente. Sólo cuando las cargas unitarias son ligeras (poco peso y tamaño), las cintas transportadoras son adecuadas para el transporte.

De entre estos tres sistemas de transporte, las cadenas constituyen la alternativa que menor espacio necesita ocupar para realizar el movimiento de las cargas. En ese sentido, los sistemas de transporte continuo de cadenas consisten en la utilización de una, dos o más cadenas que se desplazan por vías paralelas, y permiten que las cargas se apoyen directamente sobre éstas. Como las cadenas a la vez sostienen a la carga y la acompañan, los requerimientos de la base de los objetos individuales no pueden explicitarse exactamente. Una aplicación muy típica de este sistema es el movimiento transversal de palets (con sus largueros de la base dispuestos al través sobre las cadenas) en conexión con transportadores de rodillos (ver Figura 4.1).

Tabla 4.3. Características del movimiento de mercancías mediante diferentes sistemas de transporte continuo. Extraído y adaptado de Tsubaki. (1995). *The complete guide to chain*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com.

Tipo de transportador	Cadenas	Cintas	Rodillos
Transporte de productos a granel	♥	♥	↓
Transporte de cargas unitarias	♥	⊗ Sólo para transportadores ligeros	♥
Polvo en el transporte de materiales a granel	♥	↓/⊗ (↓ para transportadores cerrados)	
Espacio necesario	Pequeño	Grande	Grande

♥ Excelente, ⊗ Bueno, ↓ Pobre.

Los transportadores de cadenas pueden emplearse, por tanto, para la transferencia lateral y distribución entre varias líneas de transportadores de rodillos (ver Figura 4.1). Por ejemplo, el transporte de palets realizado a nivel del suelo con cadenas resulta más

barato que si se realiza con transportadores equivalentes de rodillos o tablillas. Por el contrario, se necesitará más potencia y el nivel de ruidos será mayor.

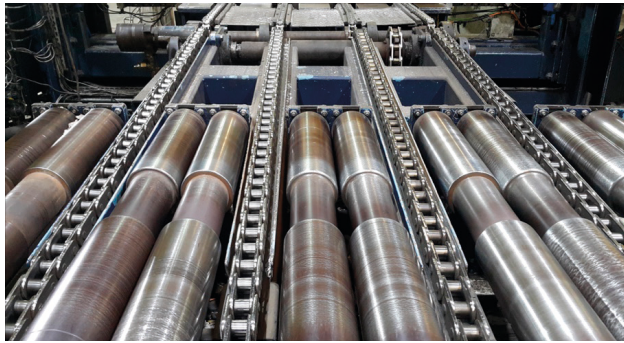


Figura 4.1. Ejemplo de sistemas de transporte por cadenas en combinación con rodillos.
Extraído de *iStock.com*, de khomsan rakphong. Id: 1152413976. (2019). Licencia Estándar.

Convenientemente equipados con voladizos, las cadenas pueden ser la elección adecuada para desplazar listones o vigas de madera o barras de acero o aluminio de gran longitud, ya que se adaptan perfectamente al tamaño de la carga a transportar, toda vez que, en función de la longitud de la mercancía, se utilizarán un mayor o menor número de cadenas que representan su punto de apoyo. Estas mercancías de gran longitud deben ser desplazadas transversalmente a su eje longitudinal si se desea realizar el movimiento en un sistema de transporte continuo. La Figura 4.2A muestra un ejemplo de este tipo de aplicaciones. Si la carga a transportar es muy pesada, se puede elegir el número de cadenas necesario para soportar el volumen y carga más adecuado con el material de cadena más resistente (acero) (Figura 4.2B).



Figura 4.2. Transportador de cadenas para la manipulación de barras y piezas de gran longitud. (A) transporte de perfiles de aluminio de gran longitud con cadenas especiales. Extraído de *iStock.com*, de photoneyman. Id: 524202675. (2014). Licencia Estándar; **(B) transporte con cadenas para cargas voluminosas y muy pesadas.** Extraído de *iStock.com*, de khomsan rakphong. Id: 1152414441. (2019). Licencia Estándar.

En la ingeniería química y la industria alimentaria, los transportadores de cadenas juegan un papel importante. Simples transportadores de cadena, fabricadas en plástico o acero inoxidable, manipulan botellas, latas de bebidas y objetos similares. El material de la cadena ayudará al mantenimiento de las condiciones higiénicas que este tipo de aplicaciones requiere.

En resumen, y de forma genérica, las principales ventajas e inconvenientes de los transportadores continuos por cadena se pueden resumir en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Principales ventajas e inconvenientes de los transportadores por cadena.

Características de los transportadores continuos por cadena	
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none">• Bajos requerimientos de resistencia para la base de los bienes o ítems.• Adecuado para la manipulación de bienes de gran longitud (barras, listones, etc.).• Se consiguen cambios de dirección horizontal y verticalmente fácilmente.	<ul style="list-style-type: none">• Difícil de conseguir la acumulación.• Elevados requerimientos de consumo de energía (los transportadores de cadenas de plástico son una excepción).

4.2. Sistemas de transmisión de movimiento con cadenas aplicadas al transporte unitario de cargas

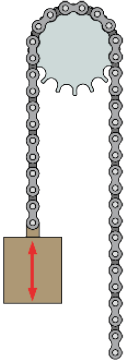
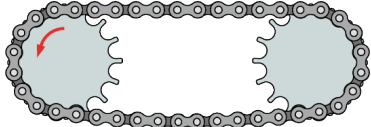
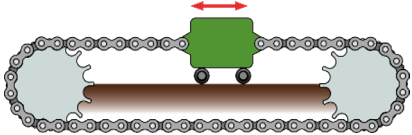
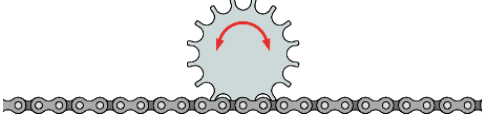
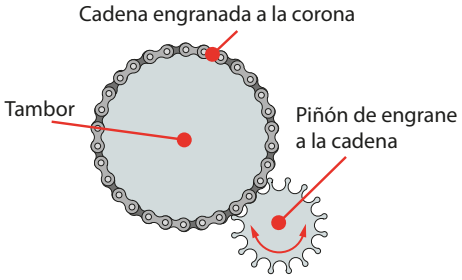
Habitualmente, los sistemas de transmisión de potencia que utilizan cadenas para generar el desplazamiento de cargas suelen diseñarse en alguna de las posibles configuraciones que se muestran en la Tabla 4.5. Dichos sistemas se agrupan en dos tipologías conocidas como de cadena *abierta* o *cerrada*. Cada una de estas tipologías, a su vez, permite definir diferentes tipos de aplicaciones de los sistemas de transmisión por cadenas para elevar y/o desplazar cargas, o transmitir potencia entre piñones.

Las cadenas *cerradas* son llamadas *cadena sin fin*, y se utilizan en sistemas de transporte en instalaciones con una o varias cadenas apoyadas sobre una estructura o bastidor, que facilita su desplazamiento longitudinal (Figura 4.2 y Tabla 4.5C). El movimiento de las cadenas se materializa gracias al uso de un motor eléctrico que, por medio de un sistema de transmisión mecánico, traslada el movimiento de giro a un piñón motriz que engrana con las cadenas, que retornan a su posición inicial gracias al uso de un piñón de retorno (Figura 4.3). El desplazamiento de las cadenas sobre los canales se puede materializar con deslizamiento o con rodadura.

Tabla 4.5. Tipologías de transmisión de potencia en los transportadores por cadena.

Extraído y adaptado de Tsubaki. (1995). *The complete guide to chain.*

Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com.

Configuraciones en la transmisión de potencia con cadenas	
CADENAS ABIERTAS	CADENAS CERRADAS
<ul style="list-style-type: none"> • Número impar de pasos. • Ambos extremos acaban en eslabones interiores. • El número de eslabones interiores supera en una unidad al de exteriores. • El número de rodillos sobrepasa en una unidad al número de pasos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Número par de pasos. • Número igual de eslabones interiores y exteriores. • El número de eslabones, equivalente al número de pasos, es igual al número de rodillos.
<p>A) ELEVACIÓN DE CARGAS</p> 	<p>C) TRANSMISIÓN ORDINARIA</p> 
	<p>D) TRACCIÓN DE VEHÍCULOS HILO-GUIADOS</p> 
<p>B) TRANSMISIÓN POR PIÑÓN DE ENGRANE</p> 	<p>E) TRANSMISIÓN POR PIÑÓN DE ENGRANE CON TAMBOR</p> 

Otra de las aplicaciones de las cadenas cerradas consiste en utilizar estas como elemento de transmisión de movimiento que recibe la potencia a través de un piñón fijo en su posición, que engrana con los eslabones de la cadena (Tabla 4.5C). Este es el caso de los sistemas de transportadores por rodillos con accionamiento motriz, donde se podrán emplear una o más líneas de cadenas que se encuentran engranadas a cada uno de los piñones motrices, desde los que reciben el accionamiento.

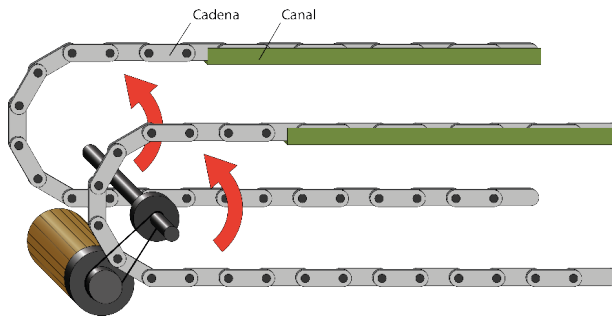


Figura 4.3. Esquema de los elementos básicos de un transportador por cadenas.

Con la misma tipología de cadena sin fin, se puede utilizar un sistema de transporte de vehículos, guiados o no mediante un desplazamiento restringido, en los que la cadena puede realizar las funciones de elemento de tracción de los vehículos con/sin carga (Tabla 4.5D). Una última aplicación de la cadena sin fin es aquella en la que la cadena está enrollada a la corona de un tambor giratorio dentado, que puede transmitir potencia mediante el engrane de un piñón exterior con los eslabones de la cadena (Tabla 4.5E).

Por otra parte, una aplicación muy extendida para la transmisión de potencia con *cadenas abiertas* es aquella en la que se desea elevar cargas en el plano vertical (Tabla 4.5A). Este sistema es el utilizado fundamentalmente por los sistemas de transmisión de los elevadores verticales, paternosters, o incluso los carros de manutención para la elevación de cargas.

Si, por otra parte, la cadena se encuentra instalada sobre una superficie horizontal de soporte, se puede conseguir su desplazamiento lineal, en cualquiera de las direcciones, mediante el engrane de un piñón motriz (Tabla 4.5B). Si sobre estas cadenas se depositan mercancías, se puede conseguir su desplazamiento lineal con cierta facilidad aplicando este método de transmisión. Este último sistema de transmisión es típico también, por ejemplo, de los sistemas de transporte motorizado de rodillos con accionamiento motriz, cuyo sistema de transmisión es tangencial a los rodillos motrices de cada módulo.

4.3. Características constructivas de los sistemas de transporte por cadenas

La fabricación de los eslabones de la cadena depende de las aplicaciones que se le vaya a dar, los materiales y naturaleza de la carga a transportar y el peso de esta. Los materiales empleados para su fabricación pueden ser el acero o el plástico (poliacetato). En el caso de los eslabones metálicos, pueden incorporar o no rodillos internos. Generalmente, las cadenas metálicas sin rodillos se emplean cuando la fricción es baja, principalmente para cargas ligeras y medias de hasta 1000 kg. La fricción entre la cadena y su soporte puede reducirse si la cara inferior de la cadena se lubrica, por ejemplo, haciéndola pasar en su movimiento a través de unos rodillos en un baño de aceite.

Constructivamente, las *cadena de rodillos* están constituidas por la unión alternativa de una serie de elementos conocidos como “*eslabones interiores*”, junto a otros llamados “*eslabones exteriores*”, según se observa en la Figura 4.4. Los eslabones interiores están formados por dos placas, o bridas interiores, unidas por presión a dos casquillos sobre los que giran libremente los rodillos de la cadena. Los eslabones exteriores están formados por placas o bridas exteriores unidas a los ejes a los que se remachan lateralmente, una vez incorporados estos a los eslabones interiores (Figura 4.5). Este conjunto de elementos articulados ensamblado de este modo se denomina “*cadena de rodillos*”.

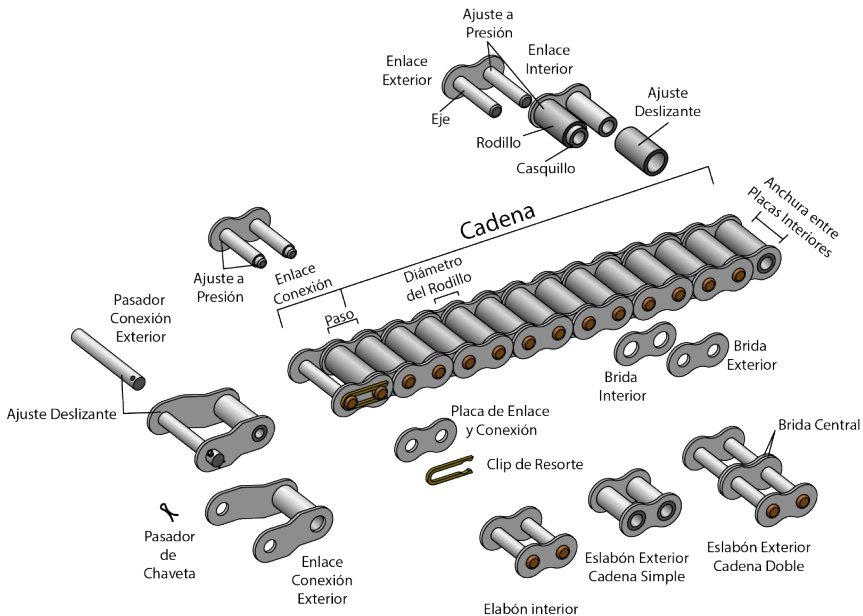


Figura 4.4. Elementos constitutivos de una cadena de rodillos. Extraído y adaptado de Tsubaki. (1995). *The complete guide to chain*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com

Este modo de ensamblado se repite de forma secuencial mediante la unión de rodillos que están separados entre sí una distancia constante, conocida como “*paso*”. Toda la cadena de rodillos deberá acoplarse con suavidad a un piñón dentado que ejercerá la función de transmisión de potencia a la cadena, que conectará uno o más ejes. En la práctica, esta función de transmisión se trasladará a una cadena simple, o más de una, constituyendo las conocidas como cadenas dobles, triples, etc. La Figura 4.6 muestra un ejemplo de estas configuraciones.

En el caso de las *cadena utilizadas en los sistemas de transporte continuo*, el diseño es mucho más sencillo, tal y como muestra la Figura 4.5. En este caso, cada eslabón de la cadena está constituido por un enlace interior formado por una placa a la que se le unen dos pasadores-casquillos huecos; a cada uno de los pasadores se les monta un

rodillo exterior que hace las funciones de rodamiento. El conjunto es cerrado por una brida interior que cierra el eslabón. Cada eslabón se monta de forma secuencial con el siguiente, al que se une mediante un enlace exterior formado por una placa con dos ejes-pasadores macizos que se introducen por dentro de los pasadores-casquillos huecos, que son cerrados por una brida exterior. Este esquema se repite tantas veces como sea necesario en función de la longitud de la cadena.

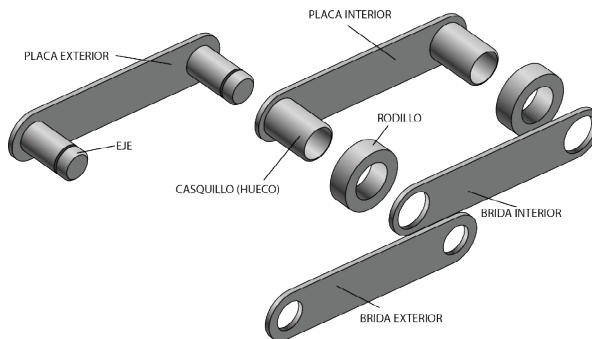


Figura 4.5. Elementos básicos de las cadenas de rodillos para sistemas de transporte continuo. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com

El paso de la cadena se determinará en función de las cargas a transportar. Como referencia, se elige un paso mínimo que depende de la resistencia exigida para los dientes del piñón de transmisión; el paso máximo depende de la longitud de las placas de cada eslabón y de la rigidez necesaria para la cadena. En casos especiales, el paso puede aumentarse si son reforzados adecuadamente los casquillos que se montan sobre los rodillos interiores, y se seleccionan adecuadamente el número de dientes del piñón de transmisión.

El uso de cadenas múltiples permite transmitir velocidades tan elevadas como una cadena simple del mismo paso, pero con una capacidad de transporte y transmisión de potencia mayor, dependiendo del número de cadenas que se estén empleando.

Las principales dimensiones con que se diseñan las cadenas de transmisión de potencia para su identificación se basan en las siguientes cotas (ver Figura 4.6):

- *Paso, P*: distancia entre centro de ejes pasadores de un mismo eslabón.
- *Anchura interior, A*: anchura entre placas interiores.
- *Diámetro del rodillo o casquillo, D*: diámetro del rodillo interior de cada eslabón.
- *Número de filas de rodillos*: cadenas simples, dobles, triples, etc.
- *Separación entre filas de rodillos, E*: separación entre los ejes longitudinales de cada cadena, si se trata de cadenas múltiples.

Para identificar correctamente a una cadena son necesarias, al menos tres medidas: el *paso P*, la *anchura interior entre placas A* y el *diámetro de los rodillos D*.

Los extremos finales de los eslabones de la cadena son cerrados por elementos conectores que suelen ser del tipo “clip de resorte”, tipo “chaveta” o “tipo remachado” (ver Figura 4.4). Los dos primeros permiten un rápido montaje y desmontaje de los eslabones, mientras que el remachado permite un enlace muy fuerte, con una resistencia a la fatiga similar a la de los otros eslabones de la cadena.

Así mismo, en los extremos finales de las cadenas se suelen utilizar eslabones de compensación o de conexión exterior (ver Figura 4.4), que se utilizan cuando la cadena dispone de un número impar de pasos. Estos eslabones están formados por un par de placas acodadas cuyo lado más estrecho es encajado a presión entre el casquillo y el rodillo del último eslabón de la cadena. El lado más ancho se instala en el extremo final y constituye ahora el último eslabón de la cadena, siendo ahora asegurado mediante un pasador partido.

Un aspecto que tener en cuenta con este tipo de enlaces finales es que reduce la capacidad de transmisión de potencia de la cadena, por lo que debería evitarse su uso en instalaciones donde la cadena circula a alta velocidad y/o aparecen cargas de impacto.

Tanto las cadenas de rodillos utilizadas para la transmisión de potencia, como las utilizadas para el transporte continuo de mercancías, son diseñadas y fabricadas en base a la utilización de diferentes normativas internacionales. Las principales normas que se aplican son las siguientes:

- Norma ISO 606 e ISO 1977: Esta norma suele aplicarse en el mercado europeo, excepto en Alemania, donde se utiliza la norma DIN 8187.
- Norma British Standard (BS 228 y BS 4116-4): esta norma suele aplicarse a países del ámbito anglosajón.
- Norma americana ANSI B29.1: la norma americana ANSI, se aplica al mercado económico de Norteamérica.

Las cadenas que son fabricadas según la norma ISO 606 no son intercambiables con las normas BS o DIN.

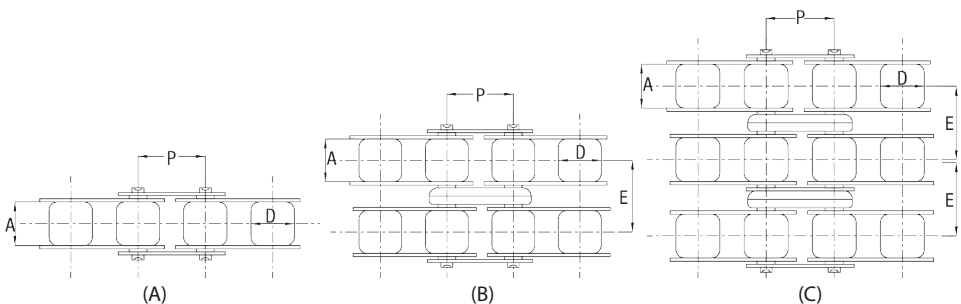


Figura 4.6. Dimensiones Básicas de las cadenas de rodillos. (A) cadena simple; (B) cadena doble; (C) cadena triple. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com.

De acuerdo con la norma UNE 18-002-90 (AENOR, 1990), las cadenas de rodillos de precisión deben designarse utilizando un número normalizado. Este número estará formado por varios dígitos, que se describen siguiendo la nomenclatura:

- Los dos primeros dígitos representan el paso de la cadena en dieciseisavos de pulgada.
- Sufijo alfabético: letra *A* (para cadenas que provienen de las normas del hemisferio oeste basadas en las normas ANSI B29.100), letra *B* (para cadenas que provienen de la unificación de todas las normas europeas, que tienen por referencia las normas ISO 606, BS 228 y DIN 8187).
- Un guion separador.
- Número de cadenas: 1 (cadena simple), 2 (cadena doble), 3 (cadena triple), etc.

Ejemplos: *16 B-1, 16 B-2, 16 B-3*, etc.

Por ejemplo, una cadena de transmisión con la nomenclatura *16B-2*, se refiere a *una cadena doble con un paso de 1 pulgada, y que se ha diseñado de acuerdo con las normas europeas*.

Los tamaños de las cadenas diseñadas según las normas europeas suelen disponer de unos pasos que varían entre 6 mm (0,236 pulgadas) y 114,3 mm (4,5 pulgadas). Las cadenas dispondrán de unas dimensiones que, según la norma UNE 18-002-90, vienen definidas y normalizadas en las tablas 1, 1M, 2 y 2M de esta. En estas tablas se definen las dimensiones máxima y mínima para asegurar la intercambiabilidad de los eslabones (aunque no las tolerancias reales de fabricación). Todas las cadenas que se fabrican de acuerdo con esta norma presentan la ventaja de que, aunque procedan de diferentes fabricantes, facilitan la aplicabilidad y la facilidad para reparaciones y sustitución de cualquiera de sus partes o componentes.

La nomenclatura utilizada por la norma ANSI/ASME B29.00 (ASME, 2012) para definir la tipología de la cadena, utiliza los siguientes dígitos:

- Un primer dígito que indica el tamaño del paso de la cadena en un octavo de pulgada.
- Un segundo dígito que define el tipo de cadena: 0 (cadena de rodillos), 1 (cadenas estrechas), 5 (cadena de casquillos).
- Un guion separador.
- Número de cadenas: 1 (cadena simple), 2 (cadena doble), 3 (cadena triple), etc.

Ejemplos: *40-1, 80-2, 160-3*, etc.

Por ejemplo, una cadena de transmisión con la nomenclatura *40-1*, se refiere a *una cadena simple con un paso de 1/2 pulgada (4/8), y que se ha diseñado como una cadena de rodillos simple para transmisión de potencia*.

Las cadenas fabricadas según la norma americana suelen disponer de pasos entre $\frac{1}{4}$ y 3 pulgadas, y se caracterizan porque disponen de diámetros de pasadores menores

que los utilizados según los diseños de las normas europeas. Esto implica una menor resistencia al desgaste debido a la menor área resistente del cojinete.

4.3.1. Tipos de cadenas utilizadas en el transporte continuo de cargas

Cuando las cadenas se utilizan como elemento de transmisión del movimiento y soporte de las cargas a transportar, caso de los sistemas de transporte continuo, se suelen diseñar dos tipos de cadenas principales:

a) Cadenas con pasador de cojinete hueco

Este tipo de cadenas se caracterizan porque los ejes de la placa exterior que sirven para unir las placas interiores de cada eslabón se diseñan con un perfil hueco; esta particularidad permite utilizar estas cadenas en aplicaciones donde se pueden instalar diferentes accesorios unidos a las placas exteriores. Su uso está muy extendido en instalaciones muy diversas donde se trabaja en condiciones normales. La Figura 4.7 muestra un ejemplo de este tipo de cadenas.

Los accesorios que se instalan lo pueden hacer de forma que se atornillan firmemente al hueco del eslabón, o con posibilidad de girar libremente en él. En caso de que el accesorio esté atornillado, sólo estará fijado a la placa exterior, para permitir que el eslabón interior pueda girar libremente (articulado) durante el desplazamiento de la cadena.

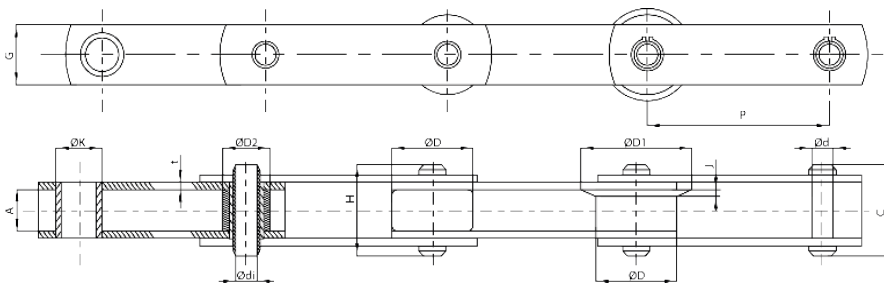


Figura 4.7. Características básicas de las cadenas de pasador hueco utilizadas en el transporte continuo de cargas. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com

b) Cadenas con pasador de cojinete macizo

Este tipo de cadenas presentan las mismas características dimensionales y constructivas que las anteriores (de pasadores huecos), con la diferencia de que, en este caso, los pasadores utilizados para unir los eslabones interiores desde las placas exteriores son macizos. Esto los hace ideales para aquellas soluciones donde se precisa una mayor capacidad de carga, y en condiciones de funcionamiento más duras. Un ejemplo de estos diseños se puede observar en la Figura 4.8.

En general, en ambos tipos de cadenas se pueden utilizar rodillos de diferentes tipos (e incluso, en algunos casos sin rodillos), que se adaptan al tipo de aplicación al que va destinado el uso de la cadena (ver Figura 4.8).

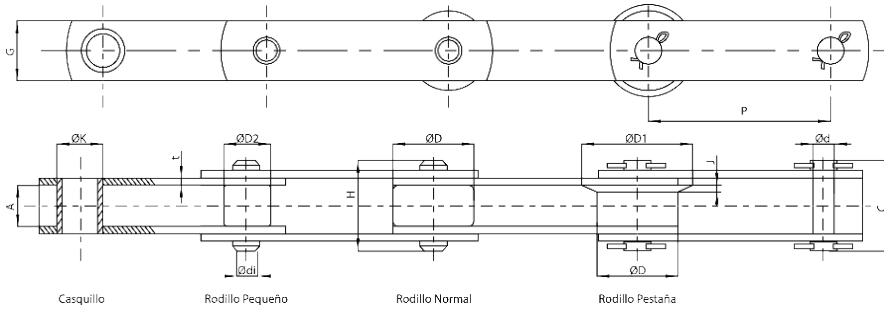


Figura 4.8. Características básicas de las cadenas de pasador sólido utilizadas en el transporte continuo de cargas. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com

Para ambos tipos de cadenas existe la posibilidad de que se pueda utilizar una modalidad de placas exteriores con una altura superior a la de los rodillos, como se observa en la Figura 4.9. Este diseño de placas exteriores sobreelevadas permite que las cargas transportadas apoyen directamente sobre la placa, y no sobre el rodillo, lo que facilita el uso de rodillos menos resistentes. No obstante, cuando la cadena tenga que trazar curvas en el plano horizontal, se deberán utilizar cojinetes de rodamientos cónicos para facilitar una mayor flexibilidad lateral.

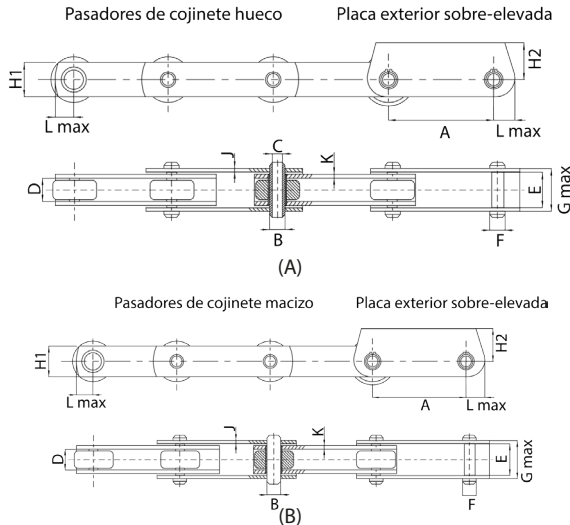


Figura 4.9. Características básicas de las cadenas de pasador hueco (A) y sólido (B) con placas exteriores sobreelevadas utilizadas en el transporte continuo de cargas. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com

4.3.1.1. Tipos de accesorios utilizados en cadenas para el transporte continuo de cargas

Es bastante habitual utilizar diferentes accesorios montados sobre las placas exteriores de las cadenas utilizadas en el transporte continuo de cargas. Esto permite que cada accesorio pueda adaptarse al tipo de aplicación concreta en que se vaya a utilizar la cadena. El accesorio puede formar parte integral de la placa exterior, porque se ha fabricado junto con ésta, o bien puede ser incorporado posteriormente a la misma, por ejemplo, mediante una soldadura. También, puede ser incorporado a un lado sólo del eslabón, o a ambos lados.

De acuerdo con la normativa, los diferentes accesorios que se instalan en los eslabones de la cadena se definen con una nomenclatura concreta que incorpora los siguientes datos:

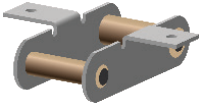
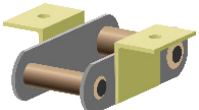
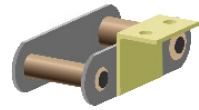
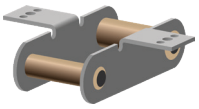
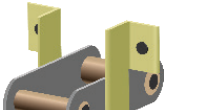
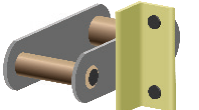
- Un dígito alfabético, que define el tipo de accesorio: *K, F, L, G*, etc.
- Un dígito numérico, que indica el número de agujeros del accesorio: 1, 2 o 3.

La siguiente Tabla 4.6 muestra un resumen de las tipologías de accesorios más representativos que son utilizados en cadenas que se instalan en sistemas de transporte continuo de mercancías. Por ejemplo, los accesorios de tipo *K* (soldados a las placas exteriores del eslabón o como partes integrantes de los mismos), proporcionan una plataforma paralela a la línea de la cadena que permite la instalación de tablillas, rascadores o cangilones para desplazar mercancía en el plano horizontal o vertical. Por el contrario, los accesorios de tipo *F* (siempre soldados a las placas exteriores del eslabón) proporcionan la posibilidad de instalar superficies planas en ángulos perpendiculares a la línea de la cadena. Esta solución es ideal para utilizar rascadores o empujadores de productos a granel. Esta misma función se puede conseguir con los accesorios de tipo *L* (siempre integrales), para la función de arrastre de productos a granel.

Por otro lado, a las placas exteriores también se les pueden instalar pasadores (en un extremo pasante entre ambas placas, o en el centro de la placa exterior del eslabón), lo que permite el anclaje de canchales, bandejas o receptáculos muy útiles para el transporte vertical y aéreo de mercancías.

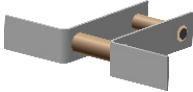
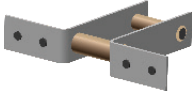
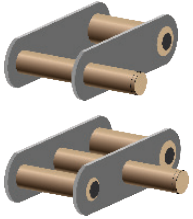
Finalmente cabe destacar que este tipo de accesorios pueden ser adaptados según las necesidades de cada aplicación con formas, tamaños, materiales, etc., especiales y adaptables al tipo de carga a transportar como, p.e. pivotes, ganchos, anclajes especiales, etc.

Tabla 4.6. Tipologías de accesorios utilizados en los transportadores continuos que utilizan las cadenas como elemento de transmisión. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com.

Tipo de accesorio		Unión del accesorio a la placa exterior del eslabón	Descripción	Imagen	Aplicaciones
K	K1	K1 integral	Los accesorios del tipo K permiten instalar una plataforma paralela a la línea de transporte y a los ejes del cojinete del pasador.		Se utilizan para transportadores de tablillas, raspadores y elevadores de cangilones
		K1 soldado	Las tablillas y cangilones son unidos a los agujeros de las aletas instaladas en cada eslabón.		
	K2	K2 soldado	Las aletas pueden instalarse a un lado del eslabón o en ambos. Pueden formar parte de la placa exterior mediante un doblado por su extremo (integral), o estar añadida a la placa mediante soldadura.		
	K3	K3 integral	Las placas pueden incorporar uno, dos o tres agujeros.		
F	F1	F1 soldado	Los accesorios de tipo F permiten instalar una superficie perpendicular a la línea de transporte. La placa soldada a la parte exterior del eslabón permite instalar una superficie en ángulo recto respecto a la línea.		Se utilizan en transportadores para instalar empujadores, barras rascadoras, etc.
	F2	F2 soldado	Las aletas pueden instalarse a un lado del eslabón o en ambos, con uno o dos agujeros de montaje.		

(Tabla 4.6 continúa en la página siguiente)

(Tabla 4.6 continúa de la página anterior)

Tipo de accesorio		Unión del accesorio a la placa exterior del eslabón	Descripción	Imagen	Aplicaciones
L	L0	L0 integral	Los accesorios de tipo L permiten instalar una superficie perpendicular a la línea de transporte		Se utilizan en transportadores para instalar barras rascadoras.
	L2	L2 integral	<p>Estos accesorios son todos de montaje integral montados en las placas exteriores del eslabón.</p> <p>Pueden disponer de uno o dos agujeros (más utilizados), o sin ellos.</p> <p>Las aletas pueden instalarse a un lado del eslabón o en ambos, con uno o dos agujeros de montaje.</p>		
Pasadores de espiga y ejes extendidos			<p>Los pasadores de espiga se pueden instalar tanto en la parte central del eslabón interior, atravesando las placas interiores y exteriores, como atravesando un eje de cojinete hueco.</p> <p>Los ejes extendidos también se pueden instalar por la parte exterior de ejes macizos, a la altura de la articulación entre eslabones.</p>		Se utilizan en transportadores con empujadores y elevadores de bandejas.

4.4. Cálculo de sistemas de transporte continuo con cadenas

Para realizar la selección y el cálculo adecuado de un sistema de transporte continuo por cadenas se debe tener en cuenta la instalación a la que va destinada. Para ello, es necesario considerar inicialmente una serie de factores de diseño como son:

- Tipo de transportador.
- Distancia entre centros del transportador (entre piñón motriz y piñón de retorno) e inclinación respecto a la horizontal.
- Número de cadenas que soportarán la carga.
- Velocidad de la cadena.
- Tipo de accesorios de la cadena, espaciado y su método de fijación a la cadena.
- Características técnicas de los accesorios de la cadena: peso de las tablillas, cangilones, etc.
- Descripción del material transportado: peso, tamaño y cantidad.
- Sistema de alimentación y relación de descarga.

Uno de los parámetros más importantes en el proceso de selección de la cadena consiste en la determinación del *paso*, que deberá ser el más grande posible en función de la aplicación de la cadena, con objeto de reducir, desde un punto de vista económico, el número de elementos y componentes de la cadena por unidad de longitud, siempre que sea compatible con el tipo de accesorios a emplear y el número de dientes mínimos necesarios del piñón motriz.

El método utilizado para el cálculo de la tensión de la cadena de un transportador continuo se basa en considerar que cada sección del transportador trabaja a unas condiciones distintas. Este hecho es necesario tenerlo en cuenta ya que la carga sobre la cadena no es constante a lo largo de la longitud del transportador.

Así, para transportadores donde la carga está uniformemente distribuida, se produce un incremento progresivo en la tensión de la cadena desde un valor, hipotéticamente de 0 en el punto *A* (ver Figura 4.10), hasta un valor máximo en el punto *D*. La Figura 4.10 muestra gráficamente la tensión acumulada de la cadena en cualquier punto, donde las distancias verticales representan este valor a lo largo de su longitud. Para cada punto de la cadena se pueden calcular las fuentes de tensiones que aparecen en ese tramo, y cuyo valor máximo se obtendrá en el punto *D*, que representa la suma de las siguientes variables:

- a) Fuerza de tracción debida a la cadena y a las partes móviles en el lado descargado.
- b) Fuerza adicional necesaria para girar el piñón de retorno y su eje.
- c) Fuerza de tracción debida a la cadena y sus partes móviles en el lado cargado.
- d) Fuerza de tracción debida a la carga que está siendo desplazada.

Si analizáramos el valor de esta fuerza en un punto cualquiera, por ejemplo, en la sección *X*, se comprobaría que este valor sería inferior al obtenido en la sección *Y*. Este principio

ha sido utilizado como referencia para calcular la tensión en diferentes condiciones de funcionamiento, como se analizará posteriormente, mediante el estudio de diferentes configuraciones de transporte.

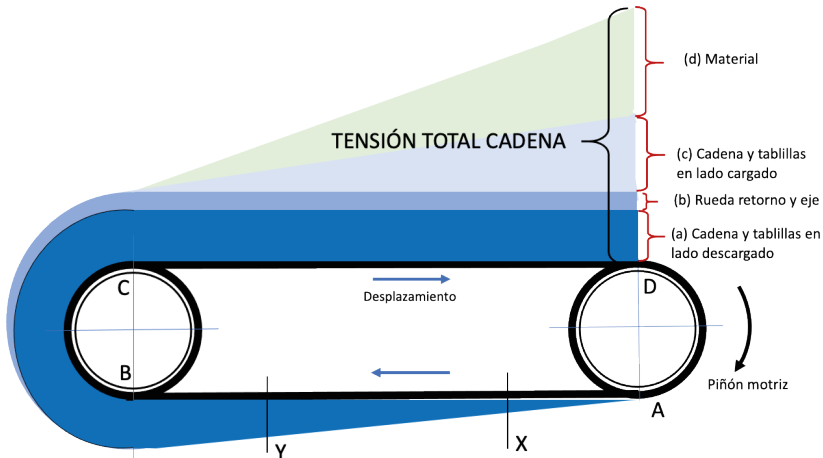


Figura 4.10. Cálculo de la fuerza de tracción total de la cadena.

4.4.1. Factor de seguridad

Los fabricantes de cadenas seleccionan el tipo de cadena a utilizar en cada caso en función de su carga de rotura. Algunos fabricantes definen esta carga como un valor medio de las diferentes cargas de rotura posibles según las aplicaciones a la que va destinada; otros la definen como el valor mínimo de rotura que cumple con las especificaciones requeridas para esa aplicación. Como regla general se suele adoptar una carga de diseño, o “*carga de trabajo*” en función de un factor de seguridad, que se suele adoptar en un valor de 8, y en función de la carga de rotura. De este modo, la carga de trabajo de un sistema de transporte continuo de cadenas se determinará como:

$$\text{Carga de trabajo} = \frac{\text{Carga rotura}}{8} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Aunque aparentemente este factor de seguridad pudiera parecer elevado, existen razones de peso para considerar que su valor es adecuado para el diseño de cadenas para el transporte de mercancías. Por ejemplo, el diseño de las placas exteriores e interiores de los eslabones suelen fabricarse con un acero de calidad inferior, por lo que su resistencia a cargas de choque es inferior, y se puede producir una deformación plástica antes de alcanzar la carga de rotura. También hay que considerar el hecho de que durante las arrancadas se produce una sobrecarga del motor de tracción que transmite el par a la cadena, que puede provocar una elevación del par de diseño de hasta el 200% del nominal.

Finalmente, hemos de considerar que la tensión aplicada a la cadena ha de ser soportada finalmente por el conjunto eje-casquillo-rodillo (que actúa conjuntamente como un cojinete) que, al transmitir el movimiento desde el piñón motriz, engrana la cadena con sus dientes. La experiencia ha demostrado que en un entorno adecuado y con una cadena limpia y bien lubricada, con presiones en esta unión de hasta 24 N/mm^2 se pueden alcanzar condiciones de vida útil muy aceptables. Y un *factor de seguridad* de 8 permite conseguir este objetivo.

Así pues, se considera que la presión del conjunto del cojinete eje-casquillo-rodillo de la cadena de un sistema de transporte continuo trabajando a la carga de trabajo, debe ser como máximo de 24 N/mm^2 , para un entorno limpio y con la cadena lubricada. Esta presión máxima debería reducirse si las condiciones de funcionamiento son más desfavorables.

En ese sentido, en el caso de que las condiciones de uso de la cadena fueran diferentes a las normales, o las condiciones del entorno de trabajo fueran más desfavorables, se deberían elegir otros coeficientes para el factor de seguridad. La Tabla 4.7 muestra los valores correspondientes al *factor de seguridad* en función de la limpieza y la lubricación de la cadena, mientras que la Tabla 4.8 muestra los valores del *factor de seguridad* en función de la temperatura ambiente en la que va a ser utilizada la misma.

Tabla 4.7. Factores de seguridad en el diseño de cadenas en función de la limpieza y la lubricación. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. Conveyor Chain Designer Guide. www.renold.com.

Lubricación	Limpio	Moderadamente limpio	Sucio	Abrasivo
Regular	8	10	12	14
Ocasional	10	12	14	16
Inexistente	12	14	16	18

Tabla 4.8. Factores de seguridad en el diseño de cadenas en función de la temperatura ambiente y la lubricación. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. Conveyor Chain Designer Guide. www.renold.com.

Lubricación	-30/+150 °C	150 - 200 °C	200 - 300 °C
Regular	8	10	12
Ocasional	10	12	14
Inexistente	12	14	16

4.4.2. Selección de los rodillos de la cadena

En los cálculos realizados para determinar la capacidad de transporte de un sistema continuo con cadenas, será importante calcular tanto el valor del coeficiente de

rozamiento generado en los rodillos como la carga que estos pueden soportar a través de sus cojinetes. Ambos factores van a influir en la selección de la cadena más adecuada.

4.4.2.1. Determinación del rozamiento de los rodillos de la cadena

Cuando el rodillo de un eslabón gira mientras está apoyado sobre la superficie que soporta la cadena, se deben tener en cuenta dos factores relacionados con el rozamiento (ver Figura 4.11):

- Por una parte, existe una resistencia al movimiento causada por el rozamiento a la rodadura del rodillo sobre la superficie plana; el valor de este coeficiente para un rodillo de acero que gira sobre una superficie plana de acero adquiere normalmente un valor de 0.00013. Sin embargo, este valor se asigna a la periferia del rodillo, y debe en su lugar ser relacionado con el diámetro del rodillo, por lo que se asume que:

$$\text{Coef. rozam. rodadura} = \frac{0,00013}{\text{Radio rodillo (m)}} = \frac{0,13}{\text{Radio rodillo (mm)}} = \frac{0,26}{\text{Diámetro rodillo (mm)}} \quad \text{Ecuación 4.2}$$

- Por otra parte, debe tenerse en cuenta el rozamiento por deslizamiento que existe entre la cara interna del rodillo y la periferia de la superficie del casquillo. En condiciones de buena lubricación y limpieza de la cadena, se adopta un valor para el rozamiento por deslizamiento de $\mu_f=0.15$; si la lubricación es deficiente o inexistente, este coeficiente alcanza valores de $\mu_f=0.25$. Estos valores se aplican para las fuerzas de contacto entre el casquillo y el rodillo, y necesitan ser relacionados con sus diámetros mediante la ecuación:

$$\text{Coef. rozam. deslizam.} = \frac{\mu_f \cdot \text{Diámetro interno rodillo (mm)}}{\text{Diámetro externo rodillo (mm)}} = \mu_f \cdot \frac{d}{D} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

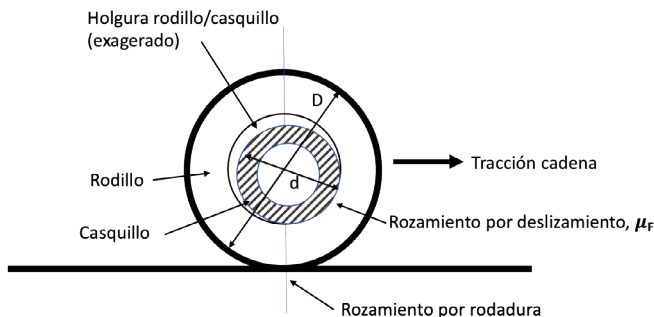


Figura 4.11. Tipos de rozamiento en los rodillos de la cadena. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Por tanto, el coeficiente de rozamiento teórico total de los rodillos de la cadena que se desplazan apoyados sobre una superficie horizontal de acero, se podría determinar mediante la ecuación:

$$\text{Coef. rozamiento teórico Total} = \frac{0,26 + (\mu_F \cdot \text{Diámetro interno rodillo}) (mm)}{\text{Diámetro externo rodillo} (mm)} = \frac{0,26 + \mu_F \cdot d}{D} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

En la práctica, debe tenerse en cuenta otro factor de diseño, y es el hecho de que la calidad de la superficie horizontal sobre la que apoyan los rodillos puede tener imperfecciones, como son las juntas de los tramos unidos que constituyen la superficie de apoyo de la cadena. Este efecto puede incluso agravarse conforme los diámetros de los rodillos se hacen cada vez más pequeños. Por tanto, el valor real del coeficiente de rozamiento total, μ_C , se representa como:

$$\mu_C = \frac{0,26 + (\mu_F \cdot d)}{D} + \frac{1,64}{D} = \frac{1,90 + \mu_F \cdot d}{D} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

Donde,

μ_C = Coeficiente de rozamiento total para la cadena,

μ_F = Coeficiente de rozamiento por deslizamiento en el contacto rodillo/casquillo,

d = Diámetro interior del rodillo (mm),

D = Diámetro exterior del rodillo (mm).

La anterior fórmula es aplicable a cualquier rodillo que se comporta como un cojinete plano (conjunto eje-casquillo-rodillo), pero en el caso de que el sistema de cadenas utilice rodillos con rodamiento de bolas, rodillos o agujas, el diámetro que debe considerarse en el cálculo, B_d , es el diámetro medio del centro de las bolas del cojinete (ver Figura 4.12). En este caso, el coeficiente de rozamiento por deslizamiento μ_F , adopta valores entre 0.0025 y 0.005, siendo este último valor el que se aplica en la mayoría de las condiciones. En estos casos, el coeficiente de rozamiento total para una cadena con rodillos que utilizan rodamientos de bolas y que se desplaza sobre una superficie-soporte plana y de acero, será:

$$\mu_C = \frac{0,26 + (0,005 \cdot \text{Diámetro medio bolas rodamientos} (mm))}{\text{Diámetro rodillo} (mm)} + \frac{1,64}{\text{Diámetro rodillo} (mm)} = \frac{1,90 + (0,005 \cdot B_d)}{D} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

A título de ejemplo, la Tabla 4.9 muestra los valores del coeficiente de rozamiento total, μ_C , para una cadena utilizada en un transportador que utiliza rodillos estándar del fabricante de cadenas RENOLD.

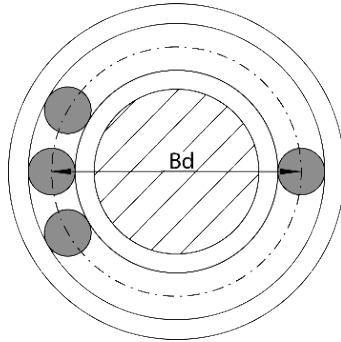


Figura 4.12. Diámetro para el cálculo del coeficiente de rozamiento por deslizamiento en transportadores de cadena que utilizan rodamientos de bolas en los rodillos de los eslabones.

Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*.
www.renold.com.

Tabla 4.9. Coeficiente de rozamiento total en los rodillos de un transportador de cadenas estándar en función de la lubricación. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com

Referencia cadena	Fuerza máxima (kN)	Diámetro rodillo (mm) D	Coeficiente de rozamiento total de la cadena, μ_c		
			Lubricación regular $\mu_f=0,15$	Lubricación ocasional $\mu_f=0,20$	Sin lubricación $\mu_f=0,25$
SERIE BS					
BS13	13	25,4	0,13	0,14	0,16
BS20	20	25,4	0,15	0,17	0,19
BS27/BS33	27/33	31,8	0,15	0,18	0,20
BS54/BS67	54/67	47,6	0,12	0,14	0,17
BS107/BS134	107/134	66,7	0,10	0,13	0,15
BS160/BS200	160/200	88,9	0,09	0,11	0,13
BS267	267	88,9	0,09	0,11	0,13
BS400	400	88,9	0,09	0,11	0,13
SERIE ISO					
M40	40	36	0,11	0,12	0,14
M56	56	42	0,10	0,12	0,14
MC56	56	50	0,10	0,12	0,14
M80	80	50	0,09	0,11	0,13
M112	112	60	0,09	0,10	0,12
MC112	112	70	0,09	0,11	0,13
M160	160	70	0,08	0,10	0,12
M224	224	85	0,08	0,09	0,11
MC224	224	100	0,08	0,10	0,12
M315	315	100	0,07	0,09	0,11
M450	450	120	0,07	0,09	0,10
M630	630	140	0,07	0,09	0,10
M900	900	170	0,06	0,08	0,10

4.4.2.2. Cálculo de las cargas soportadas por los rodillos de la cadena

Existen en la práctica diferentes tipos de materiales utilizados en la fabricación de los rodillos de los transportadores de cadenas. Para sistemas de transporte con cadenas pensado para desplazar cargas ligeras y en instalaciones de uso esporádico, limpias y bien lubricadas, se suelen utilizar rodillos de acero dulce sin templar. Normalmente, la mayoría de las instalaciones en las que existe cierto desgaste requieren rodillos de acero endurecido sinterizado; en estos casos la carga de rotura de la cadena suele oscilar entre los 26 y 67 kN. Un sustituto de este material sería el acero dulce templado, para las mismas sollicitaciones de la cadena.

Cuando la instalación de transporte va a estar sometida a condiciones ambientales donde puede aparecer la corrosión y se necesita una auto-lubricación, se recurre al uso de los rodillos de hierro fundido. Si además de la corrosión, el ruido puede constituir un efecto importante dentro del funcionamiento del transportador, entonces se recomienda el uso de rodillos de plástico, nylon o materiales sintéticos.

La mayoría de las cadenas utilizadas en transportadores continuos suelen utilizar rodillos con cojinetes de bolas, ya sea integrados en el rodillo o externos a éste. Esta selección implica una menor carga de rotura de la cadena y una reducción en la potencia necesaria en el motor de transmisión.

En la mayoría de las instalaciones de transporte se deberá verificar el factor de seguridad correcto para el conjunto rodillo-cojinete que minimice su desgaste, y asegure la carga de rotura más adecuada para la cadena. En este sentido, una de las consideraciones a tener en cuenta cuando se transportan cargas pesadas, es el de evitar que la presión ejercida sobre el cojinete entre el casquillo y el rodillo de la cadena sea excesivamente alta, o que la velocidad de la cadena supere los valores máximos recomendados.

Por esa razón, se deben realizar comprobaciones de seguridad al respecto de la presión máxima que puede ejercerse sobre los cojinetes de los rodillos. Los valores máximos de presión permitidos sobre los cojinetes en sistemas de transporte con velocidades de hasta 0,5 m/seg y condiciones ambientales de limpieza y buena lubricación, dependen del tipo de material y se establecen según los datos proporcionados en la Tabla 4.10:

Tabla 4.10. Presiones máximas sobre los cojinetes de los rodillos de la cadena del transportador.

Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Material del rodillo	Presión máxima sobre el cojinete (N/mm ²)
Acero templado	1,8
Acero sinterizado endurecido	1,2
Hierro fundido	0,68

Los fabricantes de cadenas para transportadores continuos diseñan cojinetes para los rodillos de la cadena con unas dimensiones (área) determinadas, que establecen por catálogo para todos sus modelos. Una vez seleccionada una cadena determinada,

se deberá comprobar que la presión ejercida sobre los cojinetes del rodillo no excede los valores definidos en la Tabla 4.10, o si la velocidad del transportador excede de los 0,5 m/seg.

En cualquier caso, se deberá realizar siempre la siguiente comprobación:

$$\text{Presión cojinetes rodillo} \left(\frac{N}{mm^2} \right) = \frac{\text{Carga rodillo } R(N)}{\text{Área cojinete } (mm^2)} < \text{Presión máxima} \quad \text{Ecuación 4.7}$$

4.4.3. Cálculo de la fuerza de tracción en la cadena

La fuerza de tracción de la cadena se calculará en función del método utilizado para desplazar la carga por medio de las cadenas. Veremos a continuación cómo se obtiene este parámetro en función del sistema de movimiento de cargas empleado en el transportador. Previamente, se calcularán algunas resistencias que pueden aparecer en algunos casos específicos como, por ejemplo, cuando se utilizan empujadores para cargas aisladas o rascadores para material a granel, donde aparecerán fuerzas resistentes que hay que vencer para que la mercancía pueda desplazarse.

4.4.3.1. Fuerza de resistencia en transportadores de cadenas con accesorios empujadores

Cuando el sistema de transporte por cadena utiliza accesorios del tipo empujador (ver Figura 4.13) para desplazar cargas aisladas, se debe realizar una fuerza adicional en la cadena para vencer la resistencia que encuentran los empujadores. Para calcular esta fuerza de resistencia se puede aplicar la siguiente ecuación:

$$P_L = \frac{\mu_m \cdot W \cdot h_u \cdot \mu_C}{p} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Donde,

μ_C = Coeficiente de rozamiento total para los rodillos de la cadena,

μ_m = Coeficiente de rozamiento por contacto de la carga sobre el canal soporte de acero,

W = Peso de la carga (N),

p = Paso de la cadena (mm),

h_u = Altura del empujador de la carga respecto a la línea de acción de la cadena (mm).

Si en la línea de transporte existe más de un accesorio empujador que actúa sobre un mayor número de cargas, entonces la fuerza de reacción total se obtendrá multiplicando la fuerza de reacción individual de un empujador por el número de empujadores existentes en la línea; o bien, suponiendo que toda la fuerza aplicada sobre las mercancías por los empujadores actúa sólo en uno de ellos.

Esta fuerza de resistencia de los empujadores P_L , deberá ser añadida a la fuerza total a suministrar por la cadena C_p , obtenida según alguno de los métodos que se expondrán a continuación.

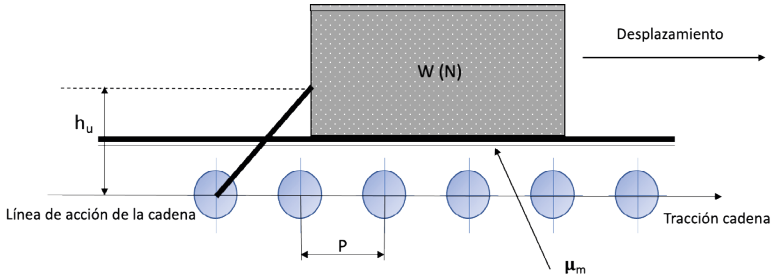


Figura 4.13. Esquema de transmisión de movimientos en transportadores de cadenas que utilizan empujadores para desplazar las cargas unitarias. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

4.4.3.2. Fuerza de tracción necesaria en transportadores de cargas unitarias apoyadas directamente sobre los rodillos de las cadenas

En algunas aplicaciones de transportadores por cadenas, las cargas unitarias apoyan directamente sobre los rodillos de la propia cadena, en lugar de hacerlo sobre los accesorios unidos a los eslabones de ésta, como se muestra en la Figura 4.14. En estos casos, las cargas transportadas se desplazarán a una velocidad que es el doble de la velocidad de la cadena.

Cuando se transportan cargas pesadas, los rodillos de los eslabones de la cadena deben fabricarse en acero dulce cementado o acero al carbono de dureza media. En estas condiciones de carga elevada, la superficie que soporta la cadena deberá endurecerse también, pero siempre teniendo en cuenta que la dureza de los rodillos deberá ser siempre superior a la dureza del carril soporte.

Para una transmisión de movimiento como el que se muestra en la Figura 4.14, la fuerza de tracción C_p que debe realizar la cadena se obtendrá mediante la ecuación:

$$C_p = g \cdot \left[\frac{W \cdot (2 \cdot \mu_{R1} + 2 \cdot \mu_{R3} + 1,64)}{D} \cdot (1 + \mu_C) + (2,05 \cdot W_c \cdot L \cdot 2 \cdot \mu_C) \right] \quad (N) \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Donde,

C_p = Fuerza de tracción total de la cadena (N),

W = Peso de la carga sobre el transportador (kg),

W_c = Peso de la(s) cadena(s) y sus accesorios (kg/m),

L = Longitud entre centros de piñón motriz y el piñón de retorno del transportador (m),

μ_{R1} = Coeficiente de rozamiento por rodadura entre el rodillo de la cadena y la superficie de apoyo (Figura 4.15),

μ_{R3} = Coeficiente de rozamiento por rodadura entre el rodillo de la cadena y la carga (Figura 4.15),

μ_C = Coeficiente de rozamiento total de la cadena,

d = Diámetro interior del rodillo (mm),

D = Diámetro exterior del rodillo (mm).

El coeficiente de rozamiento μ_{R1} para un rodillo de acero que apoya directamente sobre una superficie soporte plana de acero puede variar entre 0.051 y 0.13, dependiendo de las condiciones de la propia superficie.

El coeficiente de rozamiento μ_{R3} para un rodillo de acero que entra en contacto con la carga apoyada también es variable dependiendo de las condiciones del contacto. No obstante, para muchas aplicaciones se puede asumir con suficiente exactitud un valor de 0,13.

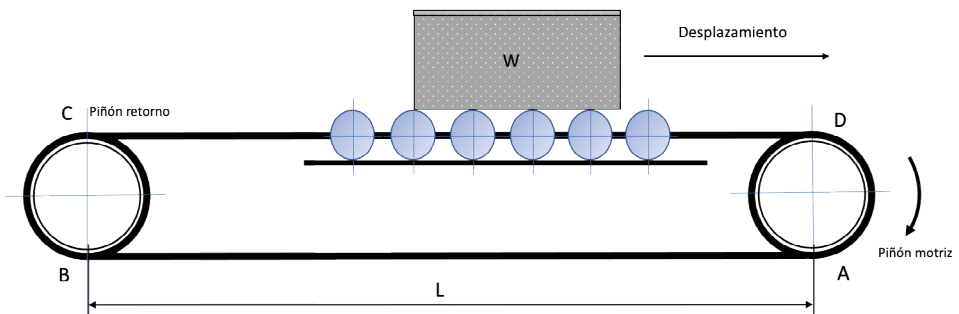


Figura 4.14. Esquema de transmisión de movimientos en transportadores de cadenas que desplazan cargas unitarias que apoyan directamente sobre los rodillos de la cadena. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. Conveyor Chain Designer Guide. www.renold.com.

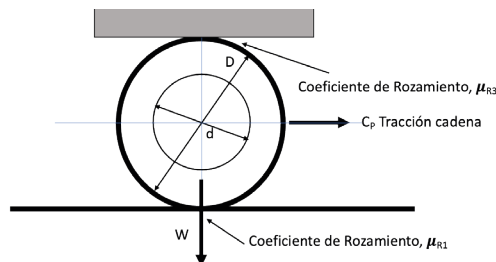


Figura 4.15. Tipos de rozamiento en el contacto entre la carga y los rodillos de la cadena en transportadores de cadenas con cargas unitarias. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

4.4.3.3. Fuerza de rozamiento lateral en transportadores de cargas a granel accionadas por cadenas

En algunas aplicaciones de transportadores por cadenas, las cargas a granel transportadas se mueven apoyadas sobre tablillas y faldones laterales estáticos que realizan la función de cangilón horizontal (ver Figura 4.16). En estas situaciones, la presión del material a granel rozando sobre las placas laterales estáticas aumentan la fuerza de resistencia que hay que vencer para que la cadena pueda realizar una fuerza de tracción adecuada.

Esta fuerza de tracción adicional que hay que realizar para que la cadena venza la fuerza de resistencia debida al rozamiento de la mercancía a granel sobre las paredes laterales, se puede obtener aproximadamente mediante la siguiente ecuación:

$$F_{roz,lat} = 2,25 \cdot 10^4 \cdot G \cdot L \cdot H^2 \quad (N) \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Donde,

$F_{roz,lat}$ = Fuerza de rozamiento del material a granel sobre las paredes laterales (N),

G = Factor que depende del material a transportar (ver Tabla 4.11),

L = Longitud de la sección del transportador cargada con el material a granel (m),

H = Altura del material a granel (m).

Esta fuerza de resistencia del rozamiento lateral del material $F_{Roz,Lat}$, deberá ser añadida a la fuerza total a suministrar por la cadena C_p , obtenida según alguno de los métodos que se expondrán a continuación.

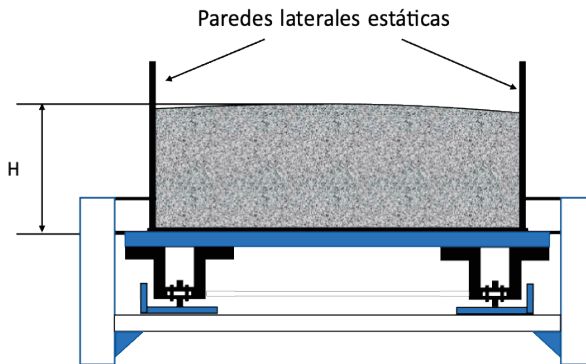


Figura 4.16. Sección transversal de un transportador de cadenas que desplaza mercancía a granel entre paredes laterales estáticas. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Tabla 4.11. Coeficientes de rozamiento entre diferentes tipos de materiales y el acero.
 Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Material	Factor G (rozamiento lateral)	μ_m
Cenizas, secas, 13 mm o inferior	0,05	0,50
Cenizas, húmedas, 13 mm o inferior	0,02	0,60
Cenizas, húmedas, 13 mm o inferior	0,02	0,60
Cemento, Portland	0,09	0,70
Cemento, escoria	0,08	0,70
Carbón, Antracita, apelmazado	0,04	0,50
Carbón, bituminoso, suelto	0,03	0,70
Coque, tamaño 13 mm	0,02	0,40
Coque, helado, fino	0,03	0,70
Grano	0,05	0,40
Gravilla, seca.	0,08	0,50
Limos, tierra	0,04	0,40
Limos, granulado	0,07	0,50
Piedra caliza, triturada	0,14	0,90
Arena, seca	0,13	0,60
Arena, húmeda	0,17	0,90
Arena, de fundición, preparada	0,07	0,90
Serrín	0,01	0,40
Piedra, polvo	0,09	0,50
Piedra, grumos y finos	0,10	0,70
Ceniza de soda (dura)	0,09	0,62
Carbonato sodio	0,04	0,45
Madera, astillas	0,01	0,40

4.4.4. Procedimiento de selección y cálculo de la cadena en función de su aplicación

Para el cálculo de la fuerza total ejercida por la cadena en un sistema de transporte continuo, que denominaremos C_p , se deberá considerar las tipologías de sistemas de transporte por cadena más significativos. Como la casuística observada en las aplicaciones prácticas de este tipo de instalaciones puede ser muy variada, analizaremos de forma genérica la metodología a seguir para el cálculo de la fuerza de tracción de la cadena, cualquiera que sea el método implementado.

Para ello, se deberán aplicar secuencialmente los siguientes pasos:

- 1º Seleccionar de entre las tipologías de transportadores por cadena que se muestran en la Tabla 4.12, aquella que se ajusta más al caso analizado o del sistema a implementar.

- 2º Utilizar la fórmula del cálculo de la fuerza de tracción total de la cadena C_p , según se especifica para cada caso.
- 3º Identificar y cuantificar los valores asociados a cada variable de diseño que se especifica en la Tabla 4.12.
- 4º Estimar de forma aproximada la masa de la cadena, y calcular una fuerza de tracción preliminar según el caso seleccionado.
- 5º Aplicar el factor de seguridad al cálculo de la fuerza de tracción de la cadena (según consta en las Tablas 4.7 y 4.8 del presente texto). Si la temperatura o las condiciones de aplicación de la cadena fueran más desfavorables que la selección inicial, se deberá seleccionar el mayor factor de seguridad posible. De este modo se tendrá que:

$$\text{Carga rotura cadena} = \text{Fuerza tracción } C_p \times \text{Factor de seguridad} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

- 6º Para la carga de rotura establecida para la cadena en el cálculo preliminar, se debe seleccionar una cadena comercial que se ajuste a las características resistentes necesarias. A partir de esta selección, hay que recalcular la máxima fuerza de tracción de la cadena C_p utilizando la masa de la cadena real, y comprobando el factor de seguridad obtenido.
- 7º Si las mercancías a transportar apoyan directamente en la cadena, se debe verificar la capacidad de los rodillos de ésta (Ecuación 4.7).
- 8º La potencia del eje del piñón motriz de la cadena se podrá calcular mediante la ecuación:

$$P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \quad (kW) \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Esta potencia calculada es la necesaria para mantener a la cadena en movimiento, no para determinar el tamaño del motor necesario. Para la selección del motor del transportador se deberán tener en cuenta las pérdidas de la transmisión y en las arrancadas.

- 9º La velocidad de giro del motor en revoluciones por minuto se obtendrá, después de seleccionar el tamaño del piñón motriz más adecuado, mediante la ecuación:

$$\omega = \frac{V \cdot 60}{\pi \cdot D_p} \quad (rpm) \quad \text{Ecuación 4.13}$$

Donde,

D_p = diámetro del círculo del paso (m).

- 10º El par transmitido por el eje del motor podrá ser calculado mediante la ecuación:

$$M = \frac{C_p \cdot D_p}{2} \quad (Nm) \quad \text{Ecuación 4.14}$$

Nomenclatura utilizada (Tabla 4.12)

C_p = Fuerza de tracción total de la cadena (N),

L = Distancia entre centro del eje piñón motriz a centro del eje del piñón de retorno (m),

W_c = Masa total de la cadena por metro lineal incluyendo accesorios y elementos de unión (kg/m),

W_m = Masa total de la carga transportada por metro lineal (kg/m),

W = Carga total transportada (kg),

T = Capacidad del transportador (Toneladas/h),

V = Velocidad de la cadena (m/s),

μ_c = Coeficiente de rozamiento total de la cadena sobre el acero (según valores Tabla 4.9),

μ_m = Coeficiente de rozamiento de la carga sobre el acero (según valores Tabla 4.11),

ρ = Densidad de la carga (kg/m³),

α = Ángulo de inclinación (grados),

G = Factor de fricción lateral (según valores Tabla 4.11),

C = Anchura del transportador (m),

H = Altura del material (m),

S = Espaciado (paso) del cangilón (m),

V_b = Capacidad del cangilón (m³),

P = Potencia en el eje del piñón motriz (kW),

W_b = Masa del cangilón (kg),

$F_{roz,lat}$ = Fuerza de la cadena adicional para vencer la fricción lateral,

$$F_{roz,lat} = 2,25 \cdot 10^4 \cdot G \cdot L \cdot H^2 \quad (\text{N})$$

Ecuación 4.14

P_B = Fuerza de tracción de la cadena en el punto B (N),

$$\mu_{s1} = (m_c \times \cos \alpha) - \text{sen} \alpha,$$

$$\mu_{s2} = (m_c \times \cos \alpha) + \text{sen} \alpha,$$

$$\mu_{sm} = (m_m \times \cos \alpha) + \text{sen} \alpha,$$

D_f = Factor de dragado (cangilones espaciados) (N),

$$= \frac{90 \cdot V_b \cdot \rho}{S} \quad (\text{N})$$

Ecuación 4.16

Factor de dragado (cangilones continuos) (N),

$$= \frac{30 \cdot V_b \cdot \rho}{S} \quad (\text{N})$$

Ecuación 4.17

J = Combadura de la cadena (m),

a = Distancia entre rodillos de apoyo (m),

Tabla 4.12. Cálculo de la fuerza total de tracción de la cadena y potencia necesaria para su accionamiento en diferentes configuraciones de transporte. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

CONFIGURACIONES DE TRANSPORTADORES POR CADENA	
CONFIGURACIÓN A	CONFIGURACIÓN B
<p>Cadena y material deslizando</p>	<p>Cadena y material deslizando en plano ascendente</p>
$C_p = g \cdot L \cdot [(2,05 \cdot W_c \cdot \mu_c) + (W_m \cdot \mu_m)] + F_{roz,lat} \text{ (N)}$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \text{ (kW)}$	$P_B = g \cdot W_c \cdot L \cdot \mu_{S1} \text{ (N)}$ $C_p = g \cdot L \cdot [(W_c \cdot \mu_{S2}) + (W_m \cdot \mu_{sm})] + P_B + F_{roz,lat} \text{ (N)}$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \text{ (kW)}$
CONFIGURACIÓN C	CONFIGURACIÓN D
<p>Cadena con rodillos girando y material deslizando</p>	<p>Cadena con rodillos girando y material deslizando en plano ascendente</p>
$C_p = g \cdot L \cdot [(2,05 \cdot W_c \cdot \mu_c) + (W_m \cdot \mu_m)] + F_{roz,lat} \text{ (N)}$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \text{ (kW)}$	$P_B = g \cdot W_c \cdot L \cdot \mu_{S1} \text{ (N)}$ $C_p = g \cdot L \cdot [(W_c \cdot \mu_{S2}) + (W_m \cdot \mu_{sm})] + P_B + F_{roz,lat} \text{ (N)}$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \text{ (kW)}$

(Tabla 4.12, continúa en la página siguiente)

(Tabla 4.12, continúa de la página anterior)

CONFIGURACIONES DE TRANSPORTADORES POR CADENA	
CONFIGURACIÓN E	CONFIGURACIÓN F
<p>Cadena con rodillos girando y material transportado</p>	<p>Cadena con rodillos girando y material transportado en plano ascendente</p>
$C_p = g \cdot \mu_c \cdot [(2,05 \cdot W_c \cdot L) + (W)] \quad (N)$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \quad (kW)$	$P_B = g \cdot W_c \cdot L \cdot \mu_{S1} \quad (N)$ $C_p = g \cdot \mu_{S2} \cdot [(W_c \cdot L) + (W)] + P_B \quad (N)$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \quad (kW)$
CONFIGURACIÓN G	CONFIGURACIÓN H
<p>Cadena deslizando y material transportado</p>	<p>Elevador vertical (de cangilones, cubetas, etc.)</p>
$C_p = g \cdot \mu_c \cdot [(2,05 \cdot W_c \cdot L) + (W)] \quad (N)$ $P = \frac{C_p \cdot V}{1000} \quad (kW)$	$C_p = g \cdot \left[\frac{(W_b \cdot L)}{s} + (W_c \cdot L) + \frac{(V_b \cdot L \cdot \rho)}{s} \right] + D_f \quad (N)$ $P = \frac{\left[g \cdot \left(\frac{(V_b \cdot L \cdot \rho)}{s} \right) + D_f \right] \cdot V}{1000} \quad (kW)$

(Tabla 4.12, continúa en la página siguiente)

(Tabla 4.12, continúa de la página anterior)

CONFIGURACIONES DE TRANSPORTADORES POR CADENA	
CONFIGURACIÓN I	CONFIGURACIÓN J
<p>Cadena con rodillos girando y material transportado. Trayectoria de regreso con cadena sin apoyos.</p>	<p>Cadena con rodillos girando y material transportado. Trayectoria de regreso con cadena apoyada en rodillos soporte.</p>
$C_p = g \cdot \left[\left(1,05 \cdot \left(\frac{L^2 \cdot W_c}{8 \cdot J} + (W_c \cdot J) + (\mu_c \cdot W_c \cdot L) + (\mu_c \cdot W) \right) \right) \right] \quad (N)$ $P = g \cdot \left[\left(1,05 \cdot \left(\frac{L^2 \cdot W_c}{8 \cdot J} + (W_c \cdot J) + (\mu_c \cdot W_c \cdot L) + (\mu_c \cdot W) \right) \right) \right] \cdot \frac{V}{1000} \quad (kW)$	$C_p = g \cdot \left[\left(1,05 \cdot \frac{L}{a} \cdot \left(\frac{a^2 \cdot W_c}{8 \cdot J} + (W_c \cdot J) + (\mu_c \cdot W_c \cdot L) + (\mu_c \cdot W) \right) \right) \right] \quad (N)$ $P = g \cdot \left[\left(1,05 \cdot \frac{L}{a} \cdot \left(\frac{a^2 \cdot W_c}{8 \cdot J} + (W_c \cdot J) + (\mu_c \cdot W_c \cdot L) + (\mu_c \cdot W) \right) \right) \right] \cdot \frac{V}{1000} \quad (kW)$

4.4.5. Diseño e instalación de transportadores de cadena

Los sistemas de transporte por cadena se caracterizan porque son ajustables y adaptables a multitud de aplicaciones industriales en las que se necesita realizar un transporte continuo de determinadas mercancías. Ello implica que, tanto las variaciones de diseños como el tamaño y grado de complejidad del sistema de transporte tengan en cuenta una serie de factores comunes a todos ellos, como son los sistemas de guiado de la cadena, las características del accionamiento motriz del transportador y los sistemas de ajuste empleados para su regulación. Todos estos aspectos son aplicables tanto a los transportadores continuos horizontales como a los elevadores verticales que utilizan las cadenas como elementos de transmisión de movimiento, y que se revisarán a continuación.

4.4.5.1. Sistemas de guiado de la cadena

Generalmente los carriles de apoyo de las cadenas son necesarios tanto para los tramos de cadenas con carga como para los descargados. Estos carriles de apoyo se materializan mediante el uso de perfiles comerciales en forma de L que se unen a la estructura soporte del transportador (ver Figura 4.17A), sobre los que apoyan los rodillos de la cadena. Los carriles de soporte de la cadena deben estar fabricados en un material con una resistencia suficiente para evitar la deformación o torsión generada durante la transmisión de cargas dinámicas. Además, los diferentes tramos de carriles deben estar unidos de tal modo que la transición del paso de la cadena de un tramo a otro se pueda realizar de forma suave.

En el diseño de la cadena se debe tener en cuenta las transiciones de engrane-desengrane con los piñones motrices, así como el carril soporte sobre el que apoyan los rodillos de la cadena en su desplazamiento lineal. La Figura 4.17B muestra un ejemplo de cómo deben realizarse estas transiciones; en estos casos, los fabricantes de sistemas de cadenas recomiendan que la distancia A tenga una dimensión mínima de 5 mm y la distancia B un mínimo de 10 mm. Estas cotas permiten que la cadena pueda elevarse sobre el piñón motriz al engranar y descender respecto a éste en el desengrane, lo que permite reducir el desgaste entre los rodillos de la cadena y el sistema de guiado. También, los extremos finales de la placa soporte de guiado deben doblarse hacia abajo en el engrane y desengrane (ver Figura 4.17B), para conseguir una buena transición. La anchura de este soporte debería ser, al menos, igual a la anchura del rodillo de la cadena que apoya sobre él, para evitar que el eje del cojinete de los rodillos sobresalga del carril de rodadura.

Dependiendo del tipo de aplicación al que vaya destinado el sistema de transporte por cadenas, y de las mercancías a transportar, se pueden utilizar diferentes sistemas de guiado de la cadena. La Tabla 4.13 muestra un ejemplo de varias configuraciones de transporte con diferentes sistemas de guiado y soporte de la cadena de transmisión.

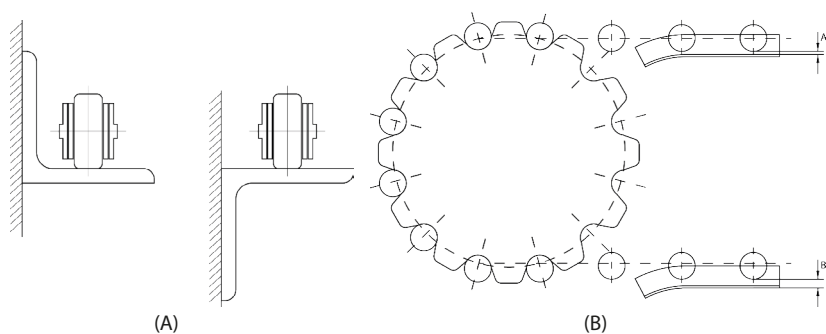
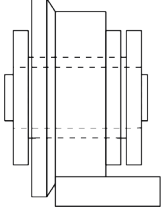
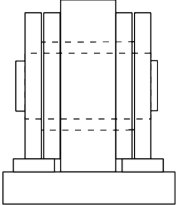
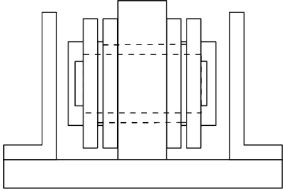
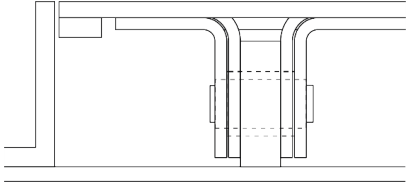
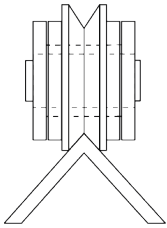


Figura 4.17. Tipos de apoyo de las cadenas sobre el carril del transportador: (A) sistema de guiado de la cadena con perfiles en forma de L; (B) diseño de la transición en el engrane-desengrane de la cadena con el piñón motriz. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Tabla 4.13. Diferentes configuraciones de sistemas de guiado en el transporte continuo de cadenas. Extraído y adaptado de RENOLD (2020).
Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Aplicaciones del sistema de guiado	Ejemplo
<p>Sistema de guiado de cadenas con rodillos con pestañas</p>	
<p>Sistema de guiado de cadenas con rodillos que apoyan lateralmente en ambos lados sobre perfiles planos de soporte que se instalan a lo largo de la línea del transportador</p>	
<p>Sistema de guiado mediante el uso de almohadillas que se instalan a ambos lados del rodillo de la cadena, para evitar el movimiento lateral de los cojinetes contra la guía lateral. Las almohadillas pueden estar atornilladas, remachadas o soldadas a las placas de la cadena, o incluso unidas a los ejes pasantes de los cojinetes. La distancia habitual entre almohadillas en el montaje del sistema es de 1 metro a lo largo de la cadena.</p>	
<p>En los sistemas de transmisión de cadenas sobre las que se instalan tablillas, se montan topes de goma en los extremos de éstas para que apoyen sobre las guías de soporte.</p>	
<p>En el caso de cadenas que utilizan como elemento de transmisión rodillos en forma de V, el sistema de guiado consiste en una sección invertida que se ajusta al ángulo del rodillo, y sobre la que se apoya éste.</p>	

4.4.5.2. Características del piñón de accionamiento motriz de la cadena

Tanto los sistemas de transporte horizontal como los elevadores verticales que utilizan el sistema de transmisión con cadena deben ser diseñados para que la fuerza motriz sobre la cadena sea aplicada en aquellos lugares del circuito (recorrido del transportador) en los que se produce la mayor fuerza de tracción. En los sistemas de transporte horizontal o en planos inclinados estos lugares suelen coincidir con el lugar de descarga de las mercancías del transportador. Esto asegura que el tramo cargado de la cadena esté siempre en tensión, mientras que el tramo descargado de retorno está aflojado.

El sistema de transmisión más comúnmente aceptado en las aplicaciones industriales de los transportadores horizontales o verticales de cadena es el que utiliza un piñón dentado que engrana con ésta. El objetivo óptimo de este engrane sería aquel en el que la cadena abraza al piñón con un ángulo de 180° (ver Figura 4.18), pero esto no siempre es posible conseguirlo, sobre todo en instalaciones complejas. No obstante, la regla general sería aquella configuración en la que se asegure siempre, al menos, el engrane de la cadena con 3 dientes del piñón motriz.

En los transportadores que están formados por varias secciones puede ser necesario instalar piñones motrices en más de un punto, por lo cual se debe asegurar que todos ellos estén sincronizados. En general, este tipo de transportadores deben instalar un piñón motriz por cada siete rodillos de apoyo. El método más simple para asegurar la sincronización de este tipo de transmisión compuesta consiste en utilizar la misma relación de transmisión para cada piñón motriz del transportador desde un eje de transmisión común. Para conseguir este efecto se debería diseñar el transportador con los piñones motrices lo más cerca unos de otros; pero si esto no fuera posible, se tendrá que recurrir a la utilización de dos o más motores, en cuyo caso, se deberán interconectar eléctricamente entre sí para no perder la sincronización y evitar provocar fluctuaciones del movimiento.

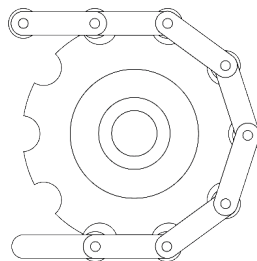


Figura 4.18. Engrane de la cadena de transmisión sobre el piñón motriz. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

El funcionamiento normal del piñón de una cadena no sólo se basa en la transmisión de potencia o ser conducido libre, sino también el de ser guía y soporte de la cadena durante su engrane. Los piñones dentados fabricados con fundición de hierro de buena

calidad son susceptibles de ser utilizados en multitud de aplicaciones. No obstante, para transmisiones de cargas elevadas puede llegar a ser necesario utilizar piñones de acero al carbono (con el 4% de contenido en carbono). Para trabajos extremos, se deben endurecer a la llama los flancos de los dientes. También se pueden utilizar otros materiales específicos que se seleccionan en función de la aplicación. Por ejemplo, el acero inoxidable se utiliza en condiciones corrosivas o de alta temperatura.

La gran mayoría de los piñones utilizados son fabricados en una única pieza de hierro fundido o acero, y se montan sobre un eje pasante, ya sea paralelos o chaveteados cónicamente (Figura 4.19A). En este último caso, para desmontar los piñones se ha de sacar inicialmente el eje completo. Si se necesita desmontar de forma rápida el piñón sin quitar los ejes o los cojinetes del sistema de transmisión, entonces los piñones dentados deben ser del tipo partido (Figura 4.19C). Estos, se fabrican en dos medias secciones por lo que las caras de contacto deben estar mecanizadas con precisión para permitir un montaje con el eje ya instalado en su posición de trabajo. Esta solución es particularmente útil cuando se utilizan transportadores de varias cadenas en paralelo donde se tiene que recurrir a ejes motrices de gran longitud.

Los piñones motrices con segmentos de dientes desmontables (Figura 4.19B) son especialmente útiles cuando el desgaste sobre los dientes del piñón aparece mucho antes que el desgaste sobre la cadena. Con este tipo de piñones se pueden sustituir segmentos de dientes sin necesidad de desmontar todo el piñón ni desengranar la cadena, ahorrando de forma considerable el tiempo de reparación y mantenimiento.

Los ejes, ya sean pasantes o del tipo muñón, deben tener unas proporciones y una resistencia tales que la alineación de los piñones motrices permanezca intacta bajo carga. Los tamaños del eje deben seleccionarse teniendo en cuenta los momentos combinados de flexión y torsión.

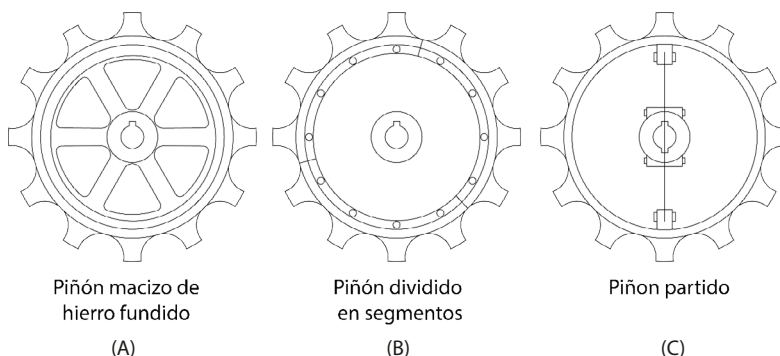
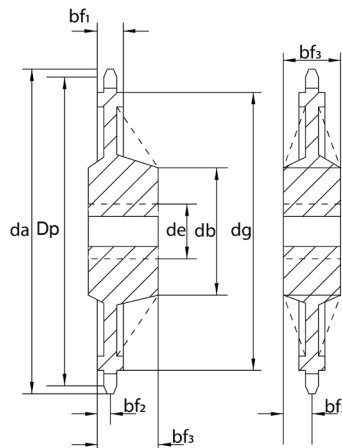


Figura 4.19. Tipos de fabricación del piñón motriz de la cadena: (A) piñones macizos de hierro fundido en una sola pieza; (B) piñones divididos en varios segmentos; (C) piñones partidos en dos mitades simétricas. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com

Para seleccionar adecuadamente el piñón motriz de la cadena de transmisión es conveniente conocer sus principales dimensiones, que se describen en la Figura 4.20. El *diámetro del círculo del paso* D_p , representa el círculo dibujado a través de los centros de los dientes cuando la cadena engrana alrededor del piñón motriz.

Para la mayoría de las aplicaciones de sistemas de transporte continuo de cadenas, la experiencia ha demostrado que el número mínimo de dientes recomendable para el piñón motriz es de 8. Por debajo de este valor la variación de velocidad debido al efecto poligonal de la cadena es demasiado pronunciada. En la Tabla 4.14 se muestran ejemplos del rango más adecuado con el que se deben seleccionar el número de dientes del piñón motriz de la cadena en función del tipo de aplicación industrial; esta recomendación es válida tanto para transportadores continuos horizontales como elevadores verticales.



D_p	Diámetro del círculo del paso (circunferencia primitiva)	d_g	Diámetro exterior sección troncocónica
d_a	Diámetro exterior (círculo de adendo)	b_{f_1}	Anchura base dientes
d_b	Diámetro interior sección troncocónica	b_{f_2}	Anchura cara interior a centro diente
d_e	Diámetro interior pasador	b_{f_3}	Anchura sección troncocónica

Figura 4.20. Dimensiones principales del piñón motriz de la cadena. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. Conveyor Chain Designer Guide. www.renold.com.

4.4.5.3. Sistemas de ajuste de la cadena

Para que los sistemas de transporte con cadenas como elemento de transmisión trabajen de forma óptima, será necesario proporcionar al transportador un mecanismo que compense el desgaste de la cadena y compense el aumento de longitud generado durante el tiempo de uso. Normalmente, en los transportadores horizontales y verticales

de cadena no es necesario utilizar pre-tensionadores para su funcionamiento, ya que el único ajuste inicial se realiza sobre las holguras entre los cojinetes y los pasadores de cada eslabón, y esto se hace en la fase de fabricación. En su lugar, se deberá dotar al transportador de un sistema de “ajuste” que compense la elongación de la cadena debido al desgaste (Figura 4.21).

Cuando sea posible, el mecanismo de ajuste de la elongación de la cadena debería instalarse en un punto lo más cercano posible al lugar en que se encuentra el piñón motriz. Esto permitiría asegurar que el esfuerzo requerido para ajustar la cadena fuera mínimo. Estas zonas de ajuste deberían ubicarse en posiciones donde la cadena realiza un giro de 180°, como se observa en la Figura 4.21, donde la holgura de la cadena será el doble del ajuste necesario. Si el ajuste debe realizarse inevitablemente en una zona donde la cadena sólo gira 90° (situación que aparece particularmente en los transportadores aéreos), entonces será inevitable realizar también un movimiento del carril de rodadura.

Tabla 4.14. Selección del número de dientes del piñón motriz de la cadena en función de la aplicación del sistema de transporte continuo. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. Conveyor Chain Designer Guide. www.renold.com

Aplicación	Rango normal del número de dientes del piñón motriz		
Transportadores de tablillas, barras, mallas de acero o similares	8 - 12		
Elevadores de bandejas, frutas o similares	8 - 12		
Elevadores de barriles, cajas o similares	8 - 12		
Elevadores de bandejas oscilantes	16 - 24		
Elevadores para alimentación de minerales	6 - 8		
Transportadores con raspadores	8 - 12		
Transportadores para arrastrar cajas	8 - 16		
	Número mínimo de dientes en el piñón		
<i>Elevadores con cangilones espaciados (paso)</i>	Cabeza	Retorno	Desvío
Alta velocidad, vertical (con una o dos cadenas)	14	11	
Media Velocidad, inclinado (con una o dos cadenas)	14	11	
Baja velocidad, vertical (dos cadenas)	12	11	9
<i>Elevadores con cangilones continuos</i>			
Media Velocidad, vertical o inclinado (con una o dos cadenas)	8	8	
Baja Velocidad, vertical o inclinado (dos cadenas)	8	8	
Transportador-elevador de cangilones por gravedad	Motriz	Extremo superior	Apoyo-guiador
	12	12	8

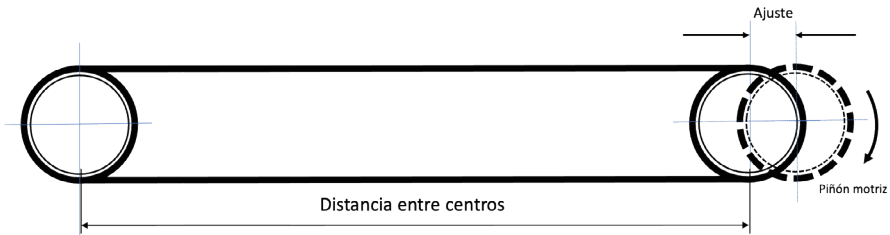


Figura 4.21. Sistema de ajuste de la cadena.

El sistema de ajuste más comúnmente utilizado es el manual, en el que se utiliza un tornillo roscado que se fija al eje de los cojinetes del piñón motriz que, a su vez, se montan sobre dos guías deslizantes. Cuando se desea ajustar la elongación de la cadena se gira el tornillo hasta alcanzar la tensión deseada, bloqueando a los cojinetes en esa posición.

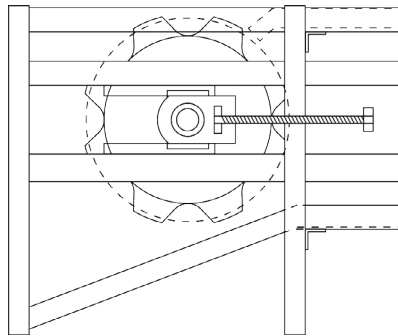


Figura 4.22. Sistema de ajuste de la cadena. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Existen otros tantos métodos de ajuste automático de la tensión de la cadena, que se seleccionan en función de la carga a aplicar a la cadena y de las condiciones de la instalación a implementar, ya que todos ellos presentan ventajas e inconvenientes. Dichos métodos pasan por la utilización de lastres con peso muerto, acoplamientos con muelles, neumáticos o hidráulicos, contrapesos o sistemas de ajuste de la cadena en catenaria.

Ajuste de la deformación lateral de la cadena cuando se le instalan tablillas

En los transportadores continuos que utilizan sistemas de transmisión por cadenas en las que se instalan tablillas o listones unidos a cadenas que se desplazan en paralelo, se debe asegurar que cuando la tablilla o listón esté cargado, no se produzca una deformación lateral de esta, que la obligue a abandonar su superficie de apoyo. Por ello, las tablillas deben ser lo suficientemente rígidas como para que el ángulo α generado por la carga sobre la tablilla no exceda un valor determinado (Figura 4.23).

El ángulo α máximo permitido por la deformación de la tablilla cuando esté cargada, se estima en $0,5^\circ$. Dependiendo del tipo de carga aplicada, el valor de este ángulo, suponiendo que la tablilla se comporta como una viga bi-apoyada, se calculará como se indica en la Tabla 4.15.

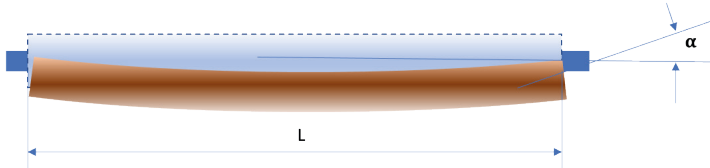


Figura 4.23. Ángulo de deformación generado por la carga de la tablilla.

Tabla 4.15. Cálculo del ángulo de deformación de la tablilla carga que se instala entre dos cadenas.

Ángulo máximo deformación lateral (rad)	Hipótesis de carga
$\alpha = \frac{P \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I}$	
	<i>Carga uniformemente distribuida a lo largo de la longitud de la tablilla</i>
$\alpha = \frac{P \cdot L^2}{24 \cdot E \cdot I}$	

P = Carga sobre la tablilla/listón (N) L = Longitud de la tablilla/listón (m)
 E = Módulo de elasticidad ($210 \cdot 10^9$ N/m²) I = Momento de inercia (m⁴)

4.4.6. Variación de velocidad de la cadena

El engrane de la cadena con el piñón motriz genera un efecto dinámico en el que la unión piñón-cadena fluctúa durante la transmisión de movimiento. Esta fluctuación genera una vibración que será mayor cuanto menor sea el número de dientes del piñón; incluso en el caso de que el número de dientes del piñón sea elevado (con un mayor diámetro del piñón), el efecto de la vibración seguirá apareciendo, aunque con una influencia sustancialmente menor.

Este efecto fluctuante es producido porque las cadenas están separadas entre los eslabones por una distancia constante, el *paso*, y sólo pueden doblarse en el punto del paso. De hecho, los piñones motrices se comportan en la práctica como polígonos que tienen un número de lados igual al número de dientes. Cuando se produce la rotación del

piñón dentado, la cadena al engranarse y desengranarse sube y baja respecto al eje del piñón. El efecto más extremo de esta variación cíclica se puede observar en los casos en los que el piñón tiene el número mínimo de dientes, que es de tres. En esta situación, para cada vuelta completa del piñón la cadena está sujeta a un ciclo de tres fases, donde cada fase está asociada al engrane de un solo diente.

Conforme el diente del piñón se engrana, durante un sexto de revolución la distancia efectiva, o radio de conducción que existe entre el centro del piñón y el centro del rodillo de la cadena se duplica gradualmente (ver Figura 4.24); para el siguiente sexto de revolución vuelve a su posición original. Así pues, como la velocidad lineal de la cadena está relacionada directamente con el radio de conducción efectivo del piñón motriz, la velocidad de la cadena fluctúa un 50% seis veces durante cada vuelta del piñón motriz.

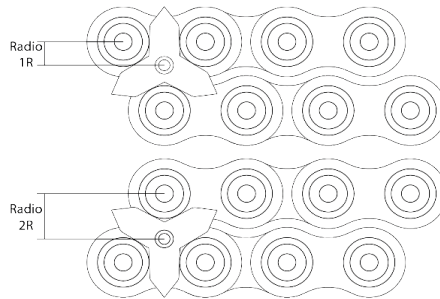


Figura 4.24. Variación de la distancia en el radio de conducción de la cadena. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Para explicarlo mejor con un piñón de mayor número de dientes, la Figura 4.25 muestra cómo la altura de engrane (que representa el radio al centro del piñón motriz), varía entre los instantes en los que la cadena engrana en la posición tangente correspondiente al círculo del paso (donde se alcanza la máxima velocidad con un radio de giro R), respecto al momento en que engrana en el centro del círculo cordal (con una velocidad mínima al ser el radio de giro r).

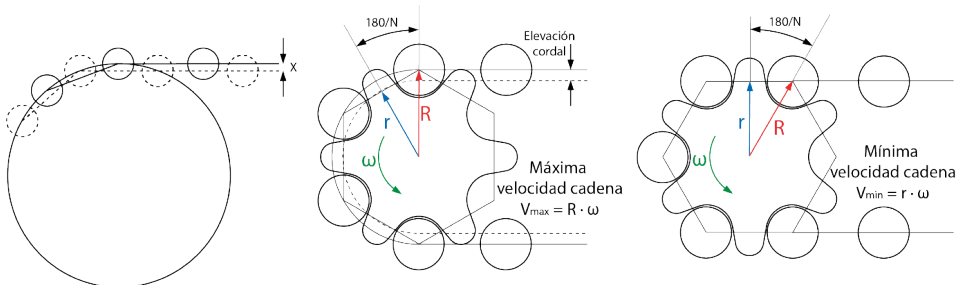


Figura 4.25. Variación de velocidad por la acción cordal del movimiento de la cadena al engranar sobre el piñón motriz. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Por tanto, aunque los piñones motrices giren a una velocidad constante y uniforme, la velocidad de la cadena fluctúa entre un valor máximo ($V_{max} = R.\omega$) y otro mínimo ($V_{min} = r.\omega$) provocado por la acción cordal (X). La acción cordal generada depende del número de dientes del piñón motriz N , y se puede expresar en función de la variación de la velocidad de la cadena según la ecuación:

$$\text{Relación de variación cadena} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{max}} = 1 - \cos\left(\frac{180^\circ}{N}\right) \quad \text{Ecuación 4.18}$$

Donde,

N = número de dientes del piñón motriz.

Como muestra la Figura 4.26, se puede representar gráficamente el porcentaje de variación cíclica de la velocidad de la cadena en función del número de dientes del piñón motriz. Esta figura muestra cómo conforme aumenta el número de dientes del piñón motriz, la fluctuación de la velocidad de la cadena disminuye hasta casi anularse para piñones con 25 o más dientes. Sin embargo, para piñones de 8 o menos dientes, la variación es bastante significativa (cerca del 10%).

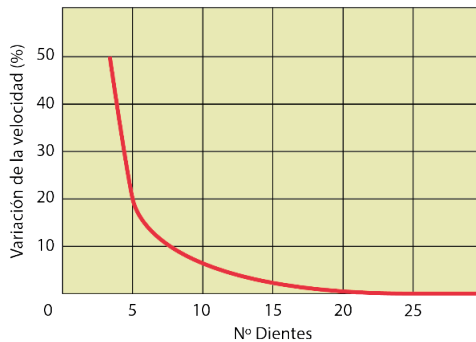


Figura 4.26. Variación cíclica de la velocidad de la cadena en función del número de dientes del piñón. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

En la Tabla 4.16 se muestran las variaciones de velocidad de la cadena para algunos piñones típicos de 8 o más dientes. Por ejemplo, una cadena que trabaja con un piñón motriz de 8 dientes que funciona a una velocidad nominal de 0,5 m/seg., estará sujeta a una variación de velocidad teórica que oscilará entre 0,46 ($7,6\% \times V_{nom}$) y 0,5 m/s.

Tabla 4.16. Variación de velocidad en la cadena en función del número de dientes del piñón motriz.

Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Número de dientes	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Factor "X"	0,099	0,079	0,066	0,057	0,049	0,044	0,039	0,036	0,033
% Variación velocidad	7,6	4,9	3,4	2,5	1,9	1,5	1,2	1,0	0,9

Las variaciones de velocidad más usuales se muestran en la Tabla 4.17. Estos valores están basados en pasos de la cadena unitarios, por lo que habrá que tener en cuenta un Factor "X" (ver Figura 4.25), el cual deberá utilizarse para multiplicar al actual paso de la cadena para obtener una dimensión finita.

Tabla 4.17. Velocidades máximas recomendadas en la cadena en función del número de dientes del piñón motriz (m/s). Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. Conveyor Chain Designer Guide. www.renold.com.

Paso de la cadena mm (pulg)	Número de dientes del piñón motriz					
	8	10	12	16	20	24
50.5 (2")	0,95	1,5	2,2	3,8	5,4	6,5
63	0,86	1,4	2,0	3,5	4,9	5,9
76.2 (3")	0,78	1,2	1,8	3,1	4,4	5,3
80	0,77	1,2	1,7	3,1	4,3	5,3
101.6 (4")	0,68	1,1	1,5	2,7	3,8	4,8
127 (5")	0,61	0,96	1,4	2,4	3,4	4,1
152.4 (6")	0,55	0,86	1,2	2,2	3,1	3,7
160	0,53	0,83	1,2	2,1	3,0	3,6
203.2 (8")	0,47	0,73	1,1	1,9	2,7	3,2
228.6 (9")	0,45	0,70	1,0	1,8	2,5	3,0
254 (10")	0,42	0,65	0,96	1,7	2,4	2,9
304.8 (12")	0,39	0,61	0,88	1,6	2,2	2,6
315	0,38	0,60	0,87	1,5	2,2	2,6

Como puede observarse en la Figura 4.27, cuando el piñón motriz gira, existe una transición suave de la velocidad de la cadena desde un máximo a un mínimo. Sin embargo, a medida que el piñón sigue girando se produce una deceleración que, a partir de la velocidad mínima se transforma en una rápida aceleración. Esta inversión del movimiento genera un impacto del rodillo de la cadena (o del casquillo) en la base del diente. Para transportadores lentos este impacto produce un efecto pequeño, o incluso despreciable en la vida de la cadena. Sin embargo, si la velocidad de la cadena se incrementa significativamente, el impacto generado es mucho mayor y puede afectar negativamente a la vida de la cadena y el piñón, además del aumento del ruido.

Cuando se utilizan cadenas con pasos elevados junto con piñones motrices de pequeño número de dientes se producirá un aumento del impacto generado. Como consecuencia de este hecho, cuanto mayor sea el paso de la cadena, menor deberá ser la velocidad máxima recomendada para un piñón motriz con un número de dientes determinado. La Tabla 4.17 muestra las máximas velocidades recomendadas para determinados pasos de la cadena en función del número de dientes del piñón motriz.

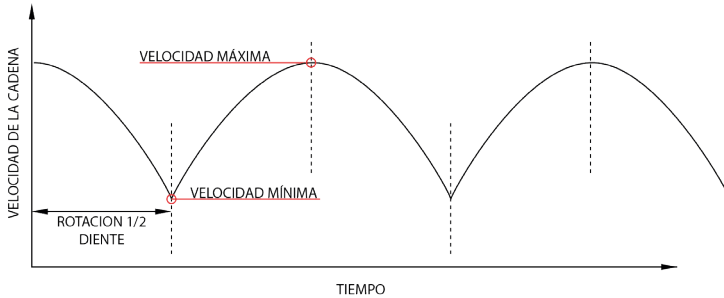


Figura 4.27. Variación de velocidad máxima y mínima de la cadena al desengranar del piñón motriz. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

4.4.7. Configuración de la cadena y el piñón motriz

En un transportador horizontal o un elevador vertical de cangilones donde se utilizan dos cadenas (en paralelo) y cuatro piñones (dos motrices y dos de retorno), es habitual la utilización de chaveteros para asegurar que los piñones motrices se encajan con el eje de accionamiento de forma pareada. En estos casos los dientes de los piñones deben estar alineados para garantizar una distribución de la carga equitativa. Cuando un par de piñones motrices se montan sobre un eje de cierta longitud, las ruedas dentadas deben ensamblarse encaradas una frente a la otra, por ejemplo, hacia el punto medio del eje. Esto permite que las ruedas dentadas estén cerca de los cojinetes del eje, dando el máximo apoyo a la carga, mientras que al mismo tiempo solo requerirá una anchura mínima de la estructura del transportador.

Los piñones no motrices o de cola que se montan en un mismo eje están dispuestos de modo que uno de ellos esté enchavetado al eje, mientras que el otro se deja libre para girar, para que se produzcan diferencias muy pequeñas de desfase entre las cadenas. En el caso de instalaciones más complejas, tales como los transportadores de doble cadena que tienen varios tramos diferentes, los piñones libres deben instalarse alternados a un lado y otro del transportador a lo largo del recorrido. De este modo, el ligero incremento de carga impuesto sobre la cadena para accionar el piñón libre es distribuido de forma más uniforme sobre ambas cadenas.

También es importante considerar que en aquellos transportadores que utilizan piñones motrices de menos de 12 dientes, se tenga en cuenta la cantidad de cadena que “abraza” al piñón motriz. En general, se considera adecuado que este ángulo de contacto de la cadena sea un múltiplo de:

$$\text{Ángulo contacto cadena-piñón} = \frac{360^\circ}{N} \quad \text{Ecuación 4.19}$$

Donde, N = número de dientes del piñón motriz.

Por ejemplo, para un piñón motriz de 8 dientes se necesitará, como mínimo, un ángulo de contacto cadena-piñón que sea múltiplo del número $360^\circ/8$, es decir, de 45° . Si, por

el contrario, el número de dientes del piñón motriz fuera de 12, el ángulo mínimo de contacto del piñón motriz podría ser de 30° ($360^\circ/12$).

Para realizar un buen diseño del sistema de transmisión de potencia del piñón motriz a la cadena de transporte, se debería conseguir que el radio de giro efectivo de la cadena fuera el mismo a la entrada que a la salida del piñón; esto significa que no debería existir variación de velocidad entre la entrada y salida de la cadena del piñón debido al efecto poligonal, como se muestra en la Figura 4.28 (Sección A).

Sin embargo, si el ángulo de contacto se reduce a, por ejemplo $67,5^\circ$ para un piñón de 8 dientes (Sección B), el radio de giro entre la entrada y la salida alcanzará una variación máxima; esto significa que, si la cadena tiene que ser traccionada a una velocidad de 10 m/min, la velocidad de la cadena a la entrada del piñón podría variar entre 10,76 y 9,24 m/min para cada rotación de los dientes. Esta variación provocará un movimiento desigual en la cadena, y cuanto más rápida se mueva ésta peor será el efecto negativo generado.

Si esta situación fuera repetida con una configuración en la que se transmite la potencia con otro piñón motriz con el mismo ángulo de contacto de la cadena que el anterior, como se muestra en la Sección C de la Figura 4.28, el efecto negativo generado sería todavía peor, ya que se superpondrían las dos configuraciones negativas en serie (con velocidades que variarían entre 11,58 y 8,54 m/min). De ahí la importancia de elegir adecuadamente el ángulo de contacto cadena-piñón motriz en la transmisión de movimiento.

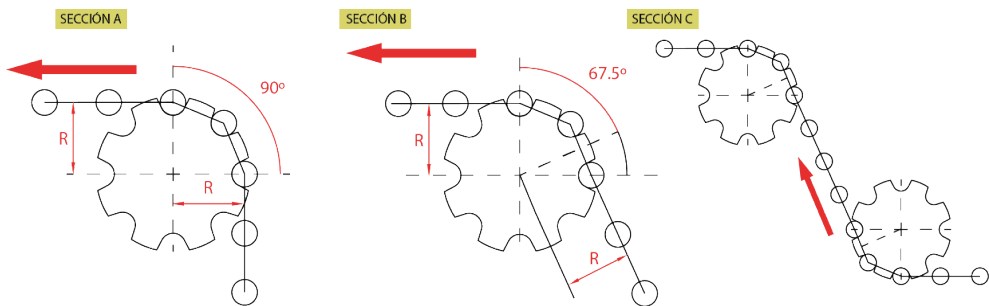


Figura 4.28. Ejemplos de ángulos de contacto cadena-piñón motriz en diferentes configuraciones de transmisión de movimiento. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Cálculo de la tensión en el piñón principal chaveteado

Cuando se requiera diseñar el eje chaveteado de un piñón motriz y obtener el diámetro máximo recomendado, se debe comprobar la tensión en el mismo, para lo cual se aplicará la siguiente ecuación (ver Figura 4.29):

$$\sigma = \frac{T \cdot 1000}{R \cdot D \cdot (r - r_1)} \quad \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

Ecuación 4.20

Donde,

σ = Tensión en el eje chaveteado del piñón motriz (N/mm^2),

D = Longitud de la chaveta del eje (mm),

T = Par transmitido al eje (Nm),

r = Radio exterior del piñón (mm),

r_1 = Radio a la parte más exterior de la chaveta (mm),

R = Radio medio entre el radio exterior del piñón y el radio exterior de la chaveta (mm).

El factor de concentración de tensiones en la parte más externa de la chaveta se considera que vale aproximadamente 2,25. Por tanto, en la práctica habitual se suele utilizar un factor de seguridad de, como mínimo 6, sobre el valor calculado de la tensión σ .

Considerando este factor de seguridad de 6, las máximas tensiones permitidas en función del tipo de material constructivo son:

- Hierro fundido = 57,29 N/mm^2 .
- Acero al carbono = 110,43 N/mm^2 .
- Acero dulce = 72,00 N/mm^2 .

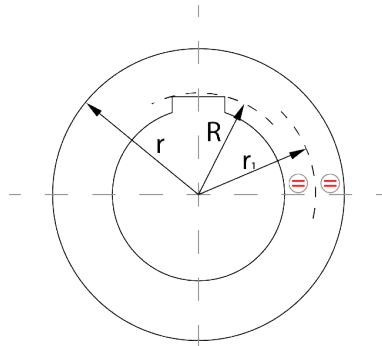


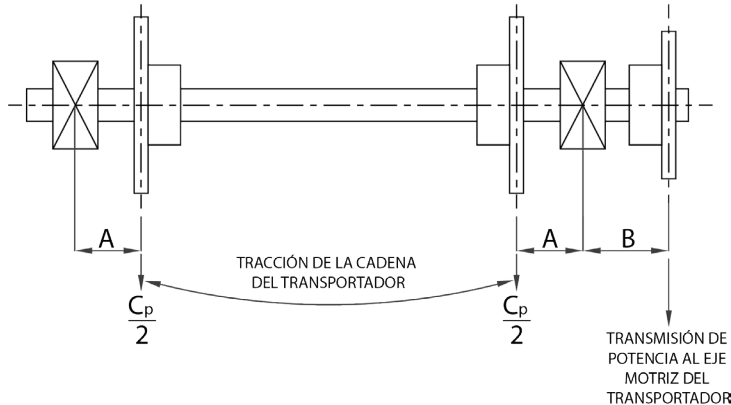
Figura 4.29. Dimensiones del eje chaveteado de accionamiento del piñón motriz en la transmisión de movimiento a la cadena. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

4.4.8. Diámetro del árbol de transmisión del transportador

Una vez se ha seleccionado el tamaño de la cadena del transportador, se necesita conocer el diámetro del árbol principal de transmisión de movimiento a todo el conjunto de la instalación. Muchos sistemas de transporte continuo por cadenas utilizan dos cadenas unidas a sus correspondientes piñones motrices. El eje principal puede ser accionado en

esta situación, bien por otra cadena de transmisión desde un motor o bien por una caja reductora directamente unida al mismo (ver Figura 4.30).

Las tensiones más importantes generadas sobre el árbol de transmisión en este tipo de ejes son las debidas a los momentos de flexión y torsión, que deben ser calculados antes de seleccionar el diámetro del árbol más adecuado a cada aplicación.



A = Distancia del cojinete del árbol de transmisión al piñón motriz de la cadena más próximo.
B = Distancia del cojinete del árbol motriz al piñón que recibe la transmisión desde el motor eléctrico.

Figura 4.30. Esquema de la transmisión de potencia al eje motriz y a las cadenas de un transportador. Extraído y adaptado de RENOLD (2020).

Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

Cálculo del momento de flexión del árbol de transmisión

El máximo momento de flexión generado sobre el árbol de transmisión puede ser producido, bien por la fuerza de empuje de la cadena de transmisión del motor eléctrico al árbol, o bien por las fuerzas transmitidas por los piñones motrices de las cadenas del transportador. La Figura 4.30 muestra el esquema típico de un árbol de transmisión donde existen dos piñones motrices, equidistantes de los cojinetes de apoyo del eje (distancia A), que transmiten la fuerza de tracción $C_p/2$ sobre las dos cadenas del transportador, mientras que, simultáneamente, la cadena de transmisión de potencia desde un motor al árbol motriz se encuentra posicionada en voladizo a una distancia B del cojinete más próximo.

Suponiendo que las dos cadenas del transportador están ejerciendo la misma fuerza de tracción $C_p/2$, entonces el momento de flexión sobre el árbol de transmisión debido a la fuerza de tracción de las cadenas será:

$$M_{flex} = \frac{C_p \cdot A}{2} \quad (Nm)$$

Ecuación 4.21

Adicionalmente, el momento de flexión debido a la transmisión de potencia desde el motor eléctrico por medio de una cadena al árbol principal, se obtendrá como:

$$M_{trans} = \text{Fuerza cadena transmisión} \cdot B \quad (\text{Nm}) \quad \text{Ecuación 4.22}$$

Donde,

$$\text{Fuerza cadena transmisión} = \frac{\text{Par sobre el árbol transmisión}}{\frac{\text{Diámetro círculo paso}}{2}} \quad (\text{Nm}) \quad \text{Ecuación 4.23}$$

Cálculo del momento de torsión del árbol de transmisión

El máximo momento de torsión que se producirá sobre el árbol de transmisión se obtendrá como el producto de la fuerza total de tracción de la cadena por el radio del círculo del paso de los dientes del piñón motriz, y expresará como:

$$M_{torsión} = \frac{C_p \cdot \text{Radio círculo paso}}{2} \quad (\text{Nm}) \quad \text{Ecuación 4.24}$$

El mayor valor de los dos momentos debidos a la flexión (M_{flex} o M_{trans}), junto con el momento de torsión ($M_{torsión}$) obtenido previamente, sirve para determinar la constante K , que se define como:

$$K = \frac{\text{Máximo momento flexión} \quad (\text{Nm})}{\text{Máximo momento torsión} \quad (\text{Nm})} \quad \text{Ecuación 4.25}$$

Dependiendo de los momentos más importantes que prevalecen sobre el árbol de transmisión (flexión o torsión), se deberá seleccionar el diámetro del árbol en función de las tensiones máximas permisibles para el material utilizado, que en el caso de utilizar acero dulce es de 430-490 N/mm².

Los diferentes fabricantes de sistemas de transmisión por cadena ofrecen en sus catálogos los valores recomendados para cada caso, teniendo en cuenta la prevalencia de un tipo de momento sobre el otro, o la simultaneidad de ambos.

Como regla general, para un transportador continuo de dos cadenas que circulan paralelas con los piñones motrices próximos a los cojinetes de apoyo del árbol de transmisión, el valor de K no deberá exceder de 1.0.

4.4.9. Sistemas de lubricación en transportadores por cadenas

Para conseguir el funcionamiento adecuado de un transportador continuo por cadenas es absolutamente necesario la existencia de un buen sistema de lubricación, que permita alargar y asegurar la vida útil de la cadena, así como reducir los niveles de ruido y consumo de energía. El método seleccionado para facilitar la lubricación se selecciona en función del tipo de cadena y de la instalación a implementar en cada caso, pero en general su punto de aplicación suele coincidir con el lugar más accesible de la cadena, correspondiente habitualmente a la salida del piñón motriz cuando apoya sobre el canal de guiado. Este es

el lugar en el que el lubricante puede trabajar mejor con el conjunto del cojinete (conjunto eje-casquillo-rodillo), ya que la cadena está sometida a la mínima tensión.

La carencia de lubricación puede afectar muy negativamente en la vida de la cadena debido a un excesivo desgaste, ruidos y vibraciones, y contribuye sustancialmente a la pérdida de energía y rendimiento en el sistema de transporte. El aumento de energía consumida debido a una deficiente o inexistente lubricación puede llegar a ser del 15 al 35%, dependiendo del tipo de instalación. La Tabla 4.18 muestra diferentes metodologías empleadas para sistemas de transmisión de movimiento por cadenas en función de la velocidad de desplazamiento de la cadena.

Tabla 4.18. Métodos de lubricación en sistemas de transmisión por cadena. Extraído y adaptado de SKF (2013). *SKF Conveyor Chains*. Ed. 2. SKF Group. www.skf.com.

TIPO	Métodos de lubricación de sistemas de transmisión por cadenas	
	Método de lubricación	Descripción
<i>TIPO I</i> <i>Baja velocidad</i>	Lubricación manual Lubricación por goteo	El aceite es aplicado manualmente con un cepillo o lata. El aceite se aplica por medio de un sistema de goteo en una caja, donde a través del sumidero a las boquillas de goteo se puede suministrar con una tasa predeterminada.
<i>TIPO II</i> <i>Velocidad baja-media</i>	Lubricación por aceite Lubricación por disco	La cadena se sumerge en una carcasa a prueba de fugas a lo largo de un recorrido de entre 13 y 17 mm en el depósito del sumidero. La cadena se hace pasar por un sumidero donde un disco o dedo aplica el aceite, operando por encima del nivel del aceite.
<i>TIPO III</i> <i>Alta velocidad</i>	Lubricación por bomba	En una carcasa a prueba de fugas, el aceite se bombea directamente a los eslabones de la cadena. El aceite circula normalmente a través de un filtro externo o sistema de refrigeración.

Tipo I: Se considera baja velocidad aquella inferior al 60% de la velocidad máxima permisible de la cadena.

Tipo II: Se considera velocidad baja-media aquella comprendida entre el 60% y el 80% de la velocidad máxima permisible de la cadena

Tipo III: Se considera alta velocidad aquella superior al 80% de la velocidad máxima permisible de la cadena.

4.5. Ejemplos de aplicación de sistemas de transporte continuo con cadenas

Las cadenas metálicas provistas de rodillos internos se emplean para cargas elevadas, por ejemplo, para transportar palets y, usualmente, pueden llevar pequeñas plataformas para soportar la carga. Para cadenas pesadas metálicas se utilizan configuraciones en las que el peso de cada ítem puede llegar a los 5000 kg, y cuyo montaje se suele realizar siempre en línea recta y en el plano horizontal, de forma que se encuentran instaladas, ya sea encastradas a nivel del suelo (Figura 4.31) o incorporadas a un bastidor sobre el mismo (Figura 4.32). Se utilizan mucho en la industria de la automoción para el ensamblado y montaje de piezas pesadas, donde funcionan a velocidades de hasta 5 m/min.

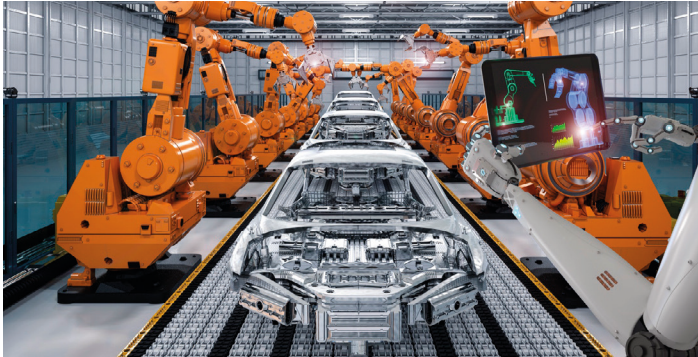


Figura 4.31. Instalación de sistemas de transporte por cadenas metálicas para cargas pesadas encastradas en un bastidor por encima del suelo. Extraído de *iStock.com*, de PhontamalPhoto. Id: 867944730. (2017). Licencia Estándar.

Las cadenas serpenteantes, tales como las que se muestran en la Figura 4.33A, presentan la ventaja de tener comparativamente una mayor facilidad para encastrarse en el suelo o en bastidores elevados y adaptarse mejor a trayectorias no rectilíneas.

Las cadenas de plástico fabricadas con poliacetato dan muy buenos resultados por su poca sonoridad y bajo coeficiente de rozamiento: 0,05 lubricado y 0,15 sin lubricación. La Figura 4.32 muestra cadenas construidas con materiales plásticos destinadas a su uso en instalaciones de montaje de paneles solares. Las cadenas de plástico son también más resistentes a la corrosión y soportan muy bien las variaciones de temperaturas (de -40°C hasta $+80^{\circ}\text{C}$), convirtiendo a este tipo de transportadores en la solución más adecuada para condiciones higiénico-sanitarias muy exigentes.

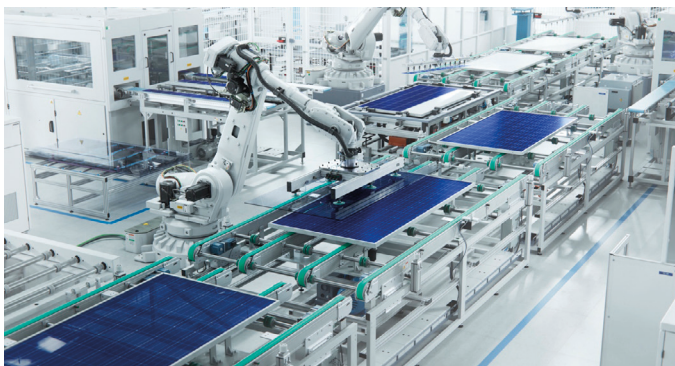


Figura 4.32. Instalación de sistemas de transporte por cadenas de plástico encastradas en un bastidor por encima del suelo en instalaciones de montaje de materiales donde se deben mantener unas condiciones de limpieza muy exigentes. Extraído de *iStock.com*, de SeetBunFactory. Id: 1412146386. (2022). Licencia Estándar.

Algunas cadenas de plástico serpenteantes pueden ser ensambladas con rodamientos de discos para conferirles una mayor área de contacto y capacidad de carga (Figura 4.33). En caso de que las cargas a transportar sean todavía mas pesadas, se debería recurrir a las cadenas serpenteantes de acero. Con las cadenas de acero inoxidable se pueden conseguir prestaciones en cuanto a desgaste o capacidad de carga que no pueden alcanzar las de plástico. Pueden conseguirse radios de curvatura de hasta 130 mm. Las cadenas de plástico están principalmente indicadas para objetos ligeros, con pesos no superiores a los 200 kg.

Cambios de dirección y desvíos

En la industria pueden emplearse instalaciones con cadenas articuladas tanto horizontal como verticalmente, suministrando un gran nivel de flexibilidad a la hora de diseñar circuitos, con radios de giro relativamente importantes, y permitiendo grandes cambios de dirección. Así como los transportadores de cadenas convencionales con eslabones metálicos para cargas pesadas funcionan en línea recta, y en su mayor parte en el plano horizontal, las cadenas serpenteantes, sin embargo, pueden seguir curvas y pendientes según la forma de los canales, tal como ilustra la Figura 4.33A y B.



Figura 4.33. Ejemplos de cadena de plástico serpenteantes: (A) siguiendo trayectorias curvas. Extraído de *iStock.com*, de *iZi947*. Id: 91075507. (2007). Licencia Estándar; **(B) cadenas simples que pueden funcionar juntas y mover los ítems de una a otra por medio de guías.** Extraído de *iStock.com*, de *bariskaradeniz*. Id: 466832106. (2015). Licencia Estándar.

Nótese sin embargo que, si en el tramo recto, como consecuencia de la motorización, las dos (o varias) cadenas del transportador van a la misma velocidad lineal, cuando estas cadenas se desplacen a lo largo de una curva podrán provocar el giro de las mercancías sobre si mismas, pudiendo llegar a caer de la línea transportadora. Para evitar este problema (similar al que aparecía con el funcionamiento de rodillos en las curvas), se pueden disponer, o bien una mesa de giro libre que cubra la cadena interior (ver Figura 4.34) o bien en los tramos curvos, permitir que la cadena interior sea independiente de la que le precede y de la que le sigue, y tenga movimiento libre, o sea sustituida por ruedas libres. También sería aceptable para limitar el giro de la carga en las curvas, permitir que las

cadena interiores se desplacen a una velocidad más lenta que las cadenas exteriores, y adecuar así el movimiento de las cargas sin provocar su caída.

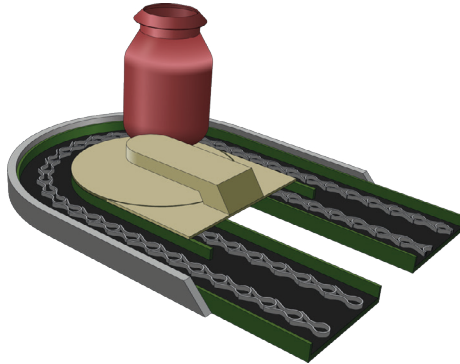


Figura 4.34. Para prevenir el giro de las cargas una mesa rotativa de giro libre cubre la cadena interior en la parte curvada del trayecto. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Diseñar dos líneas de transporte de cadenas convencionales que se juntan en un punto de desvío o confluencia es difícil, aunque no es raro encontrarlos en algún tipo de aplicaciones, como las industrias embotelladoras y de alimentación, como se muestra en las figuras 4.35, 4.36 y 4.37. En este tipo de aplicaciones el uso de cadenas de plástico serpenteantes resulta ideal para realizar operaciones de acumulación, desvíos o unión de varias líneas en paralelo.

No obstante, este efecto puede utilizarse para que los transportadores de cadenas se puedan emplear como mecanismos de desvío y acumulación en instalaciones donde se tienen que realizar cambios de trayectoria en operaciones de envasado, ensamblado, etiquetado, etc., o de orientación de las mercancías. En este tipo de instalaciones se puede conseguir que, mediante el uso de varias cadenas que se mueven simultáneamente en paralelo, unas junto a otras, se puedan realizar movimientos laterales de las mercancías que se desplazan por medio de un accionamiento de cada cadena a diferente velocidad. Así, seleccionando convenientemente la velocidad de cadenas contiguas, se puede conseguir que la mercancía en cuestión pueda girar, o desplazarse lateralmente de una cadena a otra, por efecto de la diferencia de velocidades. Este tipo de funcionamiento resulta factible tanto en líneas de transporte rectilíneas como en curvas.

Una combinación de los anteriores efectos, que sirve además para conseguir el descenso de las mercancías por un plano vertical, es el que se representa en la Figura 4.38. Aquí se muestra cómo mediante un tobogán descendente se puede conseguir transportar mercancías de un plano superior a otro inferior sobre una línea constituida por cadenas serpenteantes y paralelas, que se desplazan a lo largo del tobogán en un movimiento circular.



Figura 4.35. Con transportadores de cadena de plástico simple se puede mover los ítems de una a otra por medio de guías. Extraído de *iStock.com*, de MJ_Prototype. Id: 1061675814. (2018). Licencia Estándar.



Figura 4.36. Transportadores de cadena de plástico en líneas paralelas para realizar operaciones de desvío y clasificación. Extraído de *iStock.com*, de endopack. Id: 486164611. (2014). Licencia Estándar.



Figura 4.37. Transportadores de cadena en líneas paralelas para realizar operaciones de acumulación, desvío y clasificación. Extraído de *iStock.com*, de DuxX. Id: 652356058. (2017). Licencia Estándar.



Figura 4.38. Transportadores de cadena para realizar operaciones de transporte vertical en toboganes. Extraído de *iStock.com*, de Zapp2Photo. Id: 819305486. (2017). Licencia Estándar.

Una aplicación muy extendida en instalaciones diseñadas para realizar la clasificación de paquetes u objetos de reducido tamaño y peso, con flujos de movimiento de mercancías muy elevado, es la que se muestra en la Figura 4.39. En este caso se está utilizando un sistema de desvío desde una línea de cadenas principal que permite el desvío a rutas alternativas mediante el uso de mesas de rodillos; esta línea está diseñada con cadenas textiles recubiertas de caucho dispuestas en paralelo, de modo que el accionamiento del sistema de transferencia por mesas de rodillos permite la salida de la carga en la dirección perpendicular al movimiento de las cadenas. Este tipo de transportadores se implementa en casos donde el movimiento se realiza en el plano horizontal y a gran velocidad. Constituye una solución alternativa y más barata a las secciones de desvío exclusivamente con rodillos.



Figura 4.39. Transportadores de cadena en líneas paralelas para realizar operaciones de desvío ortogonal para la clasificación de mercancías. Extraído de *iStock.com*, de semaj29. Id: 185640646. (2013). Licencia Estándar.

Cadenas de elevadores verticales

Una de las aplicaciones más habituales del uso de cadenas es el de los elevadores verticales de cargas, que utilizan cangilones unidos a una o más cadenas que se desplazan en paralelo en un movimiento vertical continuo o discontinuo (ver Figura 4.40). Los cangilones de carga, que pueden ser utilizados para elevar cargas a granel o unitarias de diferentes características físicas, suelen estar unidos a los eslabones de las cadenas, y pueden estar articulados o fijos en su montaje sobre estos. Se pueden emplear en todo tipo de aplicaciones industriales y en diferentes ambientes especiales, corrosivos y con temperaturas extremas.

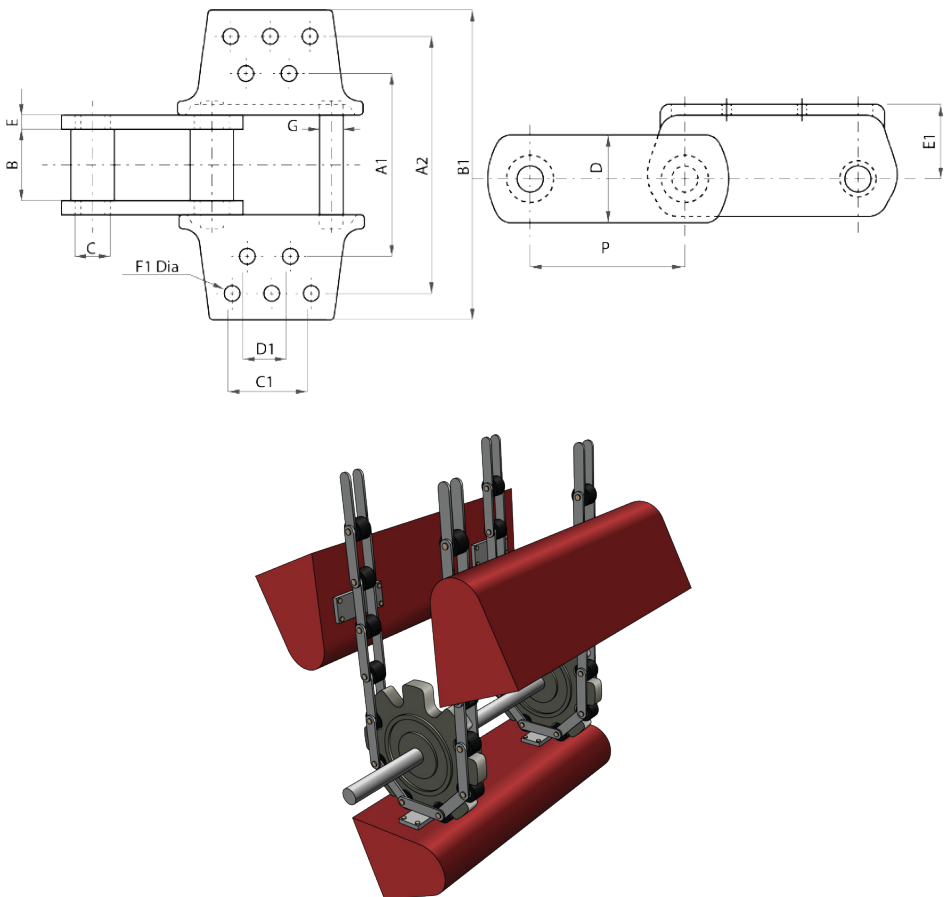


Figura 4.40. Aplicaciones de los transportadores de cadena en elevadores verticales. Extraído y adaptado de RENOLD (2020). Section 4. *Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com.

4.6. Transportadores de bandejas

Una de las aplicaciones más especiales de los sistemas de transmisión por cadenas lo constituyen los sistemas de transportadores con bandejas, que se caracterizan porque se encuentran circulando de forma continua o intermitente en un circuito cerrado, normalmente a la altura de trabajo. Las bandejas generalmente se encuentran conectadas a una cadena como sistema de transmisión, y se desplazan apoyadas en una superficie horizontal que realiza las funciones de guiado y soporte de la carga en voladizo (Figura 4.41).

La mayor diferencia de los sistemas de bandejas, comparados con los transportadores de cinta y tablillas, es que los objetos se encuentran colocados sobre cada bandeja independiente. Como las bandejas pueden incorporar códigos de barras, se facilitan las acciones de identificación, desvío y extracción.

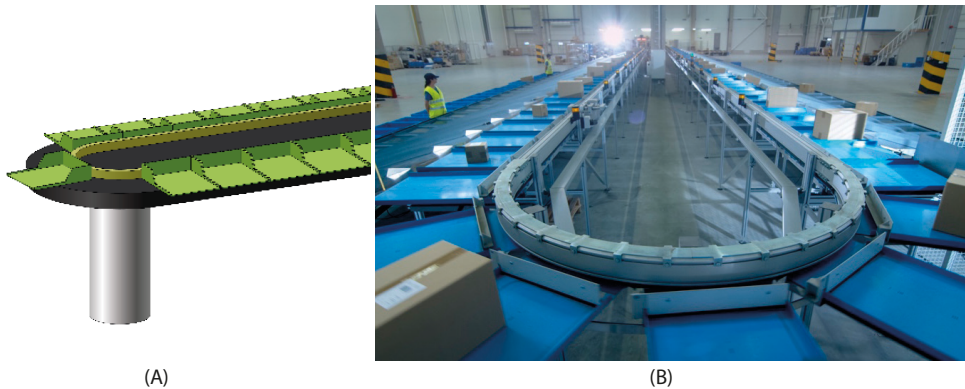


Figura 4.41. Aspecto de un transportador por bandejas: (A) esquema conceptual. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England. **(B) ejemplo de un transportador por bandejas en una empresa de clasificación y distribución de paquetería.** Extraído de *iStock.com*, de gorodenkoff. Id: 840457972. (2017). Licencia Estándar.

Las aplicaciones típicas de estos sistemas de transporte son las operaciones de ensamblado o montaje, por ejemplo, para la acumulación y distribución de materiales y componentes hacia puestos de montaje. Las bandejas son excelentes instrumentos de acumulación, ya que pueden circular hasta que los puestos de montaje necesitan de ellas. Los transportadores de bandejas son muy comunes en la industria electrónica y de los electrodomésticos de línea marrón (electrónica de consumo, radio, televisión, vídeo, etc.), así como en los sistemas de extracción de carga variada, con el empleo de bandejas de transporte direccionables.

Las bandejas pueden ser desplazadas en cualquier dirección, a diferencia de las tablillas desplazables. El desvío de la mercancía debe ser controlado por un sistema central que controle la posición de cada carga individual. Las bandejas extractoras, presentan un procedimiento simple de direccionamiento, por ejemplo, mediante una cinta deslizante

que se desplaza perpendicularmente a la dirección de movimiento de la cadena, como se puede observar en la Figura 4.42. Este hecho representa una ventaja especial en sistemas de transportadores complejos, ya que el tamaño de las bandejas se adapta al mayor objeto a transportar, y a los flujos de transporte.

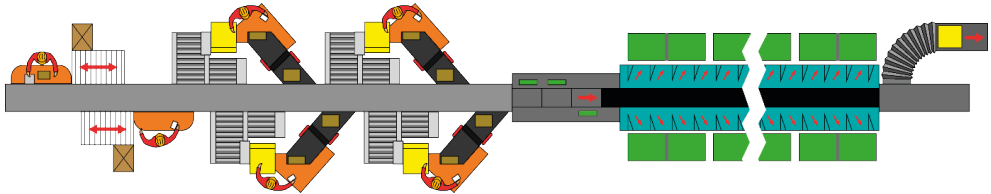


Figura 4.42. Transportador por bandejas deslizantes en operaciones de clasificación. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Las bandejas, pueden tener o no los lados elevados, siendo unas cadenas las que se encargan de suministrar el movimiento. La operación puede ser realizada de forma continua, con las bandejas unidas permanentemente a las cadenas, o bien pueden ser unidas a las cadenas móviles cuando así se requiera.

La carga y descarga de objetos de peso ligero son operaciones generalmente realizadas por deflectores de accionamiento neumático o hidráulico. Los objetos más pesados necesitan bandejas desplazables dotadas de rodillos. Una alternativa a las bandejas desplazables/volteables puede ser equipar las bandejas con rodillos motorizados. La Figura 4.43 muestra el principio de diseño para este tipo de transportadores.

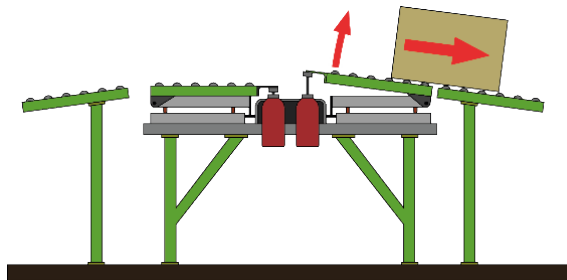


Figura 4.43. Principio de diseño para los transportadores de bandeja basculantes. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Como este tipo de transportadores, es generalmente de uso muy reducido, es difícil exponer una lista de características tanto dimensionales como de prestaciones que respondan a una mínima estandarización. En general se trata de instalaciones construidas bajo pedido para aplicaciones específicas y en consecuencia no es habitual encontrar este producto catalogado.

4.7. Especificaciones técnicas de los transportadores por cadena

Tabla 4.19. Especificaciones técnicas para transportadores por cadenas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Tipo de transportador	Cadena serpenteante	Cadena serpenteante (pendientes sup. 12%)	Cadena convencional cargas medias	Cadena convencional cargas pesadas
Material cadena	Plástico (poliacetato, celulosa, acetato)	Acero	Acero	Acero
Coefficiente fricción	0,05 (con lubricación) 0,15 (sin lubricación)	0,15 (con lubricación) 0,30 (sin lubricación)		
Mercancías adecuadas	Paquetes, cajas, botellas, latas	Contenedores, palets	Europalets, medios palets, otros palets, cajas madera	Cargas gran longitud
Peso Carga (kg)	0 - 200	0 - 1000	1000	5000
Anchura mercancía cadena simple (mm)	50 - 120			
Máxima carga cadena (tensión rotura)	200			
Velocidad (m/min)	1 - 35		5	5
Mínimo radio curvatura (mm)	130	250	Normalmente sin inclinarse	Normalmente sin inclinarse

Bibliografía

- APARICIO IZQUIERDO, F., ARENAS RAMÍREZ, B., GÓMEZ MÉNDEZ, A., JIMÉNEZ ALONSO, F., LÓPEZ MARTÍNEZ, J.M., MARTÍNEZ SÁEZ, L., PAÉZ AYUSO, F.J. (2008). *Ingeniería del Transporte*. Ed. DOSSAT 2000. Madrid.
- ASTALS COMA, F. (2009). *Almacenaje, manutención y transporte interno en la industria*. Edicions UPC. Barcelona.
- CAUSER TRANSMISSION. Roller industrial. www.roller.es
- DIAMOND. *British Standard/ANSI Product Guide*. The Diamond Chain Company. www.diamondchain.com
- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid.
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- MANUTEC. *Cadena industrial*. MANUTEC S.A.
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2002). *Los Transportes en la Ingeniería Industrial*. Editorial Reverté, S.A. Madrid.
- MJ_PROTOTYPE. (2018). Transportadores de cadena de plástico simple para mover los ítems de una a otra por medio de guías [Fotografía]. Extraído de *iStock.com*. Id: 1061675814. Licencia Estándar.
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- RENOLD (2020). *Section 4. Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com
- RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com
- REXNORD. *Cadenas de rodillos*. Rexnord Kette GmbH. www.rexnord.eu
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.
- SIR, S.L. (2019). *Cadenas de rodillos*. Suministros Industriales y Recambios, S.L. www.SIR.es
- SKF. (2013). *SKF Conveyor Chains*. Ed. 2. SKF Group. www.skf.com
- SKF. (2013). *SKF Transmission Chains*. PUB PT/P1 13747 EN. SKF Group www.skf.com
- TSUBAKI. (1995). *The complete guide to chain*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com
- TSUBAKI. (2000). *Tsubaki Drive chains & Sprockets*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com
- UNI-CHAINS. (2005) *Cadenas transportadoras*. Uni-chainsS/A. www.unichains.com

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). UNE 58-200-73 Parte I. *Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas a granel*. Madrid: AENOR.

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). UNE 58-200-73 Parte II. *Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas aisladas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). UNE 58-216-86. *Equipos de manutención continua. Nomenclatura*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (1987). UNE 58-222-87. *Aparatos de manutención continua. Elevadores de cangilones. Clasificación*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1990). UNE 18002:1990. *Transmisión de precisión. Cadenas de rodillos de paso corto y ruedas dentadas correspondientes*. Madrid: AENOR
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (1994). UNE 58-234-94. *Aparatos de manutención continua. Monorraíles suspendidos con carro electrificado. Definiciones y reglas de seguridad*. Madrid: AENOR.
- AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. (2012). ANSI/ASME B29.100-2011. *Precision Power Transmission, Double - Pitch Power Transmission, and Double - Pitch Conveyor Roller Chains, Attachments and Sprockets*. New York, USA.
- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (2015). ISO 606:2015. *Short-pitch transmission precision roller and bush chains, attachments and associated chain sprockets*. Geneva: ISO.

Transportadores de tablillas

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

5.1. Introducción	345
5.2. Aplicaciones.....	348
5.3. Cálculo de la capacidad de los transportadores de tablillas	355
5.3.1. Capacidad de transporte de los sistemas de tablillas	356
5.3.2. Resistencias debidas al movimiento de mercancías en los sistemas de transporte con tablillas	361
5.3.3. Potencia de accionamiento en los sistemas de tablillas	365
5.3.4. Fuerza de tracción en la cadena de transporte de los sistemas de tablillas	365
5.4. Especificaciones técnicas de los transportadores de tablillas	366
Bibliografía.....	366
Reglamentos y normativa	367

5.1. Introducción

Cualquier transportador de tablillas puede ser concebido como un caso particular, aunque significativo, de los sistemas de transporte continuo por cadenas. Habida cuenta, y considerando la gran variedad de tipos que existen, los sistemas de transporte continuo con tablillas están conformados por un conjunto de tablas planas o con forma específica, de madera, acero o cualquier material, montadas sobre y siguiendo el movimiento de unas cadenas para formar una superficie rígida, resistente y continua para transportar objetos. Se pueden utilizar tanto para el transporte de materiales a granel como para cargas variadas (ver Figura 5.1).

Este tipo de transportadores son adecuados para transportar materiales especiales y objetos entre posiciones fijas, o entre puntos que deban permanecer fijos durante un periodo considerable de tiempo. Su función es similar al de las cintas transportadoras, y pueden superar inclinaciones cuando es preciso un transporte continuo sin acumulación. Adicionalmente, y a diferencia de las cintas transportadoras, pueden transportar materiales sueltos pesados. Se usan también para el movimiento en el plano inclinado de palets y otros objetos con valores que varían desde algunos centenares de kilos hasta varias toneladas.

En ocasiones, el transportador de tablillas es la única solución posible para transportar objetos con esquinas o vértices agudos, patas puntiagudas o aristas vivas, sin necesidad de modificar la superficie de los objetos con embalajes o accesorios. En líneas de montaje de vehículos pesados y de maquinaria, puede colocarse un transportador de tablillas con la superficie de carga a ras del suelo, de modo que las ruedas de los vehículos apoyen directamente sobre su superficie.

Constructivamente, los transportadores de tablillas están formados por dos cadenas laterales que se desplazan sobre un bastidor o perfiles de soporte, y cuyos eslabones están unidos por tablillas. Las cadenas circulan por carriles con deslizamiento o con rodadura como muestra la Figura 5.1.

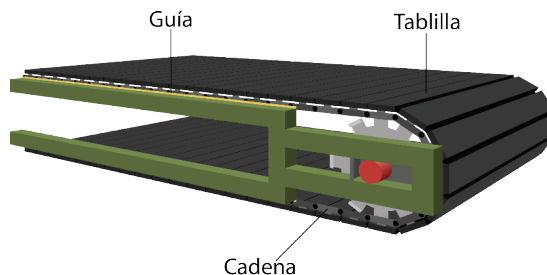


Figura 5.1. Esquema de los elementos principales de un transportador por tablillas.

El material más comúnmente utilizado para las tablillas es la madera, al menos para desplazar carga general variada. Tiene buenas propiedades de fricción, es barata y se

utiliza, por ejemplo, para transportar palets y carga pesada en general. Los materiales y objetos que puedan ser abrasivos o muy pesados requieren que se empleen tablillas de acero. Las tablillas de acero inoxidable se emplean en la industria agroalimentaria por razones de higiene y salubridad, por ejemplo, para transportar frutas y vegetales entre las diferentes estaciones de proceso.

En función del tipo y condiciones de la carga a transportar, se pueden diseñar los transportadores para que la unión entre las tablillas pueda seleccionarse según la aplicación, tal como se muestra en la siguiente Figura 5.2. De este modo, podemos encontrar sistemas en los que las tablillas se encuentran separadas unas de otras (madera o acero), sistemas con las tablillas unidas unas a otras mediante una articulación (acero o plástico), o sistemas donde unas tablillas se superponen a otras en la unión (acero, caucho).

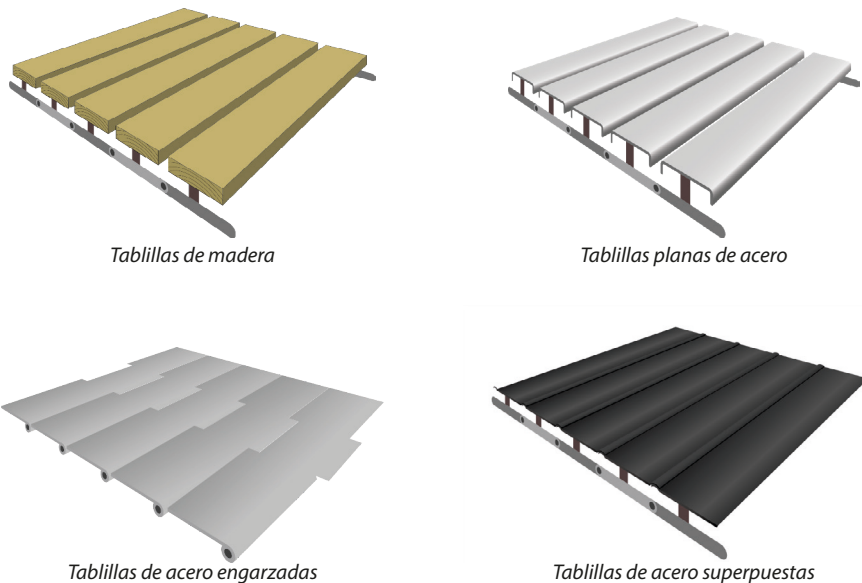


Figura 5.2. Diferentes tipologías de tablillas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

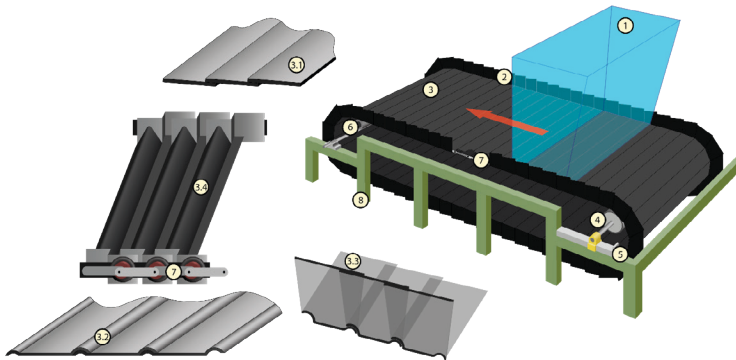
En general, las principales ventajas e inconvenientes de los transportadores de tablillas se resumen en la Tabla 5.1.

De acuerdo con la norma *UNE 58216:1986* (AENOR, 1986), los aparatos de manutención continua del tipo tablillas incluyen, de forma genérica, diferentes tipos de componentes, según se trate de sistemas de tablillas que transportan materiales a granel, o sistemas de tablillas diseñados para transportar cargas aisladas.

Tabla 5.1. Ventajas y desventajas del uso de los transportadores por tablillas.

Características de los transportadores por tablillas	
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Mínima fricción entre los materiales que se transportan y el portador. • Permiten rutas tanto horizontales como inclinadas. • Tolerancia a cargas elevadas. • Tablillas fácilmente reemplazables. • Alta fiabilidad • Flexibilidad frente a los tipos de carga. 	<ul style="list-style-type: none"> • Dificultad para la acumulación de mercancías. • Altos niveles de ruido. • Tan solo permiten bajas velocidades de transporte. • Elevado consumo de energía debido a las pérdidas de rozamiento y el peso de las tablillas.

Los transportadores de tablillas para cargas a granel se diseñan para que los tableros estén unidos y articulados unos a otros, de forma que se pueda generar una superficie continua y uniforme sobre la que depositar materiales de diferente granulometría. Pueden ser fabricadas con tablillas metálicas planas o curvas, con chapas laterales, o con chapas laterales y transversales (formando cajones). Cuando los materiales a granel que se transportan no desprenden líquidos o polvos, sino que son materiales sólidos, las tablillas se suelen fabricar en plástico. La Figura 5.3 muestra un ejemplo, genérico, del número y tipo de componentes de esta tipología de transportadores, según establece la norma UNE 58216:1986.



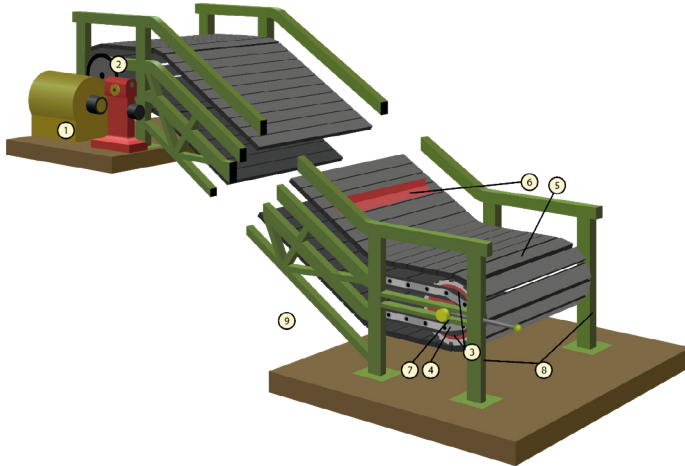
1: Tolva de alimentación; 2: Chapas laterales-guías; 3: Tableros solapados; 3.1: Tableros solapados planos; 3.2: Tableros solapados curvados; 3.3: Tableros solapados curvados con chapas laterales; 3.4: Tableros solapados de cajón con chapas laterales; 4: Ruedas de cadena de reenvío; 5: Estación tensora; 6: Ruedas de cadena motrices; 7: Cadenas normalmente con rodillos; 8: Bastidor soporte.

Figura 5.3. Componentes de un transportador de tablillas articuladas para cargas a granel. Extraído y adaptado de AENOR (1986). Equipos de mantenimiento continuo.

Nomenclatura. UNE 58-216-86. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Por otra parte, para el caso en que los transportadores de tablillas estén diseñados para desplazar cargas unitarias, los tableros no llegan a estar articulados y unidos entre sí, sino que se instalan separados unos de otros, manteniendo también una superficie continua y uniforme sobre la que depositar las cargas. En estos casos, suelen ser fabricados con tablillas

metálicas o de madera. La Figura 5.4 muestra un ejemplo del tipo de componentes que se incluyen en esta tipología de transportadores, según establece la norma *UNE 58216:1986*.



1: Accionamiento; 2: Ruedas dentadas o de arrastre; 3: Ruedas de reenvío; 4: Cadenas; 5: Tablillas; 6: Tablillas con empujadores; 7: Estación tensora; 8: Bastidor soporte; 9: Carriles de la cadena o guía.

Figura 5.4. Componentes de un transportador de tablillas para cargas aisladas.

Extraído y adaptado de AENOR (1986). Equipos de mantenimiento continuo. Nomenclatura. UNE 58-216-86. Asociación Española de Normalización. Madrid.

5.2. Aplicaciones

Una de las ventajas que presentan los transportadores de tablillas, como ya hemos mencionado, es que representan un sistema alternativo al de los transportadores por cintas, sobre todo en aquellos casos en los que la naturaleza de la carga, por su peso, tamaño, o tipo de superficie, podría dañar el tejido textil de la cinta. En estas situaciones, los sistemas de tablillas son ideales para transportar cargas especiales que no se podrían desplazar con otro transportador alternativo. La solución constructiva más aplicada en estos casos es el de las tablillas metálicas engarzadas mediante articulación, generando una superficie uniforme y resistente que reproduce las mismas prestaciones, sino superiores, que se podrían conseguir con una cinta transportadora equivalente. La Figura 5.5 muestra un ejemplo de esta solución constructiva.

Al igual que los transportadores de cinta, los transportadores de tablillas pueden combinar eficazmente secciones horizontales e inclinadas en una misma línea tal como lo muestra la Figura 5.6. Las consideraciones técnicas que se pueden realizar sobre el uso de los sistemas de tablillas para pendientes ascendentes o descendentes son similares a las que se han comentado para las cintas transportadoras, con la salvedad de que en este caso, la capacidad (en términos de volumen, peso y naturaleza de la carga) para transportar cargas pesadas en un plano inclinado con tablillas, es mucho mayor que en el caso de las

cintas transportadoras. Además, en los planos inclinados presentan la ventaja de que, por la continuidad de la superficie generada, no existen los huecos entre tambores motrices y de reenvío de las secciones con transición entre planos horizontales e inclinados que aparecían en el caso de las cintas transportadoras.



Figura 5.5. Ejemplo de transportador de tablillas metálicas articuladas en un desplazamiento horizontal. Extraído de *iStock.com*, de Thomas-Soellner. Id: 674984662. (2017). Licencia Estándar.

Hay que notar que ni los desvíos ni las acumulaciones son frecuentes en los transportadores de tablillas. Sin embargo, cuando se quiere desviar determinadas mercancías en rutas alternativas, se han diseñado sistemas especiales de tablillas que permiten la separación de las mercancías en otras direcciones de movimiento. Uno de los primeros sistemas desarrollados para conseguir este tipo de desvíos, se basa en el hecho de que las tablillas pueden ser desplazadas lateralmente mediante un mecanismo deflector que, instalado en su parte inferior, permite desviar cada una de ellas lateral e individualmente (ver Figura 5.7); este método se ha empleado frecuentemente en la industria panadera y en las pastelerías y bollerías industriales.

Debido a los problemas de consumo energético, ruidos y capacidad de selección de cargas aisladas que se encuentran en este último método de separación, se ha desarrollado una solución alternativa al desvío de materiales en diferentes rutas, muy utilizado en la industria de la paquetería y mensajería. Consiste en utilizar sistemas de tablillas fijas que se desplazan a gran velocidad. Entre tablilla y tablilla existe una separación suficiente como para que un deflector (en forma de taco de caucho, plástico o similar), pueda deslizarse de extremo a extremo de las tablillas, gracias a un mecanismo de movimiento lateral instalado en la parte inferior de las mismas. Existirá un mecanismo deflector para cada una de las separaciones de tablillas instaladas. La Figura 5.8 muestra un ejemplo de esta configuración. Mediante un sistema de control de las mercancías que se depositan sobre el transportador de tablillas, los dispositivos de desvío ponen en funcionamiento el número adecuado de deflectores (en función del tamaño y/o peso de la carga) como para que se produzca el desvío en el momento y lugar preciso.

Con estos diseños de deflectores deslizantes y tablillas fijas, se alcanzan capacidades de flujo de transporte mucho mayores que en aquellos otros en los que lo que se desplaza lateralmente son las propias tablillas.

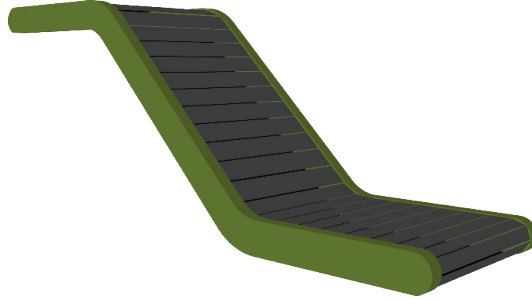


Figura 5.6. Ejemplo de transportador de tablillas en tramos inclinados y forma de cuello de cisne para la unión de tramos horizontales con los tramos en pendiente. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

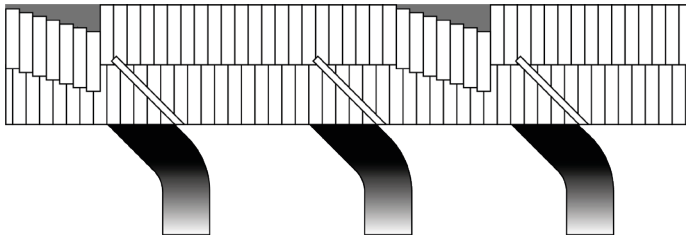


Figura 5.7. Mecanismo para desviar las mercancías a otras líneas, basado en la combinación de diferentes conjuntos de tablillas escalonadas con deflectores fijos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

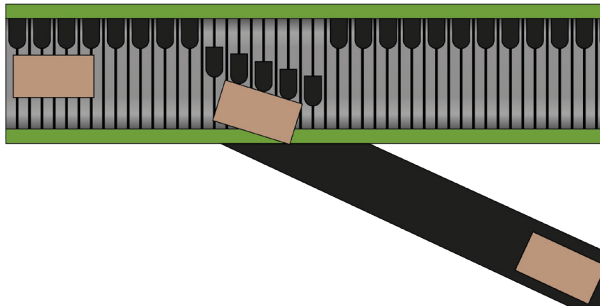


Figura 5.8. Ejemplo de sistemas de tablillas diseñado para desviar las mercancías a otras líneas alternativas, basado en sistemas de deflectores con desplazamiento lateral sobre tablillas.

Una de las aplicaciones más extendidas de los transportadores de tablillas de caucho, es aquella en la que se transportan cargas variadas como los equipajes en los aeropuertos. En estos casos, las tablillas independientes pueden estar superpuestas unas a otras, y al mismo tiempo articuladas en uno de sus extremos, para ser capaces de generar una superficie resistente y uniforme y, al mismo tiempo, poder adaptarse a los cambios de trayectoria en curvas en el plano horizontal, girando una tablilla respecto a otra para adaptarse al cambio de dirección. La Figura 5.9A muestra un ejemplo de aplicación de esta tipología de transportador. De este modo se pueden conseguir rutas de hasta 100 m de longitud, con capacidades de carga de hasta 150 kg/m y velocidades de hasta 100 m/min.

Cuando la capacidad de carga de la cinta de tablillas utilizada para el transporte de equipajes debe ser mayor, se pueden instalar en su lugar tablillas de acero que, aunque generan un mayor consumo de energía y ruidos durante el funcionamiento, permite el transporte en líneas de alta capacidad (ver Figura 5.9B).

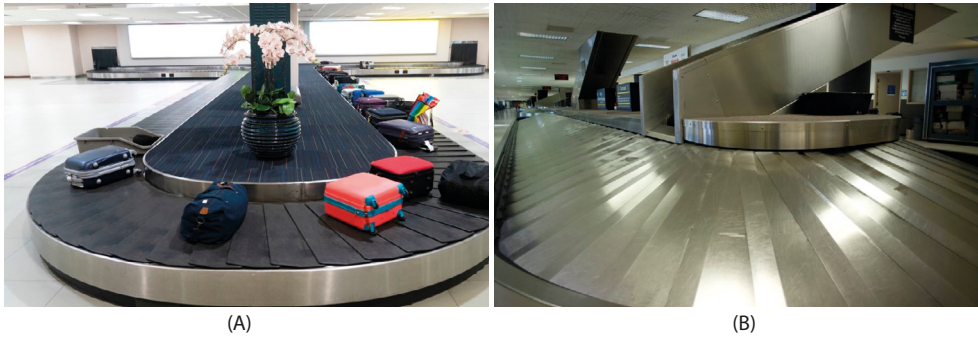


Figura 5.9. Transportador de tablillas superpuestas para la manipulación de los equipajes en los aeropuertos: (A) fabricadas en caucho. Extraído de *iStock.com*, de ApisitWilaijitt. Id: 1139678874. (2019). Licencia Estándar; **(B) fabricadas en acero.** Extraído de *iStock.com*, de AlexPitt. Id: 91432263. (2007). Licencia Estándar.

Cuando las cargas a transportar son más pesadas, la tipología más utilizada es la del sistema de tablillas engarzadas y articuladas unas a otras, fundamentalmente fabricadas en acero. Esta mayor capacidad de transporte permite que la línea continua pueda ser encastrada en el propio piso del almacén o zona de fabricación, depositando las mercancías sobre la línea, e incluso facilitando el paso sobre ellas.

Una ventaja adicional de la posibilidad de encastrar en el suelo las líneas de tablillas, es que pueden ser utilizadas para el transporte de cargas pesadas que no se podrían transportar por otros métodos alternativos. Tal es el caso del ensamblado, ajuste o inspección de materiales pesados como la fabricación de vehículos. En estas condiciones se pueden utilizar más de una línea de tablillas para el transporte simultáneo de un vehículo pesado en el plano transversal. Las figuras 5.10 y 5.11 muestran un par de ejemplos de esta configuración. Con esta solución, es posible transportar cargas de hasta 6000 kg/m en longitudes de línea que pueden alcanzar los 100 m, a velocidades de hasta 10 m/min.

Una adaptación muy interesante de los transportadores de tablillas, aplicada con mucha frecuencia en la manipulación de objetos a granel no embalados (p.e. frutas y vegetales), consiste en la utilización de cintas de plástico constituidas por tablillas engarzadas y articuladas entre sí, de forma que su unión configura una superficie flexible y resistente equivalente a la que se tendría con una cinta textil. En estas aplicaciones, se consigue reproducir todas las ventajas de capacidad de transporte, velocidad, ausencia de ruidos, rendimientos, etc., de una cinta transportadora de material textil, pero ahora con un sistema diseñado con tablillas de plástico, que le confieren al transportador ventajas adicionales como la posibilidad de realizar acumulación.



Figura 5.10. Transportador de tablillas de acero instalado en una línea de montaje de maquinaria agrícola pesada. Extraído de *iStock.com*, de DedMityay. Id: 1407355267. (2022). Licencia Estándar.



Figura 5.11. Transportador de tablillas instalado al nivel del suelo. Se usa en líneas para el ensamblado, inspección y ajuste final en el montaje de carrocerías. Extraído de *iStock.com*, de Traimak_Ivan. Id: 1370711983. (2022). Licencia Estándar.

Así, se pueden diseñar transportadores capaces de reproducir trayectorias rectilíneas y curvilíneas más complicadas que las que se consiguen con cintas textiles, y transportar materiales cuyas características podrían dañar a las cintas textiles con recubrimiento de caucho. En la Figura 5.12 se muestran algunos ejemplos de aplicaciones de tablillas engarzadas de plástico. Esta solución constructiva se utiliza mucho en la industria alimentaria, textil, electrónica, paquetería y mensajería, y en aquellas otras aplicaciones donde se desean transportar productos de poco peso, pero con unos flujos de clasificación muy elevados.

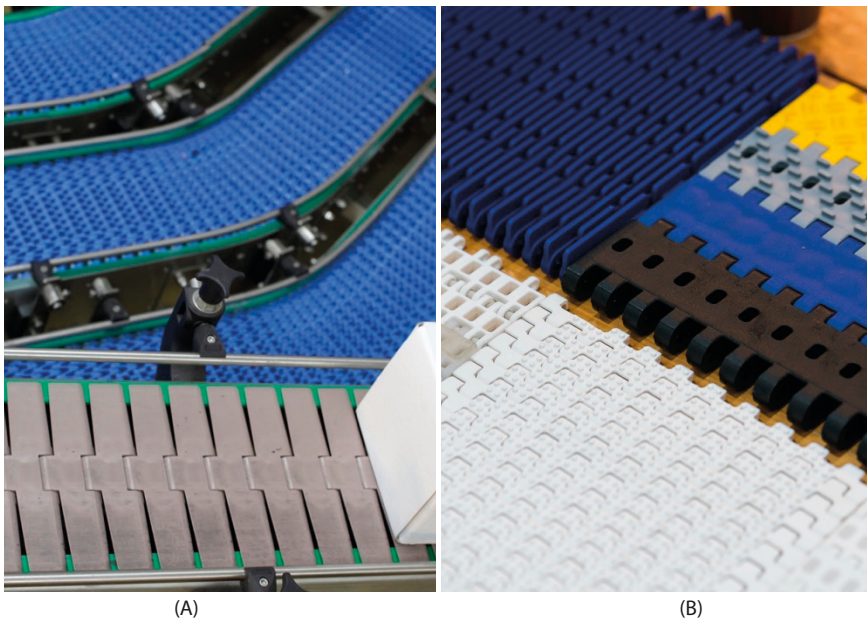


Figura 5.12. Ejemplos de transportador de tablillas de plástico: (A): diseño de líneas con tablillas en curvas de diferente radio y tablillas articuladas en el punto central de la línea. Extraído de *iStock.com*, de endopack. Id: 483170867. (2014). Licencia Estándar.; **(B): diferentes diseños y tramas de tablillas de plástico.** Extraído de *iStock.com*, de orapol1150. Id: 1079674228. (2018). Licencia Estándar.

Una ventaja de utilizar transportadores de tablillas fabricadas en plástico es el hecho de que las propias tablillas pueden incorporar ruedas o rodamientos de diferentes grados de libertad, que facilitan el re-direccionamiento de las mercancías que se están transportando sobre ellas. Esta capacidad es muy útil en actividades e instalaciones industriales donde se desea realizar clasificación de productos. En estos casos, el transportador por tablillas con ruedas facilita el cambio de orientación o de dirección de desplazamiento (si las ruedas son motrices) de las cargas transportadas (ver Figura 5.13).

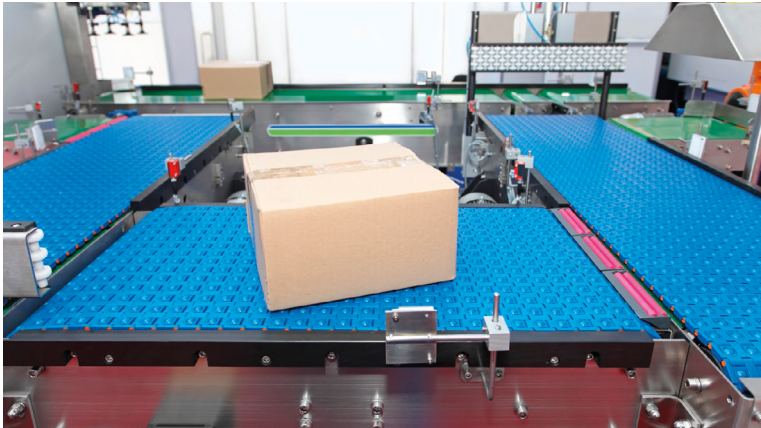
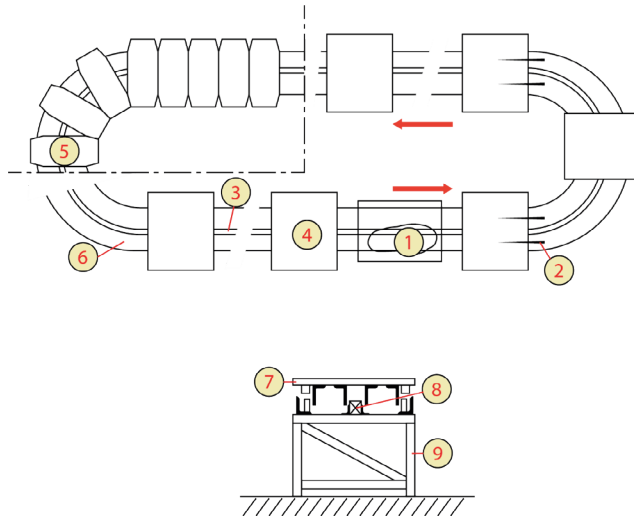


Figura 5.13. Ejemplo de transportador de tablillas de plástico con ruedas incrustadas en los eslabones para facilitar el movimiento de las cargas. Extraído de iStock.com, de Baloncici. Id: 474087265. (2014). Licencia Estándar.

Una de las alternativas más novedosas del sistema de transporte por tablillas consiste en el uso de los conocidos como carruseles de tablillas horizontales. Estrictamente, según la norma *UNE 58216:1986*, la nomenclatura utilizada para definir los componentes de un sistema de transportador por carrusel de tablillas se puede observar en la Figura 5.14. Este tipo de carruseles consiste en el uso de una cadena que se desplaza en un plano horizontal (aunque también existen versiones con cadenas que transportan tablillas en planos inclinados), sobre la que se instala en cada eslabón una tablilla que es capaz de girar, voltear o desplazar un objeto que se encuentra depositado en la misma. Dicha cadena es conducida por un sistema de transmisión que permite realizar el movimiento en trayectorias rectas o curvilíneas, y unas guías laterales que predefinen el camino restringido a seguir por el transportador.

Se suelen utilizar en sistemas de clasificación y separación de diferentes tipos de productos (paquetes, sobres, cajas, bolsas, etc.), en empresas del sector de la alimentación, textil, electrónica, mensajería, etc. Estos sistemas de transporte continuo funcionan de modo que, una vez depositado el objeto encima de cada tablilla, puedan ser transportados a lo largo de la línea restringida, y en un punto concreto (una vez el sistema de control haya tomado la decisión de su clasificación y separación de la ruta inicial), son desplazados hacia un lado u otro de la tablilla, para ser descargados por gravedad en un recipiente inferior donde se recogen. La capacidad de clasificación de este tipo de sistemas permite manejar líneas con grandes flujos de transporte, con velocidades de hasta 2 m/s, y cargas de hasta 30 kg. La Figura 5.14 muestra un ejemplo de este sistema de transporte.



1: Accionamiento; 2: Estación tensora; 3: Cadena; 4: Mesa; 5: Tablillas; 6: Ramal curvo;
7: Camino de rodadura; 8: Guía de cadena; 9: Bastidor soporte.

Figura 5.14. Componentes de un carrusel de tablillas horizontales. Extraído y adaptado de AENOR (1986). *Equipos de mantenimiento continuo*. Nomenclatura. UNE 58-216-86. Asociación Española de Normalización. Madrid.

5.3. Cálculo de la capacidad de los transportadores de tablillas

Para determinar la capacidad de los sistemas de transporte continuo basados en tablillas articuladas, haremos referencia a la norma *UNE 58219:1986* (AENOR, 1986). Esta normativa es aplicable tanto para el transporte de materiales a granel como de cargas unitarias, y se refiere a los siguientes tipos de sistemas:

- 1) Transportadores de tablillas metálicas: planas o curvas, con chapas laterales y con chapas laterales y transversales formando cajones (canjilones).
- 2) Transportadores de tablillas de madera.
- 3) Carrusel de tablillas horizontales.

Aunque los sistemas de transporte por tablillas presentan gran similitud con los sistemas de transmisión por cadena, ya que utilizan el mismo sistema de transmisión de movimiento, en el presente apartado analizaremos el cálculo de la capacidad de transporte de los sistemas que utilizan las tablillas como elemento portador de la carga, por su especificidad y aplicaciones concretas para transportar materiales a granel o cargas unitarias, que lo diferencian de los sistemas de transmisión por cadena.

5.3.1. Capacidad de transporte de los sistemas de tabillas

De acuerdo con la norma *UNE 58219:1986*, la capacidad de un transportador de tabillas se puede definir en función del tipo de medida que se desee utilizar en el diseño (capacidad volumétrica, capacidad pulsatoria, capacidad unitaria, capacidad másica) y a partir de alguna de las siguientes ecuaciones:

- La *capacidad de transporte volumétrica*, Q_v , para el transporte continuo de materiales a granel (materializado en transportadores de tableros articulados planos y curvos, y transportadores de tableros articulados con bordes laterales), se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$Q_v = v \cdot A \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad \text{Ecuación 5.1}$$

Donde,

v = velocidad de transporte (velocidad de la cadena) (m/s),

A = sección recta de llenado (m^2).

- La *capacidad volumétrica de transporte pulsatorio*, Q_v , de materiales a granel (realizada con tableros articulados con placas curvadas o con bordes), se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_v = V \cdot \frac{v}{a} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad \text{Ecuación 5.2}$$

Donde,

V = volumen de llenado de un tablero-bandeja individual (m^3),

v = velocidad de transporte (velocidad de la cadena) (m/s),

a = distancia (paso) de separación entre tableros-bandejas (m).

- La *capacidad de transporte unitaria*, Q_{St} , en el caso de transporte de cargas unitarias (aisladas) en sistemas de tabillas, se obtendrá mediante la ecuación:

$$Q_{St} = \frac{v}{a_{St}} \quad (\text{unidades/s}) \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde,

v = velocidad de transporte (velocidad de la cadena) (m/s),

a_{St} = distancia media de separación entre cargas unitarias (m).

- La *capacidad de transporte másica (kilogramos)*, Q_m , en el caso de transporte de materiales a granel o el transporte de cargas unitarias con un sistema de tabillas, se obtendrá mediante alguna de las siguientes ecuaciones:

$$Q_m = Q_v \cdot \rho \quad (\text{kg/s}) \quad (\text{para materiales a granel}) \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Donde,

Q_v = capacidad volumétrica de transporte (m^3/s),

ρ = densidad del material transportado (kg/m^3).

$$Q_m = Q_{St} \cdot m_{St} \quad (\text{kg/s}) \quad (\text{para cargas unitarias}) \quad \text{Ecuación 5.5}$$

Donde,

Q_{St} = capacidad de transporte en unidades (unidades/s),

m_{St} = masa media de las cargas unitarias (kg).

Calculo de la sección recta de llenado y volumen de llenado para el transporte de materiales a granel con tablillas

Resulta evidente que, para obtener las capacidades volumétricas en un transporte horizontal de materiales a granel mediante el uso de tablillas con secciones rectas, se deben obtener previamente las secciones rectas de llenado teórico, A_{th} , o el volumen de llenado teórico, V_{th} , para cada disposición constructiva, para lo que es importante conocer las dimensiones geométricas de los componentes del transportador y del ángulo de reposo del material a granel, β_{dyn} .

Generalmente, estos valores no se pueden definir de forma permanente ya que, en la práctica, no se llega a conseguir llenar el transportador completamente. La influencia del hecho de que la carga es incompleta o irregular es definida mediante un parámetro conocido como *factor de llenado*, φ .

En los transportadores de tablillas con movimiento ascendente o descendente, y al igual que ocurre con los sistemas de transporte con cintas textiles, el posible llenado todavía se reduce más por el efecto de la pendiente. Esta influencia de la inclinación en el llenado es considerada mediante un *factor de reducción*, k , que dependerá del ángulo de inclinación, δ .

Analizaremos a continuación diferentes modos de calcular la sección transversal del material a granel transportado, en función de la tipología de tablillas utilizadas en el transportador.

a) Sección recta de un transportador de tablillas articuladas planas

La *sección recta de un transportador de tablilla articulada plana* tiene una forma de llenado teórica similar a un triángulo isósceles (ver Figura 5.15), cuya base, b , es la anchura de transporte del material, que es un poco más pequeña que la anchura del transportador, B , con unos ángulos de la base del material iguales al ángulo dinámico en reposo del material a granel, β_{dyn} . El ángulo de reposo dinámico del material suele definirse habitualmente como la mitad del ángulo de reposo β estático (máximo ángulo de reposo del material a granel).

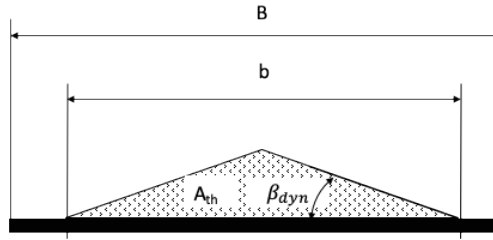


Figura 5.15. Sección recta de un transportador de tablilla articulada plana.

La sección recta de llenado de un transportador de tablillas articuladas planas de material a granel influirá en la capacidad de transporte, aunque ésta última se calcula en muy pocas ocasiones. Considerando una anchura del material, b , de valor:

$$b = 0,9B - 0,05 \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 5.6}$$

Se tendrá que la sección recta de llenado teórico se obtendrá como,

$$A_{th} = \frac{b^2}{4} \cdot \tan\beta_{dyn} \quad (\text{m}^2) \quad \text{Ecuación 5.7}$$

Y la sección recta de llenado será,

$$A = k \cdot \varphi \cdot \frac{b^2}{4} \cdot \tan\beta_{dyn} \quad (\text{m}^2) \quad \text{Ecuación 5.8}$$

El factor de llenado, φ , depende de las características del material a granel que se está transportando, y de las condiciones de alimentación del transportador de tablillas. Generalmente, su valor se establece entre 0,5 y 1, y deberá ser estimado en casos especiales.

Por otra parte, los valores del factor de reducción, k , se establecen en función del ángulo de inclinación del transportador, δ , y según la norma UNE 58219:1986, adquirirá uno de los valores que se definen en la Tabla 5.2.

Los transportadores de tablillas articuladas planas que transportan el material a granel a lo largo de paredes laterales de los conductos, como se observa en la Figura 5.16, típico de instalaciones de tomas de silos, pueden alcanzar secciones rectas mucho mayores, a consecuencia de disponer de una mayor anchura, b_1 , y altura, h_1 , de la sección recta de transporte.

Tabla 5.2. Valores del factor de reducción, k , y del ángulo de inclinación, δ , de la línea de tablillas articuladas planas. Extraído y adaptado de AENOR (1986).

Equipos de manutención continua. Transportadores de tableros articulados. Reglas para el cálculo. UNE 58-219-86. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Ángulo de inclinación, δ (grados)	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Factor de reducción, k	1,0	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81	0,76	0,71

En estas condiciones, la sección recta de llenado será,

$$A \approx k \cdot A_{th} = k \cdot b_1 \cdot h_1 \quad (\text{m}^2) \quad \text{Ecuación 5.9}$$

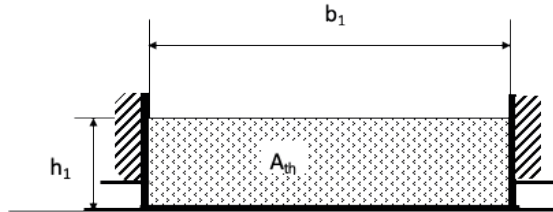


Figura 5.16. Sección recta de un transportador de tablilla articulada plana que transporta el material a granel entre paredes laterales planas.

b) *Sección recta de llenado de un transportador de tablillas curvas con laterales*

Ahora la sección recta de llenado de un transportador de tablillas curvas con laterales de material a granel se calculará considerando un rectángulo de anchura del material, B , y altura de llenado, h , así como un triángulo de base B , y ángulos en la base β_{dyn} , (ver Figura 5.17), con un valor de la altura de llenado h , definido como:

$$h = h_B - 0,05 \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 5.10}$$

siendo,

h_B = altura del conducto o partes laterales de la tablilla-bandeja.

Con este valor, la sección recta de llenado teórico se obtendrá como,

$$A_{th} = B \cdot h + \frac{B^2}{4} \cdot \tan\beta_{dyn} \quad (\text{m}^2) \quad \text{Ecuación 5.11}$$

Y la sección recta de llenado A , será,

$$A = \varphi \cdot \left[h \cdot B + k \cdot \frac{B^2}{4} \cdot \tan\beta_{dyn} \right] \quad (\text{m}^2) \quad \text{Ecuación 5.12}$$

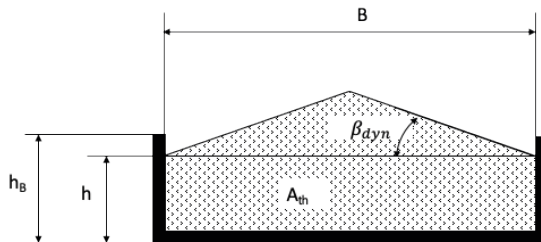


Figura 5.17. Sección recta de llenado un transportador de tablilla curvas con laterales.

c) *Sección recta de llenado o volumen de llenado de un transportador de tablillas curvas y tablillas con laterales*

En esta configuración de transporte se pueden dar varias posibilidades (ver Figura 5.18):

- Si el ángulo de inclinación, δ , del plano inclinado del transportador, es menor que el ángulo máximo de reposo del material a granel, β ($\delta < \beta$), se puede calcular la sección recta de llenado como si se tratase de un transportador con tablillas curvadas con laterales (Ecuación 5.12).
- En el caso de que, $\delta = \beta$, la sección recta de llenado se calcula como si se tratase de un transportador con tablillas curvadas con laterales (Ecuación 5.12 con $k = 0$).
- Por otra parte, si $\delta > \beta$, se deberá tener en cuenta el volumen de llenado de una bandeja, con lo que el volumen teórico se calcularía como:

$$V_{th} = B \cdot \left[a \cdot h_2 - \frac{a^2 \cdot \tan(\delta - \beta)}{2} \right] \quad (\text{m}^3) \quad \text{Ecuación 5.13}$$

Siendo,

a = distancia (paso) entre bandejas (tablillas) (m),

h_2 = altura de la partición de la bandeja adyacente (m).

y el volumen de llenado, V , es:

$$V = \varphi \cdot B \cdot \left[a \cdot h_2 - \frac{a^2 \cdot \tan(\delta - \beta)}{2} \right] \quad (\text{m}^3) \quad \text{Ecuación 5.14}$$

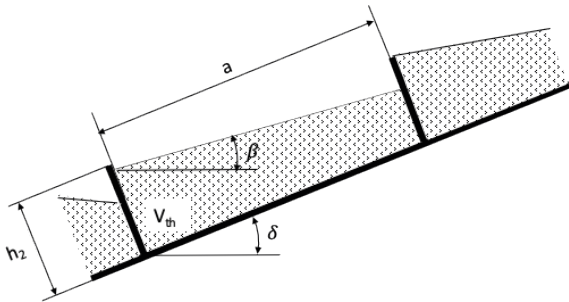


Figura 5.18. Sección recta de llenado o volumen de llenado de un transportador de tablillas curvas y tablillas con laterales.

Velocidad del transportador de tablillas de materiales a granel

La velocidad de un sistema de transporte continuo por tablillas, v , debe ser considerada con idéntico valor a la velocidad de la cadena que transmite el movimiento a las mismas. Esta velocidad no se debe elegir con un valor demasiado elevado, debiendo acotarse

dentro de unos límites aceptables, para tener en cuenta el desgaste producido, el nivel de ruidos generados y, sobre todo, un mantenimiento controlado de los esfuerzos dinámicos generados.

Para unas longitudes de paso de la cadena, p , de hasta 200 mm, y en el caso de que el número de dientes del piñón motriz sea superior a 10 (ver valor de F_{dyn} , Ecuación 5.27), el límite superior máximo permitido para la velocidad, v , deberá ser:

$v < 0,4$ m/s para el transporte de cargas unitarias,

$v = 0,6$ a $0,8$ m/s para cadenas de eslabón plano,

$v = 1,2$ a $1,5$ m/s para cadenas de acero de eslabón redondo.

En los transportadores de tablillas articuladas, las velocidades de transporte son generalmente más bajas.

5.3.2. Resistencias debidas al movimiento de mercancías en los sistemas de transporte con tablillas

La fuerza tangencial, F_u , transmitida a la cadena que desplaza las tablillas por parte de los piñones motrices, debe estar en equilibrio con las resistencias debidas a la fricción, F_R , y a la pendiente, F_{St} , que la cadena debe superar en su movimiento. Esto es, se debe cumplir que:

$$F_u = F_R + F_{St} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.15}$$

Veremos a continuación cómo se calculan cada una de estas resistencias.

Calculo de la resistencia debida a la pendiente

La resistencia debida a la pendiente, F_{St} , se obtiene como producto del desnivel del transporte, H , por la carga por cada sección del material transportado, q_{mat} , y considerando la aceleración de la gravedad, g , es decir:

$$F_{St} = H \cdot q_{mat} \cdot g \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.16}$$

Siendo,

H = desnivel del transportador (positivo en ascenso, negativo en descenso) (m),

$q_{mat} = \rho/G$ = densidad lineal del material transportado (carga por sección) (kg/m),

g = aceleración de la gravedad ($9,81$ m/s²).

Quando el transporte es descendente, H y F_{St} se hacen negativos, es decir, la fuerza F_{St} actuará en sentido contrario a F_R . En los casos extremos, la fuerza F_u puede llegar a ser negativa, por lo que el transportador no necesita ser arrastrado, sino que deberá ser frenado.

La carga por sección del material transportado, q_{mat} , se calcula a partir de la capacidad de transporte másico (kg), Q_m , y la velocidad de transporte, v , como:

$$q_{mat} = \frac{Q_m}{v} \quad (\text{kg/m}) \quad \text{Ecuación 5.17}$$

De donde se deduce que,

$$F_{St} = \frac{H \cdot Q_m \cdot g}{v} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.18}$$

Calculo de las resistencias debidas al rozamiento

Las resistencias debidas al rozamiento, F_R , incluyen otras resistencias parciales debidas a los fenómenos de rozamiento en los componentes del sistema de tablillas, de modo que:

$$F_R = F_H + F_N + F_S \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.19}$$

Donde,

- F_H = resistencia principal,
- F_N = resistencia secundaria,
- F_S = resistencia especial.

Veamos como se calcula cada una de estas resistencias debidas al rozamiento.

- a) *Resistencia principal, F_H* : es debida a la resistencia al avance en el movimiento de los ramales superior e inferior de la cadena de transmisión, a lo largo de toda la distancia de arrastre de las tablillas. Se calculará como el producto de las fuerzas normales y el correspondiente coeficiente de fricción ficticio, f , mediante la ecuación:

$$F_H = f \cdot g \cdot \left[L \cdot \left(\frac{\rho}{R_0} + \frac{\rho}{R_u} + 2 \cdot \frac{\rho}{K} \cdot \cos\delta \right) + L_1 \cdot \frac{\rho}{G} \cdot \cos\delta \right] =$$

$$= f \cdot g \cdot \left[L \cdot (q_{Ro} + q_{Ru} + 2 \cdot q_{cad} \cdot \cos\delta) + L_1 \cdot q_{mat} \cdot \cos\delta \right] \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.20}$$

Donde,

- $\rho/R_0 = q_{Ro}$ = densidad lineal de los rodillos de transporte superiores fijos a la estructura (kg/m),
- $\rho/R_u = q_{Ru}$ = densidad lineal de los rodillos de transporte inferiores fijos a la estructura (kg/m),
- $\rho/K = q_{cad}$ = densidad lineal de la cadena del transportador (incluidos los rodillos móviles) (kg/m),
- $\rho/G = q_{mat}$ = densidad lineal del material transportado (carga por sección) (kg/m),
- δ = ángulo de inclinación del transportador,
- L = distancia entre ejes del piñón motriz y piñón de retorno del transportador (m),

L_f = longitud de carga del transportador (m),
 f = coeficiente de fricción ficticio.

La longitud L_f representa la sección cargada del transportador, y puede ser considerada generalmente igual al valor de la distancia entre centros del piñón motriz y piñón de retorno de la cadena del transportador, L . Para ángulos de inclinación $\delta \leq 15^\circ$, se puede considerar que el $\cos\delta = 1$.

Habitualmente, el coeficiente de rozamiento ficticio, f , puede ser estimado por los valores que se muestran en la Tabla 5.3. En caso de no conocerse este valor, y según la norma *UNE 58219:1986*, se puede obtener matemáticamente como una función de la fricción de rodadura y la fricción en los cojinetes producida en los rodillos o ruedas del transporte mediante la Ecuación (5.21):

$$f = c \cdot \left[\frac{e + \mu_z \cdot r}{R} \right] \quad \text{Ecuación 5.21}$$

Donde,

c = coeficiente que tiene en cuenta el rozamiento en el raíl de guiado de la cadena = 1,1 ÷ 1,2,

e = brazo de palanca de fricción a la rodadura (mm) = 0,5 mm,

μ_z = coeficiente de fricción de cojinetes,

r = radio de rodadura de los rodillos de transporte (móviles o fijos) (mm),

R = radio externo de los rodillos de transporte (móviles o fijos) (mm).

El valor del brazo de palanca de fricción a la rodadura, e , suponiendo el contacto de acero sobre acero, y una superficie limpia, es de alrededor de 0,5 mm. Los valores del coeficiente c tienen en cuenta el rozamiento debido al raíl de guiado; es siempre mayor de 1, y generalmente alcanza valores de $c = 1,1$ a 1,2.

Los valores del coeficiente de fricción para los rodamientos, μ_z , se muestran en la Tabla 5.4, según la norma *UNE 58219:1986*.

Tabla 5.3. Valores del coeficiente de rozamiento ficticio, f , de un transportador por tablillas.

Extraído y adaptado de AENOR (1986). *Equipos de mantenimiento continua. Transportadores de tableros articulados. Reglas para el cálculo. UNE 58-219-86*. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente ficticio de rozamiento, f	
	Rodillos portantes o roldanas	
	Cojinete de deslizamiento	Rodamiento
Favorable	0,06...0,08	0,02
Normal	0,08...0,10	0,03
Desfavorable	0,10...0,13	0,045

Tabla 5.4. Valores del coeficiente de fricción de los cojinetes μ_z de un transportador por tablillas.

Extraído y adaptado de AENOR (1986). *Equipos de manutención continua. Transportadores de tableros articulados. Reglas para el cálculo. UNE 58-219-86.* Asociación Española de Normalización. Madrid.

Cojinetes y lubricación	Coefficientes de fricción de los cojinetes, μ_z
Cojinetes de deslizamiento con engrase regular	0,10...0,20
Cojinetes de deslizamiento con engrase irregular	0,15...0,25
Rodamientos (incluidos los retenes) según condiciones de uso	0,01...0,045

- b) *Resistencia secundaria, F_N* : es debida al rozamiento en las articulaciones de la cadena, así como entre las cadenas y piñones (motrices y de retorno) cuando pasa a través de éstos, en los cojinetes de los piñones y en los dispositivos de desvío de las cadenas, en caso de haberlos. Cuando se trata de transportadores por tablillas articuladas con rodillos móviles, este parámetro es generalmente bajo, y se puede tomar como simplificación la siguiente ecuación:

$$F_N \approx 0,05 \cdot F_H \div 0,1 \cdot F_H \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.22}$$

- c) *Resistencias especiales, F_S* : se produce cuando el material transportado debe desplazarse y entra en contacto con las paredes laterales de los canales fijos o de los dispositivos de guiado de los productos transportados. Cuando se transporta material a granel, este valor puede calcularse como:

$$F_S = \mu_w \cdot \frac{Q_v^2 \cdot g \cdot l \cdot \rho}{v^2 \cdot b_l^2} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.23}$$

Donde,

μ_w = valor del coeficiente de fricción entre el material transportado y las paredes o guías laterales,

l = longitud de las guías laterales (m),

b_l = espacio abierto del conducto (m),

Q_v = capacidad volumétrica de transporte (m^3/s),

ρ = densidad del material transportado (kg/m^3),

g = aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m}/\text{s}^2$),

v = velocidad del transporte (velocidad de la cadena) (m/s).

La Ecuación 5.23 está basada en el cumplimiento de las siguientes hipótesis:

- La sección recta del material transportado es rectangular (similar a la Figura 5.16).
- El rozamiento interno del material en movimiento es despreciable.

Finalmente, el coeficiente de fricción, μ_w , entre el material transportado y las paredes o guías laterales dependerá de la naturaleza de ambos materiales. Se le suele asignar unos valores de $\mu_w \cong 0,5$ a $0,7$.

5.3.3. Potencia de accionamiento en los sistemas de tablillas

La potencia de accionamiento en el piñón motriz de la cadena se obtendrá mediante la ecuación:

$$P_A = F_U \cdot v \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 5.24}$$

Y la potencia del motor eléctrico necesario se obtendrá como:

$$P_{mot} = \frac{P_A}{\eta_{ges}} \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 5.25}$$

Donde,

η_{ges} = es el valor del rendimiento entre el motor y la rueda de la cadena.

El rendimiento η_{ges} entre el motor y el/los piñones motrices de la cadena dependerán de la configuración del conjunto de transmisión.

5.3.4. Fuerza de tracción en la cadena de transporte de los sistemas de tablillas

Finalmente, la fuerza de tracción en la cadena utilizada en los sistemas de transporte por tablillas, F_k , se obtendrá a partir del conocimiento de la fuerza tangencial F_U , de la fuerza descendente debida al peso propio de la cadena, de la pre-tensión inicial por ramal, F_V , y de una fuerza de tracción dinámica de la cadena impuesto como consecuencia del efecto cordal del movimiento de esta, que llamaremos F_{dyn} .

En el funcionamiento normal y a plena carga se aplicará la ecuación:

$$F_k = F_U + \frac{\rho}{K} \cdot g \cdot H + F_V \pm F_{dyn} = F_U + q_{cad} \cdot g \cdot H + F_V \pm F_{dyn} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.26}$$

Donde,

$\rho/K = q_{cad}$ = densidad lineal de la cadena del transportador (incluidos los rodillos móviles) (kg/m),

H = desnivel del transportador (m).

La pre-tensión inicial por ramal, F_V , constituye una tensión inicial que mantiene la cadena tensa y deberá seleccionarse de modo que la cadena no se afloje cuando abandona el piñón motriz, efecto que causaría problemas.

La fuerza de tracción dinámica de la cadena, F_{dyn} , depende de las masas en movimiento y de la máxima aceleración de la cadena, y se obtiene como:

$$F_{dyn} = \frac{\omega^2 \cdot p}{2} \cdot \left[2 \cdot L \cdot \frac{\rho}{K} + L_1 \cdot \frac{\rho}{G} \right] = \frac{\omega^2 \cdot p}{2} \cdot [2 \cdot L \cdot q_{cad} + L_1 \cdot q_{mat}] \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 5.27}$$

Donde,

$\rho/K = q_{cad}$ = densidad lineal de la cadena del transportador (incluidos los rodillos móviles) (kg/m),

$\rho/G = q_{mat}$ = densidad lineal del material transportado (carga por sección) (kg/m),

L_1 = longitud de carga del transportador (m),

ω = velocidad angular de la rueda de la cadena (rad/s),

p = paso de la cadena (m).

Para que la fuerza de tracción dinámica de la cadena sea reducida, se debe seleccionar un paso de la cadena p , pequeño, con una velocidad angular ω , del piñón motriz también pequeña. El valor de la velocidad angular ω , se obtendrá como:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot V}{p \cdot N} \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Ecuación 5.28}$$

Donde,

N = número de dientes de la cadena.

Durante la fase de arranque de la cadena, la fuerza de esta resultará del par de arranque del motor y de la suma de todas las masas a acelerar. En estas situaciones, la fuerza total en la arrancada es superior a F_K , y aunque sólo se produce durante un espacio corto de tiempo, se deberá tener en cuenta a la hora de seleccionar la cadena de transmisión.

5.4. Especificaciones técnicas de los transportadores de tablillas

Tabla 5.5. Especificaciones técnicas para transportadores por tablillas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Tipo de transportador	Adecuado a mercancías en	Velocidad (m/min)	Capacidad (kg/m)	Longitud sección estándar (m)	Anchura del transportador (mm)
Tablillas de caucho	Equipajes	Hasta 100	150	100	300 a 1000
Tablillas de madera para cargas ligeras	Carga mixta	8 - 10	20 a 100	60	400 a 800
Tablillas de madera para cargas pesadas	Palets	8	1000	6	1250 (Europalets)
Tablillas de acero para estaciones de carga	Palets	5 a 10	1000 a 3000	50	900
Tablillas de acero para vehículos	Vehículos	1-10	800 a 6000 (carga puntual)	100	Variable

Bibliografía

APARICIO IZQUIERDO, F., ARENAS RAMÍREZ, B., GÓMEZ MÉNDEZ, A., JIMÉNEZ ALONSO, F., LÓPEZ MARTÍNEZ, J.M., MARTÍNEZ SÁEZ, L., PAÉZ AYUSO, F.J. (2008). *Ingeniería del Transporte*. Ed. DOSSAT 2000. Madrid.

- ASTALS COMA, F. (2009). *Almacenaje, mantenimiento y transporte interno en la industria*. Edicions UPC. Barcelona.
- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid.
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2002). *Los Transportes en la Ingeniería Industrial*. Editorial Reverté, S.A. Madrid.
- MK TECHNOLOGY GROUP. (2020). *Técnica de transporte. Técnica lineal*. Maschinenbau Kitz GmbH Edición 5.0. www.mk-group.com
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- SCHEIMER, LTD. *Catálogo de productos*. www.scheimerltda.com
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.
- UNI-CHAINS. (2005). *Cadenas transportadoras*. Uni-chains A/S, 012063/0505. www.unichains.com
- UNI-CHAINS. (2007). *Catálogo de bandas*. Uni-chains A/S, 012073/0307. www.unichains.com

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1972). UNE 58-209. *Aparatos de mantenimiento continua. Información que se ha de facilitar para solicitar una instalación de mantenimiento continua para productos a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). UNE 58-200-73 Parte I. *Aparatos de mantenimiento continua. Terminología de aparatos para cargas a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). UNE 58-200-73 Parte II. *Aparatos de mantenimiento continua. Terminología de aparatos para cargas aisladas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1983). UNE 58-210-83. ISO 3569. *Aparatos de mantenimiento continua. Clasificación de cargas aisladas bajo el punto de vista de su mantenimiento*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (1986). UNE 58-216-86. *Equipos de mantenimiento continua. Nomenclatura*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). UNE 58-219-86. *Equipos de mantenimiento continua. Transportadores de tableros articulados. Reglas para el cálculo*. Madrid: AENOR.

6

Transportadores continuos por tornillos sin fin

Enrique Nadal Soriano
Universitat Politècnica de València

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

6.1. Introducción	371
6.2. Componentes de un tornillo sin fin.....	372
6.3. Clasificación de tornillos sin fin y aplicaciones	377
6.4. Cálculo de tornillos sin fin.....	379
6.4.1. Determinación de la capacidad de transporte del tornillo sin fin.....	379
6.4.2. Determinación de la fuerza de accionamiento del tornillo sin fin	381
6.4.3. Determinación de la potencia de accionamiento del tornillo sin fin	381
6.4.4. Cálculo de la deformación del eje del tornillo sin fin	384
Bibliografía.....	384
Reglamentos y normativa	385

6.1. Introducción

El tornillo sin fin en un sistema de transporte continuo de cargas que tiene sus inicios con el conocido tornillo de Arquímedes, usado para bombear agua. El tornillo de Arquímedes recibe el nombre del que supuestamente fue su inventor, Arquímedes de Siracusa, en el siglo III antes de Cristo, aunque se puede documentar su utilización ya en el Antiguo Egipto. El tornillo de Arquímedes (o tornillo sin fin) basa su funcionamiento en la viscosidad del fluido a transportar. En la Figura 6.1, se muestra un ejemplo de uso del tornillo de Arquímedes usado en la elevación del agua. Dicho sistema se puede aplicar en el transporte de cualquier fluido o material asimilable como productos triturados de pequeñas dimensiones, harina, cereales, pellets, etc.



Figura 6.1. Tornillo de Arquímedes. Extraído de "Expo" (2008), de Fernando, Flickr. Licencia CC BY-SA 2.0.

En cuanto a su construcción, consta de dos elementos principales, una hélice y un canal, normalmente en forma de "U" aunque en ocasiones puede ser cerrado. El mecanismo de funcionamiento se basa en el giro del tornillo ubicado dentro del canal que, gracias a la viscosidad del fluido, provoca un arrastre de este. Debido a sus características, puede ser usado para elevar el fluido o simplemente para provocar su trasiego en el plano horizontal. Además, se puede aprovechar dicho trasiego como procedimiento de mezcla de varios fluidos que se pueden ir añadiendo a lo largo de su longitud.

Es un dispositivo de bajo coste y mantenimiento, debido a su sencillez. Además, es un sistema robusto y tolera adecuadamente el trasiego de fluidos con residuos. No obstante, las pérdidas de potencia pueden ser elevadas ya que se produce cierta fricción entre las paredes del canal y la hélice, lo que puede dar lugar a cierto grado de contaminación del fluido. Este rozamiento adicional puede requerir de una mayor potencia de accionamiento del motor eléctrico respecto a otros sistemas de transporte.

Por otro lado, su rendimiento depende de la pendiente, siendo éste un factor limitante. En este sentido la longitud de estos está limitada ya que hélices excesivamente largas son complicadas de equilibrar dinámicamente y pueden aparecer alabeos. Así, las longitudes máximas de estos equipos pueden llegar hasta los 50 metros.

En cuanto a los materiales a transportar, se deben evitar los materiales abrasivos ya que provocarían un desgaste temprano del sistema. Por otro lado, los materiales no deben ser frágiles o delicados. Es por ello por lo que se deben mantener ciertas precauciones a la hora de utilizar los tornillos sin fin, ya que debe existir una cierta compatibilidad del material transportado con el tipo de hélice utilizada.

En general, la utilización de los tornillos sin fin como medio de transporte de materiales a granel presenta una serie de ventajas que, además de la versatilidad en el transporte de graneles, facilitan su uso en múltiples configuraciones (horizontal, inclinado, vertical), así como su adaptación a diferentes condiciones del material transportado (materiales muy calientes, abrasivos, polvorientos, etc.). Dicha versatilidad se traduce, además, en la posibilidad de utilizar más de una zona de carga y descarga, y la utilización de dosificadores, mezcladores o agitadores que facilitan el proceso de transporte.

6.2. Componentes de un tornillo sin fin

En cuanto a la tipología constructiva, pueden existir tornillos sin fin con configuraciones muy variopintas, resultando imposible de generalizar. A pesar de ello existe cierta normalización en cuanto a las dimensiones de los componentes más importantes del transportador y se encuentra enunciada en la norma UNE 58-207-89. En general, se pueden distinguir en la gran mayoría cierto número de componentes habituales como los que se muestran en la Figura 6.2. El elemento principal es la hélice que es la encargada de arrastrar el fluido (ver Figura 6.3). Dicho fluido es confinado por el canalón. Además, si el eje es muy largo, se añaden una serie de apoyos equipados con rodamientos para evitar posibles alabeos de la hélice durante el funcionamiento.

Las principales dimensiones de la hélice de un tornillo sin fin, de acuerdo con lo establecido en la norma UNE 58-207-89, son el diámetro exterior de la hélice D , y el paso de la hélice p . El árbol, de diámetro externo d_1 , sobre el cual se instala la hélice puede construirse de forma maciza, o hueco (diámetro interno $\varnothing d_2$). En el extremo final del árbol puede existir una disminución de su diámetro para transmitir el movimiento desde el motor de accionamiento ($\varnothing d_3$).

Las hélices suelen fabricarse a partir de planchas de acero de 4 a 8 mm de espesor, y se sueldan al árbol central (ya sea macizo o hueco). Las hélices del tornillo sin fin suelen fabricarse con forma *helicoidal* (de sección continua y fabricada de una sola pieza para soldarla al árbol), o de forma *seccional* (constituida por paletas individuales soldadas y fijadas al árbol). Las características constructivas y dimensionales de los diferentes tipos de hélices determinan las diferentes tipologías de tornillos sin fin, como veremos posteriormente.

El canalón externo de la instalación debe estar diseñado para contener tanto al eje central con su hélice como al material que va a ser transportado. Esta pieza suele fabricarse con planchas de acero de 2 a 8 mm de espesor y se diseña según diferentes tipologías (con pestañas o bridas, en forma abocinada o totalmente tubular) en función de las aplicaciones y tipos de productos a transportar.

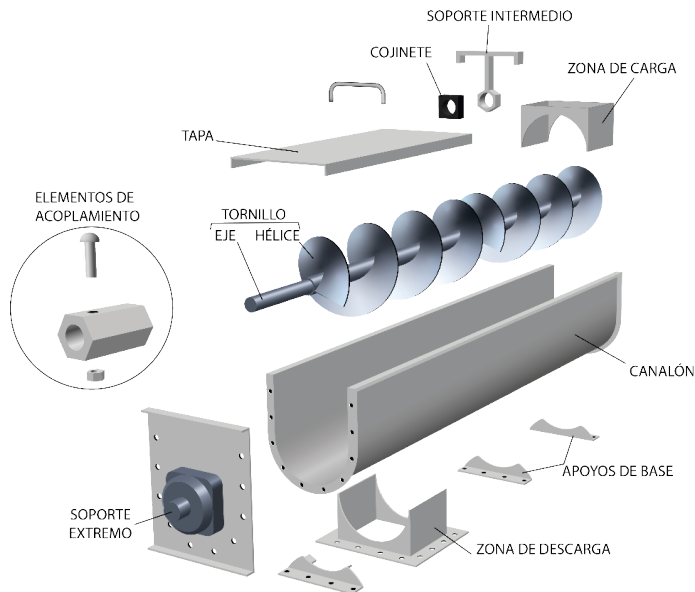


Figura 6.2. Partes elementales de un tornillo sin fin.

El canalón se cierra por la parte superior con una chapa que hace las funciones de cerramiento o tapa para impedir que el material transportado escape al exterior, y para proporcionar seguridad a las personas que estén en su proximidad y pueden entrar en contacto con las partes móviles. Existen diferentes tipos de tapas, las más simples son fabricadas en una chapa lisa de acero con tornillos, pernos o mordazas para fijarse al canalón. Pero para aplicaciones exteriores y facilitar la evacuación del agua se pueden utilizar tapas a dos aguas.

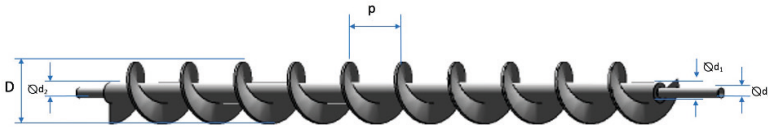


Figura 6.3. Dimensiones principales de la hélice de un tornillo sin fin.

Las dimensiones más importantes de los tornillos sin fin con hélice helicoidal suelen venir definidas normativamente según los valores recomendados por la norma UNE 58-207-89. La Tabla 6.1 muestra los valores definidos para cada una de estas cotas. Los fabricantes de tornillos sin fin deben seleccionar las cotas de diseño según los parámetros definidos para cada una de las variables descritas en la Tabla 6.1.

El paso de la hélice de un tornillo sin fin p , se suele calcular en función del diámetro D de la hélice mediante la Ecuación (6.1):

$$p = (0,5 \text{ a } 1) \cdot D \quad (mm) \quad \text{Ecuación 6.1}$$

Tabla 6.1. Valores dimensionales principales de los tornillos sin fin helicoidales. Extraído y adaptado de AENOR (1989). Aparatos de mantenimiento continua para productos a granel. Transportadores de tornillos sin fin. UNE 58-207-89. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Dimensión hélice	Cotas dimensionales (mm)														
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250			
Diámetro, D	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250			
Paso, p	80	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500	560	630	800	1000
Diámetro árbol macizo, d_1	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	125			
Diámetro árbol parte hueca, d_2	33,7	42,4	44,5	48,3	57	63,5	76,1	88,9	108	133	159	193,7			

Generalmente, cuanto más ligero sea el material que transportar mayor podrá ser el paso. El diámetro de la hélice del tornillo depende del tamaño de los granos o partículas a transportar, y se recomienda que dicho diámetro sea, como mínimo, 12 veces superior al tamaño de las partículas cuando el material es homogéneo y, al menos, 4 veces superior al grosor máximo de las partículas cuando no son homogéneas y se transportan en trozos de diferentes tamaños.

Hay que tener en cuenta que el eje de la hélice va conectada a un grupo motriz. Este grupo estará formando generalmente por un motor eléctrico y un reductor de velocidades. Las velocidades nominales más habituales de motores eléctricos asíncronos son 3000 rpm, 1500 rpm y 750 rpm, en los países cuya frecuencia de suministro eléctrico es 50 Hz. No obstante, las velocidades de giro de la hélice rondan las decenas de revoluciones por minuto (50 rpm para materiales pesados) hasta los 150 a 200 rpm para materiales y dispositivos más ligeros.

Normalmente la velocidad de giro de la hélice es función inversa del peso del material a transportar, del grado de abrasividad y del diámetro del tornillo. Por otro lado, la velocidad máxima depende, además de lo ya mencionado, de la relación entre el diámetro de la hélice y la clase de material transportado, según se muestra en la siguiente Tabla 6.2:

Tabla 6.2. Velocidades máximas de los tornillos sin fin en función del tipo de material (rpm).

Extraído y adaptado de CEMA. (2021). Screw Conveyors for Bulk Materials. CEMA Standard No. 350 (6th Ed.). Conveyor Equipment Manufacturers Association, Inc. www.cemanet.org.

Diámetro hélice tornillo (mm)	Velocidad máxima giro tornillo sin fin (rpm)				
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25
600	90	75	45	45	25

Teniendo en cuenta esta clasificación, los materiales a transportar en los tornillos sin fin se pueden clasificar de acuerdo con alguna de las siguientes categorías:

Materiales de Clase I

Los materiales de Clase I son materiales pulverulentos, no abrasivos, que tienen un peso específico bajo de 0,4 - 0,7 t/m³ aproximadamente, y que fluyen fácilmente. Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- *Cebada, trigo, malta, arroz y similares.*
- *Harina de trigo y similares.*
- *Carbón en polvo.*
- *Cal hidratada y pulverizada.*

Materiales de Clase II

Los materiales de Clase II son materiales que se presentan en granos o pequeños tamaños, mezclados en polvo, son de naturaleza no abrasiva, que fluyen fácilmente. Su peso específico se sitúa entre 0,6 - 0,8 t/m³. Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- *Alumbre en polvo.*
- *Haba de soja.*
- *Granos de café, cacao y maíz.*
- *Carbón de hulla en finos y menudos.*
- *Cal hidratada.*

Materiales de Clase III

Los materiales de Clase III son materiales semi-abrasivos de pequeño tamaño, mezclados con polvos, con peso específico que se sitúa entre 0,6 - 1,2 t/m³. Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- *Alumbre en terrones.*
- *Bórax.*
- *Carbón vegetal.*
- *Corcho troceado.*
- *Pulpa de papel.*
- *Leche en polvo.*
- *Sal.*
- *Almidón.*
- *Azúcar refinada.*
- *Jabón pulverizado.*

Materiales de Clase IV

Los materiales de Clase IV son materiales semi-abrasivos o abrasivos, granulares o pequeños tamaños en mezcla con polvos. Son materiales con un peso específico que se sitúa entre 0,8 - 1,6 t/m³. Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- *Bauxita en polvo.*
- *Negro de humo.*
- *Harina de huesos.*
- *Cemento.*
- *Arcilla.*
- *Azufre.*
- *Arena.*
- *Polvo de piedra caliza.*
- *Azúcar sin refinar.*
- *Resinas sintéticas.*
- *Óxido de cinc.*

Materiales de Clase V

Los materiales de Clase V son materiales abrasivos, troceados o en polvo, como pueden ser cenizas, hollines de conductos de humos, cuarzo pulverizado, arena sílicea.

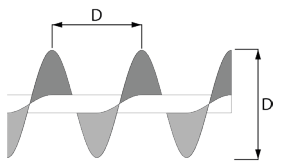
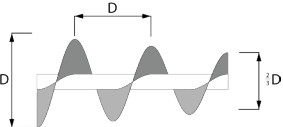
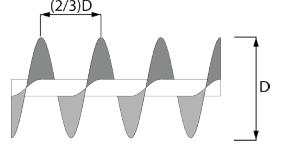
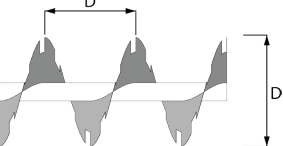
Esta clase de materiales, al ser de naturaleza abrasiva, se debe evitar que entren en contacto con soportes y cojinetes.

Como norma general, NO es aconsejable utilizar transportadores de tornillo sin fin para transportar esta clase de material.

6.3. Clasificación de tornillos sin fin y aplicaciones

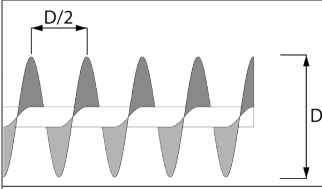
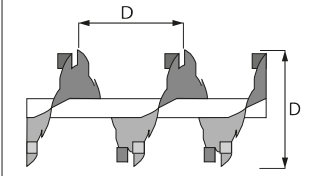
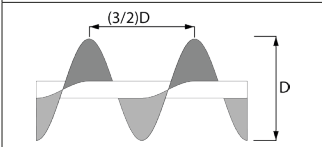
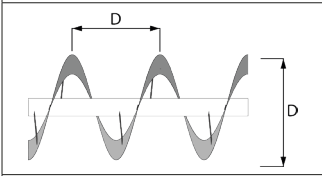
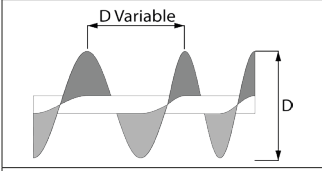
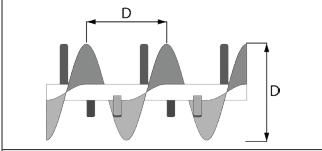
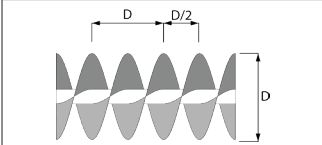
Como se ha comentado anteriormente, la parte fundamental del tornillo sin fin es la hélice y sus características definirán el uso del dispositivo. En la siguiente Tabla 6.3 se muestran las tipologías de hélices más habituales con alguna indicación de sus posibles aplicaciones.

Tabla 6.3. Tipologías de los tornillos sin fin helicoidales. Extraído y adaptado de Bates, Lyn. (2000). *Guide to the design, selection, and application of screw feeders.* (1st ed.). Professional Engineering Publishing Limited. London and Bury St. Edmunds, UK y CEMA. (2021). *Screw Conveyors for Bulk Materials.* CEMA Standard No. 350 (6th Ed.). Conveyor Equipment Manufacturers Association, Inc. www.cemanet.org.

Imagen	Descripción
 <p>Diagrama de una hélice estándar. El paso (distancia entre picos) es igual al diámetro D. El diámetro total también es D.</p>	<p><i>Paso estándar, hélice sencilla:</i> los transportadores helicoidales con paso igual al diámetro son considerados estándar. Son apropiados para una gran variedad de materiales en la mayoría de las aplicaciones convencionales.</p>
 <p>Diagrama de una hélice ahusada. El paso es igual al diámetro D, pero el diámetro de la hélice es mayor que D.</p>	<p><i>Ahusado, paso estándar, hélice sencilla:</i> los helicoides de tornillo incrementan de 2/3 a diámetro total. Se usan en alimentaciones de tornillo para proporcionar una extracción uniforme de materiales con protuberancia. Generalmente equivalentes y más económicos que el de paso variable.</p>
 <p>Diagrama de una hélice con paso corto. El paso es 2/3 del diámetro D. El diámetro total es D.</p>	<p><i>Paso corto, hélice sencilla:</i> El paso del helicoides es reducido a 2/3 del diámetro. Se recomienda para aplicaciones inclinadas o verticales. Se utilizan en alimentadores de tornillo. El paso corto provoca un menor avance del fluido y puede dar lugar a una fluidificación de este.</p>
 <p>Diagrama de una hélice con corte. El paso es igual al diámetro D, pero las hélices están recortadas en intervalos regulares.</p>	<p><i>Hélice con corte, paso estándar:</i> Las hélices son recortadas a intervalos regulares en el extremo exterior. Permite la acción de mezcla y agitación durante el transporte. Útil para el trasiego de materiales con tendencia al aglutinamiento.</p>

(Tabla 6.3, continúa en la página siguiente)

(Tabla 6.3 continúa de la página anterior)

Imagen	Descripción
	<p><i>Paso medio, hélice sencilla:</i> Similar al paso corto, excepto que este paso es reducido a $\frac{1}{2}$ del paso estándar. Útil para aplicaciones inclinadas o verticales, para alimentadores de tornillos y para manejar materiales de baja viscosidad (muy fluidos).</p>
	<p><i>Hélice con corte y doblez, paso estándar:</i> Los segmentos doblados levantan y remueven el material. El flujo parcialmente retardado proporciona una acción extensiva de mezcla. Excelente para calentar, enfriar y arear sustancias muy ligeras.</p>
	<p><i>Paso alargado, hélice sencilla:</i> El paso es igual a 1,5 veces el diámetro. Útil para agitación de materiales con alta fluidez o para el movimiento rápido de materiales.</p>
	<p><i>Hélice sencilla de cinta:</i> Excelentes para transportar materiales pegajosos. El espacio abierto entre el helicoides y el eje elimina la recolección y el amontonamiento del material.</p>
	<p><i>Paso variable, hélice sencilla:</i> La hélice tiene un paso que varía a lo largo del eje. Si el paso aumenta se produce una expansión y si se reduce, una compresión.</p>
	<p><i>Paso estándar con paletas:</i> Se equipa con un número de palas ajustables posicionadas entre las espirales de las hélices, opuestas al flujo para proporcionar una acción de mezcla suave, pero removiendo todo el fluido.</p>
	<p><i>Hélice doble, paso estándar:</i> La hélice doble con tornillos de paso estándar proporciona un flujo de material elevado y a la vez suave y regular.</p>

6.4. Cálculo de tornillos sin fin

El cálculo de los accionamientos del transportador por tornillo sin fin se realiza en base a la norma UNE 58-224-88, cuyo campo de aplicación se extiende al cálculo de los sistemas de transporte posicionados en el plano horizontal, o con inclinaciones de hasta 20°. Quedarán excluidos de este método de cálculo los tornillos extractores, dosificadores, mezcladores, de humectación, los verticales y los de inclinación superior a los 20°.

Para el cálculo de un tornillo sin fin, primero es necesario conocer ciertos conceptos básicos que se enumeran a continuación.

6.4.1. Determinación de la capacidad de transporte del tornillo sin fin

La *caudal de transporte* de un tornillo sin fin depende de las características del fluido, de la inclinación del transportador y de la propia hélice, según la siguiente ecuación:

$$I_v = 3600 \cdot S \cdot v \cdot k \quad \left(\frac{m^3}{h}\right) \quad \text{Ecuación 6.2}$$

Donde,

I_v = caudal fluido del material transportado (m³/h),

S = área de trabajo del transportador (m²),

v = velocidad de desplazamiento del transportador (m/s),

k = coeficiente que representa la disminución del flujo de material cuando aumenta la inclinación del transportador; los valores aproximados de k se muestran en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4. Coeficientes de disminución del flujo de material por la inclinación del transportador de tornillo sin fin. Extraído y adaptado de CEMA (2021). Screw Conveyors for Bulk Materials. CEMA Standard No. 350 (6th Ed.). Conveyor Equipment Manufacturers Association, Inc. www.cemanet.org

Inclinación del transportador por tornillo sin fin	0°	5°	10°	15°	20°
k	1	0,9	0,8	0,7	0,6

La *capacidad de transporte másico* se podrá obtener a partir de la ecuación:

$$I_M = I_v \cdot \rho = 3,6 \cdot S \cdot v \cdot k \cdot \rho \quad \left(\frac{t}{h}\right) \quad \text{Ecuación 6.3}$$

donde,

I_M = caudal másico del material transportado (t/h),

ρ = densidad del fluido (t/m³).

Por tanto, la *sección de trabajo* (área efectiva) que ocupa el material que transporta el tornillo sin fin y se evalúa mediante la Ecuación 6.4.

$$S = \lambda \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Ecuación 6.4

Donde,

S = área efectiva del transportador (m^2),

D = diámetro nominal del tornillo (m),

λ = coeficiente de llenado.

El coeficiente de llenado λ depende del rozamiento y las propiedades de adherencia del material transportado a las paredes de la hélice y el canalón, del paso de la hélice del tornillo y de la inclinación de la instalación. Su valor se puede estimar, y según la norma UNE 58-224-88 (AENOR, 1988), puede adquirir alguno de los valores definidos en la Tabla 6.5.

Los valores de la Tabla 6.5 deben reducirse en los siguientes casos:

- Cuando el paso de la hélice es extremadamente grande (normalmente $0,6D$ a $1,0D$).
- Con la inclinación del tornillo (aproximadamente 2% por grado de inclinación hasta 20°).
- En los tornillos de pequeño diámetro con cojinete intermedio.

Tabla 6.5. Coeficientes de llenado λ de un transportador por tornillo sin fin.

Extraído y adaptado de AENOR (1988). Aparatos de manutención continua para graneles. Transportadores de Tornillo Sin Fin. Reglas para el diseño de los accionamientos. UNE 58-224-88. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Tipo de carga	Coefficiente de llenado, λ
Tornillos sin cojinete intermedio, materiales que fluyen fácilmente y poco abrasivos (harina, cereales)	0,45
Graneles más corrientes con propiedades abrasivas medias y tamaños que varían de granos a terrones (sales, arena, carbón)	0,3
Graneles pesados y muy abrasivos, agresivos (ceniza, grava, minerales)	0,15

El diámetro del tornillo no debe definirse sólo por la capacidad sino también por las dimensiones del trozo más grande y su porcentaje. También habrá de tenerse en cuenta que la velocidad periférica del tornillo no debe ser demasiado elevada, para evitar que el material que está siendo empujado hacia arriba, dificulte su transporte.

La *velocidad de desplazamiento del transportador* debe elegirse en función del diámetro de tornillo D , de las propiedades físicas del material y del coeficiente de llenado λ . Esta velocidad se define como la velocidad a la que el transportador arrastra el fluido a lo largo del eje de la hélice, es decir, en la dirección longitudinal. Esta velocidad depende del paso p , y de la velocidad de giro del eje del tornillo n , y se obtiene a partir de la ecuación:

$$v = p \cdot \frac{n}{60} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

Ecuación 6.5

Donde,

v = velocidad de desplazamiento del transportador (m/s),

p = paso de la hélice del tornillo (m),

n = velocidad de giro del eje de la hélice (rpm).

Por tanto, el flujo de caudal del transportador por tornillo sin fin se podrá obtener finalmente a partir de la ecuación:

$$I_v = 3600 \cdot S \cdot v \cdot k = 3600 \cdot \left(\lambda \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot \left(p \cdot \frac{n}{60} \right) \cdot k \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad \text{Ecuación 6.6}$$

Y el caudal másico se obtendrá como:

$$I_M = I_v \cdot \rho = 3,6 \cdot \left(\lambda \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot \left(p \cdot \frac{n}{60} \right) \cdot k \cdot \rho \quad (\text{t/h}) \quad \text{Ecuación 6.7}$$

6.4.2. Determinación de la fuerza de accionamiento del tornillo sin fin

La fuerza de accionamiento de un tornillo sin fin se evalúa teniendo en cuenta la fuerza necesaria para vencer las resistencias al movimiento, que será necesaria para desplazar el material en horizontal, para mover la hélice y para elevar el material en caso de estar inclinado. La ecuación usada es la siguiente:

$$F_u = F_H + F_N + F_{St} \quad \text{Ecuación 6.8}$$

Donde F_u es la resistencia total de accionamiento del tornillo sin fin, F_H es la resistencia necesaria para desplazar el material en horizontal, F_N es la resistencia de accionamiento del tornillo sin fin, es decir, la resistencia necesaria para hacer girar la hélice en vacío y F_{St} es la resistencia necesaria para elevar el material.

De estas tres fuerzas, sólo se puede calcular con precisión la debida a la inclinación (F_{St}), que sólo aparecerá cuando el transportador esté inclinado. Si el transporte se realiza en el plano horizontal, esta fuerza es despreciable.

6.4.3. Determinación de la potencia de accionamiento del tornillo sin fin

La potencia de accionamiento necesaria para desplazar el material y el flujo de transporte desplazado en un tornillo sin fin son características interdependientes. Las condiciones de trabajo, las características del material, y los parámetros de diseño de la instalación, son variables que van a influir en la determinación de la potencia necesaria.

No obstante, el número de variables que entran en juego en este cálculo es muy variado y numeroso, por lo que la potencia obtenida será siempre un valor aproximado, basado en la experiencia práctica de los fabricantes de transportadores, y que permiten obtener expresiones empíricas cercanas a la realidad.

En ese sentido, la potencia de accionamiento total necesaria para diseñar un transportador por tornillo sin fin se puede obtener a partir de la ecuación:

$$P = P_H + P_N + P_{St} \quad \text{Ecuación 6.9}$$

Donde P es la potencia total de accionamiento del tornillo sin fin, P_H es la potencia necesaria para desplazar el material en horizontal, P_N es la potencia de accionamiento del tornillo sin fin en vacío y P_{St} es la potencia necesaria para elevar el material.

Teniendo en cuenta que el caudal másico transportado I_M se puede definir en función del caudal fluido y la densidad del material mediante la Ecuación (6.3): $I_M = I_V \cdot \rho$, se puede estimar la potencia necesaria para el desplazamiento del material P_H , mediante la siguiente ecuación:

$$P_H = C_0 \cdot \frac{I_M \cdot L}{3600} \cdot g = C_0 \cdot \frac{I_M \cdot L}{367} \quad (kW) \quad \text{Ecuación 6.10}$$

Donde,

P_H = potencia de desplazamiento del material (kW),

I_M = caudal másico en (t/h),

L = longitud del transportador expresada (metros) y

C_0 = coeficiente de resistencia del material transportado, definido mediante la Tabla 6.6.

Como se puede comprobar a partir de la Ecuación (6.9), la potencia necesaria para desplazar el material depende directamente del flujo másico de producto a transportar y, lógicamente, de la longitud de la instalación. El otro parámetro que considerar es el coeficiente de resistencia C_0 , que agrupa todas las fricciones del material en el deslizamiento de las partículas contra las paredes del canalón y la hélice del tornillo.

Estas resistencias dependerán del tamaño y forma de la carga transportada y, generalmente tiene un valor superior a lo que representaría un coeficiente de rozamiento. Estos valores son del orden de 2 a 4, y en función del tipo de material transportado, se pueden observar en la Tabla 6.6.

La potencia de accionamiento del tornillo en vacío P_N , se puede evaluar mediante la siguiente ecuación:

$$P_N = \frac{D \cdot L}{20} \quad \text{Ecuación 6.11}$$

Donde,

P_N = potencia de accionamiento del tornillo en vacío (kW),

D = diámetro nominal del tornillo sin fin (m),

L = longitud del transportador (m).

El valor de la potencia de accionamiento en vacío del tornillo P_N , suele ser pequeño en comparación con el valor de la potencia necesaria para el desplazamiento del material P_H .

Tabla 6.6. Coeficientes de resistencia al desplazamiento C_0 y densidades de materiales utilizados en transportadores por tonillo sin fin según la Norma UNE 58-224-88. Extraído y adaptado de AENOR (1988). Aparatos de manutención continua para graneles. Transportadores de Tornillo Sin Fin. Reglas para el diseño de los accionamientos. UNE 58-224-88. Asociación Española de Normalización. Madrid.

Material	Densidad (t/m ³)	Coefficiente de resistencia C_0
Cenizas y escorias	0,7-1	3
Lignito	1,1-1,3	2,2
Hematites	1,4	2,2
Minerales pesados (Cu-Pb)	2-2,5	2,2
Minerales ligeros	1,25-2	2,2
Avena, cebada	0,5	1,9
Grafito	0,4-0,6	1,9
Cal viva	0,9	2,2
Cal hidratada	0,5	1,9
Patatas	0,7	1,9
Grava	1,5-1,8	3
Cok	0,5	3
Carbón ordinario	0,8	2,2
Arcilla, barro húmedo	1,8	1,9
Harina	0,6	1,9
Marga	1,6-1,9	2,2
Mortero	1,8-2,1	3
Maíz, centeno, arroz	0,5-0,7	1,9
Arena	1,4-1,7	3
Trigo	0,8	1,9
Cemento	1-1,3	1,9

La potencia necesaria para elevar el material P_{St} se evalúa mediante la siguiente ecuación en el caso de un tornillo sin fin inclinado que eleva el material entre dos cotas distintas:

$$P_{St} = \frac{I_M \cdot H \cdot g}{3600} = \frac{I_M \cdot H}{367} \quad (kW) \quad \text{Ecuación 6.12}$$

Donde,

P_{St} = potencia para elevar el material (kW),

I_M = caudal másico (t/h),

H = diferencia de cotas que salva el dispositivo (metros),

La altura H será positiva en el transporte por un plano inclinado ascendente, y negativa en caso de que la pendiente sea negativa.

Finalmente, si sustituimos las Ecuaciones (6.10), (6.11) y (6.12) en la Ecuación (6.9), obtendremos la potencia total necesaria para el accionamiento del transportador por tornillo sin fin, cuyo valor será el mostrado en la Ecuación (6.13) siguiente:

$$P = P_H + P_N + P_{St} = C_0 \cdot \frac{I_M \cdot L}{367} + \frac{D \cdot L}{20} + \frac{I_M \cdot H}{367} = \frac{I_M \cdot (C_0 \cdot L + H)}{367} + \frac{D \cdot L}{20} \quad \text{Ecuación 6.13}$$

6.4.4. Cálculo de la deformación del eje del tornillo sin fin

La deflexión del eje del tornillo sin fin es un parámetro que hay que calcular ya que un valor excesivo puede provocar su contacto con el canalón que envuelve a la hélice, provocando un desgaste prematuro por el rozamiento y un aumento excesivo de la potencia de accionamiento a aplicar.

De acuerdo con la experiencia obtenida por los fabricantes en diferentes instalaciones de tipo estándar, se acepta un valor máximo por deflexión del eje del tornillo sin fin de ¼" (0,635 cm). El punto más peligroso donde aparecerá una mayor deflexión será en la mitad de la longitud del tornillo, y su valor se podrá calcular mediante la ecuación:

$$\delta_{max} = \frac{5 \cdot P \cdot L^3}{348 \cdot E \cdot I} \quad (m) \quad \text{Ecuación 6.14}$$

Donde,

P = peso total del tornillo sin fin (N),

L = longitud del tornillo sin fin (m),

E = módulo de elasticidad del material del tornillo sin fin (N/m²),

I = momento de inercia de la sección transversal del eje del tornillo sin fin (m⁴).

Bibliografía

- ASTALS COMA, F. (2009). *Almacenaje, manutención y transporte interno en la industria*. Edicions UPC. Barcelona.
- BATES, LYN. (2000). *Guide to the design, selection, and application of screw feeders*. (1st ed.). Professional Engineering Publishing Limited. London and Bury St. Edmunds, UK.
- CEMC. (2012). *Screw conveyor components & design*. Version 2.20. Conveyor Engineering & Manufacturing Co. Cedar Rapids, IA. USA. www.conveyoreng.com
- FORCADE, MICHAEL P. (1999). *Screw Conveyor 101: Basic Training Manual for Screw Conveyors*. Goodman Conveyor company.
- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid.

- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- MARTIN INGENIERÍA. (2020). *Catálogo. Sección H. Transportadores Helicoidales*.
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2021). *Los transportes en la Ingeniería Industrial. Teoría*. Universidad de Zaragoza. (ebook). Editorial Reverté, S.A. Barcelona, España.
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1973). UNE 58-200-73. *Aparatos de manutención continua. Terminología de aparatos para cargas a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1971). UNE 58-205. *Aparatos de manutención continua. Reglas de seguridad particulares de los aparatos para la distribución y el transporte por tornillo sin fin*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1989). UNE 58-207-89. *Aparatos de manutención continua para productos a granel. Transportadores de tornillos sin fin*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1989). UNE 58-208-89. *Reglas de seguridad para los equipos de almacenado de los productos a granel*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1985). UNE 58-211-85. *Aparatos de manutención continua. Código de seguridad. Reglas generales*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). UNE 58-216-86. *Aparatos de manutención continua. Nomenclatura*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1986). UNE 58-217-86. *Aparatos de manutención continua. Código de seguridad. Reglas particulares*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1988). UNE 58-224-88. *Aparatos de manutención continua para graneles. Transportadores de Tornillo Sin Fin. Reglas para el diseño de los accionamientos*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1994). UNE 58-233-94. *Aparatos de manutención continua. Código de seguridad de los transportadores de tornillo sin fin. Ejemplo de protección en puntos de pinzamiento o cizalladura*. Madrid: AENOR.
- CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC. (2021). CEMA Standard No. 350. *Screw Conveyors for Bulk Materials*. (6th Ed.). CEMA. www.cemanet.org

Transportadores continuos de cargas verticales

Juan Giner Navarro
Universitat Politècnica de València

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

7.1. Introducción	389
7.1.1. Clasificación.....	389
7.1.2. Aplicaciones	391
7.2. Montacargas.....	392
7.2.1. Tipologías de accionamiento de los montacargas.....	394
7.2.1.1. Montacargas con sistemas de accionamiento eléctrico.....	394
7.2.1.2. Montacargas con sistemas de accionamiento hidráulico.....	397
7.3. Paternóster. Elevadores con plataformas	400
7.3.1. Elevadores de cangilones. Definición, especificaciones descriptivas y uso.....	403
7.3.2. Accesorios en cangilones.....	406
7.3.3. Componentes de un elevador de cangilones.....	408
7.3.4. Elevadores de cangilones. Clasificación	409
7.3.4.1. Elevadores de descarga discontinua.....	409
7.3.4.2. Elevadores de descarga continua.....	411
7.4. Cálculos para elevadores de cangilones.....	413
7.4.1. Cálculo de la capacidad de carga de los elevadores de cangilones	413
7.4.2. Características técnicas del diseño de elevadores de cangilones	413
7.4.2.1. Grado de llenado	413
7.4.2.2. Velocidad de llenado	414
7.4.2.3. Carga del cangilón.....	415

7.4.2.4. Descarga del cangilón.....	416
7.4.3. Cálculo del esfuerzo tangencial F_t	419
7.4.4. Determinación del tipo de cinta.....	421
7.4.5. Cálculo de las tensiones de la cinta T_1 y T_2	422
7.4.6. Factor de seguridad.....	424
7.4.7. Cálculos en función de la carga.....	425
Bibliografía.....	427
Reglamentos y normativa.....	427

7.1. Introducción

Los sistemas de transporte continuo verticales son instalaciones mecánicas que permiten manejar mercancías siguiendo un movimiento con restricción lineal en sentido vertical. Proporcionan pues un método de elevación vertical de material industrial a granel o de cargas aisladas que cubren distancias laterales generalmente limitadas.

7.1.1. Clasificación

El presente tema se va a centrar en los transportes de movimiento íntegramente vertical, dejando a un lado los transportes inclinados, incluidos en el *Tema 2: Cintas Transportadoras*. En este punto, se establece la diferenciación entre transporte continuo y el intermitente o discontinuo. Los transportadores continuos son sistemas de transporte que funcionan sin interrupción (o en ciclos) trasladando artículos (individuales o a granel, como ya se ha comentado) de modo continuo, siguiendo una ruta fija con una distancia limitada entre el punto de toma y el de entrega. Se caracterizan por que el transportador está siempre en movimiento continuo y la carga tiene que secuenciar su entrada o salida (esperando o adaptando su velocidad) para acceder o abandonar el sistema de transporte.

Por su parte, los transportadores intermitentes son sistemas que se usan para mover artículos en ciclos de trabajo individuales, manteniéndose estacionarios en las fases de carga y descarga. En estos casos es el sistema de transporte el que tiene que secuenciar su movimiento (desde el reposo) para ajustarse al desplazamiento de la mercancía que tiene que desplazar en el plano vertical.

A partir de esta primera definición, se puede establecer una clasificación de los transportadores verticales que incluye los siguientes cuatro tipos principales:

Montacargas o ascensores

Constan de una cabina o plataforma para depositar la carga que se mueve verticalmente hacia arriba y hacia abajo, apoyándose en una columna o dentro de una estructura con guías de acero (ver Figura 7.1). Se trata de una operación de transporte intermitente que se utiliza cuando el volumen de cargas que se requiere transportar de un nivel a otro no es elevado. Las mercancías se necesitan puntualmente, sin que el suministro continuo sea requerido.

Paternóster o elevador de cangilones

Consta de un conjunto de plataformas unido a un sistema de transporte en bucle sin fin que se mueve entre dos poleas (ver Figura 7.2). Los recipientes en los que se deposita la carga suelen ser cangilones para carga a granel o bandejas para cargas aisladas, que se pueden sujetar con pernos a una correa o cadena, preferiblemente esta última para materiales muy pesados y velocidades bajas. Sin embargo, cuando la corrosión, la

abrasión y la velocidad son factores importantes, se prefieren los cangilones atornillados a cintas elevadoras. Se trata de una operación de transporte continuo, aunque también puede funcionar en movimiento intermitente.

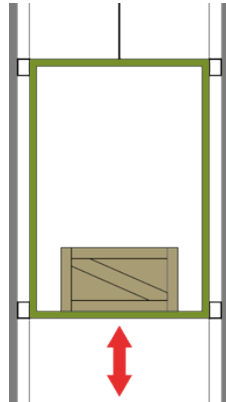


Figura 7.1. Transporte vertical intermitente con montacargas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

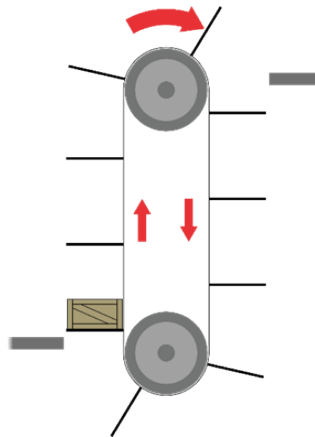


Figura 7.2. Transporte vertical continuo con paternóster. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Plataformas elevadoras

Se trata básicamente de mesas elevadoras de tijera, que pueden ser simples o de doble tijera vertical en función de la altura de elevación requerida entre niveles de una nave industrial (ver Figura 7.3). Estas mesas se caracterizan por el sistema de guiado de la plataforma, que está asegurado por un par de brazos articulados en tijera (sistema

pantográfico) que permite la elevación de cargas muy pesadas. Son mecanismos que deben ser encastrados al suelo para que el ítem pueda cargarse a ras de suelo. Se trata de un sistema de transporte que trabaja habitualmente en modo intermitente.

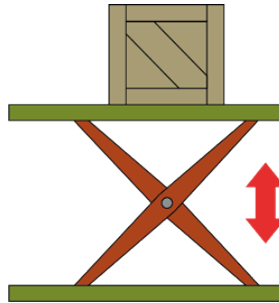


Figura 7.3. Plataforma elevadora de tijera. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Elevadores sin plataforma

No disponen de plataformas de carga individuales. Permiten un uso no secuencial y los objetos se mueven mediante sujeción por presión lateral. Se utilizan para transporte de cargas de dimensión o características bastante específicas, por lo que su empleo no está extendido por norma general en naves industriales al uso (ver Figura 7.4). Su modo de funcionamiento puede ser tanto continuo como intermitente.

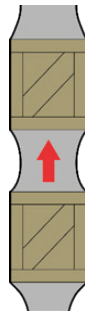


Figura 7.4. Elevador vertical por sujeción lateral. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

7.1.2. Aplicaciones

Los transportadores verticales sirven para desplazar objetos entre diferentes niveles en el plano vertical, por ejemplo, entre transportadores a diferentes alturas o entre estanterías

en almacenes o terminales de carga. Pueden también emplearse para salvar diferencias de altura como ocurre a veces entre partes antiguas y nuevas de fábricas, o entre los muelles de carga y el nivel del suelo. Estas mismas funciones pueden ser desempeñadas por transportadores de cintas, cadenas, rodillos, etc. Comparados con éstos, los elevadores necesitan mucho menos espacio en el plano horizontal. Para cargas voluminosas y/o pesadas suelen ser la única solución recomendable.

Si la disponibilidad de espacio no es un problema sin que suponga un incremento de coste excesivo, la solución de los transportadores continuos con inclinación (cintas, rodillos, etc.) es sin duda la más económica para desplazar un flujo importante de objetos de peso medio o ligero. La disponibilidad de espacio y los requerimientos en las distribuciones de flujos (*layouts*) serán siempre los factores más decisivos para escoger un elevador.

La capacidad de carga y el precio de estos dispositivos varían enormemente. Pueden levantar cargas desde 10 kg en el caso de pequeños elevadores neumáticos y hasta las 60 toneladas para las grandes plataformas elevadoras.

7.2. Montacargas

Se emplean para el movimiento vertical de materiales y operarios entre diferentes niveles de una fábrica o edificio de varios pisos. Consisten en una estructura con una plataforma de carga o cabina que se mueve verticalmente entre diferentes planos horizontales a través de la abertura mantenida entre los pisos (llamada hueco del ascensor), un cerramiento y un mecanismo de elevación (ver Figura 7.5).

En función del sistema de elevación, el movimiento de la cabina está guiado por rieles de guía colocados verticalmente en uno o varios laterales, o puede suspenderse y moverse hacia arriba y hacia abajo mediante un mecanismo de elevación por cable ubicado en la parte superior del eje.

Existen muchas versiones de elevadores/montacargas, desde modelos para cargas ligeras para elevar cajas de cartón o de madera a pequeñas alturas hasta instalaciones totalmente automáticas para la carga de palets con pesos de varias toneladas. La estructura puede variar desde una simple columna a un lado de la plataforma hasta cuatro guías, una en cada esquina de la plataforma, pasando por la más habitual de dos guías centradas sobre dos lados opuestos de la plataforma.

La carga y descarga puede ser totalmente manual, semiautomática o totalmente automática. La plataforma de carga puede estar equipada con una mesa de rodillos, con cadenas, con ruedas o con una cinta transportadora. Las configuraciones de carga y descarga pueden escogerse de acuerdo con alguna de las que se pueden apreciar en la Figura 7.6, en las que las flechas rojas indican la introducción de la carga y las azules la extracción (con la altura respecto al cerramiento superior o inferior). Las secuencias de carga y descarga y los movimientos verticales pueden ser controlados y monitorizados

mediante sensores fotoeléctricos, interruptores de final de carrera y cualquier tipo de transductor que sea capaz de dar una señal eléctrica a partir de posiciones o movimientos. Las aberturas de carga pueden estar protegidas mediante mallas metálicas o puertas accionadas automáticamente.

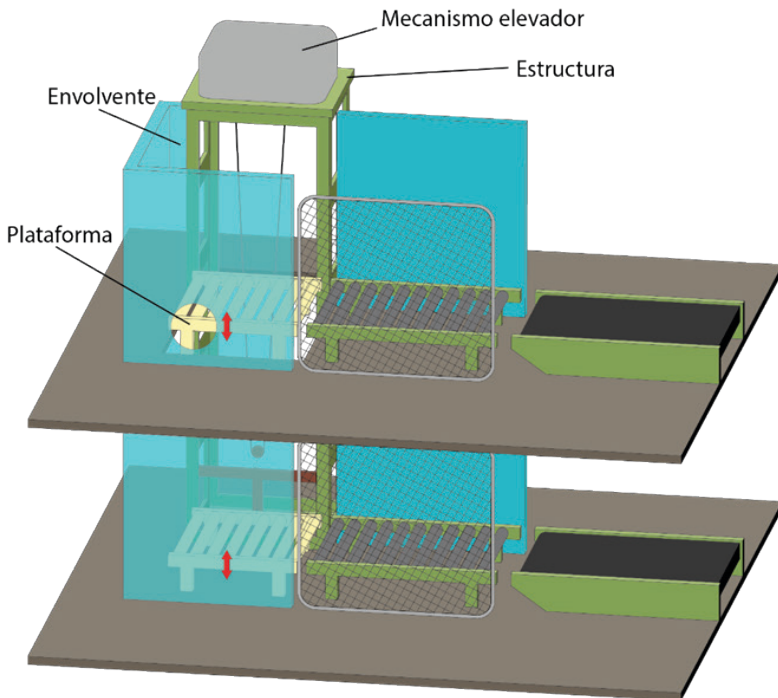


Figura 7.5. Componentes de un elevador/montacargas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

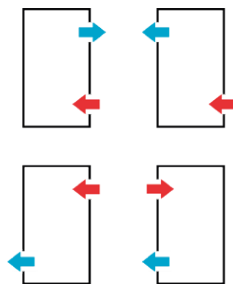


Figura 7.6. Configuraciones para la carga y descarga del elevador.

7.2.1. Tipologías de accionamiento de los montacargas

En cuanto a los diferentes sistemas de accionamiento, se puede encontrar desde la elevación más convencional con motor eléctrico, reductor, polea o tambor con cable, al accionamiento mediante cilindro hidráulico, pasando por el menos usual de tijera múltiple.

7.2.1.1. Montacargas con sistemas de accionamiento eléctrico

Un accionamiento mediante motor eléctrico eleva o desciende la cabina mediante cables de acero, cadenas e incluso mediante un piñón y una cremallera o piñón y cadena. El accionamiento por motor eléctrico suele utilizar motores industriales de corriente alterna con reductores de tornillo sin fin o engranajes, ya que pueden funcionar perfectamente para velocidades inferiores a 1 m/s (60 m/min).

Para exigencias de posicionamiento aceptables, la velocidad de aproximación no debe exceder de 0,2 m/s. Con este requerimiento y con la necesidad de velocidades de traslación elevada, se hace necesario usar motores con relaciones de velocidad 1:2 y 1:6. Para grandes velocidades de elevación, se hace necesario el uso de equipos avanzados de control y motores más sofisticados que permitan una variación y control de la velocidad precisos, similar a los empleados en los ascensores para personas.

La Figura 7.7 muestra un ejemplo de este montaje, donde se observa el conjunto motor-reductor-tambor con el cable enrollado. Para cargas más pesadas y velocidades elevadas, se emplean cables de acero de mayor sección o número de cables.

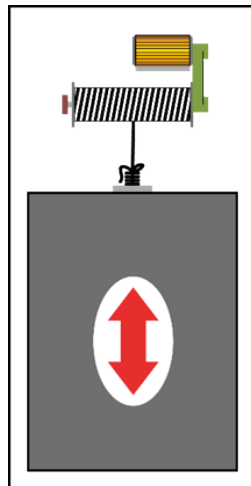


Figura 7.7. Montacargas accionado por motor eléctrico. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

En el sistema de transmisión eléctrico de tipo tambor, un extremo del cable de acero está firmemente unido al tambor y el otro extremo a la parte superior de la cabina del ascensor. Se utiliza un contrapeso, generalmente igual al peso de la cabina en vacío más un tercio de la carga de trabajo. Se trata, sin embargo, de un mecanismo voluminoso y puede presentar dificultades para acomodar el cabrestante en la parte superior del eje. Por ello, este sistema de transmisión requiere un mayor espacio en la parte superior del montacargas para el alojamiento del motor eléctrico y las poleas, así como en el lateral para el movimiento de los contrapesos.

Otro tipo de sistema de accionamiento es el eléctrico de tipo tracción, como se muestra en la Figura 7.8. En este caso, se utiliza el mecanismo de tipo tracción que consta de varios cables y poleas de múltiples ranuras, impulsado por un motor a través de la caja de engranajes (Figura 7.8).

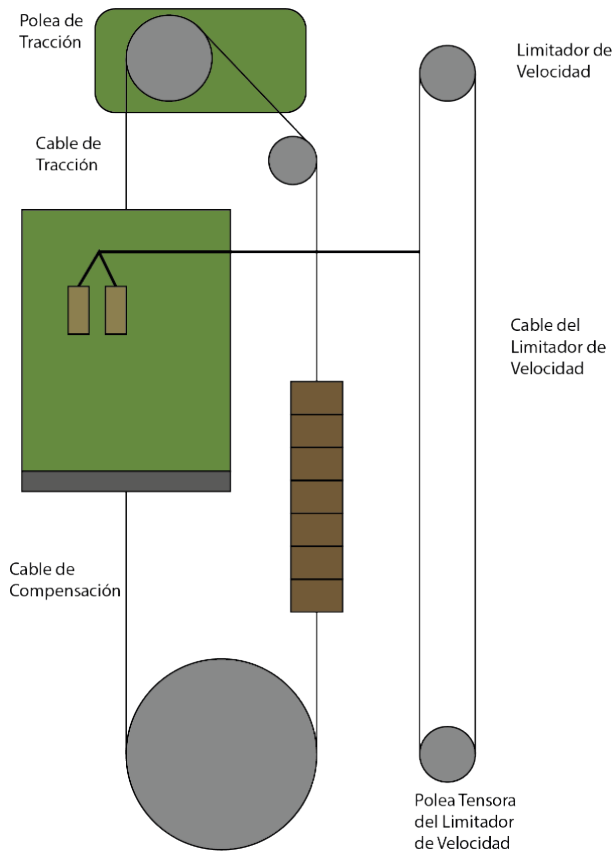
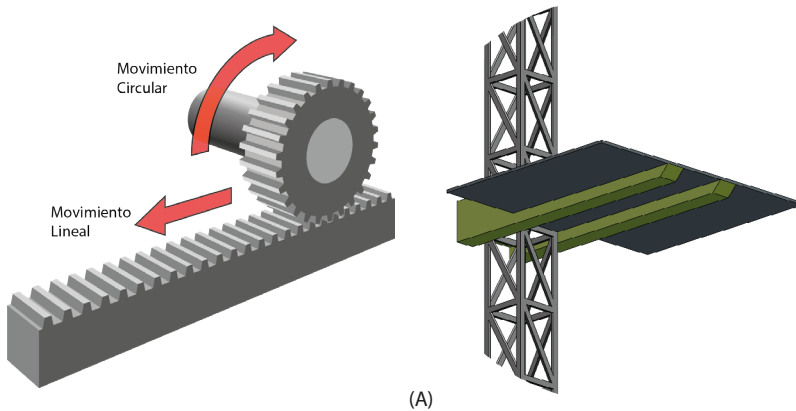


Figura 7.8. Montacargas con mecanismo de tipo tracción cables y poleas de múltiples ranuras, impulsado por un motor a través de la caja de engranajes.

En cuanto al *accionamiento por motor eléctrico y arrastre con piñones y cremalleras*, puede ser ventajoso para instalaciones temporales (ver Figura 7.9A). Es muy usual verlos hoy en día, por ejemplo, en la construcción o rehabilitación de edificios (Figura 7.9B). Se trata de instalaciones que deben ser fácilmente montables y desmontables, y tanto la estructura como las plataformas y el sistema de accionamiento, deben formar parte de un diseño integral. En este tipo de montacargas, el carril de rodadura está constituido por una o varias cremalleras que van “trepando” a lo largo de la instalación en construcción (o están pegadas a la pared en caso de reparación de edificios), de modo que el/los piñón/es motriz/ces accionado/s por el motor eléctrico engranan con el carril y permiten el movimiento vertical ascendente o descendente de toda la plataforma.



(A)



(B)

Figura 7.9. Montacargas con accionamiento por piñón y cremallera: (A) Detalle del mecanismo de cremallera. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England. **(B) ejemplo de aplicación del montacargas de elevación de cargas con sistemas de elevación por piñón y cremallera en obra civil.**

Extraído de *iStock.com*, de Carmen Hauser. Id: 1190816999. (2019). Licencia Estándar.

Se trata de instalaciones modulares que facilitan la elevación de cargas a grandes alturas de forma sencilla en instalaciones de obra civil con un gran rendimiento, seguridad y productividad (el coste de este tipo de instalaciones resulta reducido en comparación con otras alternativas para elevar cargas a alturas de decenas de metros).

Otro ejemplo de sistema de accionamiento eléctrico se puede materializar por medio del arrastre por cadenas, que se emplea principalmente para bajas velocidades y cargas de hasta 20 kg (ver Figura 7.10). En estos casos, el movimiento vertical de la plataforma se consigue gracias a que el motor eléctrico actúa directamente (a través de un reductor de velocidades) sobre el piñón motriz que transmite el movimiento, a su vez, a una cadena. El movimiento de la cadena es trasladado a la plataforma de carga unida a ésta para conseguir la elevación o descenso de las mercancías.

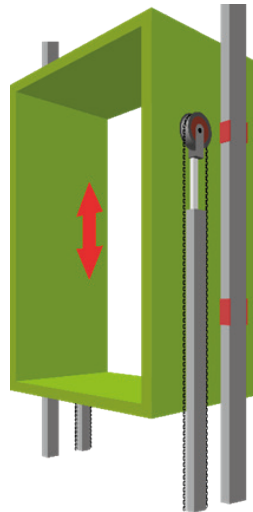


Figura 7.10. Montacargas con sistema de transmisión eléctrico de piñón motriz, accionado por motor eléctrico, y cadena engranada. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

7.2.1.2. Montacargas con sistemas de accionamiento hidráulico

Los montacargas con sistema de *accionamiento hidráulico* son muy robustos, con capacidad para transportar grandes y pequeñas cargas, y son muy habituales para dar servicio a naves industriales, bodegas, almacenes, pequeños comercios, etc., que tengan la necesidad de desplazar mercancías de diferentes tamaños y pesos. Presentan la ventaja de que el motor eléctrico y la bomba hidráulica pueden disponerse hasta 30 m de distancia del hueco del elevador, lo que no deja de ser una ventaja en cuanto al aprovechamiento de espacios se refiere.

En general, suelen existir dos tipologías de montacargas con sistemas de accionamiento hidráulico: aquéllas que utilizan cilindros hidráulicos para transmitir el movimiento a un sistema pantográfico de tijera simple –o múltiple– vertical, y aquéllas otras que utilizan uno o varios pistones hidráulicos para la elevación de la cabina del montacargas.

En el primer caso, la transmisión del movimiento desde un pistón hidráulico a un mecanismo de tijera se realiza por la parte inferior de la cabina de carga (ver Figura 7.11). En estas situaciones se va a necesitar un espacio adicional (foso) en la parte inferior del montacargas para las conducciones y equipos, de modo que la plataforma quede a la altura del piso cuando vaya a utilizarse.

En general, debajo de la cabina y del contrapeso se colocan amortiguadores de tipo resorte para la absorción de impactos. Se incluyen además controles de conducción e instrumentos de indicación adecuados para conocer la posición de la cabina. El montacargas está provisto de un freno automático que funciona si la cuerda se rompe y la cabina desarrolla una aceleración alta. La velocidad de los ascensores de carga se ha de mantener baja, mientras que los ascensores de pasajeros en edificios altos son bastante rápidos (8 m/s o incluso más).

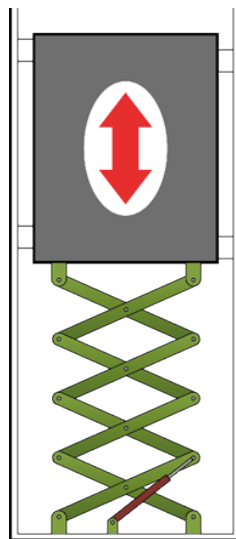


Figura 7.11. Sistema de accionamiento hidráulico con mecanismo de tijera. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Un sistema alternativo de accionamiento hidráulico es aquél que utiliza pistones hidráulicos para la elevación de la cabina del montacargas. En estos casos se pueden presentar varias configuraciones de transporte, dependiendo de dónde esté ubicado el pistón. Todas ellas tienen en común que la carrera de elevación del montacargas es precisamente la longitud del vástago que puede ser extraído del pistón hidráulico por

lo que, salvo casos excepcionales de pistones múltiples telescópicos, la longitud de trabajo es reducida.

Por el propio sistema de accionamiento hidráulico, la velocidad de funcionamiento es baja, aunque la principal ventaja sigue siendo la gran capacidad de carga que presentan estos sistemas.

La Figura 7.12 muestra un ejemplo de sistemas de elevación con un único pistón, que puede estar ubicado en la parte inferior de la cabina (A), o podría situarse en la parte posterior (B) o en un lateral (C). En el caso de que el pistón se instalara en la parte inferior, sería preciso construir un foso de obra civil en la parte inferior del montacargas, con altura suficiente como para que, con el vástago totalmente guardado, la plataforma de carga quede a ras de la superficie del suelo de trabajo. Este aspecto condiciona la construcción de la obra civil necesaria para la instalación de este tipo de montacargas.

Una alternativa que requiere de menor obra civil para la implantación del montacargas consiste en la instalación del sistema de elevación en un lateral o en la parte trasera de la cabina donde, por la ubicación del vástago, la plataforma de carga estaría trabajando en voladizo respecto al sistema de transmisión. Este aspecto habría de tenerse en cuenta para diseñar correctamente, desde un punto de vista estructural, el sistema de anclaje a la pared del mecanismo de elevación.

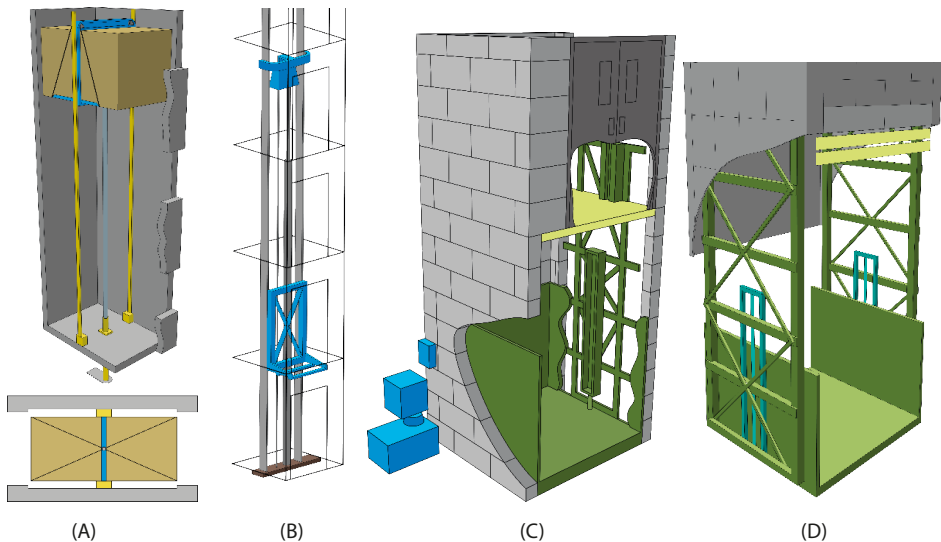


Figura 7.12. Sistema de accionamiento hidráulico de montacargas: (A) con un pistón ubicado en la parte inferior de la cabina; (B) con un pistón ubicado en la parte trasera de la cabina; (C) con un pistón ubicado en un lateral de la cabina; (D) con varios pistones ubicados en los laterales de la cabina de la plataforma.

Una forma de reducir los esfuerzos a aplicar sobre el sistema de transmisión hidráulico y su anclaje a las paredes del hueco del montacargas consiste en utilizar dos o más pistones (ver Figura 7.12 D), lo que facilita la transmisión más equilibrada del movimiento de elevación y el reparto de esfuerzos en la estructura soporte del montacargas.

7.3. Paternóster. Elevadores con plataformas

A diferencia de los montacargas, los paternóster son equipos motorizados para el transporte de materiales a granel o para cargas unitarias en una trayectoria vertical o inclinada, provistos de un número de plataformas o cangilones fijados a una o varias cadenas o cinta transportadora sin fin. Su funcionamiento es normalmente continuo y la carga y descarga (que puede ser automática) tiene lugar cuando la unidad está funcionando, lo que origina un caudal mayor que en un montacargas convencional. La Figura 7.13 muestra un ejemplo de un paternóster en el que se están transportando cargas cilíndricas entre un plano inferior y otro superior. Las superficies de apoyo del paternóster están adaptadas para soportar con seguridad y estabilidad las cargas cilíndricas, cuya secuencia de entrada se adapta al movimiento del elevador vertical.

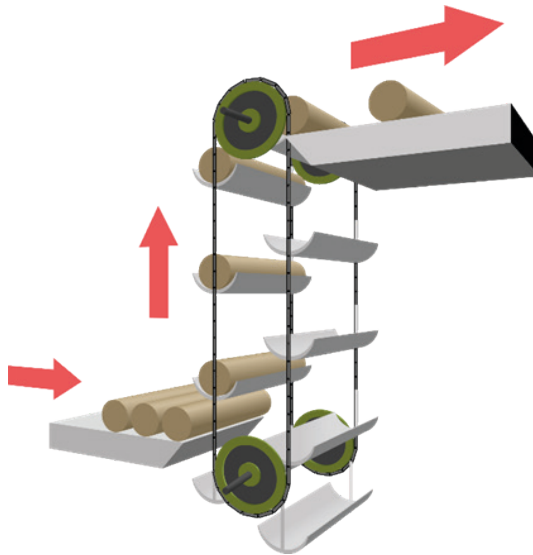


Figura 7.13. Principio operativo de un paternóster. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Una de las aplicaciones más interesantes son los conocidos como *elevadores de palets*, que constituyen una versión modificada de los paternóster. La plataforma de carga consiste en láminas o tablillas que forman una superficie horizontal uniforme y resistente en una

dirección del movimiento (ascendente vertical); estas láminas, que son enrollables, se configuran como una persiana vertical durante el retorno (ver Figura 7.14). Este diseño ahorra espacio, es simple y ofrece grandes flujos de mercancías, empleándose sobre todo para el transporte de palets entre diferentes niveles. Existen plataformas especiales para bidones, botellas, balas de papel, etc. Es habitual encontrar capacidades de 8-16 palets por minuto, valor que puede verse reducido a 3-6 por minuto si se trata de elevar palets de más de 1.000 kg de peso.

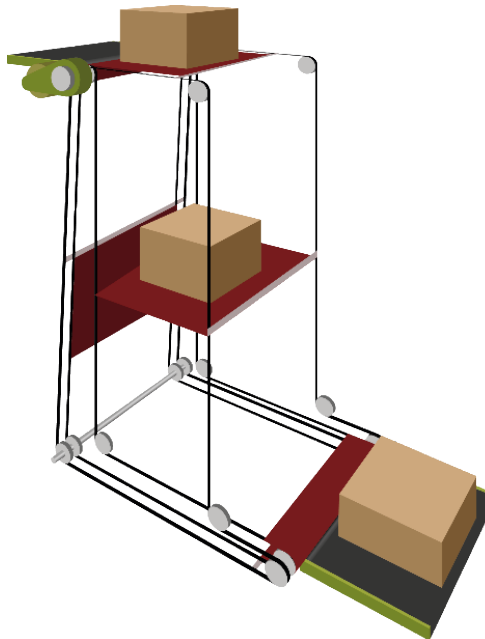


Figura 7.14. Elevador de palets con superficie de apoyo basada en láminas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Una de las aplicaciones más interesantes de los elevadores con plataformas son los *transportadores de bandejas suspendidas*, que llevan plataformas que oscilan libremente y van suspendidas de una cadena sin fin, permitiendo el transporte vertical y horizontal (ver Figura 7.15). Tienen un funcionamiento continuo que se adapta bien a flujos elevados y es versátil debido fundamentalmente a que no exige grandes estructuras de apoyo, siendo pues una solución compacta que no requiere mucho espacio ni en planta ni en altura. Son sistemas utilizados generalmente para cargas aisladas de pequeño tamaño y peso con una superficie de apoyo plana (tipo caja o paquete), que permite el desplazamiento de éstas también en dirección lateral.

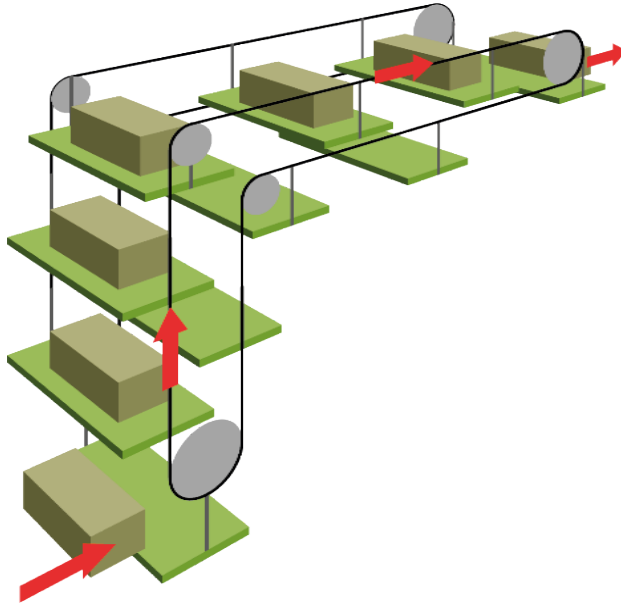


Figura 7.15. Sistema de transporte horizontal y vertical con un patnóster de bandejas suspendidas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Como resumen, hay que comentar que los elevadores con plataformas pueden diseñarse para adaptarse al tipo de materiales que deben transportar y para la carga automática, desde dispositivos como plataformas, transportador de rodillos, transportador monorraíl aéreo, etc. En la Figura 7.16 se puede apreciar un ejemplo de elevador vertical en el que la plataforma está dotada de una mesa de rodillos que se mueve guiada en el plano vertical mediante un conjunto de cables, uno en cada esquina de la plataforma, que facilitan la estabilidad de la carga y la transmisión de movimiento.

Pero, sin lugar a duda, los sistemas más representativos de los patnósters son los conocidos como elevadores de cangilones, pensados fundamentalmente para el transporte vertical de materiales a granel y que, por sus características constructivas, vamos a analizar de forma específica en los siguientes apartados.

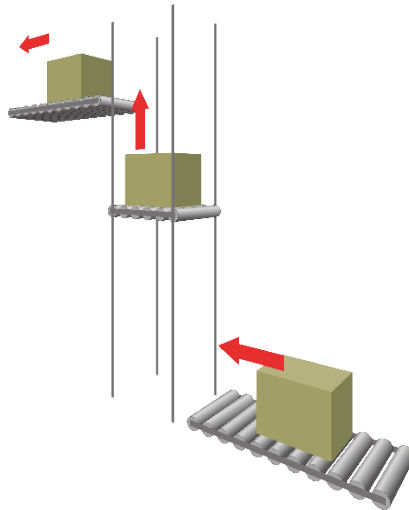


Figura 7.16. Elevador de cargas ligeras con sistema de accionamiento por cable. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

7.3.1. Elevadores de cangilones. Definición, especificaciones descriptivas y uso

El elevador de cangilones es un equipo simple y confiable ampliamente utilizado en plantas de proceso para elevar materiales a granel como piedra caliza, arena de fundición, coque, carbón, granos, químicos secos y muchos más. Son generalmente equipos de bajo coste que requieren poco espacio en el plano horizontal.

Con los elevadores de cangilones se pueden transportar diferentes cargas a granel como arena, grava, virutas, carbón, cemento, grano, harina, fertilizantes, etc., ya sea verticalmente o en pendiente ascendente. Con los elevadores de cangilones, grandes alturas de más de 100 m se pueden superar con cintas de alta resistencia. Funcionan con bajos niveles de ruido y bajas vibraciones a una velocidad relativamente alta. Requieren una reducida superficie y se prefieren en edificios, silos y almacenes.

No es un transporte vertical adecuado para materiales de gran tamaño (100 mm o más), calientes o pegajosos, dado que los cangilones generalmente se cargan mediante la acción de recogida en la sección de arranque y se descargan de los cangilones por fuerza centrífuga o gravedad. Los cangilones se clasifican en dos tipos en función de su forma, seleccionada a partir de la velocidad de funcionamiento de la instalación:

- *Cangilones planos o de profundidad media:* utilizados para velocidades elevadas (de $v = 1,05$ a $4,2$ m/s) y descarga centrífuga.
- *Cangilones profundos:* diseñados para trabajar a baja velocidad (de $v = 0,42$ a $1,05$ m/s) y descarga gravitacional.

En función de las condiciones de diseño y funcionamiento de la instalación, se seleccionará el tipo de cangilón más adecuado acorde a las diferentes normativas existentes. Así, los cangilones de fondo redondeado utilizados en elevadores de cangilones espaciados se catalogan según la norma DIN (ver Figura 7.17) como:

DIN 15231 Cangilón plano para cargas ligeras como harina, sémola, grano.

DIN 15232 Cangilón plano y redondeado para cargas granuladas ligeras como grano.

DIN 15233 Cangilón de profundidad media para cargas pegajosas como azúcar de caña.

DIN 15234 Cangilones profundos con pared trasera plana para cargas pulverizadas pesadas o cargas de suelo grueso como arena, cemento, carbón.

DIN 15235 Cangilones profundos con pared trasera curva para cargas ligeras que fluyen o ruedan, como cenizas volantes y patatas.

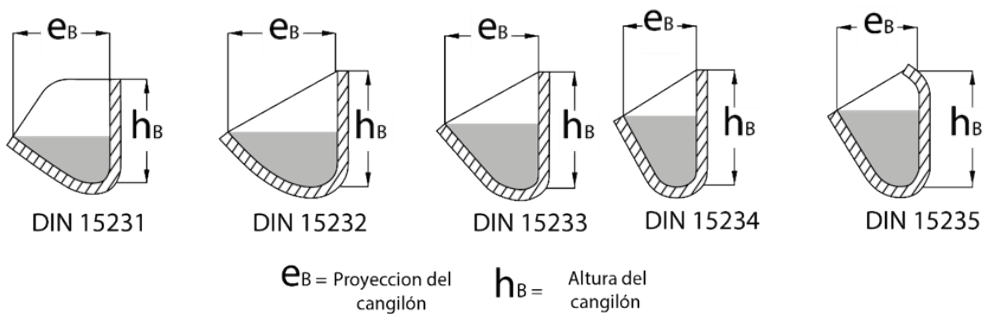


Figura 7.17. Tipos de cangilones según norma DIN. Extraído y adaptado de Deutsche Institut für Normung. (2012). DIN 15231:1980 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, shallow buckets*. Deutsches Institut für Normung. (1980). DIN EN 15232:1980. *Continuous conveyor; Bucket Elevators, Flat Buckets*. Deutsches Institut für Normung. (1980). DIN 15233:1980 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, medium deep buckets*. Deutsches Institut für Normung. (1980). DIN 15234:1980-04 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, deep buckets with flat rear wall*. Deutsches Institut für Normung. (1980). DIN 15235:1980 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, deep buckets with curved rear wall*. Germany.

Otra clasificación muy habitual es la referida a la norma IS: 7167-1974, que divide los cangilones en tipos A_1 , A_2 , A_3 y A_4 para fondo redondeado y espaciados, y en tipos B_1 , B_2 , B_3 y B_4 para aquéllos con forma de V utilizados en cangilones continuos (ver Figuras 7.18 y 7.19). La selección del tipo de cangilón se basa en el método de descarga y los materiales a transportar (ver ISO 7190:1981, IS: 7167-1974). Las dimensiones y capacidades más habituales de los cangilones diseñados según la norma IS: 7167-1974 se presentan en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1. Rango de dimensiones de los cangilones. Extraído y adaptado de Indian Standard. (1974). IS 7167-1974. Code for Selection and Use of Bucket Elevators. Bureau of Indian Standards (BIS). New Delhi.

Tipo de Cangilón	Rango de Tamaños de Cangilón			Capacidad (l)	
	Longitud (mm)	Proyección (mm)	Profundidad (mm)		
A1	150 a 1000	95 a 250	100 a 260	0,87 a 36,50	
A2	150 a 1000	100 a 255	110 a 270	0,85 a 38,00	
A3	150 a 410	90 a 165	130 a 230	0,71 a 6,80	
A4	150 a 410	115 a 180	100 a 140	0,735 a 4,47	Dimensión S
B1 y B4	150 a 610	75 a 300	145 a 460	0,81 a 41,00	20 a 50 para B1
B2	150 a 610	75 a 300	145 a 460	0,81 a 41,00	20 a 50
B3	150 a 610	75 a 300	145 a 460	0,93 a 45,60	

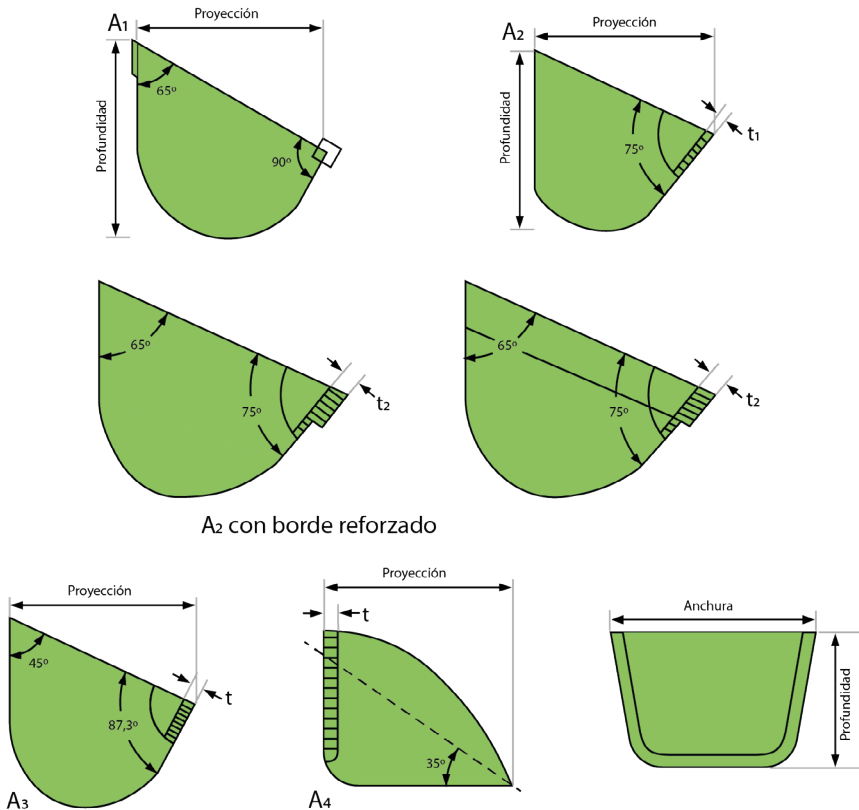


Figura 7.18. Cangilones tipo A según norma IS: 7167-1974. Elaborado y extraído de Indian Standard. (1974). IS 7167-1974. Code for Selection and Use of Bucket Elevators. Bureau of Indian Standards (BIS). New Delhi.

El método de fijación de cangilones a la correa o cadena se especifica en la norma IS: 6930-1973. Los métodos se designan con las letras B, C y D según la siguiente clasificación:

B - Fijación de cangilones a la cinta.

C - Fijación de cangilones a cadenas que pasan por la parte posterior de los cangilones.

D - Fijación de cangilones a cadenas que pasan por el costado de los cangilones.

Con la correa/cadena flexible, los cangilones se mueven unidireccionalmente dentro de una carcasa, recogen el material a granel en el extremo inferior del equipo y lo entregan en el extremo superior.

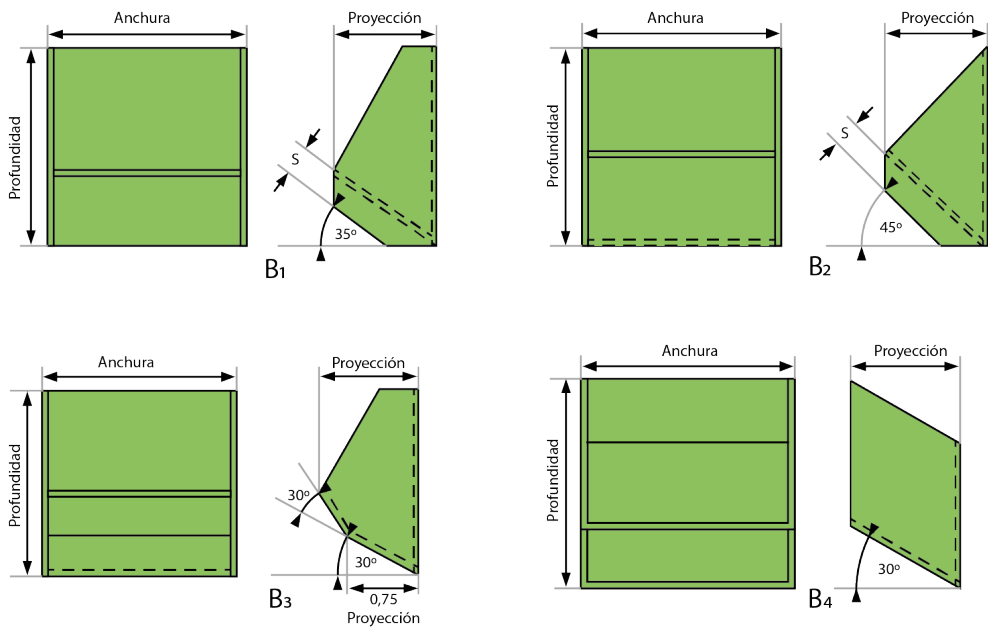


Figura 7.19. Cangilones tipo B según norma IS: 7167-1974. Elaborado y extraído de Indian Standard. (1974). IS 7167-1974. *Code for Selection and Use of Bucket Elevators*. Bureau of Indian Standards (BIS). New Delhi.

7.3.2. Accesorios en cangilones

El cangilón de acero, plástico o goma puede atornillarse a la correa. El factor principal a considerar es la resistencia que tiene que atravesar la carcasa del cinturón con pernos.

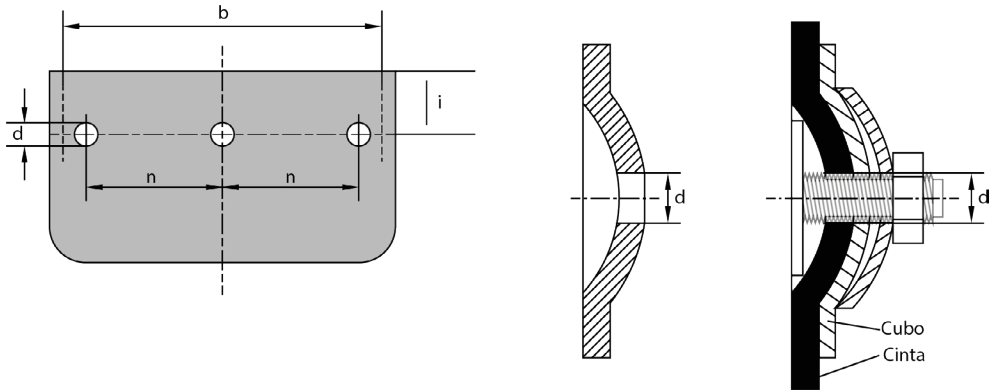


Figura 7.20. Accesorios empleados en la unión de los cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Además de este método de fijación, existen una serie de posibilidades especiales como la fijación a las molduras de los pernos traseros, vulcanizados sobre capas de goma o placa de acero flexible. A menudo, para evitar la penetración de suciedad y reducir así el desgaste, se colocan almohadillas de goma blanda entre la cinta y el cangilón.

Las cintas elevadoras pueden hacerse sin fin mediante los siguientes métodos:

- *Empalme vulcanizado en caliente.*
- *Junta de solape atornillada.*
- *Atornillado a la cinta por la parte trasera del cangilón:* este método de unión se prefiere en ascensores de movimiento rápido, por ejemplo, si la velocidad es superior a 3 m/s. El número de capas de la parte trasera de la cinta debe reducirse.
- *Junta en ángulo:* este tipo es el más simple y rentable, pero no se puede utilizar en todos los casos. Deben tenerse en cuenta el diámetro de la polea y la zona de flexión de la cinta alrededor del ángulo (ver Figura 7.21).

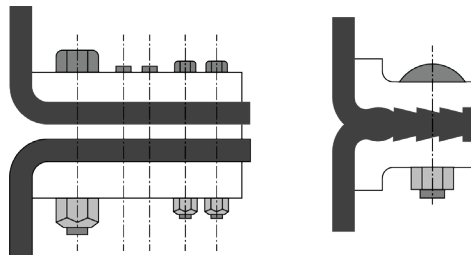


Figura 7.21. Juntas en ángulo de cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

7.3.3. Componentes de un elevador de cangilones

Los principales componentes que constituyen un elevador de cangilones típico son (ver Figura 7.22A):

- Un elemento de tracción sin fin: correa o cadena plana.
- Poleas o piñones impulsores y tensores en la parte superior e inferior, respectivamente, montados sobre cojinetes y bloques.
- Carcasa metálica que cubre todo el elevador. Consta de cabeza en la parte superior, maletero en la parte inferior y secciones intermedias, todas unidas en las bridas mediante sujeciones apropiadas.
- Cangilones, generalmente hechos de láminas de metal, que se fijan en un paso definido al elemento de tracción mediante sujetadores (tornillos y tuercas, remachados, etc.).
- Accionamiento en la parte superior que consta de un motor eléctrico, caja de cambios y acoplamientos.

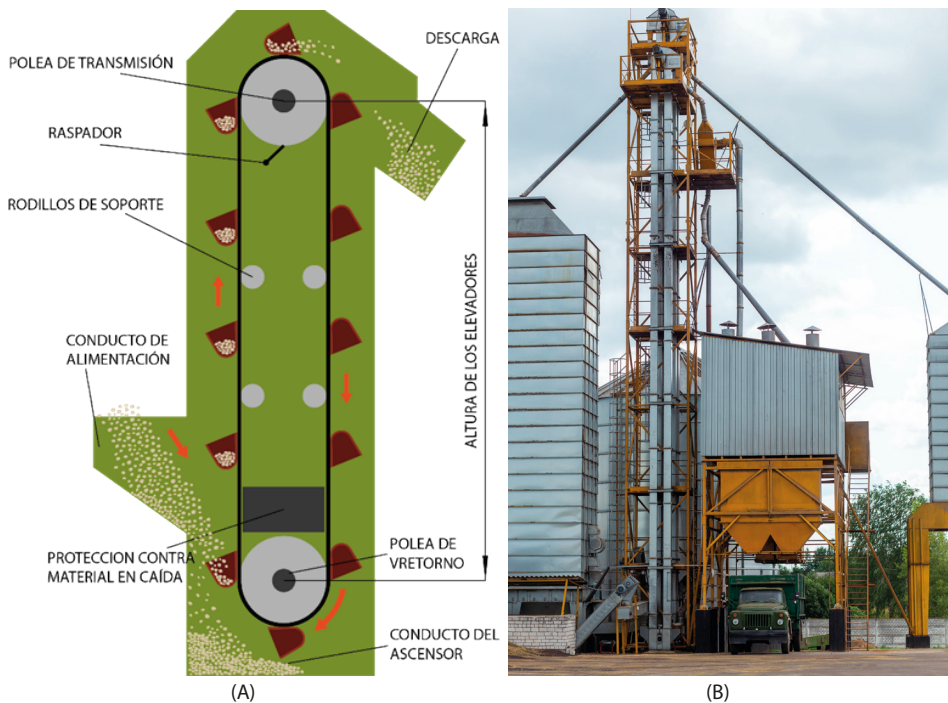


Figura 7.22. (A) Esquema y componentes principales de un elevador de cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España; **(B) ejemplo de la instalación y utilización de un elevador de cangilones para grano.** Extraído de iStock.com, de Aksakalko. Id: 1337634305. (2021). Licencia Estándar.

- Freno de retroceso unido a la polea superior/eje de la rueda dentada, para evitar el movimiento inverso del elevador cuando se detiene la transmisión.
- Tolva de alimentación unida al maletero para alimentar materiales al elevador.
- Pico de carga/descarga fijada con la parte superior de la carcasa, por donde se descarga el material.
- Se proporcionan pozos de inspección en la carcasa para verificar el funcionamiento del ascensor.
- Se proporcionan guías y piñones para la correa y la cadena, respectivamente, para mantenerlas en una trayectoria recta.

La Figura 7.22B muestra un ejemplo de este tipo de instalaciones, en este caso, con una instalación destinada al transporte vertical de productos agrícolas.

7.3.4. Elevadores de cangilones. Clasificación

Los elevadores de cangilones se clasifican según el espacio existente entre los cangilones y el modo de descarga de los materiales. Según la norma IS: 7167-1974, los elevadores de cangilones se pueden clasificar en los siguientes tipos en función de su modo de descarga:

7.3.4.1. Elevadores de descarga discontinua

En el elevador de carga discontinua, los cangilones se colocan espaciados uniformemente con una distancia mayor que la profundidad del cangilón; son normalmente verticales y dependen de la fuerza centrífuga para su descarga adecuada. Debido al tipo de descarga, deben funcionar a una velocidad relativamente alta en comparación con los elevadores de cangilones continuos. Además, debido a su método de carga y velocidades, el tamaño de los bultos transportados no puede ser tan grande como con el de descarga continua. Se pueden distinguir a su vez dos tipos de descarga:

Elevadores de descarga discontinua centrífuga

Designado como *Tipo I*, el elevador de descarga discontinua centrífuga dispone de cangilones uniformemente espaciados para evitar interferencias en la carga y descarga. La carga de los cangilones se realiza por acción de recogida en la base del maletero, y la descarga es por acción centrífuga.

Estos elevadores se utilizan generalmente en configuración vertical y para prácticamente todos los tipos de materiales con bultos pequeños que fluyen libremente, como granos, carbón, arena, arcilla, azúcar, productos químicos secos, etc. (ver Figura 7.22B). Se puede hacer uso como elemento de transmisión tanto de la cinta como de la cadena, y la velocidad de estos elevadores varía entre 1,1 y 2 m/s. Generalmente, se utilizan cangilones del tipo A_1 , A_2 , A_3 y A_4 según IS: 6833-1973. La Figura 7.23 ilustra la carga y descarga de cangilones de este tipo de elevador.

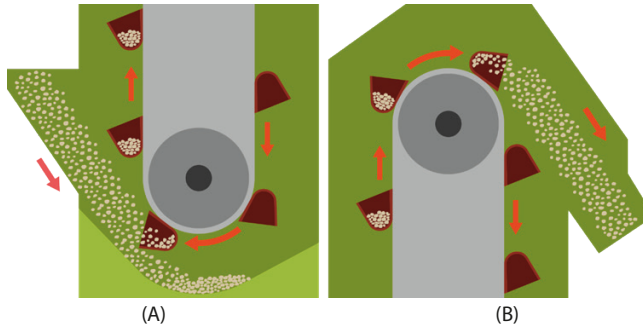


Figura 7.23. (A) Sistema de carga de los cangilones por el método de cuchara en el maletero; (B) sistema de descarga de los cangilones de forma centrífuga para velocidades $V > 1,1$ m/s. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Elevadores de descarga discontinua positiva

Designados como *Tipo III*, estos elevadores son similares al tipo de descarga centrífuga, con la diferencia de que los cangilones están montados lateralmente entre dos líneas de cadenas de transmisión y están provistos de un par de ruedas dentadas debajo de las ruedas motrices del cabezal superior para poder así invertir la inclinación de los cangilones y realizar una descarga completa. La velocidad del elevador suele ser más lenta, en el rango de 0,6 a 0,7 m/s.

Estos elevadores se utilizan para materiales ligeros, esponjosos, lentos y ligeramente pegajosos. La Figura 7.24 ilustra la descarga de este tipo de elevadores.

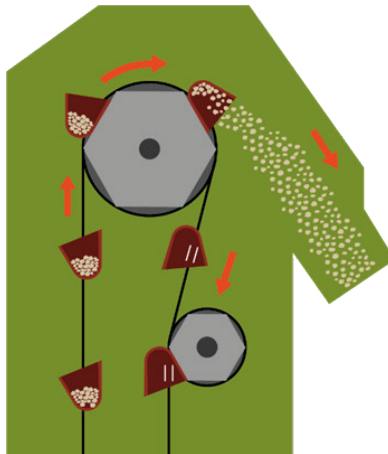


Figura 7.24. Sistema de descarga discontinua centrífuga-positiva de los cangilones para velocidades V entre 0,6 y 0,7 m/s. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España

La velocidad del elevador de cangilones con descarga discontinua positiva es lo suficientemente grande como para que la carga del cangilón no se realice por completo en la rampa, con lo que la acción de excavación debe ocurrir en el maletero. Por esta razón, los tamaños de los bultos deben limitarse para evitar daños a la correa/cadena o al cangilón durante la operación de carga. No es una buena práctica alimentar el elevador por la parte inferior, ya que el material estaría en movimiento en el maletero, lo que provocaría una pérdida de energía innecesaria. Con un material altamente fluido como el grano, se hace poco daño y dicha carga es bastante común, pero la situación puede volverse más comprometida con materiales menos fluidos y más grumosos.

Los elevadores de cangilones con descarga discontinua positiva dependen de una combinación de fuerza centrífuga y gravedad para la descarga. Las velocidades recomendadas para los elevadores industriales suelen proporcionarse por parte de los fabricantes, en función del diámetro de la polea motriz y del material a transportar; tal es el caso que se muestra en la Tabla 7.2, cuyos valores pertenecen a los dispositivos del fabricante DUNLOP (1994). Dichos valores se consideran mínimos para una descarga limpia. En lo que respecta a la descarga, no hay ninguna dificultad con velocidades hasta un 10% más altas, pero deben evitarse velocidades aún más altas con material grumoso pesado.

Tabla 7.2. Velocidades recomendadas para un elevador industrial de cangilones espaciados. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Diámetro polea principal (mm)	Velocidad de la cinta			
	Alta velocidad		Baja velocidad	
	n (rpm)	V (m/s)	n (rpm)	V (m/s)
300	54	0,84	27	0,42
400	50	1,05	25	0,52
500	50	1,31	25	0,66
630	51	1,68	25	0,84
800	50	2,09	25	1,05
1000	50	2,62	25	1,31
1200	53	3,35		
1400	57	4,19		
1600	50	4,19		

7.3.4.2. Elevadores de descarga continua

Designados como *Tipo II*, en estos elevadores se utilizan cangilones tipo V sin ningún espacio entre ellos. Se emplean para manipular grandes masas y materiales que pueden ser difíciles de transportar por descarga centrífuga. La carga de los cangilones se realiza mediante llenado directo (ver Figura 7.25A). La descarga se realiza por gravedad dirigida,

es decir, cuando los cangilones pasan por encima de la polea motriz (superior), donde el extremo con reborde del cangilón precedente actúa como una rampa para descargar el material suavemente (Figura 7.25B). Este tipo de carga y descarga es particularmente eficaz para manipular materiales frágiles. Para estos elevadores se utilizan los tipos de cangilones B_1 , B_2 , B_3 y B_4 según IS: 6833-1973. Tanto la correa como la cadena se utilizan como medio de transmisión.

La velocidad se mantiene generalmente baja, lo que permite manejar bultos más grandes. Esta menor velocidad implica que el elevador prácticamente no tiene ningún efecto de descarga debido a la fuerza centrífuga. El rango usual de velocidades para descarga continua va de 0,5 a 1,3 m/s; bultos más grandes y/o materiales más pesados requieren velocidades más bajas. La Figura 7.25 muestra la carga y descarga de un elevador de cangilones continuo.

Es por ello por lo que este tipo de elevadores suelen estar inclinados, sin superar por lo general los 30° respecto a la vertical. El elevador inclinado requiere más espacio que el elevador vertical, pero facilita la descarga y proporciona cierto movimiento lateral del material, reemplazando así la necesidad de un transportador extra que cubra un desplazamiento lateral moderado. La rampa de recepción se coloca en algún lugar debajo de la polea principal y el material comienza a salir de los cangilones en algún punto más allá del centro superior de la polea principal.

Para este tipo de elevadores, se proporcionan soportes especiales para la cinta/cadena en el recorrido de retorno, junto a una carcasa más ancha para permitir el pandeo del recorrido de retorno. Además, si el ángulo de inclinación se aleja demasiado de la vertical, deben proporcionarse soportes de rodillos para el brazo elevador cargado. No se requiere más espacio libre para el tramo de regreso debido a que asume la forma de una catenaria.

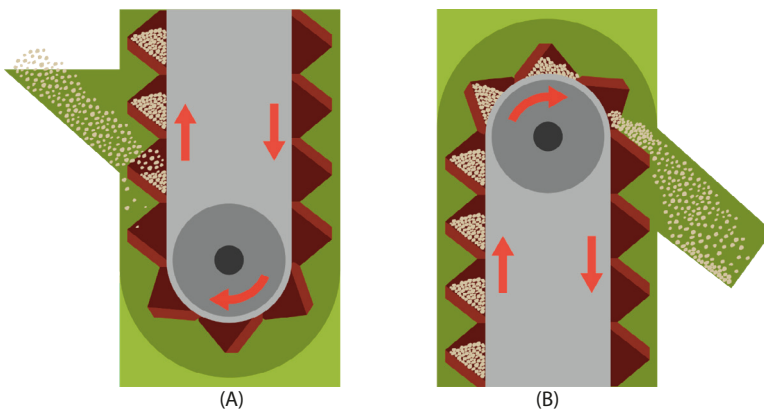


Figura 7.25. (A) Sistema de carga de los cangilones por el método directo; (B) sistema de descarga continua-gravitacional de un elevador de cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Una práctica habitual para mejorar la carga es disponer la rampa de carga para alimentar el primer cangilón por encima de la línea central de la polea de arranque como mínimo. Una disposición aún mejor es hacer que la rampa de alimentación intercepte la parte superior dos o incluso tres cangilones por encima de este punto. Con este método directo (ver Figura 7.25A) se pueden manipular bultos más grandes al producirse poca acción de excavación en la polea base. En esta área de carga los cangilones están confinados lateralmente y se apoyan detrás de la cinta para asegurar un paso preciso en el canal de carga.

7.4. Cálculos para elevadores de cangilones

7.4.1. Cálculo de la capacidad de carga de los elevadores de cangilones

La capacidad de carga y transporte de un elevador de cangilones se podrá calcular mediante las siguientes expresiones:

$$\text{Volumen de carga:} \quad Q_V = 3,6 v \varphi \frac{V_B}{a} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad \text{Ecuación 7.1}$$

$$\text{Masa de carga:} \quad Q_m = Q_V \rho \quad (\text{t/h}) \quad \text{Ecuación 7.2}$$

$$\text{Capacidad del cangilón:} \quad V_B = \frac{Q_V a}{3,6 v \varphi} \quad (\text{l}) \quad \text{Ecuación 7.3}$$

$$\text{Peso del material por cangilón:} \quad V_m = \frac{Q_m a}{3,6 v \varphi} \quad (\text{kg}) \quad \text{Ecuación 7.4}$$

Donde,

V_B (l) = Capacidad nominal de un cangilón,

φ (-) = Grado de llenado,

v (m/s) = Velocidad,

a (m) = Paso del cangilón,

ρ (t/m³) = Densidad aparente de la carga.

La capacidad nominal V_B del cangilón se determina a partir de las dimensiones geométricas y el nivel de llenado de la superficie horizontal (llenado de agua). El tipo de cangilón está determinado principalmente por el material y el método de descarga, ya sea por vaciado gravitacional o centrífugo.

7.4.2. Características técnicas del diseño de elevadores de cangilones

7.4.2.1. Grado de llenado

La medida de la utilización efectiva de la capacidad del cangilón es el *grado de llenado* φ .

$$\varphi = \frac{\text{Llenado efectivo del cangilón}}{\text{Capacidad nominal}} \quad (\text{kg/m}^3) \quad \text{Ecuación 7.5}$$

Las principales influencias son:

- Método de carga.
- Velocidad.
- Espacio entre cangilones.
- Forma de cangilón.

La Tabla 7.3 muestra varios ejemplos del grado de llenado de un cangilón en función del tipo de material transportado. Estos valores se definen en función del tipo de material a emplear y la tipología de cangilón utilizado teniendo en cuenta las anteriores variables. Cada fabricante diseña y selecciona el cangilón en base a su experiencia en diferentes instalaciones. Los valores mostrados en la Tabla 7.3 proceden del fabricante DUNLOP (1994).

Tabla 7.3. Capacidad de llenado en función del tipo de material.

Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de material	Grado de llenado φ
Patatas, nabos, cebollas	0,60
Grano, cebada, centeno	0,75
Tierra, arena - húmedo	0,50
- seco	0,70
Remolacha azucarera	0,50
Remolacha en rodajas	0,65
Fertilizante	0,75
Carbón, cola - grande	0,50
- pequeña	0,70
Grava, piedra - grande	0,50
- fina	0,70
Azúcar, sal	0,75
Área de moldeo - seca	0,60
Habas de soja, legumbres	0,70
Cemento	0,75

7.4.2.2. Velocidad de llenado

La velocidad de llenado del cangilón constituye un parámetro importante que depende de la función que va a desempeñar el elevador de cangilones y el procedimiento de carga y descarga. Como existen diferentes procedimientos de carga y descarga, se deberá elegir el más adecuado en cada caso en función del tipo de material a transportar y la velocidad de la cinta (o cadenas) del sistema de transmisión.

Los fabricantes de elevadores de cangilones, teniendo en cuenta su amplia experiencia en diferentes tipos de instalaciones, seleccionan los métodos de carga y descarga más

adecuados en cada caso; en la Tabla 7.4 se muestra un ejemplo propuesto por el fabricante DUNLOP (1994) en el que, a partir del material a elevar y la velocidad del sistema, se puede seleccionar el método de carga y descarga adecuado. En términos generales, se recomiendan las siguientes velocidades:

Tabla 7.4. Tipos de elevador de cangilones en función de la velocidad de transporte. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de elevador de cangilones	v (m/s)
Carga directa o por acción del cangilón (cuchara), descarga gravitacional, movimiento lento materiales pesados como lastre y tierra.	hasta 1 m/s
Carga directa o por acción de cangilón (cuchara), descarga centrífuga para material normal como arena y fertilizantes.	1-2 m/s
Carga directa o por acción de cangilón (cuchara), como regla general, descarga centrífuga, muy rápida corriendo, solo con flujo libre o ligero y más material que se recoge fácilmente como el grano.	2-4 m/s

7.4.2.3. Carga del cangilón

La carga, es decir, el llenado del cangilón se puede realizar directamente o mediante acción de dragado. La carga con pala sólo es posible con materiales que fluyan libremente y el tipo de instalación lo recomiende. Los accesorios del cangilón y el borde del cangilón están sujetos a un arduo trabajo. Con carga directa, el área de la base (maletero) debe mantenerse limpia, ya que existe peligro de que se rompan los cangilones. La Figura 7.26 muestra un ejemplo gráfico de cómo se realizan cada uno de los métodos de carga del cangilón.

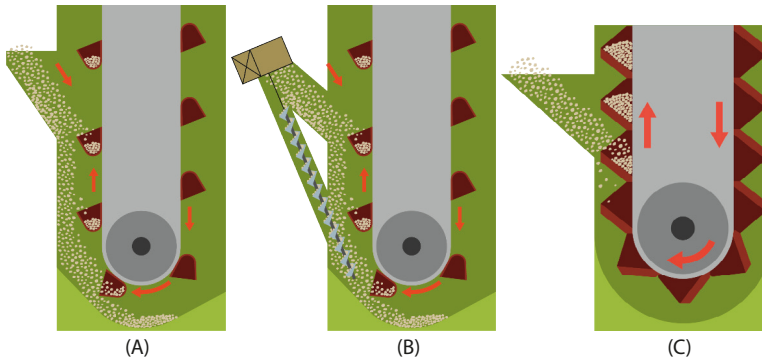


Figura 7.26. (A) Sistema de carga discontinua de los cangilones por el método de cuchara cargando por arrastre en el maletero; (B) sistema de carga discontinua y directa de los cangilones; (C) sistema de carga directa y continua mediante cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

7.4.2.4. Descarga del cangilón

La descarga del material contenido en el cangilón se puede realizar por medios gravitacionales o centrífugos. Depende de la velocidad y el diámetro de la polea motriz. Al desplazarse el cangilón alrededor de la polea motriz, las fuerzas gravitacionales y centrífuga resultantes varían en magnitud y dirección, pero el polo P que relaciona dos cangilones adyacentes (ver Figura 7.27) permanece en el mismo lugar para cada posición del cangilón.

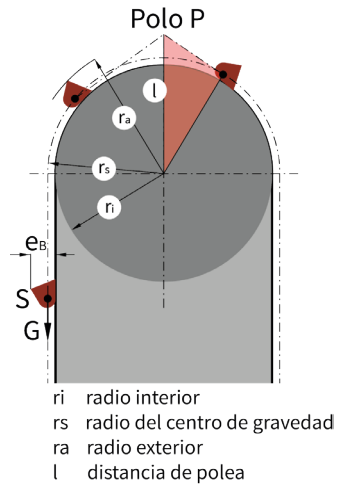


Figura 7.27. Descarga de cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

El polo P se define como el punto de corte de las líneas tangenciales de la trayectoria curvilínea trazada por el centro de gravedad de dos cangilones adyacentes. Puede estar situado por fuera o por dentro del radio interior r_i del cangilón, que coincide con el radio de la pulea motriz.

La distancia entre el polo P y el centro de la pulea motriz, l , se calcula a partir de la siguiente ecuación (Dunlop, 1994):

$$l = \frac{g}{4\pi^2 n^2} = \frac{895}{n^2} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 7.6}$$

siendo n la velocidad de giro de la pulea, que se define como

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi D} \quad (\text{r.p.m.}) \quad \text{Ecuación 7.7}$$

Donde,

v es la velocidad de desplazamiento del elevador de cangilones,

D es el diámetro de la pulea motriz.

En función del valor de la distancia l respecto al radio interior r_i y el radio exterior r_a del cangilón, pueden darse dos situaciones:

Si $l < r_i$, *descarga centrífuga*.

El polo se encuentra dentro del diámetro de la polea motriz. Es necesario un cangilón con gran apertura.

La descarga centrífuga sólo se aplica cuando las velocidades son $> 1,2$ m/s.

Si $l < r_a$, *descarga gravitacional*.

El polo se encuentra fuera del borde del extremo más alejado del cangilón. El material se desliza hacia abajo por la pared interior del cangilón precedente.

La *descarga centrífuga* se utiliza con altas velocidades y cargas de flujo ligero o materiales duros con granulados gruesos. La *descarga gravitacional* se emplea con velocidades bajas, cargas pesadas con grumos grandes o materiales polvorientos ligeros. La tabla 7.2 muestra una relación entre el diámetro de la polea motriz y las diferentes velocidades utilizadas en cada instalación.

El *paso del cangilón* se selecciona en función de la velocidad, la geometría del cangilón y el tipo de carga y descarga. Con *descarga continua gravitacional*, el paso del cangilón puede ser pequeño. El material corre por la parte trasera del cangilón anterior (ver Figura 7.28A). El valor del paso a se obtiene aproximadamente considerando que éste coincide con la altura del cangilón h_b como:

$$a \approx h_b \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 7.8}$$

Con la *descarga discontinua centrífuga* o con la descarga discontinua centrífuga –positiva– con filas escalonadas de cangilones, el paso tiene que ser mayor (ver Figura 7.28B), y se obtiene a partir de la ecuación:

$$a = \frac{0,5\pi D}{2 \text{ a } 4} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 7.9}$$

Donde D es el diámetro de la polea motriz.

Normalmente se colocan de 2 a 4 cangilones en la mitad de la circunferencia de la polea motriz.

La *anchura de la cinta* está determinada por el ancho del cangilón, y su valor se determina a partir de este ancho y un margen de seguridad de entre 30 y 100 mm. Por tanto, su valor se obtendrá mediante la ecuación:

$$B \approx b_b + (30 \text{ a } 100) \quad (\text{mm}) \quad \text{Ecuación 7.10}$$

Una vez determinada la anchura recomendable de la cinta, definida a partir de la Ecuación (7.10), se debe seleccionar una cinta con una anchura normalizada, cuyos valores pueden oscilar entre los parámetros establecidos en la normativa y que suelen adoptar los

fabricantes de este tipo de transportadores. La tabla 7.5 muestra un ejemplo de los anchos de cintas que adopta un fabricante como Dunlop (1994).

Tabla 7.5. Anchuras normalizadas de la cinta utilizada en los elevadores de cangilones. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchuras normalizadas de las cintas utilizadas en elevadores de cangilones, B (mm)						
150	200	250	300	400	500	550
650	800	1000	1250	1500	1600	

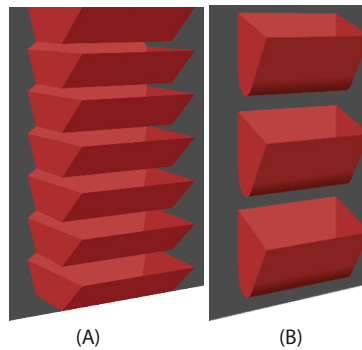


Figura 7.28. Definición del paso del cangilón: (A) para la descarga continua gravitacional; (B) para la descarga discontinua centrifuga. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

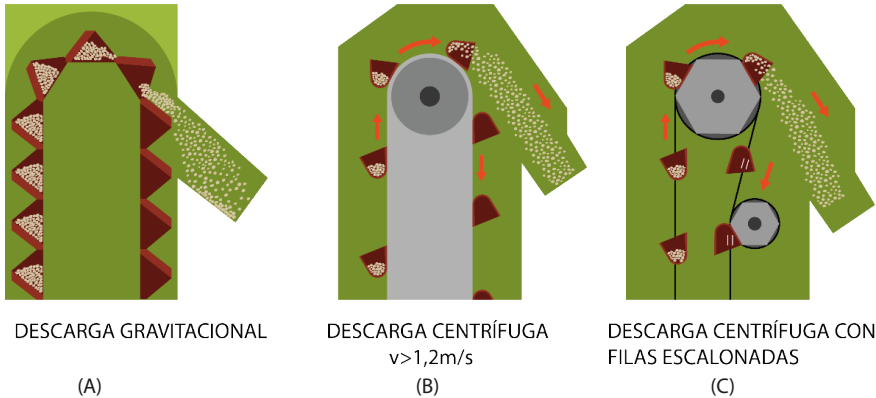


Figura 7.29. Tipo de descarga en elevador de cangilones: (A) descarga continua gravitacional; (B) descarga discontinua centrifuga; (C) descarga discontinua centrifuga (positiva). Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation.* Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

7.4.3. Cálculo del esfuerzo tangencial F_U

El *esfuerzo tangencial* F_U necesario para elevar una cantidad de mercancía determinada mediante el elevador de cangilones se determina a partir de la suma de las diferentes resistencias al movimiento, y se obtiene como:

$$F_U = F_H + F_B + F_N \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 7.11}$$

La *resistencia principal* F_H se corresponde con la fuerza necesaria para elevar una cantidad determinada de mercancía a una altura de elevación concreta, y se determina por la ecuación:

$$F_H = \frac{Q_m g H}{3,6 v} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 7.12}$$

Donde,

Q_m (t/h) = Capacidad másica,

H (m) = Altura de elevación,

v (m/s) = Velocidad del elevador,

g (m/s²) = Aceleración debida a la gravedad (9,81).

El método de carga de los cangilones y la fuerza requerida para acelerar la carga a la velocidad de transporte determina la *resistencia de carga* F_B , que depende de la velocidad.

La *resistencia a la carga* F_B se puede calcular con suficiente precisión utilizando un factor de altura adicional H_0 .

$$F_B = \frac{Q_m g H_0}{3,6 v} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 7.13}$$

El factor de altura adicional H_0 se puede definir conceptualmente como la altura ficticia adicional a la que habría que elevar el material transportado y que sería equivalente a la aceleración de la carga desde el reposo. Los valores del factor de altura H_0 se pueden cuantificar en función del material y la velocidad del elevador, con datos como los mostrados en la Tabla 7.6.

Tabla 7.6. Factor de altura en función del material y la velocidad de transporte. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de material	ρ (t/m ³)	H_0 (m)
Harina seca y en polvo, arroz, grano, cemento	< 1	$4v + 1,5$
Arena fina, sal, azúcar	1 - 1,5	$4v + 4$
De grano grueso hasta aprox. 50 mm de grava, carbón, piedra caliza	1,5 - 1,8	$6v + 4$
Áspero de arcilla pegajosa, tierra, piedra rota	> 1,8	$6v + 6$

La *resistencia secundaria* F_N tiene en cuenta las fuerzas de fricción, las resistencias a la flexión de la cinta soporte del cangilón, la resistencia del rodamiento de la polea y la

aceleración a la velocidad circunferencial de la polea motriz. El valor de F_N es muy pequeño en comparación con las otras resistencias y está adecuadamente cubierto por el factor C_N como parte de las resistencias totales.

De este modo, la resistencia secundaria se puede expresar como:

$$F_N = (c_N - 1)(F_H + F_B) \text{ (N)}, \text{ con } c_N \approx 1,1 \text{ para elevadores de cangilones} \quad \text{Ecuación 7.14}$$

Por tanto, teniendo en cuenta todas las resistencias, se puede estimar la resistencia principal mediante la ecuación:

$$\begin{aligned} F_U &= F_H + F_B + F_N = F_H + F_B + (c_N - 1)(F_H + F_B) = c_N(F_H + F_B) \\ &= c_N \frac{Q_m g (H + H_0)}{3,6 v} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 7.15}$$

Donde,

Q_m (t/h) = Capacidad másica,

H (m) = Altura de elevación,

H_0 (m) = Altura de elevación adicional debida a la arrancada (ver Tabla 7.6),

C_N (-) = Factor para resistencias secundarias,

v (m/s) = Velocidad.

La determinación de F_U , incluida la consideración de resistencias individuales, permitirá la obtención de la potencia de accionamiento en la polea P_T y la potencia del motor eléctrico P_M mediante las expresiones:

$$P_T = \frac{F_U v}{1000} \text{ (kW)} \quad \text{Ecuación 7.16}$$

$$P_M = \frac{P_T}{\eta} \text{ (kW)} \quad \text{Ecuación 7.17}$$

siendo η el rendimiento mecánico (en general, entre 0,5 y 0,95). A partir de la potencia instalada P_N , se define el *factor de puesta en marcha* k_A como la relación entre la potencia instalada y la potencia del motor corregida por un factor k que es función del tipo de accionamiento:

$$k_A = k \frac{P_N}{P_M} \text{ (-)} \quad \text{Ecuación 7.18}$$

Los acoplamientos deben ajustarse a los valores nominales (Tabla 7.7).

Tabla 7.7. Factor k en función del tipo de accionamiento. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Tipo de accionamiento	k
Jaula de ardimiento, arranque a plena tensión	2,2
Accionamiento con acoplamiento hidráulico	1,4 - 1,6
Motor de anillo deslizando	1,25

7.4.4. Determinación del tipo de cinta

A partir de los cálculos anteriores, se puede determinar la capacidad del cangilón, su anchura y, por tanto, la anchura de la cinta. Para otros cálculos, especialmente para el factor de seguridad de la cinta, se debe evaluar el tipo de cinta, así como el peso de la polea tensora.

La resistencia nominal de la cinta se obtendrá a partir de la ecuación:

$$k_N = \frac{T_1 S}{B} \quad (\text{N/mm})$$

Ecuación 7.19

Donde,

S (-) Factor de seguridad:

$S = 10$ hasta 60°C ,

$S = 12$ hasta 80°C ,

$S = 15$ hasta 150°C .

B (mm) Anchura de la cinta.

Para la determinación del tipo de cinta más adecuada a un tipo de instalación concreto, inicialmente se puede estimar aproximadamente la tensión de la cinta T_1 (ver Figura 7.32):

$$T_1 = F_U + F_{St} + T_V + T_T \quad (\text{N})$$

Ecuación 7.20

Donde,

$F_{St} = Hg (m'_B + m'_G)$ (N) Resistencia a pendientes,

H (m) Altura de elevación,

m'_B (kg/m) Peso del cangilón y fijaciones,

m'_G (kg/m) Peso de la cinta estimado en función de la densidad aparente.

para cintas transportadoras de estructura especial (estructura de cinta desviada) y para aplicaciones especiales (los datos precisos deben obtenerse del fabricante). Ver Tabla 7.8.

Tabla 7.8. Factor k en función del tipo de accionamiento. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Densidad a granel ρ (t/m ³)	Peso de la cinta m'_G (kg/m)
≤ 1	$8,5 B$
$1 - 1,8$	$11,5 B$
$> 1,8$	$15 B$

$T_V = F_A - F_{St} - T_T$ (N) Pretensión de la cinta ejercida por el grupo tensor

Si $T_V \leq 0$, entonces T_V permanece en 0 y no es necesario un pretensado adicional.

$F_A = c_{2A} k_A F_U$ (N) Esfuerzo tangencial en la puesta en marcha (arrancada),

k_A (N) Factor de puesta en marcha:

$P \leq 30$ kW directo en línea

$$k_A = 1,8 - 2,2$$

$P > 30$ kW acoplados

$$k_A = k P_N / P_M \text{ (máx. 2,5)}$$

dependiendo del acoplamiento:

$$k = 1,2 - 1,6$$

c_{2A} (-) Factor de accionamiento:

$$c_{2A} = \frac{1}{e^{\mu_A \alpha} - 1}$$

$$\mu_A = \mu + 0,05$$

$$\alpha = 180^\circ$$

$T_T = G_T g / 2$ (N) Peso de la polea tensora en el caso de contar con grupo tensor,

G_T (kg) El peso de la polea tensora se puede determinar en la Tabla 7.9 o a partir de los datos exactos, si están disponibles.

Tabla 7.9. Peso G_T (kg) de la polea tensora. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Anchura de la polea (mm)	Diámetro de polea (mm)						
	400	400	500	630	800	1000	1250
125	16	20	27	35	45	70	110
160	20	25	35	45	60	80	135
250	25	30	45	55	80	115	175
350	40	45	70	90	125	180	270
450	42	60	75	115	160	230	310
550	50	70	80	130	190	300	360
650	55	75	95	150	210	350	420
850	65	90	115	180	250	450	550
1000	80	100	140	200	300	540	680
1250	100	115	160	230	350	670	840
1400	110	125	175	260	370	750	959

Una vez que se ha establecido el tipo de cinta, se puede realizar un cálculo inverso y tener en cuenta los factores de seguridad.

7.4.5. Cálculo de las tensiones de la cinta T_1 y T_2

Una vez determinada la tensión nominal de la cinta se puede seleccionar un tipo de cinta y comprobar el factor de seguridad. Las tensiones de trabajo a la entrada y salida de la polea motriz se podrán obtener a partir de las siguientes expresiones:

$$T_1 = F_U + F_{St} + T_V + T_T \quad (\text{N})$$

Ecuación 7.21

$$T_{A1} = F_A + F_{St} + T_V + T_T \quad (\text{N})$$

Ecuación 7.22

$$T_2 = T_{A2} = F_{St} + T_V + T_T \quad (\text{N})$$

Ecuación 7.23

La tensión necesaria para la transmisión de potencia se produce por el peso de la cinta, el del cangilón (vacío), el de la polea tensora y, posiblemente, la tensión adicional aportada por el grupo tensor.

$$T_V = c_{2A} k_A F_U - F_{St} - \frac{G_T g}{2} \quad (\text{N}) \quad \text{Pretensión adicional} \quad \text{Ecuación 7.24}$$

$$G_S = \frac{2T_V}{g} \quad (\text{N}) \quad \text{Peso de polea tensora} \quad \text{Ecuación 7.25}$$

Si $T_V > 0$, se trata de una tensión previa adicional. En el caso de un corte por fricción de la transmisión de potencia, deben cumplirse los siguientes criterios según la fórmula de Eytelwein:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu\alpha} \quad \text{Ecuación 7.26}$$

$$\frac{T_{A1}}{T_2} \leq e^{\mu_A\alpha} \quad \text{Ecuación 7.27}$$

μ (-) Factor de fricción de la polea motriz,

$\mu_A = \mu + 0,05$ (-) Factor de fricción en el arranque.

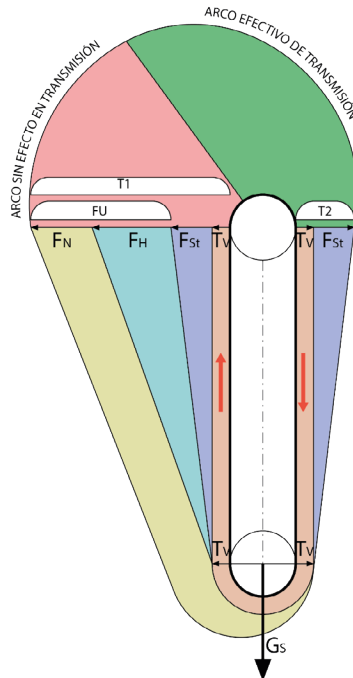


Figura 7.30 Distribución de tensiones en la transmisión de potencia mediante cintas. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

7.4.6. Factor de seguridad

Tras del cálculo de T_1 y T_{A1} , a partir de las Ecuaciones (7.21) y (7.22) se comprueba el factor de seguridad durante el funcionamiento y el arranque. El *factor de seguridad S* se acaba reduciendo debido a tensiones adicionales (ver norma DIN 22101) que se estiman empíricamente. Los valores de S_B y S_A , recogidos en la Tabla 7.10 en función no sólo de la temperatura de trabajo sino de la unión entre cangilón y cinta y del material, son más restrictivos que los valores de S empleados en la Ecuación (7.19):

$$S_B \geq k_N \frac{B}{T_1} \quad (-) \quad \text{Seguridad en funcionamiento} \quad \text{Ecuación 7.28}$$

$$S_A \geq k_N \frac{B}{T_{A1}} \quad (-) \quad \text{Seguridad en la puesta en marcha} \quad \text{Ecuación 7.29}$$

Tabla 7.10. Valores de S_B en función de la temperatura de trabajo. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Valores de S_B		Temperatura de trabajo (°C)			
		60	80	120	140
Cangilón vulcanizado a la cinta	Textil	8	10		
	Cordón de acero	8	8		
Agujero perforado según DIN	Textil	10	12	14	15
	Cordón de acero		9 a 10		

Si la unión entre cangilón y cinta es a través de un agujero perforado según la norma DIN22101, dicha perforación se puede estimar según la elección de S o restando la sección transversal del agujero a la anchura de la cinta B .

Tabla 7.11. Valores para $e^{\mu\alpha}$ si $\alpha=180^\circ$. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

μ	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
$e^{\mu\alpha}$	1,37	1,6	1,87	2,19	2,56	4	3,52	4,11

Tabla 7.12. Valores de fricción μ . B = Funcionamiento, A = Arranque. Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Superficie de la polea	Polea de jaula		Polea de transmisión			
			Desnuda		Retrasada	
	B	A	B	A	B	A
Húmedo	-	-	0,10	0,15	0,25	0,35
Intermedio	0,10	0,15	0,15	0,25	0,30	0,40
Seco	0,15	0,25	0,20	0,30	0,35	0,45

7.4.7. Cálculos en función de la carga

El cálculo hasta ahora se basa en la tensión de la cinta dependiente del trabajo. Bajo ciertas circunstancias, es la tensión dependiente de la carga la que determina la tensión máxima para el estado cargado en reposo. El valor más alto de T_1 es el factor determinante para la seguridad y el tipo de cinturón.

$$T_1 = Hg \left(\frac{Q_m}{3,6v} + m'_G + m'_B \right) + \frac{G_T g}{2} + T_v \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 7.30}$$

En esta línea, el esfuerzo tangencial F_U puede derivarse también de las resistencias individuales:

$$F_U = F_H + F_{Aw} + F_S + F_{BA} + F_{BU} \quad (\text{N}) \quad \text{Ecuación 7.31}$$

Donde,

$$F_H = \frac{HQ_m g}{3,6v} \quad (\text{N}) \quad \text{Resistencia de elevación} \quad \text{Ecuación 7.32}$$

$$F_{Aw} = \frac{Q_m}{3,6} (v_1 + v) g \quad (\text{N}) \quad \text{Resistencia de carga (diferente a } F_B \text{ (7.13))} \quad \text{Ecuación 7.33}$$

$$F_S = f_k w_s \frac{Q_m g}{3,6} \quad (\text{N}) \quad \text{Resistencia al dragado} \quad \text{Ecuación 7.34}$$

$$F_{BA} = 2x \left(2yB + \frac{T_1 + T_2}{g} \right) \frac{d}{D} g \quad (\text{N}) \quad \text{Resistencia a la flexión en la polea motriz} \quad \text{Ecuación 7.35}$$

$$F_{BU} = 4x \left(yB + \frac{T_v}{g} \right) \frac{d}{D} g \quad (\text{N}) \quad \text{Resistencia a la flexión en la polea tensora} \quad \text{Ecuación 7.36}$$

T_1, T_2 (N) Tensiones en la cinta a la entrada y salida del tambor motriz (ver Figura 3.2),

v_1 (m/s) velocidad de carga media,

v (m/s) velocidad de la cinta,

w_s (-) factor de recogida específico según v y el tipo de material (ver Figura 7.31),

f_k (-) factor de reducción en función de la separación relativa del cangilón (ver Figura 7.32),

x (-) factor $x = 0,09$ para cintas textiles,
 $x = 0,12$ para cintas ST,

y (-) factor $y = 14$ para cintas textiles,
 $y = 20$ para cintas ST,

D (cm) diámetro de la polea,

d (cm) espesor de la cinta.

El factor de reducción o factor de recogida depende de la *secuencia relativa del cangilón* t_F .

$$t_F = 0,224 \frac{a}{e_B v} \quad (\text{s}) \quad \text{Ecuación 7.37}$$

Donde,

- a (mm) espaciado entre cangilones,
- e_B (mm) descarga del cangilón,
- v (m/s) velocidad.

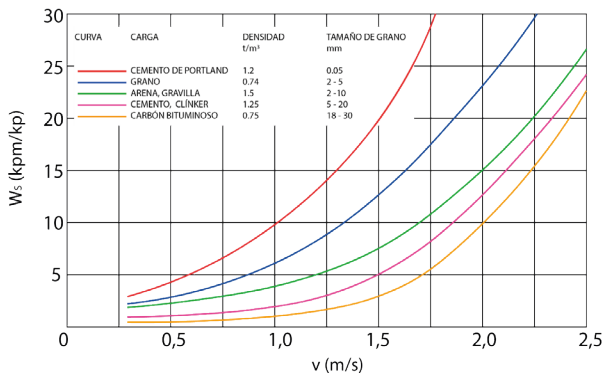


Figura 7.31. Factor de recogida específico W_s . Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

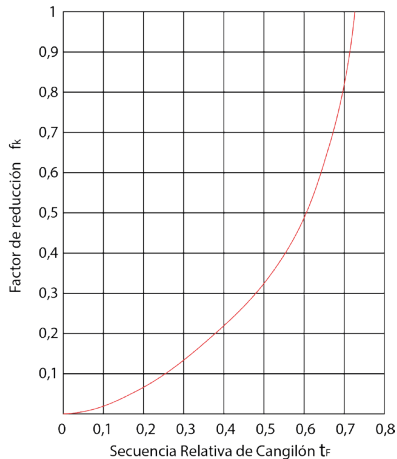


Figura 7.32. Factor de reducción f_k . Extraído y adaptado de DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.

Bibliografía

- ALLES, R., ERNST, O.W., LUBRICH, W.S.W., ALLES, R., BOTTCHE, G., SIMONSEN, H., ZINTARRA, H. (1995). *Conveyor Belt System Design*. Contitech Transportbandsysteme GmbH. Continental AG. Hannover, Germany.
- DUNLOP. (1994). *Conveyor Belt Technique. Design and calculation*. Dunlop-Enerka, S.L. Barcelona, España.
- ERNST, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte*, Editorial Blume.
- GOODYEAR. (1975). *Handbook of Conveyor & Elevator Belting*. (1st ed.). The Goodyear Tire & Rubber Company. Akron, Ohio. USA.
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2021). *Los transportes en la Ingeniería Industrial. Teoría*. Universidad de Zaragoza. (ebook). Editorial Reverté, S.A. Barcelona, España.
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- RAY, S. (2007). *Introduction to Materials Handling*, New Age International (P) Limited Publishers.
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.

Reglamentos y normativa

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1987). UNE 212-87. *Aparatos de manutención continua. Elevadores de cangilones con cadenas calibradas de eslabones redondos de acero*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (1998). UNE-EN 81-1:1998. *Reglas de seguridad en la construcción e instalaciones. Parte 1: Ascensores eléctricos*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (1998). UNE-EN 81-2:1998. *Reglas de seguridad en la construcción de montacargas. Parte 2: Montacargas hidráulicos*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (2010). UNE-EN 12158-1:2001+A1. *Elevadores de obras de construcción para cargas. Parte 1: Elevadores con plataformas accesibles*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2010). UNE-EN 12158-2:2001+A1. *Elevadores de obras de construcción para cargas. Parte 2: Elevadores inclinados con dispositivos no accesibles para el transporte de cargas*. Madrid: AENOR.
- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN (2013). UNE-EN 12159:2013. *Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente*. Madrid: AENOR.

- ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN. (2019). UNE-CEN/TR 16829:2016+AC. *Protección contra incendios y explosiones para elevadores de cangilones*. Madrid: AENOR.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (2012). DIN 22101:2011-12 *Continuous conveyors - Belt conveyors for loose bulk materials - Basis for calculation and dimensioning*. Germany.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (1980). DIN 15231:1980 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, shallow buckets*. Germany.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (1980). DIN EN 15232:1980. *Continuous conveyor; Bucket Elevators, Flat Buckets*. Germany.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (1980). DIN 15233:1980 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, medium deep buckets*. Germany.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (1980). DIN 15234:1980-04 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, deep buckets with flat rear wall*. Germany.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. (1980). DIN 15235:1980 *Continuous mechanical handling equipment; bucket elevators, deep buckets with curved rear wall*. Germany.
- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (1981). ISO 7190:1981 *Continuous mechanical handling equipment — Bucket elevators — Classification*. Geneva: ISO.
- INDIAN STANDARD. (1973). IS 6833-1973. *Buckets for Bucket Elevators*. Bureau of Indian Standards (BIS). New Delhi.
- INDIAN STANDARD. (1973). IS 6930-1973. *Dimensions for fixing arrangements of buckets for bucket elevators*. Bureau of Indian Standards (BIS). New Delhi.
- INDIAN STANDARD. (1974). IS 7167-1974. *Code for Selection and Use of Bucket Elevators*. Bureau of Indian Standards (BIS). New Delhi.

8

Transportadores continuos especiales con restricción lineal

Eva M^a Sánchez Orgaz
Universitat Politècnica de València

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

8.1. Introducción	431
8.2. Transportadores especiales para materiales a granel.....	431
8.2.1. Transportadores neumáticos para materiales a granel	431
8.2.1.1. Transportador de tubería.....	434
8.2.1.2. Transportador de gravedad activado por aire (<i>airslide</i>).....	443
8.2.1.3. Transportador de tubería con tornillo sin fin.....	444
8.2.2. Transportadores hidráulicos.....	446
8.2.3. Especificaciones técnicas de los transportadores especiales para materiales a granel.....	449
8.3. Transportadores especiales para cargas aisladas con restricción lineal al movimiento.....	450
8.3.1. Elevadores sin plataforma.....	450
8.3.2. Toboganes, rampas y rampas en espiral	451
8.3.3. Transportadores de documentos y muestras	454
8.3.4. Transportadores magnéticos	457
Bibliografía.....	459

8.1. Introducción

En el transporte continuo de cargas que se va a describir en el presente capítulo, el desplazamiento se realiza a través de una ruta predefinida con una restricción lineal al movimiento, sin que se produzcan paradas de carga y descarga del material transportado. Los transportadores especiales de materiales que se van a analizar pueden desplazar tanto carga a granel como cargas unitarias.

En caso de que la carga transportada esté compuesta de material a granel, esta suele desplazarse con la ayuda de conducciones de guiado para evitar pérdidas de material. Entre estos tipos de transportadores cabe destacar los neumáticos, hidráulicos, etc. Por otro lado, entre los transportadores destinados a cargas unitarias podemos encontrar transportadores magnéticos, por vacío, toboganes o rampas, transportadores de documentos, elevadores sin plataforma, etc.

En función de la metodología empleada, se permite desplazar la carga en el plano vertical tanto de forma ascendente (elevadores) como descendente (toboganes o rampas), o en planos inclinados (magnéticos, por vacío, sin plataforma, etc.).

8.2. Transportadores especiales para materiales a granel

8.2.1. Transportadores neumáticos para materiales a granel

El funcionamiento de los elevadores de tipo neumático se basa en la aplicación de una presión diferencial y en la presencia de un flujo de gas (normalmente aire) que arrastra materiales secos no pegajosos a granel a través de una conducción cerrada de un área de procesos a otra. Dichos materiales secos, en general, están conformados por gránulos o polvos de tamaño similar cuyas superficies además deben adaptarse a las paredes de la tubería. Este principio de funcionamiento es común a todos los tipos de transporte neumático. Por tanto, cualquier transportador neumático incluye los siguientes componentes: un equipo de suministro de aire (soplador o compresor), tuberías, almacenes de productos, alimentadores con esclusas de aire y filtros de polvo (ver Figura 8.1).

Los transportadores neumáticos se emplean para suministrar materiales secos de un área de procesos a otras que son inaccesibles mediante transportadores convencionales, ya que la instalación de este tipo de dispositivos implicaría un coste muy elevado. Además, la utilización de transportadores neumáticos conlleva las siguientes ventajas:

- i) El material a granel se puede llevar desde una o varias áreas de procesos hasta uno o más puntos de descarga. Estos puntos de descarga, además, se pueden encontrar dentro de una misma planta industrial o incluso en plantas ubicadas a una cierta distancia.
- ii) Las tuberías mediante las que se lleva a cabo el transporte son herméticas, lo que conlleva que el proceso de transporte no sea contaminante para el medio ambiente a la par que evita que los materiales a granel se puedan llegar a contaminar con cuerpos extraños.

- iii) Se trata de una atmósfera de trabajo controlada.
- iv) Se trata de un proceso de trabajo seguro, tanto para el trabajador como para la planta, a pesar de que se pueda llegar a trabajar con polvos muy finos o que puedan llegar a resultar tóxicos o inflamables, debido a la hermeticidad que ofrece el proceso.
- v) Se trata de un sistema flexible, ya que las conducciones se pueden redirigir fácilmente en función del proceso productivo y de la demanda de los diferentes puntos de recepción del material.
- vi) Permite la descarga del material a granel transportado por medios marítimos o fluviales, como pueden ser barcos o barcazas, y verterlo directamente en los medios correspondientes de almacenamiento.
- vii) Una misma instalación se puede utilizar para transportar diferentes materiales, ya que se trata de un sistema que evita la acumulación de estos durante el recorrido del transporte.
- viii) En función del coste de mantenimiento, puede resultar una buena alternativa al transporte de materiales a granel en pequeños contenedores (transporte en cartuchos).
- ix) Los sistemas neumáticos se pueden automatizar de manera que se pueden integrar de forma sencilla en procesos de fabricación como alimentadores.
- x) Los transportes neumáticos, en comparación con los sistemas mecánicos, son más sencillos de mantener, ya que requieren de un número inferior de elementos móviles.

No obstante, y a pesar de sus múltiples ventajas, hay ciertas limitaciones del transporte neumático que se deben tener en cuenta antes de optar por este tipo de transporte:

- i) El transporte neumático únicamente es adecuado para materiales secos granulados o en polvo que puedan fluir con facilidad. En caso de utilizar otro tipo de materiales, la conducción se podría obstruir pudiendo incluso llegar a detener el proceso de transporte. Esto cobra especial importancia en tramos del recorrido que contengan codos o bifurcaciones.
- ii) Los materiales fácilmente desmenuzables o demasiado abrasivos no son aptos para ser desplazados por transportadores neumáticos.
- iii) El flujo de transporte es unidireccional, no se puede invertir el sentido de este.
- iv) El consumo de energía del sistema neumático por unidad de peso de los materiales a transportar es relativamente alto.
- v) Las distancias que pueden alcanzar este tipo de transportadores dependen del tipo de sistema neumático que se utilice en cada caso. A título orientativo, las distancias de transporte que se pueden alcanzar en los sistemas de vacío son de 500 m y en los de alta presión de hasta 2 km.

- vi) Los soplantes y los ventiladores que forman parte de los sistemas de transporte neumáticos pueden generar elevadas cantidades de ruido. Sin embargo, esto se puede mitigar de manera parcial con la ayuda de silenciadores.
- vii) La instalación de sistemas de mayor tamaño a menudo está limitada por el tamaño del soplante, que limita la escalabilidad del proceso.
- viii) Si en algún sistema se utilizan colectores de polvo de circuito abierto, puede llegar a verse polvo al ambiente, por ello puede requerir la solicitud de un permiso especial.

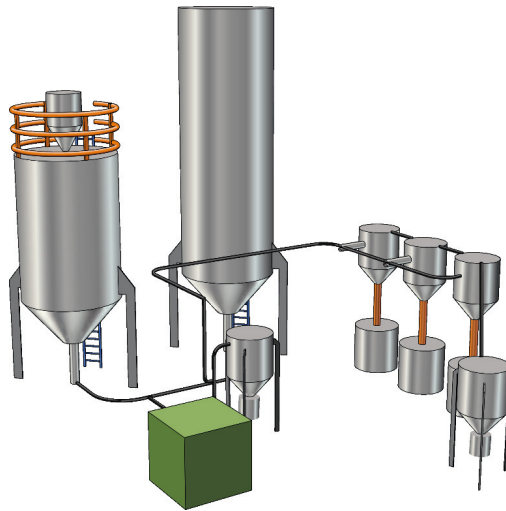


Figura 8.1. Sistema de transporte de accionamiento neumático para la aplicación de una presión diferencial en presencia de un flujo de gas (aire) que arrastra materiales secos no pegajosos a granel a través de conducciones cerradas. Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

Antes de clasificar los transportadores neumáticos de productos a granel según sus diferentes tipologías constructivas, hay que tener en cuenta algunos conceptos previos como:

- *Densidad aparente del material:* Es uno de los principales parámetros de diseño, ya que resulta determinante para dimensionar varios componentes de la instalación como el ventilador o el soplante y los receptores de vacío. La densidad permite determinar el caudal de aire (m^3/min) que se requiere para transportar el material a través de la línea de conducción.
- *Distancia de transporte:* Esta distancia marca el tamaño de la bomba de vacío que se debe colocar en el sistema neumático, puesto que a medida que la distancia aumenta, mayor debe ser la capacidad de la bomba de vacío (se requiere un mayor flujo de aire para empujar el fluido a través del conducto). En sistemas

de fase diluida se debe utilizar un sistema de presión positiva para impulsar el material en el interior de la conducción cuando este debe recorrer más de 90 m, ya que se trata de la solución más económica.

- *Tasa de transporte y transporte por lotes:* La tasa de transporte hace referencia al caudal de flujo al que viajan el aire o los materiales a transportar. Muchos transportadores neumáticos trabajan según ciclos de transporte y descarga, pero si además se trabaja por lotes, esto puede tener un efecto considerable en el tamaño del sistema. Por ejemplo, en una instalación se desea mover 500 kg/h de polvo a una mezcladora, pero necesita mover el lote a la mezcladora en 10 minutos. A pesar de que los ciclos de 500 kg ocurren 1 vez por hora, la velocidad de transferencia es más alta durante esos 10 minutos, por lo que en realidad se mueven 3000 kg/h, por lo que se requiere la utilización de una fuente de vacío más potente.

Finalmente, cabe destacar que los transportadores neumáticos se pueden clasificar en los siguientes tres grupos según la aplicación:

8.2.1.1. Transportador de tubería

Los transportadores de tubería del material se pueden clasificar en función de la presión que requieren para su funcionamiento en: sistemas de baja presión (1 atm), de media presión (1 atm - 3 atm) y de alta presión (4 atm - 7 atm).

Los sistemas de baja presión se alimentan con un soplante de lóbulos de desplazamiento positivo. Estos sistemas están restringidos a distancias cortas de hasta 500 m y pequeños caudales. Además, dentro de estos podemos encontrar distintos tipos de sistemas en función de si la presión a suministrar al sistema es positiva (impulsión) o negativa (succión). En cambio, los sistemas de media y alta presión son esencialmente sistemas de presión positiva. A continuación, se describen los diferentes tipos de transportadores de tuberías en función del tipo de presión que requieren:

A) Sistemas de presión positiva o por impulsión

En un sistema de baja presión positiva un soplante de desplazamiento positivo genera un flujo lento de aire que puede transportar materiales a distancias de hasta 500 m. La principal característica de este tipo de sistemas es que puede recoger material de una fuente y puede depositarlo incluso en varios puntos de recepción.

En la Figura 8.2 se muestra un esquema de una instalación de un sistema de presión positiva. En este tipo de sistemas un soplante aspira el aire atmosférico a través de un filtro de succión y lo envía en forma de aire presurizado a la tubería del transportador. A continuación, se introducen en la conducción los materiales a granel a transportar desde la tolva de alimentación con la ayuda de un alimentador rotativo de esclusa de aire. Estos alimentadores se colocan la salida de la tolva para permitir el transporte de la mezcla material/aire que fluye a través de la tubería hasta las válvulas de desvío que, a su vez,

permiten dividir este flujo para derivarlo hacia las diferentes tolvas receptoras. Estas válvulas, en general, se operan mediante actuadores colocados a una cierta distancia. Finalmente, una vez descargado el material a granel en las tolvas receptoras, se hace pasar el aire por un colector de polvo antes de verterlo a la atmósfera. En este tipo de sistemas el soplante no trabaja con aire mezclado con polvo, lo que resulta una gran ventaja. Sin embargo, en caso de fuga, el aire que se pueda verter a la atmósfera irá mezclado con polvo.

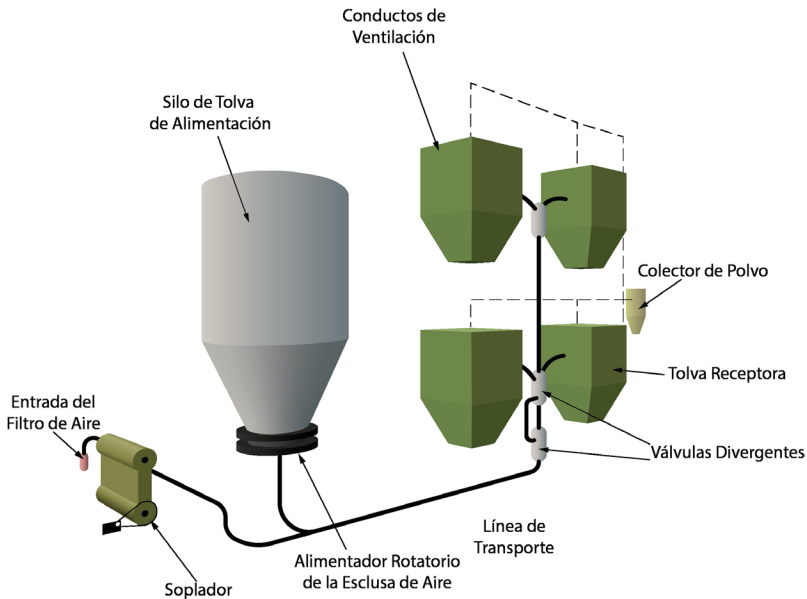


Figura 8.2. Sistema de presión positiva para la impulsión de materiales en flujos lentos de desplazamiento hasta 500 m. Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

B) Sistemas de presión negativa o por succión

A diferencia del sistema de presión positiva, en este caso un soplante de desplazamiento positivo genera un vacío en la conducción del transportador neumático, lo que hace que el material sea succionado a través de una o varias boquillas y transportado a una tolva receptora. El material transportado se separa de la corriente de aire gracias a la colocación de un filtro y se recoge en la tolva. En este caso, al igual que en el anterior, el aire se suele hacer pasar a través de un colector de polvo antes de liberarse a la atmósfera, como se puede observar en la Figura 8.3.

Este tipo de transportador de succión, debido a sus características, es apropiado para el transporte de materiales que puedan fluir con facilidad a través de la conducción o tubería, como pueden ser cereales, materiales granulados, en polvo, etc.

La principal ventaja de este sistema es que la contaminación del aire a través de fugas de material es prácticamente nula debido a que es el aire del entorno el que entra en el sistema. Esto resulta de vital importancia cuando los materiales a transportar son tóxicos o polvos muy finos. Sin embargo, si el aire no está totalmente separado de los materiales transportados, podría llegar a dañar el soplante. Además, el vacío que se crea en el interior de la tubería a menudo no baja de 0,3 atm, lo que limita la distancia y el volumen de materiales a transportar.

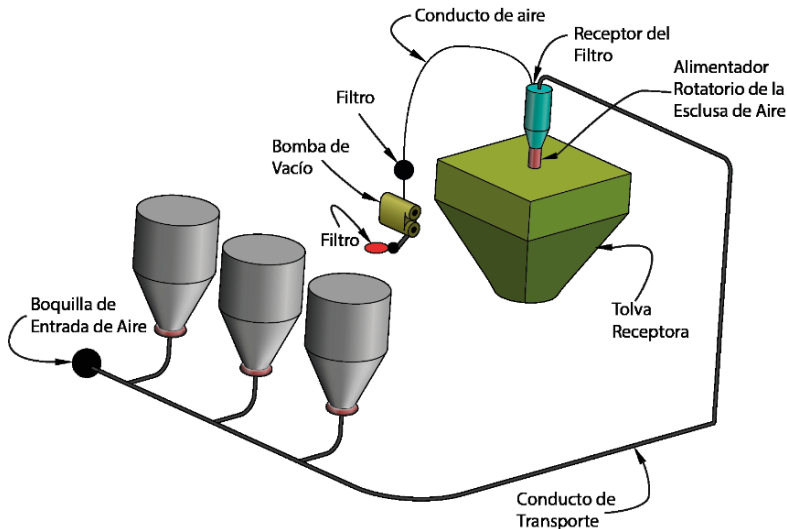


Figura 8.3. Sistema de presión negativa con un soplante de desplazamiento negativo que genera un vacío en la conducción del transportador neumático, favoreciendo que el material sea succionado a través de una o varias boquillas y transportado a una tolva receptora. Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

Por otro lado, los sistemas neumáticos por tubería se pueden clasificar, a su vez, en dos grandes grupos en función del tipo de fase en la que se halle el material a transportar, como son la fase en dilución y la fase densa. A su vez, la fase en dilución se puede clasificar en dos subgrupos como son la fase diluida y la fase media.

Las principales características de cada una de las fases del material a transportar se detallan a continuación:

- a) *Fase en dilución*: es la más habitual de las utilizadas en los sistemas de transporte neumáticos para materiales granulados y en polvo. Esta categoría se puede subdividir a su vez en dos subcategorías como:
 - a.1) *Fase diluida*: este tipo de sistema utiliza velocidades de transporte superiores a 17-18 m/s y presiones de transporte de 0.1 barg*. En este caso, el material

* barg - Es la unidad para la medida de la presión manométrica. La presión manométrica se mide a partir de la presión atmosférica. Por lo tanto, se trata de una presión relativa que se puede obtener como la presión absoluta menos la presión atmosférica.

transportado se halla completamente en suspensión en el flujo de gas (generalmente aire), mientras que la relación de carga o concentración de sólidos es significativamente menor. Este tipo de sistema es ideal para el transporte de materiales no abrasivos, no frágiles o con baja densidad aparente.

- a.2) *Fase media*: en este sistema se trabaja con velocidades superiores a 17-18 m/s y con presiones de hasta 0,35 barg*. Las partículas que viajan a través de las conducciones permanecen suspendidas en bajas concentraciones. Normalmente se utilizan extractores o soplantes para impulsar el gas a través del sistema.
- b) *Fase densa*: este tipo de transportador es apropiado para materiales frágiles o delicados. El sistema permite manipular o transportar productos a bajas velocidades, lo cual previene que el material se dañe debido a posibles impactos. Los sistemas de fase densa utilizan un primer pulso de aire para impulsar el material, seguidos de una impulsión conjunta del aire y el material. A diferencia de los sistemas de fase diluida, los sistemas de fase densa requieren de cálculos y tiempos más precisos. Los parámetros fundamentales para este tipo de diseños son, como se ha comentado anteriormente, la densidad, el tamaño de las partículas y la distancia de transporte, ya que permiten determinar la relación aire/material adecuado para este tipo de sistemas. Este sistema es adecuado para materiales abrasivos (incluyendo el azúcar), materiales con elevada densidad aparente, mezclas de productos, algunos materiales friables (aquellos que pueden ser desmenuzados o reducidos a polvo con la acción de la mano) como gránulos de carbón, pellets de plástico, arcilla, etc.

En la Figura 8.4 se puede observar la diferencia entre las distintas fases en las que se pueden clasificar los sistemas de transporte neumático en función de las diferentes densidades del material a transportar.

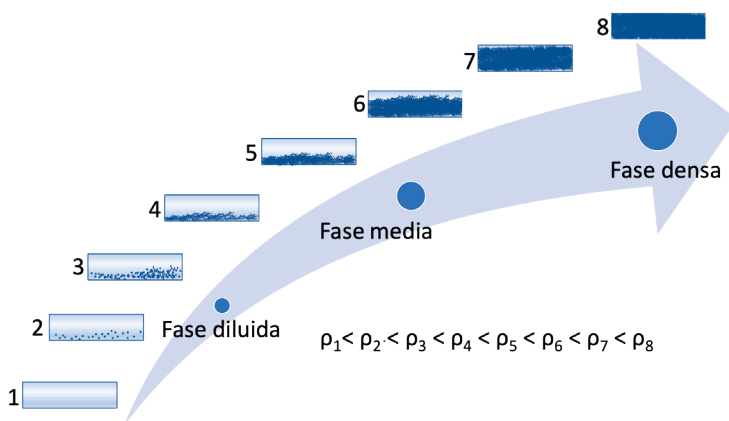


Figura 8.4. Clasificación de fases según su densidad para el transporte. Extraído y adaptado de Piab (2015). *Vacuum conveying. Simplifying material handling*. Art. No, 0205508, Rev. 00.

En este tipo de procesos resulta fundamental definir el diámetro del conducto. Es decir, si se asume que la velocidad del sistema es constante, a mayor diámetro del conducto, mayor capacidad operativa tendrá el sistema de transporte. En algunos casos excepcionales, el aumento de la capacidad puede lograrse manteniendo conducciones pequeñas y la misma bomba, debido a que es posible transportar el material en otra fase (fase densa). La tasa de variación de los diámetros se muestra a continuación en la Figura 8.5. Por ejemplo, se puede observar que una conducción con un diámetro de 50 mm es equivalente a dos conductos de 32 mm cada uno.

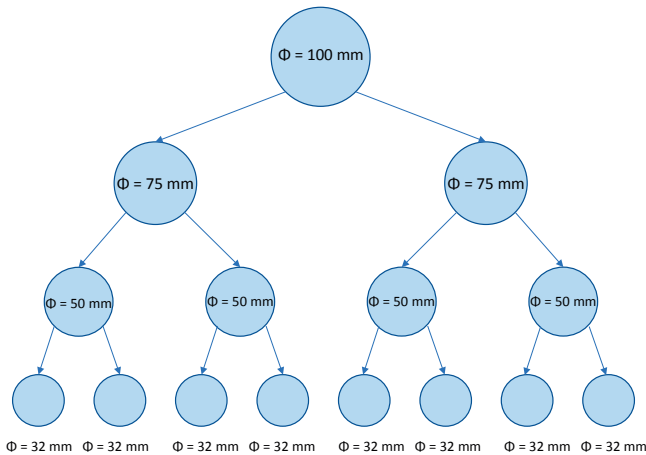


Figura 8.5. Equivalencias según la tasa de variación de diámetros. Extraído y adaptado de Piab (2015). *Vacuum conveying. Simplifying material handling*. Art. No, 0205508, Rev. 00.

Dado que el material se transporta diluido en un fluido de arrastre, hay que tener en cuenta por un lado la velocidad del aire y, por otro, la del material. Por lo tanto, la velocidad del material está directamente relacionada con la velocidad del aire en la conducción. Es decir, la presión en el interior del transportador decae conforme el flujo se aproxima al final del transportador, por lo que aumentarán tanto la velocidad del aire, como la del material. Esto supone que en algunos casos se deben utilizar tuberías de diámetro creciente para mantener baja la velocidad del material y evitar que este se fragmente.

En los codos, la utilización de radios de curvatura grandes evita un desgaste innecesario al disminuir la resistencia de la tubería. En algunas ocasiones pueden utilizarse mangueras, ya que son elementos económicos y sencillos que se pueden reemplazar fácilmente a medida que se van desgastando.

Además, cabe destacar que el aire es un fluido compresible por lo que, como se ha mencionado antes, la presión va disminuyendo a lo largo del conducto a la par que el caudal de aire de dilución va en aumento. Esto se puede deducir gracias a la siguiente ecuación:

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \quad \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{K} \cdot \text{s}} \right)$$

Ecuación 8.1

siendo p la presión atmosférica en kg/m^2 , V el caudal de aire de dilución en m^3/s y T la temperatura en K, mientras que 1 y 2 hacen referencia a dos puntos ubicados en diferentes secciones del conducto. Entonces, considerando que la temperatura se mantiene constante a lo largo de todo el conducto, la ecuación se puede simplificar de manera que

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \quad (\text{kg} \cdot \text{m})/\text{s}$$

Ecuación 8.2

A continuación, teniendo en cuenta que el caudal de aire de dilución se puede determinar a partir de la velocidad mínima de transporte que depende de cada material y de la sección del conducto, este se puede obtener como

$$V = \rho \cdot A \cdot v \quad (\text{kg}/\text{s})$$

Ecuación 8.3

donde ρ es la densidad del aire en kg/m^3 , A el área transversal de la línea de conducción en m^2 y v la velocidad de transporte en m/s .

Por lo tanto, las ecuaciones anteriores son válidas siempre y cuando la sección del conducto sea constante. Sin embargo, para poder mantener un perfil de velocidades constante en el interior de la conducción, es necesario utilizar una conducción de sección longitudinal variable, lo que da lugar a una tubería de sección cónica (ver Figura 8.6).

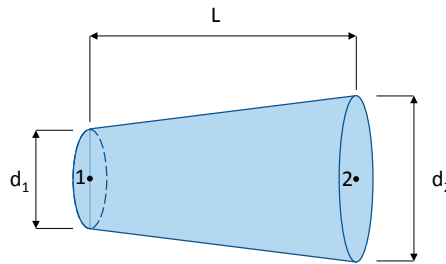


Figura 8.6. Conducción cónica. Extraído y adaptado de Bathia, A. (2022). *Pneumatic Conveying systems*. Course No: M05-010. www.cedengineering.com

Sin embargo, por practicidad se suelen utilizar conducciones “escalonadas” como la que se muestra en la Figura 8.7, donde se utilizan dos conducciones de diferentes diámetros que se conectan entre sí. El objetivo de este tipo de sistema es lograr que el caudal volumétrico de dilución de aire varíe a medida que disminuye la presión, pero sin que la velocidad disminuya por debajo de la de transporte (esto daría lugar a la sedimentación del material a lo largo de la conducción, pudiendo incluso obstruirla). Esto permite lograr un aumento de la eficiencia y de la productividad del sistema neumático.

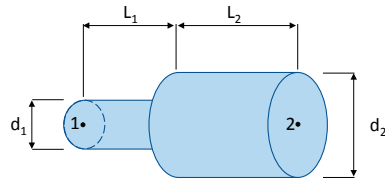


Figura 8.7. Conducción escalonada. Extraído y adaptado de Bathia, A. (2022). *Pneumatic Conveying systems*. Course No: M05-010. www.cedengineering.com

Sin perder de vista los parámetros que permiten definir la conducción, se deben considerar otros que resultan fundamentales para el diseño, como son los del material transportado. En el caso del transporte en fase diluida, el material se desplaza en el interior de la tubería debido a una fuerza de arrastre a una velocidad, que además será inferior a la del flujo de aire del transporte. No obstante, llevar a cabo la medición de esta velocidad resulta complejo, por lo que no se suele utilizar este parámetro. Así pues, en general, cuando se hace referencia a la velocidad en el transporte neumático, se está considerando la del flujo de aire.

Además, se debe diferenciar entre conducciones horizontales y verticales, pudiéndose obtener una velocidad del material aproximada para cada uno de los dos casos. En el caso de las tuberías horizontales, se suele considerar una velocidad de las partículas del 80% de la velocidad del aire, mientras que en el de las verticales será del 70% de la del aire. Esta aproximación se puede deducir a partir de la tasa de deslizamiento, entendiendo esta como el cociente entre la velocidad de las partículas y la velocidad del aire que las transporta.

Otro aspecto que destacar es que el material parte de una velocidad muy baja (se puede considerar nula), por lo que debe acelerar hasta la velocidad de transporte. Así pues, en la práctica es necesaria una sección recta de al menos 25 veces el diámetro del conducto antes del primer codo para lograr imprimir la velocidad suficiente al material.

Además, en el transporte neumático se utilizan diferentes definiciones de velocidades, que se pueden clasificar en:

- *Velocidad superficial:* es aquella que presenta el aire sin tener en cuenta la presencia de las partículas sólidas en dilución. En una tubería, la velocidad del aire se puede obtener a partir del área de la sección transversal, despreciando el espacio ocupado por las partículas de material transportadas. La velocidad del aire, para un caudal másico dado, depende tanto de la presión como de la temperatura. Además, para determinar la velocidad del aire de transporte en cualquier punto del sistema, se deben utilizar los valores locales de presión y temperatura en dicho punto.
- *Velocidad libre:* es la velocidad superficial del aire cuando se evalúa en condiciones de aire libre.

- *Velocidad mínima de transporte:* es la velocidad mínima del aire de transporte que se puede utilizar para el arrastre del material. En una conducción de una sola tubería, esta será la velocidad de aire más baja en la línea de transporte. A esta velocidad también se la suele denominar velocidad de captación o de arrastre. En un sistema de transporte por vacío es aproximadamente igual a la velocidad del aire libre.
- *Velocidad terminal:* es la velocidad superficial en el extremo del transportador donde se produce la descarga del material en tolva de recepción. En una conducción de una sola tubería, esta será la mayor velocidad del aire en la línea de transporte. En un sistema de transporte de presión positiva es aproximadamente igual a la velocidad del aire libre.

En este tipo de sistemas, resulta también fundamental determinar la caída de presión que soportará la línea de transporte (ver Figura 8.8). Esta caída de presión está asociada a la resistencia del transportador. A mayor resistencia del sistema, mayor será la caída de presión y, por tanto, mayor será la presión estática que debe poder proporcionar el soplante. Esta caída ΔP se puede determinar a partir de la siguiente ecuación

$$\Delta P = 4 \cdot \left(\frac{f \rho v^2}{2g} \right) \cdot \left(\frac{\Delta L}{D} \right) \quad (\text{Pa}) \quad \text{Ecuación 8.4}$$

donde f (adimensional) es el coeficiente de fricción, ρ (kg/m^3) y v (m/s) la densidad y la velocidad del fluido respectivamente, D (m) el diámetro de una sección de un tramo recto horizontal de la conducción, ΔL (m) la distancia entre dos puntos pertenecientes a dicha sección y g la aceleración de la gravedad (m/s^2).

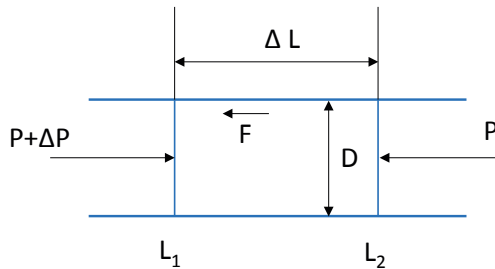


Figura 8.8. Caída de presión del sistema ΔP y fuerza de fricción F . Extraído y adaptado de Bathia, A. (2022). *Pneumatic Conveying systems*. Course No: M05-010. www.cedengineering.com.

En la Tabla 8.1 se pueden encontrar valores orientativos de las pérdidas por fricción ΔP en función del caudal.

Tabla 8.1. Caudal de flujo de aire en m³/s y coeficiente de fricción en m de columna de agua. Extraído y adaptado de Bathia, A. (2022). *Pneumatic Conveying systems*. Course No: M05-010. www.cedengineering.com.

Caudal de flujo de aire y pérdidas por fricción (en m de columna de agua) por 30,48 m de longitud								
Diámetro conducto (m)	0,1524		0,1778		0,2032		0,2286	
Sección conducto (m ²)	0,0182		0,0248		0,0324		0,0411	
Velocidad (m/s)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)
17,780	0,3242	0,0846	0,4413	0,0701	0,5767	0,0594	0,7296	0,0516
18,288	0,3337	0,0892	0,4540	0,0739	0,5932	0,0627	0,7504	0,0544
18,796	0,3426	0,0940	0,4668	0,0777	0,6098	0,0660	0,7716	0,0574
19,304	0,3521	0,0988	0,4795	0,0818	0,6258	0,0696	0,7924	0,0602
20,320	0,3705	0,1090	0,5045	0,0902	0,6588	0,0767	0,8339	0,0665
21,336	0,3894	0,1196	0,5295	0,0991	0,6919	0,0841	0,8759	0,0729
22,352	0,4078	0,1306	0,5550	0,1082	0,7249	0,0919	0,9175	0,0795
22,860	0,4172	0,1361	0,5678	0,1128	0,7414	0,0960	0,9382	0,0831
23,368	0,4262	0,1420	0,5800	0,1176	0,7579	0,1001	0,9590	0,0866
24,384	0,4446	0,1539	0,6055	0,1275	0,7910	0,1085	1,0010	0,0940
25,400	0,4653	0,1664	0,6305	0,1379	0,8235	0,1171	1,0425	0,1016
26,416	0,4819	0,1793	0,6560	0,1486	0,8566	0,1262	1,0841	0,1095
27,432	0,5003	0,1925	0,6810	0,1595	0,8896	0,1356	1,1261	0,1176
28,448	0,5191	0,2065	0,7065	0,1709	0,9227	0,1453	1,1676	0,1260
29,464	0,5375	0,2207	0,7315	0,1829	0,9557	0,1554	1,2091	0,1346
30,480	0,5560	0,2355	0,7570	0,1951	0,9883	0,1656	1,2511	0,1435
35,560	0,6485	0,3155	0,8830	0,2614	1,1530	0,2220	1,4597	0,1923

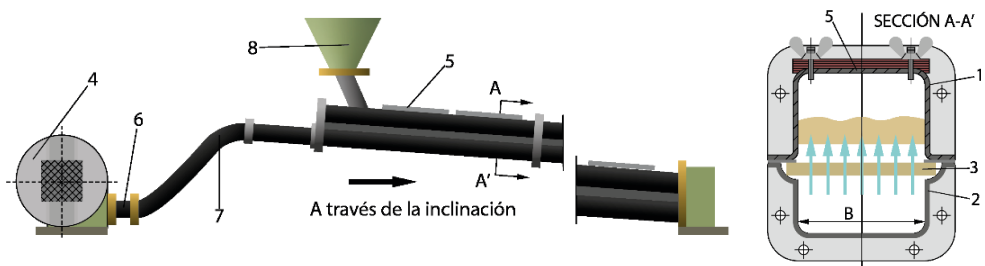
Caudal de flujo de aire y pérdidas por fricción (en m de columna de agua) por 30,48 m de longitud						
Diámetro conducto (m)	0,254		0,2794		0,3048	
Sección conducto (m ²)	0,0506		0,0613		0,0729	
Velocidad (m/s)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)	Caudal (m ³ /s)	ΔP (mca)
17,780	0,9009	0,0452	1,0902	0,0404	1,2974	0,0363
18,288	0,9269	0,0478	1,1213	0,0427	1,3342	0,0384
18,796	0,9524	0,0503	1,1525	0,0450	1,3715	0,0404
19,304	0,9783	0,0531	1,1836	0,0472	1,4088	0,0424
20,320	1,0298	0,0584	1,2459	0,0521	1,4829	0,0467
21,336	1,0812	0,0640	1,3082	0,0572	1,5570	0,0513
22,352	1,1327	0,0701	1,3705	0,0622	1,6310	0,0561
22,860	1,1582	0,0732	1,4017	0,0650	1,6679	0,0584
23,368	1,1841	0,0762	1,4328	0,0678	1,7051	0,0610
24,384	1,2356	0,0826	1,4951	0,0734	1,7792	0,0660
25,400	1,2870	0,0892	1,5574	0,0795	1,8533	0,0714
26,416	1,3384	0,0963	1,6197	0,0856	1,9274	0,0770
27,432	1,3899	0,1034	1,6820	0,0919	2,0015	0,0828
28,448	1,4413	0,1107	1,7443	0,0986	2,0756	0,0886
29,464	1,4928	0,1184	1,8066	0,1054	2,1497	0,0947
30,480	1,5447	0,1262	1,8689	0,1123	2,2238	0,1011
35,560	1,8019	0,1692	2,1804	0,1506	2,5948	0,1354

Por lo tanto, de la Ecuación (8.4) se puede deducir que la caída de presión es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad, a la distancia de transporte e inversamente proporcional al diámetro de la conducción. Esto implica que, para evitar una caída de presión muy elevada, se deben utilizar velocidades de transporte bajas. Además, la caída de presión, junto con el caudal volumétrico de dilución del aire son los dos parámetros que nos permitirán seleccionar el ventilador o el soplante más adecuado. Sin embargo, el material contenido no se puede obviar al calcular la resistencia del sistema y el motor del ventilador. Algunos investigadores, para facilitar esta tarea han propuesto algunos modelos para estimar la resistencia y otros han propuesto reducir el área efectiva de la tubería (ignorando el efecto de la densidad del material) con el objeto de facilitar su estimación.

8.2.1.2. Transportador de gravedad activado por aire (airslide)

El transportador de gravedad activado por aire es uno de los métodos más eficientes para el transporte de materiales finos en polvo o granulados secos. Los materiales en polvo, al airearse adquieren fluidez y pueden moverse a lo largo de un plano inclinado con una pequeña pendiente descendente. Así pues, utilizando aire a baja presión, un lecho fluidificado y un pequeño tobogán donde actúa la gravedad, se pueden transportar grandes cantidades de materiales a largas distancias.

El principio de operación que hay tras los transportadores de aire por gravedad, como ya se ha mencionado, se rige por el aire de fluidificación. El material poroso fluye sobre una partición porosa colocada en el plano medio de una conducción metálica, con la ayuda de una corriente de aire a baja presión suministrada desde la parte inferior de la placa porosa. Esto fluidifica el material ayudándolo a descender por el transportador de gravedad, como se puede observar en la Figura 8.9. Así pues, el material fluye libremente pendiente abajo gracias a la ayuda de un flujo de aire regular, incluso cuando el ángulo de inclinación de la pendiente es relativamente pequeño.



1-bandeja superior; 2-bandeja inferior; 3-partición de poros; 4-ventiladores; 5-filtros; 6-válvulas;
7-mangueras flexibles; 8-tolva de alimentación;

Figura 8.9. Esquema de un airslide. El material poroso fluye en el plano medio de una conducción metálica con la ayuda de una corriente de aire a baja presión, ayudando al material fluidificado a descender por el transportador de gravedad. Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008).

Introduction to materials handling. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

La cantidad de aire utilizado es la mínima necesaria para conseguir reducir las fuerzas de rozamiento entre las partículas de material y entre las partículas y las superficies interiores de las conducciones, permitiendo así que el material fluya.

En cuanto al dimensionamiento del *airslide*, se ha de tener en cuenta que la anchura del sistema se debe calcular en base a la capacidad y la densidad del material en polvo transportado. Además, para que el material fluya, es necesario que el sistema posea una pendiente superior al ángulo de talud estático del material (α) del que se muestran algunos ejemplos en la Figura 8.10.

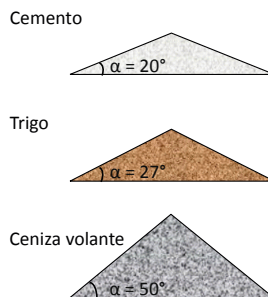


Figura 8.10. Ángulo de talud estático en función del tipo de material granular. Extraído y adaptado de Pnevuy (2021). *Understanding how air slide conveyor systems work.* www.pnevuy.com.au.

Como se puede observar en la figura, el ángulo de inclinación puede variar en función del tipo de material a transportar. Esto se debe a que, cuanto más fluido es el material, menor inclinación necesita el transportador por gravedad. Sin embargo, la longitud del sistema no tiene ninguna limitación específica.

Finalmente, cabe destacar que este tipo de transportadores a menudo son una buena alternativa a los tornillos sin fin, cintas transportadoras, y cadenas de arrastre, ya que no presentan elementos en movimiento.

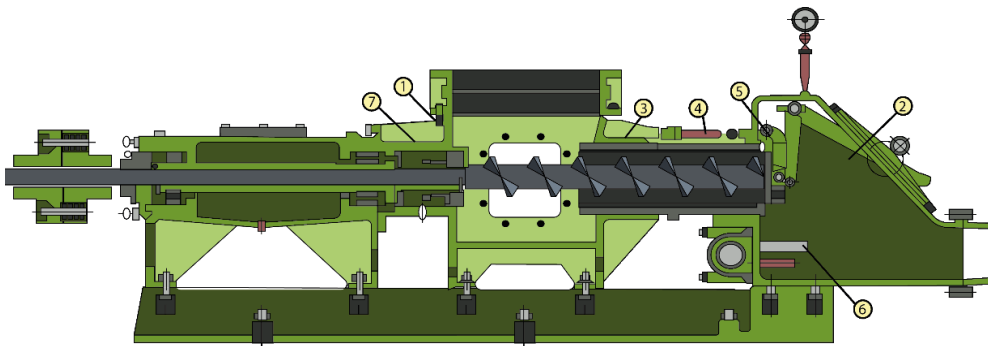
8.2.1.3. Transportador de tubería con tornillo sin fin

Los transportadores de tubería con alimentador tubular tipo tornillo sin fin constituyen un sistema modular que se puede modificar con facilidad. Por ello, ofrece numerosas soluciones para el transporte de materiales en polvo y granulares en las industrias cementera (producción y mezcla de hormigón), de producción de asfalto, cristal (carbonato de calcio, soda, arena), fundiciones (arena, bentonita) y madera. Este tipo de transportadores está especialmente indicado para aquellos procesos que requieran estanqueidad, conservar al máximo el tamaño de la partícula durante el proceso de transporte, así como minimizar el retroceso de los productos a transportar.

Una de las principales ventajas de los sinfines tubulares es que permiten trabajar con grandes inclinaciones, incluso en algunos casos se pueden utilizar en instalaciones completamente verticales. Por lo tanto, requieren de poco espacio de instalación y pueden utilizarse incluso en lugares de difícil acceso para otros tipos de transporte.

Este tipo de transportadores en general se fabrican en acero y están formados por un canal de sección tubular completa, al menos una boca de carga y descarga, una placa porta-soporte fijada en cada extremo del canal, una espira completa de cierres de acoplamiento, dos soportes completos con juntas ubicados en los extremos y soportes intermedios en función de la longitud del transportador sin fin. Además, están dotados de motorización adaptada a la aplicación. En la Figura 8.11 se puede observar una configuración típica de sin fin tubular. En el dispositivo mostrado en la figura se puede observar como las distintas tolvas de alimentación proporcionan el material a transportar hasta la conducción donde se encuentra el tornillo sin fin, que lo hace avanzar hasta el punto final de descarga. No obstante, el material no gira con el tornillo, solamente se desplaza hacia adelante debido al propio peso y a la fricción de este con las paredes de la conducción.

Sin embargo, la aplicación de los tornillos sin fin es limitada porque no se pueden utilizar para transportar partículas de grandes dimensiones, que se fragmenten con facilidad, abrasivas o pegajosas. Además, son efectivos únicamente cuando se alimentan de manera uniforme. También se debe tener en cuenta que las sobrecargas pueden provocar el fallo de los rodamientos intermedios, lo que impediría la rotación del eje y podría llegar incluso a detener el funcionamiento del tornillo. Otra desventaja que presenta este tipo de transportador es que, si la fricción del material con las paredes del conducto es muy elevada, aumentará el consumo de potencia.



1-tolva de alimentación; 2-cámaras de mezcla; 3-tornillos; 4-carcasa de cilindros; 5-válvulas de cierre frontal; 6-boquillas de aire; 7-junta de rodamientos.

Figura 8.11. Alimentador neumático estacionario tipo tornillo sin fin.

Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

8.2.2. Transportadores hidráulicos

Un transportador hidráulico se basa en el desplazamiento de materiales a granel a lo largo de tuberías o canales en una corriente de agua. Así, los materiales se mezclan con agua para su transporte, recibiendo esta mezcla la denominación de pulpa. Esta mezcla se puede transportar a través de una tubería bajo presión o de un canal. En este último caso, el transporte de la mezcla se desliza sobre una pendiente con ayuda de la gravedad.

En un sistema de transporte hidráulico se debe formar en primer lugar la mezcla de la pulpa, compuesta por agua y partículas de material. Dependiendo del tamaño inicial de este material a granel, es posible que los materiales deban triturarse en una planta de trituración y una instalación de cribado. Una vez elaborada la pulpa, esta se bombea mediante un sistema de tuberías. Además, en algunas instalaciones se puede incorporar un sistema de recuperación en el punto de entrega para deshidratar el material.

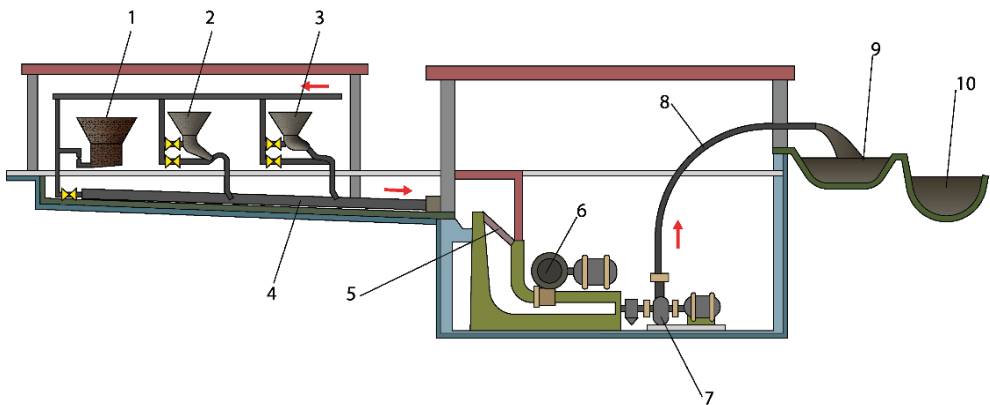
Este tipo de transportadores cada vez está adquiriendo una mayor relevancia debido a que los transportadores neumáticos están alcanzado su límite físico y económico para grandes distancias, elevadas capacidades y requerimientos particularmente restrictivos en cuanto a pureza del producto.

Los transportadores hidráulicos se utilizan en procesos industriales como, por ejemplo, operaciones mineras y trabajos de construcción. Algunos de los usos más habituales consisten en eliminar cenizas y escoria de las salas de calderas, transportar materiales de minas, arena y agua para rellenar minas usadas, eliminar escombros de plantas de concentración, templar, granular y transportar escombros de horno a puntos de disposición, mover tierra y arena en grandes proyectos de construcción, rellenar de tierra una instalación, etc. El hecho de que este tipo de transporte haya proliferado tanto en estos ámbitos se debe a que se pueden utilizar motores encapsulados que resisten fácilmente el polvo y arena que se genera en la industria, así como elevados gradientes de temperatura. Estos transportadores se suelen fabricar de forma modular, lo que simplifica tanto su diseño como su instalación, y una vez colocados en su lugar de trabajo, normalmente permiten ajustar algunos parámetros que permiten minimizar las tensiones que soportan la maquinaria, cadenas y cintas.

En la Figura 8.12 se muestra una instalación típica de transporte hidráulico de una planta que permite la eliminación de escorias y cenizas en una sala de calderas. Las escorias y cenizas caen desde las tolvas de alimentación y pasan a través de una conducción que posee una pequeña pendiente donde son arrastradas por el agua que fluye por gravedad hasta las rejillas. Esta rejilla únicamente permite el paso de pequeñas partículas de cenizas y escorias (las de mayor tamaño se Trituran antes de verterse a la escombrera) hasta la bomba que las impulsa a lo largo de la línea y finalmente las deposita en el tanque mientras que el agua se vierte en el depósito.

Además, la utilización de este tipo de transportadores hidráulicos conlleva una serie de ventajas como pueden ser:

- i) Permiten el transporte de una gran cantidad de materiales a lo largo de distancias de decenas de kilómetros.
- ii) Los equipos que se emplean son relativamente sencillos y su coste de funcionamiento es bajo.
- iii) Este tipo de transporte permite que se pueda combinar con otros procesos como enfriamiento, temple y granulación de escombros fundidos, lavado, etc.
- iv) Estos transportadores permiten modificar las selecciones y posteriores modificaciones de ruta con relativa facilidad.
- v) Se trata de un proceso de transporte generalmente seguro y fácilmente controlable.
- vi) No requiere elevados costes de mantenimiento.
- vii) El producto no sufre apenas abrasión.
- viii) Conlleva ahorros energéticos de entre un 60% y un 80%.
- ix) Bajos niveles de emisión sonora.
- x) Permite la utilización de pequeños diámetros, incluso para elevadas capacidades.



1-Tolva de escombros; 2,3-tolvas de cenizas; 4-cubetas; 5-rejillas; 6-trituradora de escombros; 7-bombas; 8-línea de pulpas; 9-tanque de volquetes; 10-depósito de aguas.

Figura 8.12. Disposición de la instalación hidráulica para la eliminación de escorias y cenizas de la sala de calderas de la central eléctrica. Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

Sin embargo, existen algunas limitaciones y desventajas asociadas a los transportadores hidráulicos, como pueden ser:

- i) Únicamente se pueden manipular materiales a granel de pequeño tamaño que no reaccionan o se disuelven al contacto con el agua.

- ii) No se puede utilizar en ambientes a bajas temperaturas, ya que el agua podría congelarse.
- iii) Incrementa la humedad ambiental en entornos próximos.
- iv) El proceso de eliminación o recirculación del agua a menudo resulta difícil y/o costoso.
- v) Se trata de un proceso que requiere de operaciones, como son la trituración y el mezclado, que requieren un elevado consumo de energía.
- vi) Algunos materiales pueden llegar a sufrir desgaste y acaban degradándose.
- vii) Las tuberías podrían llegar a obturarse, especialmente en codos y accesorios.

Lo primero que se ha de tener en cuenta en un sistema de transporte hidráulico es que el material no debe asentarse sobre el suelo de la tubería, porque podría llegar a obstruirla. Esta sedimentación se produce a la denominada como *velocidad de asentamiento*, V_p (m/s), que para partículas esféricas en tuberías viene dada por:

$$V_p = 0,55 \sqrt{a'(p' - 1)} \quad (\text{m/s}) \quad \text{Ecuación 8.5}$$

a' (cm) = Tamaño de partículas,

p' (t/m³) = Peso específico.

Por lo tanto, la velocidad de trabajo debe ser varias veces superior a la de sedimentación. Habitualmente, la velocidad de trabajo V es de 3 a 4 veces V_p . A continuación, en la Tabla 8.2 se detalla la velocidad de trabajo para arrastrar pulpas que contienen partículas de diferentes tamaños a través de distintos diámetros de tubería:

Tabla 8.2. Velocidad de trabajo para distintos diámetros de tubería sin precipitación de material en el fondo de la conducción. Extraído y adaptado de Siddhartha, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

Tamaño de la partícula a' (mm)	Velocidad V (m/s) para diferentes diámetros de tubería (mm)			
	200	300	400	500
0,5	1,63	2,00	2,28	2,53
1,0	1,95	2,39	2,73	3,03
5,0	2,34	2,84	3,26	3,62
15,0	2,60	3,15	3,62	4,01

Además, el volumen de agua Q_w (m³/h) generalmente es de 2 a 5 veces el volumen del material a granel Q_p (m³/h). Si se tiene en cuenta esto último, el diámetro de la tubería d_p se puede determinar a partir de la siguiente ecuación en función de la velocidad de trabajo V (m/s).

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi \cdot 3600 \cdot V}} \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 8.6}$$

Por otra parte, cabe destacar que se ha de vencer la resistencia al movimiento de la pulpa en la tubería y desplazar la masa en movimiento con una velocidad V . Así pues, las pérdidas H (mca, metros de columna de agua) que se deben vencer para mover la pulpa se pueden calcular como:

$$H = L \frac{\lambda}{d_p} \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{L\lambda}{d_p} + 1 \right) \frac{v^2}{2g} \quad \text{(mca)} \quad \text{Ecuación 8.7}$$

L (m) = Longitud de la tubería,

λ (-) = Factor de pérdida hidráulica,

v (m/s) = Velocidad de la pulpa,

d_p (m) = Diámetro de la tubería.

El valor de λ para un material a granel con partículas de pequeño tamaño viene dado por la ecuación:

$$\lambda = \left(0,03 + \frac{0,018}{\sqrt{v d_p}} \right) p'_p \quad \text{Ecuación 8.8}$$

p'_p (Tm/m³) = Peso específico de la pulpa,

siendo valores habituales de λ 0,04 - 0,045 para velocidades y concentración de pulpa normales.

8.2.3. Especificaciones técnicas de los transportadores especiales para materiales a granel

En esta sección se muestran las especificaciones técnicas de cada uno de los tipos de transportes anteriores (neumáticos e hidráulicos). En primer lugar, si consideramos los sistemas de transporte neumáticos e hidráulicos, en la gráfica que se muestra en la Figura 8.13 se puede observar de manera cualitativa cuál de los tipos de transporte es más adecuado en función de la capacidad y la distancia de transporte.

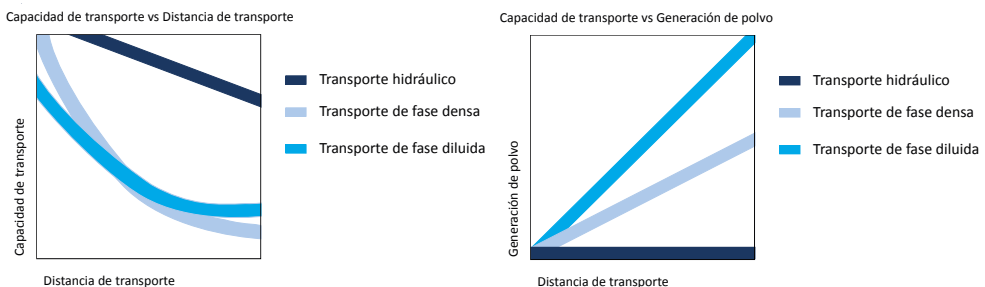


Figura 8.13. Transporte más adecuado en función de sus capacidades. Extraído y adaptado de Zeppelin (2007). *Hydraulic conveying systems made by Zeppelin*. www.zeppelin-systems.com.

Se puede comprobar que la capacidad física de los transportadores neumáticos disminuye con la distancia, y también como, si se selecciona el sistema de transporte adecuado, la abrasión puede reducirse considerablemente.

Dado que ya se ha visto de manera cualitativa el rango de aplicación en el que cada uno de los transportadores es más adecuado, en la Tabla 8.3 se muestran las distancias y los caudales recomendados según los distintos tipos de transportes. El proceso más adecuado de transporte se indica con una trama de rayas, mientras que con una trama cuadriculada se indican los procesos adecuados.

Tabla 8.3. Distancias y Caudales recomendados según el tipo de transporte. Extraído y adaptado de Zeppelin (2007). *Hydraulic conveying systems made by Zeppelin*. www.zeppelin-systems.com.

Proceso de transporte	Tipo de producto			Datos de transporte				
	Polvo fino	Polvo granular grueso	Pellets	Distancia de transporte	Capacidad de transporte	Velocidad de transporte	Tasa sólido-aire	Presiones de transporte recomendadas
Fase diluida				< 1500 m	<150 t/h	15-35 m/s	< 20 kg/kg	< 3.5 bar
Fase densa				< 1000 m	< 100 t/h	3-10 m/s	< 80 kg/kg	< 8 bar
Fase densa con bypass				< 300 m	< 30 t/h	3-10 m/s	< 30 kg/kg	< 8 bar
Hidráulico				< 5000 m	< 100 t/h	1.5-3 m/s	< 40 %	< 8 bar

Proceso óptimo; Proceso adecuado; Proceso menos adecuado.

8.3. Transportadores especiales para cargas aisladas con restricción lineal al movimiento

8.3.1. Elevadores sin plataforma

Los elevadores mecánicos sin plataformas se desarrollaron en origen para la manutención vertical de equipajes en los aeropuertos y para la manutención de sacas de correo. La carga se sujeta entre dos cintas gracias a la elasticidad de estas, a la ayuda de un colchón inflado con aire o bien mediante un sistema mecánico. La Figura 8.14 muestra una bolsa inflada con aire que contiene a las mercancías manteniéndolas sujetas entre dos cintas verticales flexibles.

Este tipo de elevador suele ser válido para cargas aisladas y cargas de diferentes tamaños o formas, ya que presenta la ventaja de que los elementos de sujeción se adaptan a la forma de la mercancía independientemente de su perfil. Su principal limitación es el tamaño de la carga (para que pueda introducirse entre las dos cintas), y su peso, para que

pueda ser soportada por la fricción generada entre las dos cintas en contacto. Se utilizan únicamente para la elevación de cargas, ya que el descenso se puede realizar por otros métodos (tobogán, cintas, rodillos, etc.) que resultan más sencillos.

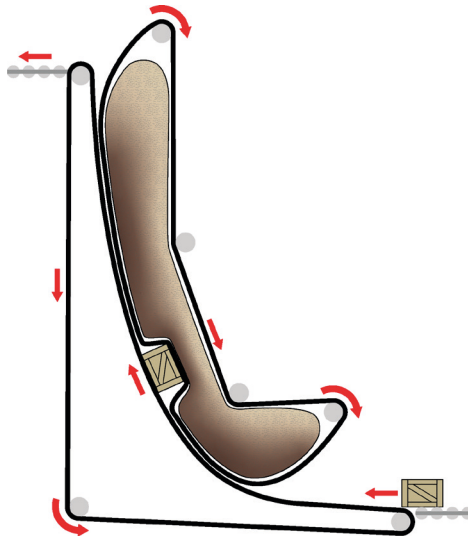


Figura 8.14. Elevador sin plataformas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

8.3.2. Toboganes, rampas y rampas en espiral

La forma más sencilla y práctica para desplazar objetos desde una posición superior a otra inferior es disponer de equipos que faciliten de una forma controlada o controlable, la pérdida de energía potencial que supone la disminución de la altura del centro de gravedad de la carga a transportar. Además, el hecho de pasar de una posición de mayor energía potencial a otra de menor energía potencial implica que la diferencia de energía entre ambas posiciones se debe transformar en energía cinética y en vencer los rozamientos que aparecen entre las cargas y el dispositivo de descenso.

La relación con respecto al camino recorrido en la que se producen estas transformaciones determinará si los objetos se mueven con una velocidad moderada y llegan a la posición final con una energía cinética residual, de modo que éstos no sufran ningún desperfecto. Este objetivo se puede conseguir con la ayuda de rampas de trazado lineal. En este caso, cuanto menor sea la pendiente exigida (la pendiente mínima para que un cuerpo deslice está relacionada con el coeficiente de rozamiento), mayor será la longitud necesaria; o bien, si el espacio disponible es limitado, se pueden diseñar en forma de espiral sobre un eje vertical.

El uso de estos equipamientos de tipo estacionario está ampliamente extendido en aplicaciones como la manipulación de paquetería, correos y terminales de carga, así como en la preparación de pedidos en almacenes en los que se tenga que trabajar a distintos niveles. En las Figuras 8.15 y 8.16 se muestran ejemplos de aplicaciones de rampas en línea recta y en espiral respectivamente, que, como se ha comentado con anterioridad, permiten trabajar en espacios reducidos.



Figura 8.15. Instalación industrial con rampas lineales para el transporte de paquetería ligera. Extraído de *iStock.com*, de Svitlana Hulko Id: 1269570292. (2020). Licencia Estándar.



Figura 8.16. Rampa en espiral de una terminal de carga utilizada para desplazar mercancías de un nivel superior (selección) a un nivel inferior (entrega). Extraído de "POSTCITY" (2015), de Ars Electrónica. *Flickr.com*. Licencia Atribución-No Comercial-Sin derivados (CC BY-NC-ND 2.0).

La espiral es un medio de transporte muy fiable que permite una disposición flexible de la línea de producción sin restricciones de diseño. Además, se puede fabricar a medida para la altura requerida por el proceso. Dentro de este tipo de transportadores se hallan las espirales vibratorias, que han demostrado ser una buena alternativa a los transportadores de cangilones o a las cintas transportadoras.

Este tipo de transporte se puede utilizar para bajar los productos de manera económica entre plataformas o pisos colocados a diferentes alturas. Las rampas en espiral permiten

manipular una gran variedad de productos de diferentes formas y tamaños al mismo tiempo, como pueden ser los paquetes de cartón, bolsas, embalajes flexibles o cajas de cartón corrugado. También debe tenerse en cuenta que si es necesario que la espiral pase por una sala blanca o si el producto que se manipula está compuesto de partículas a granel y necesita transportarse encapsulado en el interior de la rampa, esta se puede cerrar completamente.

En caso de que los productos transportados requieran permanecer refrigerados o calefactados, se puede hacer pasar aire a través de la columna central a través de unos orificios de ventilación sobre los productos. Otra opción sería colocar un soplante externo en un manguito, que podría estar completamente cerrado o abierto.

Existen diferentes tipos de rampas en espiral que se pueden clasificar de acuerdo con el ángulo de giro de la propia espiral, tal y como puede apreciarse en la siguiente Figura 8.17.

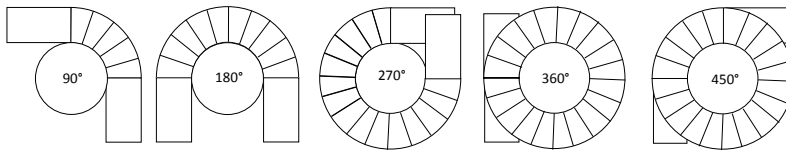


Figura 8.17. Clasificación de rampas en espiral según el ángulo de giro. Extraído y adaptado de Dörner. (2022). *Engineered solutions. Spiral chutes.* www.dornerconveyors.com.

Además, las principales especificaciones de diseño de este tipo de transportadores se detallan en la Figura 8.18 que, en este caso, se corresponderían con las de la rampa en espiral de 450°.

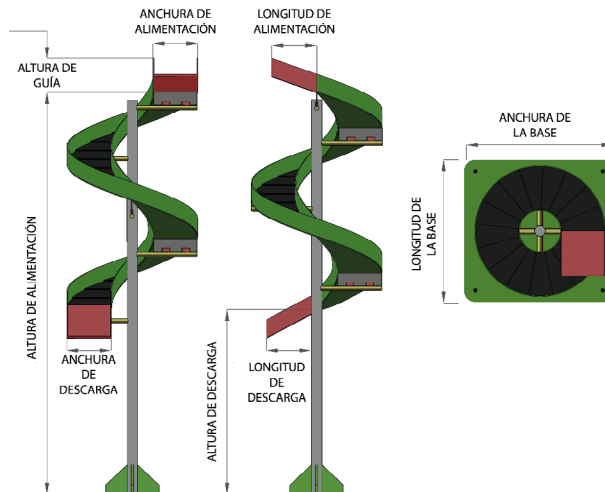


Figura 8.18. Parámetros de diseño de las rampas en espiral. Elaboración propia.

8.3.3. Transportadores de documentos y muestras

Los transportadores de documentos se emplean para recoger y distribuir facturas, hojas de pedido, albaranes y cualquier otro tipo de documentos en fábricas, almacenes, hospitales, etc. Si bien el uso inicial de estos equipos ha sido el desplazar documentos, hoy en día se emplean para manipular otro tipo de objetos que, sin ser estrictamente de papel por su tamaño, se pueden asimilar; es el caso de muestras de laboratorio, planos, medicamentos, repuestos, etc. Por tanto, este tipo de transporte es habitual encontrarlo en supermercados, hospitales, grandes superficies, polígonos y gasolineras.



Figura 8.19. Transportador neumático de documentos.

Los *tubos neumáticos* son los más comunes entre estos transportadores. Son muy rápidos (hasta 600 m/min), fáciles de instalar y de modificar. Los objetos que transportar (documentos o muestras) se introducen en cartuchos cilíndricos que se mueven a través de un sistema de tuberías mediante la presión del aire. Estos cartuchos pueden ser de diferentes diámetros (desde 50 a 150 mm) y longitudes, pudiéndose transportar incluso documentos de tamaño A0. Los puntos de despacho, donde se introducen y extraen los cartuchos, pueden ser totalmente automáticos o manuales.

En el diseño más sencillo, los cartuchos se introducen directamente en la tubería. Sin embargo, los sistemas más avanzados disponen del despacho automático de cartuchos, que se incorporan al sistema en cuanto este está preparado para ello, pudiendo ser las estaciones tanto de envío como de recepción. Además, este tipo de sistemas permiten construir sistemas de gran complejidad mediante la utilización de algunos componentes estándar como centrales neumáticas, estaciones de bifurcación y centros de control. Esto permite implementar sistemas de tráfico complejos que pueden llegar a tener más de un centenar de estaciones, ofreciendo una intercomunicación completa.

Además, existen sistemas especiales para hospitales y centrales de clasificación de mensajería, que permiten varias estaciones periféricas comunicadas bidireccionalmente con una unidad central, aunque no lo estén entre sí. El sistema de transporte neumático puede incorporar opcionalmente un chip RFID, que permite el posicionamiento de los cartuchos mediante la generación de una onda de radio, y de una antena lectora/grabadora en las estaciones. Este dispositivo también permite registrar la dirección de

origen, destino y prioridad de cada cartucho, así como el número de envíos realizado por cada cartucho, evitando incidencias por roturas. Además, permite devolver de manera automatizada los cartuchos a su estación de origen y la recuperación automática de la instalación sin pérdida de cartuchos.

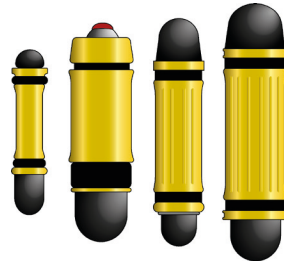


Figura 8.20. Cartuchos para el transporte neumático de documentos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

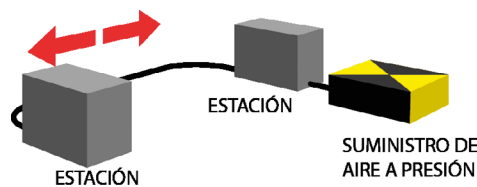


Figura 8.21. Sistema directo: sistema más simple para el transporte neumático de documentos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

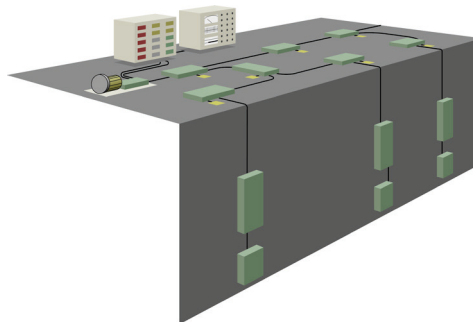


Figura 8.22. Sistema de transporte neumático complejo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Los *contenedores autopropulsados* difieren de los sistemas de tubería neumática en que cada uno de los contenedores se mueve por sí mismo y son direccionados individualmente. En la Figura 8.23 se aprecia una caja equipada con su propio motor de tracción y capaz de

encontrar su camino correcto hasta su destino. Un control descentralizado y el suministro de energía aseguran una gran flexibilidad y simplifica tanto las extensiones de la línea como la ampliación del número de estaciones. Esto permite construir sistemas con más de cien estaciones receptoras (véase Figura 8.24). En comparación con los sistemas de tuberías, son bastante más lentos y costosos.

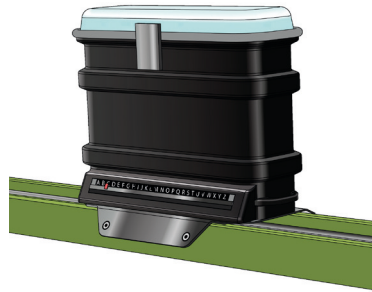


Figura 8.23. Contenedor automotriz. Cada contenedor dispone de su propio código almacenado para llegar al destino correcto. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

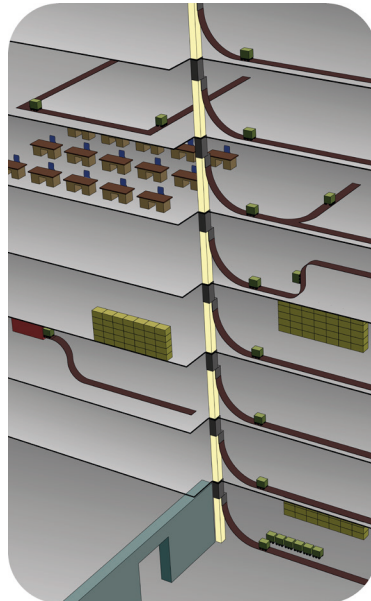


Figura 8.24. Sistema de transporte por contenedores automotrices. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

8.3.4. Transportadores magnéticos

Los transportadores magnéticos industriales son todos aquellos que permiten el transporte continuo de mercancías gracias a las fuerzas magnéticas. Dentro de este tipo de transportes, en función de su uso podemos encontrar las cintas transportadoras magnéticas y los elevadores de carga, cuyas principales características de detallarán a continuación.

a) Cintas transportadoras magnéticas

Las cintas magnéticas, al igual que otros sistemas de transporte por cintas (véase Capítulo 2), se basan en el traslado de mercancías de un punto a otro de forma continua y a lo largo de una línea restringida. La principal diferencia entre estos tipos de transporte radica en que las cintas magnéticas utilizan imanes para sujetar la carga al elemento portador, lo que permite aprovechar las características magnéticas de algunos materiales (por ejemplo, viruta metálica), como muestra la Figura 8.25. En general, se colocan electroimanes equiespaciados entre el lecho y la cinta, y cuando estos imanes se activan gracias al uso de una corriente eléctrica permiten el transporte de materiales ferromagnéticos como se puede observar en la Figura 8.26.

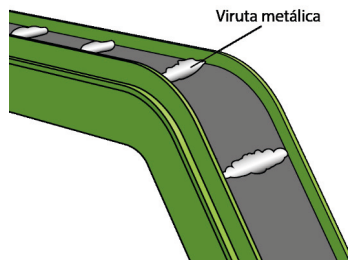


Figura 8.25. Sistema de cinta transportadora magnética para ferralla.

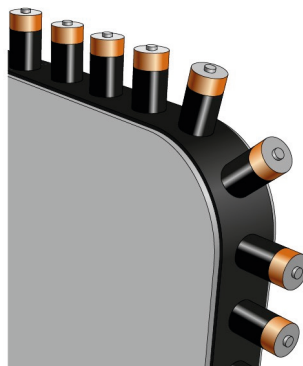


Figura 8.26. Sistema de cinta magnética con transporte vertical.

La fuerza de la atracción magnética es suficiente para soportar los efectos de la gravedad, lo que permite a este tipo de transportadores poder trabajar en cualquier orientación (incluso vertical o bocabajo, véase Figura 8.27). Además, las fuerzas electromagnéticas pueden modificarse, lo que permite el transporte tanto de materiales pesados como ligeros.

Sin embargo, es importante destacar que la aplicación de estas cintas, aunque se limita únicamente al transporte de materiales magnéticos, son ampliamente utilizados en diferentes industrias como la minera, cementera, construcción, alimentación y química.

Por otro lado, hay algunos transportadores magnéticos que no utilizan cinta. Estos también se conocen como transportadores de lecho deslizante y, a diferencia de los anteriores, no desplazan el material usando una cinta externa. En este caso una cadena interna de imanes permanentes gira y proporciona una fuerza magnética a través de un lecho. Así pues, cualquier material magnético se verá atraído por los imanes debajo del lecho y, cuando esté en movimiento, este material se desplazará sobre el lecho hacia el extremo de descarga. La principal ventaja de este diseño es que las partes móviles del transportador están protegidas de cualquier material que pueda pudiera llegar a causar una obturación del mecanismo. Además, el diseño sin cinta permite el transporte sanitario, ya que únicamente el lecho está en contacto con el material. Su mantenimiento es prácticamente nulo y duran más que otros tipos de transportadores magnéticos.

Finalmente, los transportadores ferromagnéticos de cintas se pueden utilizar como separadores magnéticos, dado que son uno de los mejores modos de separar materiales magnéticos de otros que no lo son mediante un sencillo proceso. En este caso se utiliza una pequeña cinta transportadora magnetizada mediante rodillos electromagnéticos que recoge el material aportado por el alimentador y lo ordena en función de sus constituyentes magnéticos. Los materiales no magnéticos caerán de la cinta más lejos que los semimagnéticos y que aquellos completamente magnéticos, ordenando y separando así los materiales. Estos separadores se utilizan ampliamente en la industria minera y en la química, donde la eliminación de las impurezas resulta fundamental para la integridad de los productos (ver Figura 8.27).

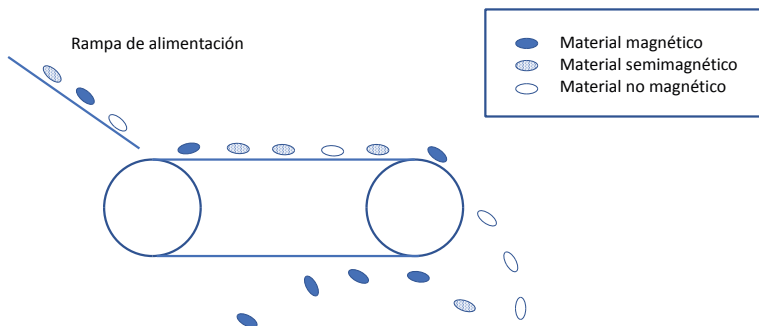


Figura 8.27. Separador magnético de materiales.

b) Elevadores magnéticos

Los elevadores magnéticos industriales se basan en la utilización de imanes para el transporte y elevación de productos ferromagnéticos en diversos sectores industriales como son el de la automoción, el del metal y el de la industria robótica. La principal ventaja de este tipo de transporte radica en la reducción del tiempo y del número de acciones requeridas para automatizar los procesos, a la par que asegura la suavidad de los movimientos.

Este tipo de transportadores se pueden clasificar en magnéticos y electromagnéticos. Estos últimos dependen de la utilización de una corriente eléctrica durante un cierto periodo de tiempo para la activación y desactivación de la fuerza magnética del electroimán, mientras que los primeros utilizan imanes de alta calidad que mantienen su poder de imantación de manera indefinida sin necesidad de suministro eléctrico.

Además de esta clasificación, los transportadores magnéticos se pueden dividir según su función en elevadores y dispositivos separadores. Los primeros, como su nombre indica, se utilizan para elevar cargas pesadas y permitir su transporte dentro de la industria, mientras que los segundos se suelen emplazar sobre cintas transportadoras con el objetivo de eliminar partículas ferrosas del material a granel, alimentos, productos crudos y procesados, productos químicos secos, sal, cerámica, etc.

Bibliografía

- ARISTERIL. *Transporte neumático de muestras y documentos*. www.aristeril.com
- BATHIA, A. (2022). *Pneumatic Conveying systems*. Course No: M05-010. www.cedengineering.com
- DORNER. (2022). *Engineered solutions. Spiral chutes*. www.dornerconveyors.com
- JAY KRISHNA. Magnetic Solutions. *Industrial magnet for transport and lifting*. <https://www.jkmagnetic.com/industrial-magnet-for-transport-and-lifting/>
- LINDKVIST, R.T.G. (1985) *Handbook of materials handling*. Ellis Horwood Ltd., England.
- PIAB. (2015) *Vacuum conveying. Simplifying material handling*. Art. No, 0205508, Rev. 00.
- PNEU-CON. (2020). *What is pneumatic conveying and how this systems work?* www.pneumaticconveyingsolutions.com
- PNEUVAY. (2021) *Understanding how air slide conveyor systems work*. www.pneuvay.com.au
- POWDER & BULK SOLIDS. *10 considerations for pneumatic conveying system design*. www.powderbulksolids.com
- SOTHIS. *Sistema de transporte neumático para transportar sólidos*. www.sothis.tech
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to materials handling*. Ed. New Age International (P) Ltd. Publishers, Nueva Delhi.

Tecnopost Cab. *Transporte neumático de documentos, dinero y muestras.*
www.tecnopostcab.es

THOMAS. *Understanding conveyor systems.* www.thomasnet.com

THOMAS. *All about magnetic conveyors - Types, design and uses.* <https://www.thomasnet.com>

TOREX. *Sinfines tubulares.* www.torex.it

WAM. *Sinfín tubular.* www.wamgroup.es

ZEPPELIN. (2007) *Hydraulic conveying systems made by Zeppelin.*
www.zeppelin-systems.com

Transportadores continuos de cargas aéreas

Juan Giner Navarro
Universitat Politècnica de València

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

9.1. Introducción	463
9.2. Clasificación de los transportadores aéreos.....	463
9.2.1. Transportadores aéreos de cadena.....	464
9.2.1.1. Transportador monorraíl de empuje manual horizontal	465
9.2.1.2. Transportador monorraíl motorizado de alimentación continua	466
9.2.1.3. Transportador monorraíl eléctrico	467
9.2.1.4. Transportadores aéreos independientes de acumulación	468
9.2.2. Transportadores aéreos accionados por tornillo sin fin	469
9.2.3. Transportadores aéreos monorraíl autopropulsados.....	470
9.3. Aplicaciones de los transportadores aéreos	471
9.4. Características de diseño de los transportadores aéreos	477
9.5. Metodología para el diseño de un transportador aéreo	480
9.6. Especificaciones técnicas de los transportadores aéreos	488
Bibliografía.....	488
Reglamentos y normativa.....	489

9.1. Introducción

Los transportadores aéreos hacen referencia al conjunto de transportadores basados en un sistema o mecanismo de conducción o transmisión del movimiento montado en el techo. Literalmente hablando, las cargas pueden ser desplazadas por transportadores que se mueven sobre raíles suspendidos del techo o que son accionados a nivel del suelo por medio de vehículos guiados a través de mecanismos de conducción instalados en el techo. El aspecto típico que presenta esta clase de transportadores es el que se puede apreciar en la Figura 9.1.

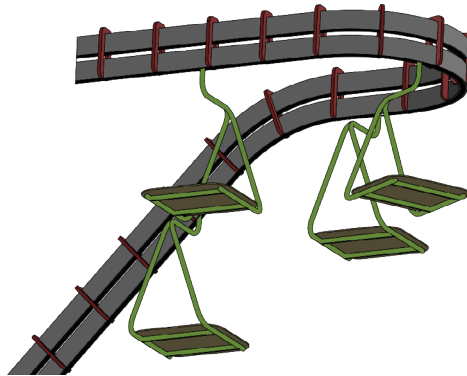


Figura 9.1. Aspecto de un transportador aéreo típico.

Su principio de funcionamiento se basa en que las cargas quedan suspendidas de carros transportadores montados sobre ruedas, que se mueven o desplazan sobre un carril y son arrastrados por una cadena. La instalación completa de un transportador aéreo puede incorporar los componentes que se muestran en la Figura 9.2.

9.2. Clasificación de los transportadores aéreos

Los transportadores aéreos pueden clasificarse en tres grupos dependiendo del método de guiado (ver Figura 9.3):

- Transportadores con guiado por medio de cadena.
- Transportadores con guiado mediante tornillo sin fin.
- Transportadores autopropulsados.

Los primeros son los más habituales en la industria, distinguiéndose en primera instancia en transportadores con guiado continuo y directo y transportadores con elemento de desenganche que permite la desconexión de la cadena transportadora; este último tipo facilita la acumulación y la conmutación, lo que los hace compatibles con transportadores autopropulsados y guiados. A continuación, se procede a la descripción y clasificación en detalle de los transportadores de cadena.

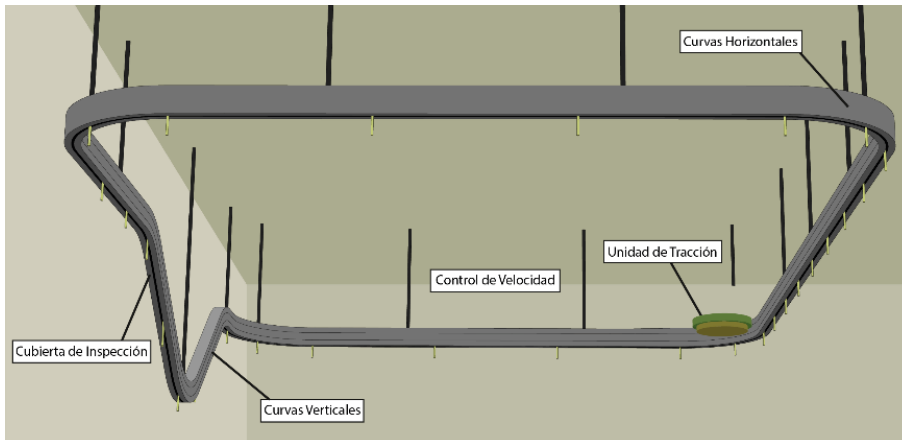


Figura 9.2. Instalación completa de un transportador aéreo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

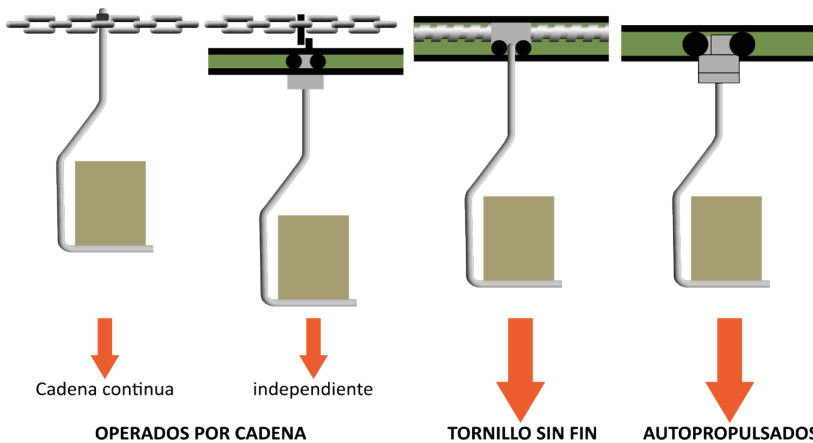


Figura 9.3. Clasificación de los diferentes tipos de transportadores aéreos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

9.2.1. Transportadores aéreos de cadena

El transportador de cadena con carro elevado es un medio de manipulación de materiales extremadamente flexible, en parte debido a que su diseño está basado en un solo carril del que se suspenden el sistema de transporte y el producto sobre otras áreas de trabajo. Se puede instalar para seguir casi cualquier guía, cambiando de dirección vertical u horizontalmente. Si se utilizan varias unidades, una sola ruta puede alcanzar varios centenares de metros de longitud. La Figura 9.4 muestra el principio de diseño de los transportadores aéreos operados por cadena cuando ésta se sitúa por debajo del carril.

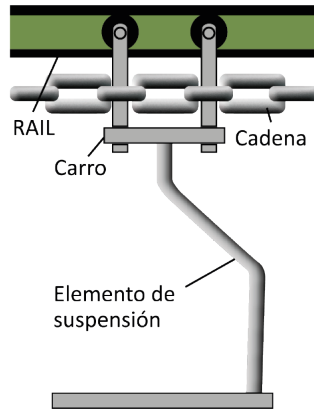


Figura 9.4. Principales elementos de un transportador aéreo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

Se requiere protección adecuada en las áreas por debajo del raíl del transportador en toda la zona a la que los operarios tengan acceso. La protección inferior debe estar debidamente señalizada, advirtiendo contra su uso como acceso de servicio, y no debe ser accesible a nadie más que al personal de mantenimiento.

Los transportadores aéreos monorraíl de cadena de accionamiento continuo se dividen en tres tipologías principales.

9.2.1.1. Transportador monorraíl de empuje manual horizontal

Los transportadores monorraíl de empuje manual horizontal generalmente utilizan un raíl de viga en "I" con carros con ruedas que se desplazan sobre las pestañas de la viga o utilizan un raíl cerrado en forma de caja o tubular con carros internos que corren sobre la pestaña del raíl interior (ver Figura 9.5). Los productos o transportadores diseñados para soportar el producto pueden quedarse suspendidos de uno o más carros dependiendo de los requisitos de capacidad y espacio libre de curva.

Debido a que los carros son independientes entre sí y dependen de un operador para su desplazamiento, los transportadores monorraíl de empuje manual pueden ser muy flexibles y no están restringidos sólo a trayectorias rectas o circulares, permitiendo el cambio de dirección. El diseño puede incluir no sólo secciones de vía curva, sino también interruptores de vía, escapes, topes y también plataformas giratorias. En disposiciones más sofisticadas, se puede habilitar el descenso por acción de la gravedad en las secciones de vía inclinada. Sin embargo, se ha de tener en cuenta que, en las aplicaciones de gravedad, el transportador debe regresar a las elevaciones más altas de la vía, ya sea manualmente o con motorización (una versión del monorraíl eléctrico y libre). Algunos fabricantes ofrecen raíles de sección en "T" invertida y raíles tubulares ligeros para productos muy livianos.

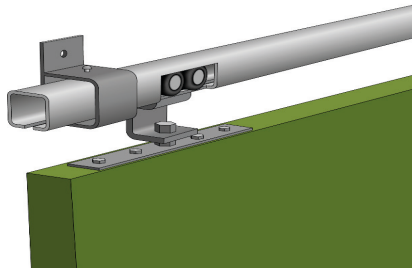


Figura 9.5. Transportador monorraíl de empuje manual horizontal.

9.2.1.2. Transportador monorraíl motorizado de alimentación continua

Los transportadores monorraíl de alimentación continua (ver Figura 9.6) utilizan tanto la configuración de raíl en "I" como de raíl cerrado. Con el carril de viga en "I", los carros están espaciados intermitentemente y se conectan entre sí en serie mediante cadena sin remaches o cadena en espiral (también puede estar operado por cable, según el diseño del fabricante). Por lo general, los diseños de raíles cerrados para monorraíl motorizado integran tanto ruedas de guía horizontales como ruedas de transporte de carga verticales en la cadena de interconexión (en este caso, no es un carro independiente), que luego se desplaza dentro del raíl cerrado.

Al igual que con el monorraíl de empuje manual, la variante motorizada utiliza una sección de vía cerrada, tubular o fabricada en forma de caja. El producto o los soportes diseñados para soportar el producto están suspendidos de una o más fijaciones que se extienden por debajo del raíl. En la variante de raíl de viga en "I", la fijación está atornillada en y entre las mitades del carro, mientras que con la variante de raíl cerrado se monta en un eje dentro de la cadena. De nuevo, algunos fabricantes ofrecen raíles de sección en "T" invertida y tubulares ligeros para productos muy livianos.

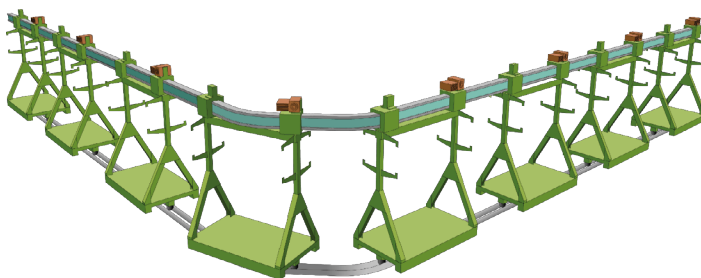


Figura 9.6. Transportador monorraíl de accionamiento continuo.

9.2.1.3. Transportador monorraíl eléctrico

Un transportador monorraíl electrificado (EMC por sus siglas en inglés) es un transportador aéreo o invertido en el que cada carro transportador se autoalimenta mediante controles y motores de engranajes eléctricos individuales. Combinan las mejores características de los transportadores de empuje manual no motorizados y los motorizados, ofreciendo la flexibilidad direccional, la interacción de los sistemas de empuje manual e incorporando las ventajas de la motorización a las múltiples trayectorias que pueden seguir los transportadores.

La mayoría de los diseños constan de dos pistas paralelas configuradas *side by side* (lado a lado) u *over/under* (arriba/abajo). Estas disposiciones, que varían según el fabricante, prevén que uno de los raíles soporte el carro o carros de los cuales se suspende el producto y/o portador; el otro raíl paralelo incorpora el mecanismo de accionamiento y la cadena motorizada que proporciona la fuerza motriz. La mayoría de veces, el carro se engancha a la cadena del raíl motorizado mediante un acoplamiento que puede liberarse o volverse a acoplar para permitir el control mecánico; en la configuración *side by side*, se puede desviar para mover la interfaz de alimentación eléctrica al otro lado del portador de carga.

Los transportadores pueden venir monitorizados a través del sistema mediante varios métodos de control, código de barras, placa identificativa única, etc. En los puntos de cambio de ruta, pueden acumularse activamente, derivarse a diferentes secciones y detenerse y/o posicionarse respecto a la interfaz automatizada, permitiendo la gestión en tiempo real de los elementos del proceso. Otras acciones complejas como la carga/descarga automática y la rotación del portador pueden incorporarse al diseño. Todo ello hace que se trate de un sistema más costoso que un transportador monorraíl unidireccional motorizado, puesto que incorpora hardware, controles, software y elementos de instalación significativamente más sofisticados, proporcionando así un proceso controlable y reportable.

La ventaja fundamental es su buena adaptación a los sistemas de producción flexibles. Tiene la capacidad de operar a una amplia gama de velocidades hasta más de 90 m/min, junto con funciones de aceleración, desaceleración y frenado precisas. Hay varios elementos clave que contribuyen a la flexibilidad de estos transportadores: interruptores de tipo deslizante o giratorio (que permiten que los transportadores se transfieran horizontalmente de un monorraíl y/o proceso a otro), estaciones de elevación/descenso vertical, rieles inclinados ascendentes y descendentes, etc.

Un ejemplo de este tipo de instalaciones se puede ver en la Figura 9.7. En la misma, se observa una línea de montaje de una fábrica de automóviles donde las diferentes piezas que van a ser ensambladas (en este caso las puertas) se desplazan en carros autopropulsados que se alimentan de energía eléctrica de la propia línea electrificada (carril de rodadura). Este tipo de transporte facilita el control de la velocidad de desplazamiento de las piezas a ensamblar, lo que permite flexibilizar la capacidad de producción y mejorar la productividad.



Figura 9.7. Transportador monorraíl eléctrico instalado en línea de ensamble de vehículos. Extraído de *istock.com*, de Traimak_Ivan Id: 1083495976. (2018). Licencia Estándar.

9.2.1.4. Transportadores aéreos independientes de acumulación

Los transportadores aéreos independientes ofrecen siempre una solución simplificada tanto para la acumulación como para la conexión, por lo que pueden ser utilizados cuando la ruta incluye un descenso suave o una leve pendiente.

Este tipo de transportadores se utiliza ampliamente en la industria de la manufactura, además de convertirse en una alternativa más competitiva que los sistemas monorraíl autopropulsados debido a su mayor flexibilidad, inherente a su sistema de guiado individual. Para salvar los costes que supone la transmisión por cadena, los sistemas de transportadores aéreos independientes deben ser diseñados de forma que un raíl inferior, inclinado (2-3%) en algunas secciones, mueva los carros a modo de solución técnica para conseguir acumulación. Los carros transportadores pueden alcanzar velocidades considerables, con el riesgo que esto implica para la carga en el caso de la acumulación, de ahí que sólo productos robustos tales como sacos, cajas bien embaladas, etc., puedan ser transportados de este modo.

En el caso de que la carga deba ser separada y liberada de la cadena para, por ejemplo, realizar la acumulación o la desconexión de las cargas, es necesario el uso de dos raíles (ver Figura 9.8). La cadena que produce el movimiento continuo de guiado desliza sobre el raíl superior, mientras que el raíl inferior sirve para acoplar a este último los carros transportadores separados y guiados por medio de prisioneros. El nombre de transportadores independientes hace referencia, por tanto, a una capacidad muy importante que es la facilidad de que las cargas se liberen de la cadena que impone el movimiento continuo.

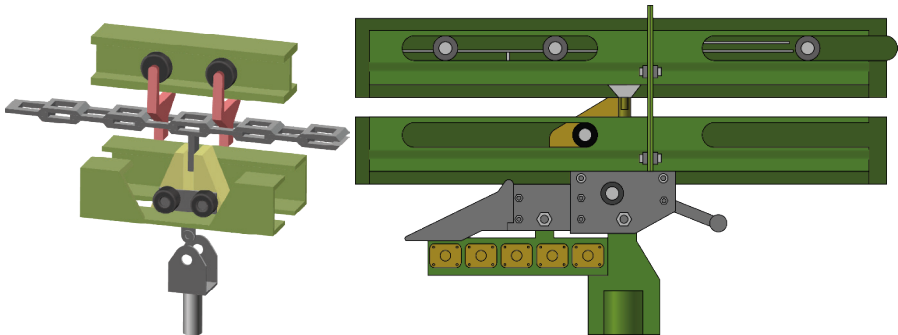


Figura 9.8. Detalle de un transportador independiente de acumulación. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

9.2.2. Transportadores aéreos accionados por tornillo sin fin

Sustituyendo la cadena por un tornillo sin fin se obtiene otra tipología muy ingeniosa de transportador aéreo. Las cargas pueden ser suspendidas de ganchos que van unidos o acompañando al tornillo sin fin. Entre las desventajas destacan la velocidad comparativamente baja y el desgaste mecánico del husillo, especialmente cuando se transportan cargas pesadas. La Figura 9.9 muestra el aspecto de este peculiar tipo de transportador aéreo.

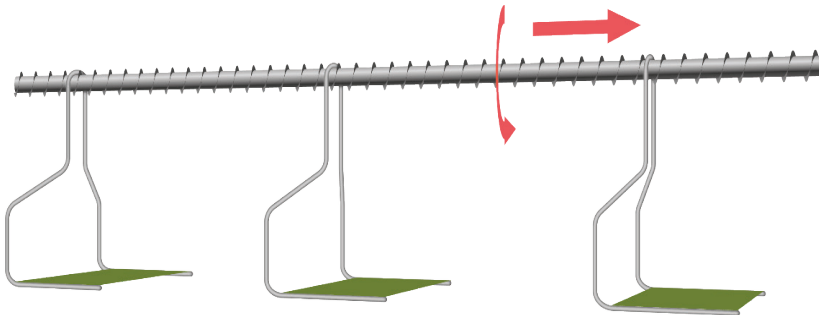


Figura 9.9. Transportador accionado por tornillo sin fin. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Una función similar se consigue si, en lugar de un tornillo sin fin, hacer uso de un tubo rotativo y las cargas son transportadas estando suspendidas de carros que deslizan sobre ruedas oblicuas (ver Figura 9.10). Esta tipología es utilizada, por ejemplo, para el movimiento de ropa sobre percheros.

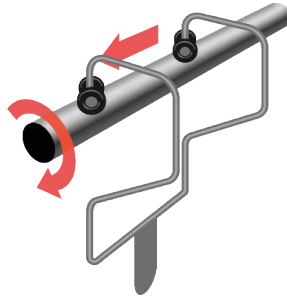


Figura 9.10. Transportador de tubo giratorio con carro de ruedas inclinadas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

9.2.3. Transportadores aéreos monorraíl autopropulsados

Los transportadores aéreos monorraíl autopropulsados tienen carros que llevan un motor eléctrico incorporado en lugar de ser propulsados por una cadena, tornillo sin fin o por medio de un tubo rotativo. Los carros autopropulsados pueden desplazarse envolviendo a una estructura tipo viga tal como se muestra en la Figura 9.11.

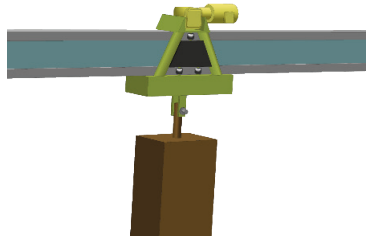


Figura 9.11. Carro montado externamente al perfil. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

En este caso, la unidad de potencia, el carro transportador de la carga y los controles electrónicos forman una unidad común. El suministro de potencia se realiza a través de unos contactos eléctricos que existen en los carros portadores y el raíl conductor dentro de los perfiles de la viga. Este diseño facilita la imposición de la ruta y el control individual de los carros portadores. Estos sistemas basados en el contacto eléctrico con las pistas interiores son más simples y permiten realizar la conmutación de la carga de una forma sencilla.

Por otra parte, los carros transportadores individuales resultan más costosos de adquirir y su funcionamiento es más complejo. Los transportadores autopropulsados pueden ser también diseñados para deslizar o moverse dentro de perfiles guía. Este tipo de transportadores presenta una mayor accesibilidad de servicio y, tal y como se muestra

en la Figura 9.12, pueden ser contruidos a partir de módulos separados de control, propulsión y suministro eléctrico.

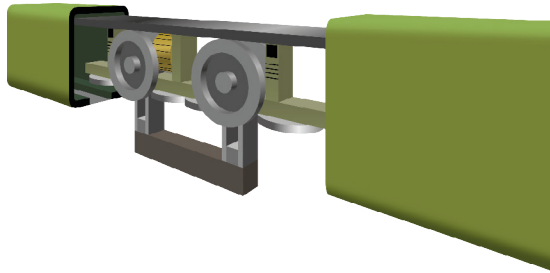


Figura 9.12. Transportador aéreo monorraíl autopropulsado. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

9.3. Aplicaciones de los transportadores aéreos

Los transportadores aéreos constituyen una instalación fija de manutención de las cargas que permite dejar completamente libre la superficie del suelo para ser utilizada por vehículos y personal. Permiten una gran libertad en la distribución o *layout* de la planta. Los cambios de inclinación o curvaturas, tanto verticales como horizontales, se consiguen fácilmente, permitiendo que las líneas se acomoden a los obstáculos que puedan encontrar a su paso en edificios sin un diseño propuesto en principio para tal fin.

Configuran un tipo de transportador comparativamente más simple y de menor coste que otros transportadores continuos apoyados en el suelo. Debido a su favorable relación peso/capacidad de manutención, constituyen a menudo una solución simple y de no muy alto coste para los problemas de manutención. Las capacidades pueden ser ajustadas a las necesidades de transporte, haciendo que varios transportadores porten simultáneamente una determinada carga. De esta forma, un transportador aéreo diseñado para transportar cargas de 100 kg de peso podrá ser capaz de transportar una carga de hasta 400 kg suspendida y repartida por medio de elementos intermedios que permitan repartir esta carga entre varios puntos de apoyo. Otra ventaja muy utilizada en fábricas o plantas de producción es la simplicidad con la que se puede efectuar la acumulación de la carga.

Los aspectos negativos radican en el hecho de que una instalación de este tipo limita el uso libre del techo, que puede ser crítico en almacenes con carretillas elevadoras y transpaletas de gran altura. La capacidad resistente del techo también se convierte en un factor importante ya que, en el caso de que sea necesario reforzarlo, se incurren en costes adicionales que pueden llegar a ser muy importantes.

El uso más extensivo de este tipo de instalaciones se da en la industria, particularmente en operaciones de ensamblado de elementos en las que tanto las partes que se ensamblan

como los componentes deben ser transportados de forma que dejen libre el área del suelo. De ahí que su instalación sea muy común en la industria automovilística y la de electrodomésticos, aunque se suelen encontrar en todo tipo de industrias que impliquen procesos de fabricación, especialmente para desplazar el producto a través de los procesos, transportarlos una vez están terminados para su preparación y/o envío y para la devolución de los accesorios. El transportador aéreo combina su flexibilidad direccional con su tolerancia a entornos adversos para ampliar sus aplicaciones a los requisitos del usuario

Se hacen imprescindibles en procesos cuyo entorno imposibilite la presencia de un operario, en los que otra tipología del transportador no es práctica o su vida útil no vaya a ser aceptable. De este modo, para operaciones específicas como la de pintura por medio de spray y las de revestimiento, los transportadores aéreos se presentan como la única solución posible. En las instalaciones de granallado y esmaltado de piezas también se utilizan este tipo de transportadores para solventar la dificultad de las condiciones operantes. Precisamente, la Figura 9.13 muestra un transportador por cadena destinado al tratamiento superficial de piezas metálicas que debe realizarse en el interior de cabinas industriales de pintura.



Figura 9.13. Línea de transportador aéreo de transmisión por cadena destinado al tratamiento superficial de piezas metálicas. Extraído de *istock.com*, de AlexanderLipko. Id: 1156987584. (2019). Licencia Estándar.

Además de las operaciones de carga mixta general y operaciones de ensamblado, existen varios tipos de instalación en los que las cargas son transportadas y almacenadas de forma más natural en una posición suspendida, como es el caso de la industria textil (ropa, jaulas, etc.). Un ejemplo se muestra en la Figura 9.14, en la que se utiliza un transportador aéreo para el transporte de ropa. En este tipo de instalaciones, la cadena motriz arrastra el carro que porta el material textil desde un plano inferior a otro superior; sin embargo, en algunas instalaciones, el movimiento descendente de los carros con material textil suspendido se puede conseguirlo con la acción de la gravedad para pendientes muy suaves, sin necesidad, por tanto, de arrastrar el carro.

Este tipo de instalaciones son susceptibles también de implementarse con sistemas de cadena independiente en las zonas de almacenamiento (suele ser en los pisos superiores) donde se va a separar el carro con el material textil suspendido, de modo que la mercancía se deposita en un altillo de la nave que hace las funciones de almacén de producto acabado.

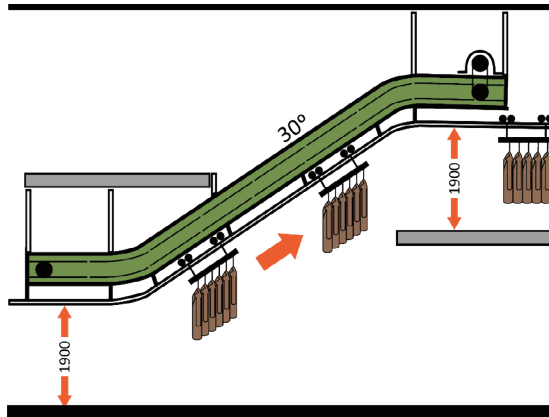


Figura 9.14. Sistema transportador para ropa. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Los terminales de carga (para operaciones combinadas tren/carretera, así como para operaciones con vehículos de carretera únicamente) usan transportadores aéreos para el transporte interno y la clasificación de carga general mezclada. En estos casos, las transpaletas manuales pueden ser guiadas o remolcadas sobre el suelo por medio de ganchos suspendidos, tal y como se muestra en la Figura 9.15. El tipo de manutención mixta que se da en estos terminales (medios manuales y carretillas motorizadas) demanda que la superficie del suelo quede libre de obstáculos, siendo pues los transportadores aéreos la solución más realista en este caso. En los almacenes y naves industriales pueden ser usados indistintamente como entrada o salida de bienes, por ejemplo, entre estanterías, con la ventaja de que no estorban a los carros, camiones o personal que pueda circular por pasillos o por el suelo de la nave.

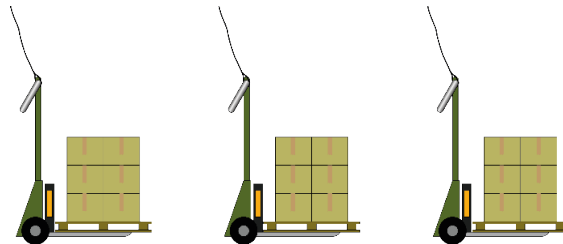


Figura 9.15. Transportador aéreo en una terminal de carga. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Una de las aplicaciones más extendidas de los transportadores de cadena en instalaciones de altas prestaciones (gran longitud de la ruta del transportador, velocidad de desplazamiento elevada y alta capacidad de transporte) se observa en la Figura 9.16, en la que vemos un transportador aéreo de cadena utilizado en una instalación de imprenta destinada a la impresión, clasificación y distribución de todo tipo de periódicos y revistas en grandes tiradas y ediciones.



Figura 9.16. Instalación de transportador aéreo para la clasificación y transporte de periódicos y revistas en una gran imprenta. Extraído de *istock.com*, de *industryview*. Id: 1210538786. (2020). Licencia Estándar.

La Figura 9.17 muestra un ejemplo de una instalación de transportador aéreo por cadena independiente. Dichas instalaciones son ideales para la realización de tratamientos térmicos en piezas fabricadas que requieren de un proceso de secado en cabinas especiales donde el producto a transportar debe permanecer un tiempo concreto. La separación de las piezas transportadas desde la cadena principal motriz (superior) sobre la cadena sin accionamiento motriz (inferior) permite la introducción de la pieza a la que debe realizarse el tratamiento térmico en la cabina de secado durante el periodo de tiempo necesario.

Este tipo de instalaciones independientes permiten ajustar los procesos de fabricación de piezas que requieren tratamientos térmicos o superficiales de forma muy flexible, facilitando operaciones de transporte automatizado con una capacidad de producción que de otro modo sería imposible conseguir.

Los transportadores monorraíl autopropulsados son ideales para operaciones de transporte, entrega, ensamblaje y almacenamiento debido a la mayor velocidad y las capacidades de flexibilidad y control. Debido a su alta velocidad, capacidad de posicionamiento y flexibilidad, los EMC son también compatibles con una gran variedad de procesos de fabricación, desde sistemas de almacenamiento/entrega hasta líneas de construcción automatizadas y sistemas de clasificación. Los requisitos de tiempo de tránsito/entrada/salida de la interfaz del transportador son relativamente bajos, lo que minimiza el tiempo de transferencia dentro y fuera del proceso de fabricación. Por contra, su coste es relativamente alto en comparación con el del producto, lo que podría hacer inviable la elección de este sistema.



Figura 9.17. Instalación de transportador aéreo de cadena independiente para el tratamiento térmico de piezas en cabinas de secado. Extraído de *istock.com*, de Nordroden. Id: 1097890554. (2019). Licencia Estándar.

Una de las ventajas de los transportadores aéreos autopropulsados es que permiten, en cierto tipo de instalaciones especiales, el desplazamiento de la carga suspendida en el plano horizontal y vertical. Es precisamente el caso que se muestra en la Figura 9.18, en la que se está desplazando en el plano horizontal y vertical (entre diferentes pisos) carrocerías completas que van a ser sometidas a un tratamiento superficial, o que se dirigen a la línea de ensamblado del resto de subcomponentes del vehículo. El transportador aéreo autopropulsado flexibiliza sobremanera la capacidad de maniobra de este tipo de cargas voluminosas en procesos altamente automatizados.



Figura 9.18. Instalación de transportador aéreo autopropulsado para el desplazamiento horizontal y vertical de piezas de gran volumen en procesos de montaje de automóviles.
Extraído de *istock.com*, de Traimak_Ivan. Id: 066926844. (2018). Licencia Estándar.

Otras aplicaciones industriales para el procesamiento de productos que suelen emplear transportadores aéreos son:

- Lavado/limpieza/acabado.
- Tratamientos fosfatados o similares.
- Desengrasante con disolvente.
- Decapado de pintura.
- Horneado/secado.
- Imprimir y terminar de pintar.
- Congelación.
- Refrigeración.
- Sala blanca.
- Manipulación de alimentos y productos farmacéuticos.
- Irradiación.

A modo de resumen, la Tabla 9.1 muestra las principales ventajas e inconvenientes en el uso de los transportadores aéreos.

Tabla 9.1. Principales características de los transportadores aéreos.

Ventajas	Inconvenientes
Dejan libre la superficie de suelo. Simplicidad en el <i>layout</i> (cambios de inclinación vertical y horizontal). Diseño simple. Bajo coste de inversión. Posibilidad de acumulación.	Aprovechamiento de la altura total del edificio limitada. El techo debe reunir ciertos requerimientos de resistencia.

9.4. Características de diseño de los transportadores aéreos

Actualmente existe una gran variedad de configuraciones de carriles de rodadura y cadenas unidas a carros. Cada modelo responde a unas necesidades particulares concretas dentro de la solución genérica que representa un transportador aéreo. Algunos de los posibles diseños que se pueden encontrar para este tipo de elementos se pueden observar en la Figura 9.19.

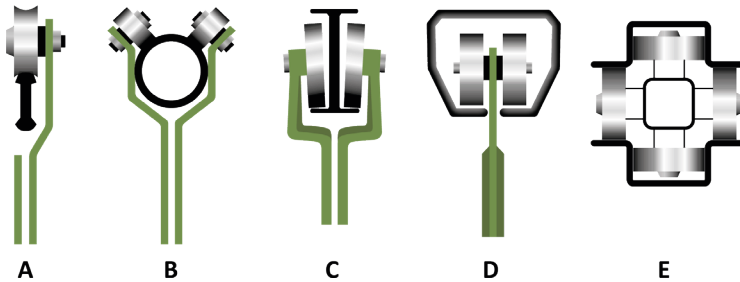


Figura 9.19. Diferentes diseños de contactos carril de rodadura/carro unido a la cadena: (A) carro montado sobre un carril de rodadura en forma de doble T con un único punto de apoyo; (B) carro montado sobre un carril tubular con dos puntos de apoyo; (C) carro suspendido del ala inferior de un carril de rodadura en forma de doble T; (D) configuración con carril de rodadura que envuelve al carro, que apoya en el ala inferior del carril, configuración óptima para realizar trayectorias con cambios de pendiente vertical; (E) carril de rodadura que envuelve al carro que discurre por dentro del mismo y presenta cuatro puntos de apoyo, configuración óptima para realizar trayectorias con cambios de pendiente vertical y horizontal. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Las cadenas que operan dentro del raíl normalmente presentan diseños que permiten la articulación vertical y horizontal. Junto a la existencia de unos anillos especiales, este hecho proporciona un tipo de acción que permite inclinar la línea para adaptarla a las necesidades especiales de cada problema, como se puede apreciar en la Figura 9.20. Éste es el diseño más simple de instalar, además de presentar la ventaja de que protege las ruedas del transportador y los rodamientos.

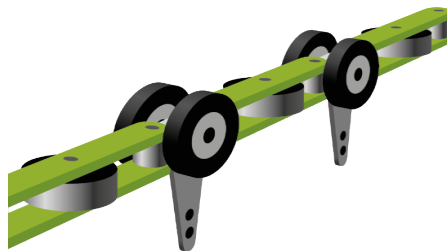


Figura 9.20. Cadena flexible inclinable. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Los mecanismos de suspensión pueden estar adaptados al tipo de producto que se está transportando, existiendo un gran número de versiones. El diseño de estos elementos puede estar influenciado por la necesidad de cargar y descargar los ítems, conectar o rotar las cargas, etc. En la Figura 9.21 aparecen algunos ejemplos.

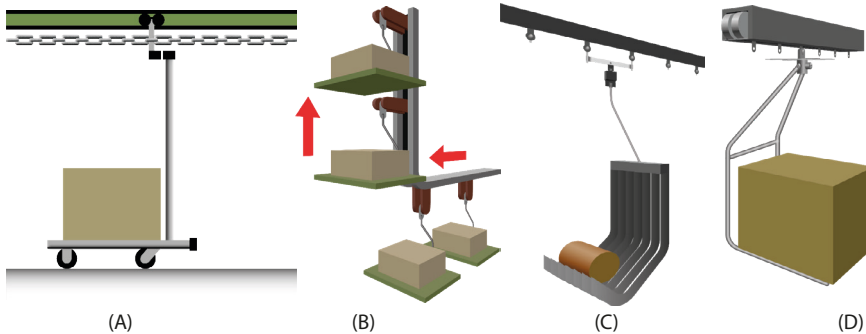


Figura 9.21. Plataformas suspendidas usadas para desplazar carga variada: (A) cos carros al nivel de suelo que se utilizan, entre otros lugares, en terminales de carga variada para transportar carga paletizada apoyada en el suelo por medio de una tranспаleta; (B) con bandejas suspendidas adaptadas para mantener la horizontalidad, que permiten transportar cargas en el plano horizontal y vertical; (C) transportador con bandejas soporte adaptadas al movimiento de cargas cilíndricas mediante el uso de ganchos con dedos; (D) transportador aéreo por cadena con plataforma de soporte de la carga formada por una horquilla de 2 puntas apta para transportar cargas de tamaños idénticos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

En algunos casos sucede que los objetos transportados necesitan ser girados, por ejemplo, en procesos de pintura con espray en el interior de cabinas protegidas, por lo que se debe disponer de accesorios especiales para tal fin. En la Figura 9.22 se ilustran algunos ejemplos.



Figura 9.22. Accesorios especiales para el giro de piezas suspendidas en transportadores aéreos: (A) mecanismo de rotación automático que permite el posicionamiento de la pieza suspendida en cuatro orientaciones discretas, por ejemplo, para el tratamiento de las cuatro caras de una pieza suspendida; (B) mecanismo de rotación automático que permite la orientación en infinitas posiciones de la pieza a tratar mediante el giro continuo del utillaje de sujeción. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

En un gran número de aplicaciones en las que se trabaja con bienes o ítems de reducido peso, los procesos de carga y descarga se realizan completamente a mano. Mecanizar esta función por medio de transportadores aéreos resulta más simple que en el caso de otro tipo de transportadores. Un modo de hacerlo es utilizar una combinación de transportador de rodillos combinado con una mesa elevadora. Cuando el carro transportador de carga se acerca a la estación de carga, la mesa elevadora en la que se sitúa la carga se eleva, de forma que la carga es transferida a la horquilla o gancho del transportador.

En una disposición de carga similar, un émbolo hidráulico o neumático eleva las cargas a la altura correcta en el momento correcto. Alternativamente, el transportador baja los carros, que enganchan las cargas con sus ganchos u horquillas dispuestas para tal fin. Ello supone mayores requerimientos de espacio, puesto que los transportadores no deben presentar inclinaciones superiores a 30°. La descarga de ítems de peso ligero puede conseguirse fácilmente con carros que pueden, por ejemplo, ser inclinados por medio de un cilindro hidráulico, tal y como se muestra en la Figura 9.23.

La conmutación o interrupción de la carga es posible mediante transportadores de cadena independientes y con transportadores monorraíl autopropulsados, pero no es posible en el caso de transportadores aéreos de cadena simple. Los dispositivos de interrupción para los transportadores independientes son bastante complicados, como se puede observar en la Figura 9.24. Las cadenas de transferencia de separación (también llamadas cadenas de oruga) normalmente realizan el transporte a través de la unión curvada. La regulación en este caso puede ser eléctrica, neumática o hidráulica. Con los transportadores monorraíl autopropulsados, la interrupción o conmutación de la carga resulta más fácil debido a que es suficiente mover simplemente el raíl de una forma mecánica. El método de interrupción/conmutación usada puede ser un simple movimiento de pista a pista o por medio de una mesa giratoria.



Figura 9.23. Operación de descarga por medio de la inclinación de los carros transportadores de la carga. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

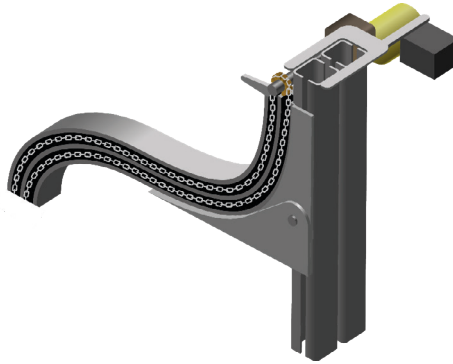


Figura 9.24. Cadena de transferencia que permite la transición de movimientos horizontal y vertical a través del interruptor de curvatura. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

9.5. Metodología para el diseño de un transportador aéreo

El siguiente procedimiento ilustra paso a paso los principios generales utilizados en el diseño de un sistema de transporte aéreo. Dicho procedimiento está basado en la experiencia de fabricantes de sistemas de transporte (McGinty, 2020; Pacline, 2009; Renold, 2020; Tsubaki, 1995) y en normativa especializada sobre el diseño de esta tipología de transportadores (ANSI, 1957, OSHA, 1997; CEMA, 2021). La metodología a emplear se basa en la ejecución secuencial de los siguientes puntos:

1. Dibujar el diseño en planta

- Diseño a la escala más grande posible.
- Vista en planta del área de la planta donde se instalará el transportador. Mostrar líneas de columna acotadas.
- Mostrar y etiquetar todas las obstrucciones en el camino del transportador: columnas, paredes, maquinaria, áreas de trabajo y pasillos.
- Indicar la dirección "Norte" relativa al edificio.

2. Dibujar la ruta del transportador

- En el diseño de la planta, ubicar todas las áreas de carga y descarga, así como las estaciones de procesamiento que serán atendidas por el transportador: tanques de inmersión, cabinas de pintura, hornos, etc.
- Dibujar la ruta del transportador de modo que conecte todas las áreas en su secuencia de trabajo adecuada. Mantener las rutas de los transportadores paralelos tan próximos como sea posible, lo que reducirá el número necesario de operarios.

- Asegurarse de que la trayectoria del transportador no interfiera con las operaciones de la máquina u otras áreas de trabajo.
 - Indicar la ubicación de las unidades, curvas verticales, curvas horizontales, etc., en relación a las líneas de las columnas.
3. *Seleccionar el accesorio de cadena*
- Seleccionar el accesorio al que la carga o el portador se puedan unir más fácilmente, manteniéndose dentro de las capacidades de carga.
 - Casi cualquier tipo de accesorio se puede fabricar bajo pedido especial para adaptarse a aplicaciones especializadas.
4. *Diseñar un transportador*
- Determinar la cantidad de piezas que se colocarán en cada portador. Las cargas deben estar equilibradas.
 - Diseñar el soporte del portador para adaptarse al accesorio de cadena.
 - El diseño del transportador debe permitir una fácil carga y descarga de las piezas y, al mismo tiempo, sujetar el producto de forma segura durante el transporte.
5. *Determinar las elevaciones de la pista*
- Las elevaciones se miden desde la línea del suelo hasta la parte superior de la pista.
 - En las áreas de carga y descarga, la altura del transportador debe permitir que un operario cargue y descargue fácilmente el transportador.
 - Sobre las áreas de trabajo y los pasillos, el espacio libre aceptado es de 2 m desde el suelo hasta la parte inferior de los protectores. Sin embargo, en los pasillos donde se utilizan carretillas industriales, etc., la altura del transportador debe permitir que el tráfico pase libremente.
6. *Seleccionar curvas verticales*
- En base a la Figura 9.25, seleccionar un grado de inclinación para las curvas verticales que proporcionará un espacio libre entre los transportadores cuando estén en tramos inclinados ascendentes/descendentes. Además, para asegurar el espacio libre entre los portadores, la dimensión "A" debe ser mayor que la longitud del portador individual.
 - Seleccionar el espacio de carga.
 - Debido a que los portadores se balancean, se debe dejar espacio libre entre la parte superior del portador y el raíl.
 - Seleccionar curvas verticales del gráfico de curvas verticales (ver Figura 9.25).
 - Indicar en el esquema la longitud horizontal de cada curva vertical de tangente a tangente.

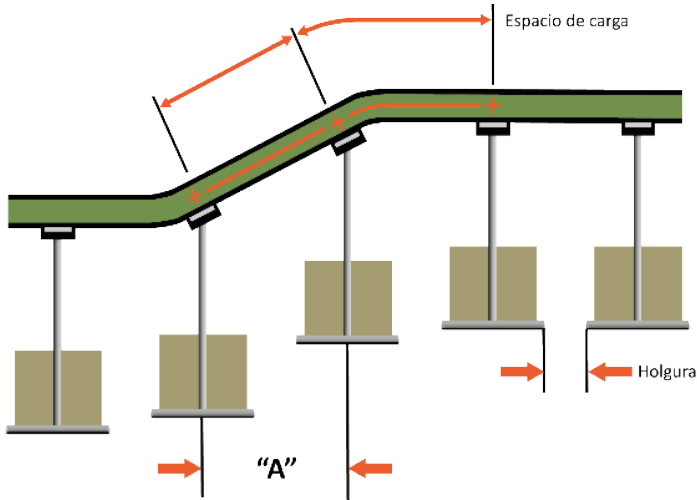


Figura 9.25. Esquema de curvas verticales de un transportador vertical. Extraído y adaptado de McGinty Conveyors. (2020). *Design Procedure*. McGinty Conveyors, Inc. www.mcgintyconveyors.com/design-procedure/design-procedure.html

7. Seleccionar curvas horizontales

- Realizar un diseño de vista en planta de curvas horizontales (Figura 9.26). El espacio libre entre los transportadores adyacentes cuando están negociando curvas determinará el radio horizontal mínimo y los centros del transportador.
- Para aumentar la vida útil del transportador, se utiliza la curva horizontal de radio estándar más grande posible en su diseño.

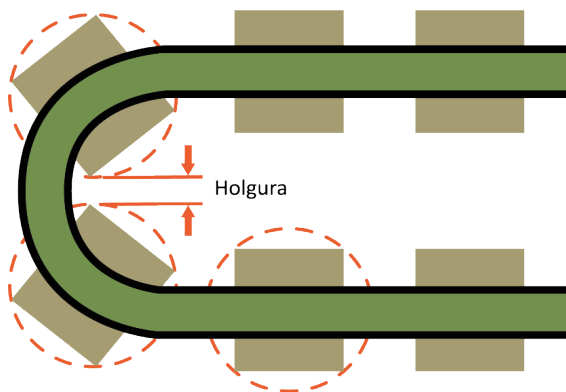


Figura 9.26. Esquema de curvas horizontales de un transportador vertical. Extraído y adaptado de McGinty Conveyors. (2020). *Design Procedure*. McGinty Conveyors, Inc. www.mcgintyconveyors.com/design-procedure/design-procedure.html

8. *Determinar los requisitos de protección*

- Todos los protectores deben cumplir con las especificaciones OSHA y ANSI B20.1.
- Seleccionar el tipo de protección del transportador que mejor se adapte a sus necesidades.
- Asegurarse de que los transportadores cargados dejen despejados todos los protectores. Es especialmente importante comprobar los espacios libres en las curvas horizontales y verticales.

9. *Determinar los transportadores necesarios por minuto*

- ¿Cuántas piezas se deben manipular por minuto a máxima velocidad?
- Se ha diseñado un portador que llevará un número específico de piezas. El siguiente ejemplo explica el procedimiento adecuado:
 - Suponer que su tasa de producción es de 1000 piezas por hora.
 - Suponer que cada carga transportada tiene dos carros.
 - El número requerido de carros transportadores por hora es igual a $1000/2 = 500$.
 - El número requerido de carros transportadores por minuto equivale a $500/60 = 8,33$ carros/min.

10. *Determinar el espaciado del portador*

- Los carros portadores se pueden espaciar en un mínimo de 15 cm entre centros o un espaciado cualquiera múltiplo de 15 cm.
- Consultar los pasos 5 y 6 y observar el espacio mínimo del portador determinado para obtener los espacios libres adecuados.

11. *Determinar la velocidad máxima del transportador*

- La velocidad requerida del transportador en m/min es igual al número de carros transportadores por minuto multiplicado por el espaciado de transportadores en metros. Para ilustrar esta fórmula:
 - En el paso 9 determinamos que se requieren 8,33 carros transportadores/min.
 - Suponer un espaciado de entre transportadores de 0,9 m.
 - 8,33 transportadores/min multiplicado por un espaciado de transportadores de 0,9 m equivale a una velocidad de transportador de 7,5 m/min.
- Para permitir la variación en los requisitos de producción, es aconsejable establecer una velocidad máxima de aproximadamente dos veces la calculada y utilizar un variador de velocidad con un rango de velocidad de aproximadamente 3 a 1.
 - Una velocidad dos veces mayor que los 7,5 m/min calculados es 15 m/min.
 - El uso de un variador de velocidad de relación de 3 a 1 le daría un rango de velocidad de 5 a 15 m/min.

12. *Determinar la longitud del transportador*

- Obtener la suma de todas las dimensiones de la vía recta.
- Obtener la suma de todas las longitudes de cadena en las curvas horizontal y vertical.

13. *Seleccionar el accesorio de cadena*

- El número requerido de carros transportadores es igual a la longitud total del transportador dividida por el espacio entre transportadores.
 - Por ejemplo, la longitud del transportador 72 m, dividida por 0,9 m de espaciado entre carros transportadores es igual a 80 carros transportadores.

14. *Determinar la cantidad de transportadores cargados y descargados*

- Establecer la distancia desde los puntos de carga hasta los de descarga.
- Dividir esta distancia por el espacio entre los portadores.
 - Suponer que la distancia desde los puntos de carga hasta los puntos de descarga es de 44 m con un espaciado de portador de 0,9 m.
 - El número total de transportadores cargados es $44/0,9 = 48$ transportadores cargados.
 - El número total de transportadores descargados = $80 - 48 = 32$.

15. *Determinar la carga viva*

- La carga viva en un transportador es igual a la suma de los pesos de la cadena, los accesorios, el portador y el producto.
 - Multiplicar el peso de la cadena (1,5 kg/m) por la longitud de la cadena: $72 \times 1,5 = 108$ kg.
 - Multiplicar el peso de los accesorios (0,25 kg) por el número requerido de carros transportadores: $80 \times 0,25 = 20$ kg.
 - Multiplicar el peso del carro transportador en vacío (4,25 kg) por el número requerido de carros transportadores: $80 \times 4,25 = 340$ kg.
 - Multiplicar el peso del producto (18 kg) sólo por el número de cargas requeridas: $48 \times 18 = 864$ kg.
 - Carga viva total en el transportador = 1332 kg.

16. *Determinar la carga de elevación*

- La carga de elevación es la cantidad de fuerza requerida para tirar de la carga viva hacia arriba a lo largo de las curvas verticales en todo el sistema.
- Para calcular esta fuerza, determinar el cambio de elevación de todas las curvas verticales cargadas que viajan hacia arriba en el sistema. En esta elevación vertical neta (m) se considerará la altura de elevación total del transportador.

- La carga de elevación para los cambios de elevación del transportador es igual a la altura de elevación total (m) multiplicada por el peso de la carga individual (kg) y luego dividida por los metros de separación de carga.
 - Para el ejemplo de diseño, hay tres curvas verticales que se desplazan hacia arriba, lo que se suma a una altura de elevación total de 8,5 m.
 - La carga en cada carro transportador es de 18 kg y los transportadores están separados 0,9 m.
 - Carga de elevación = $8,5 \times 18 / 0,9 = 170$ kg.
- La cadena, los carros y los transportadores se excluyen de los cálculos porque están equilibrados por la parte del sistema que se desplazó hacia abajo en las curvas verticales.
- Para tirar de un transportador en movimiento cargado hacia arriba por cualquier pendiente se requiere una cierta cantidad de potencia de manera continua. Sin embargo, este requisito se compensa con frecuencia mediante una disminución de carga de la misma longitud a lo largo del transportador, por lo que puede ignorarse. Las condiciones iniciales imponen a menudo una excepción a esta regla ya que, al inicio de la producción cuando se carga por primera vez el transportador, las pendientes pueden cargarse sin los dispositivos de equilibrio normalmente cargados.

17. Determinar la tracción de la cadena

- La tracción de la cadena es el esfuerzo necesario para mantener la velocidad operativa normal de un transportador bajo una capacidad de carga nominal. Para llegar a este valor, es necesario sumar la carga de elevación y los factores de fricción, expresados como un pequeño porcentaje de la carga viva que actúa como resistencia al avance del transportador. La carga viva y la carga de elevación se calcularon en los pasos 15 y 16.
- La resistencia a la fricción se encuentra en los cojinetes de las ruedas de cadena y en la propia unidad de transmisión. Este valor de fricción se representa como un pequeño porcentaje. Cabe señalar que estos porcentajes son para transportadores promedio que viajan en condiciones normales. Cuando existen condiciones ambientales adversas o el transportador es anormalmente largo o complejo y excede la capacidad de tracción de la cadena de un accionamiento, es necesario un cálculo progresivo de la tracción de la cadena, en el que las pérdidas por fricción se calculan y acumulan progresivamente a lo largo de la trayectoria por la que circula el transportador.
- El uso de un factor de fricción del 2,5% cubre la mayoría de las condiciones normales. A mayor número de curvas horizontales y verticales, la fricción es ligeramente mayor.
- Para determinar la tracción de la cadena debido a la fricción, multiplicar la carga móvil total por el factor de fricción seleccionado.

- Carga viva total (paso 15) = 1332 kg.
- Multiplicar por el factor de fricción de 0,025. Agregar la carga de elevación a la tracción de la cadena de fricción para obtener la tracción total de la cadena.
- Tracción de la cadena de fricción = 33,3 kg.
- Carga de elevación del paso 16 = 170 kg.
- Tracción total de la cadena = 203,3 kg.

18. Determinar el tamaño y la ubicación de la unidad de transmisión

- Para determinar la potencia motriz, multiplicar la tracción total de la cadena por la velocidad máxima del transportador.
 - $203,3 \text{ kg} \times 15 \text{ m/min} = 0,489 \text{ kW}$, por lo que es recomendable utilizar un motor de 1 kW. Siempre se recomienda sobredimensionar la transmisión para superar las ineficiencias en el reductor, así como la fricción estática de la cadena durante el arranque.
- El motor debe traccionar la carga, no empujarla.
- Ubicar la unidad de modo que aplique una fuerza de tracción en la parte más cargada del sistema.
- Para obtener mejores prestaciones, ubicar el variador en el nivel más alto del sistema transportador y colocar el retorno justo después del variador en la dirección de desplazamiento, preferiblemente en el punto más bajo.
- Mostrar la ubicación de la unidad seleccionada en el diseño del transportador.

19. Métodos de suspensión

- Determinar el método para colocar perchas en su edificio.
- Determinar la cantidad y el tipo de soporte, soportes de unión y/o enganches del raíl necesarios para suspender el transportador del acero de su construcción.
- La guía debe estar suspendida en cada empalme cuando se utilizan rodillos de apoyo sin guía axial.
- Si la suspensión es imposible o poco práctica, se pueden proporcionar soportes sobre el suelo que se adapten a los requerimientos particulares.

20. Resumen

Para una referencia rápida y sencilla, el *layout* ha de cubrir los siguientes puntos:

1. Dirección de transporte
2. Velocidad del transportador
3. Longitud del transportador
4. Espaciado entre transportadores
5. Número total de transportadores

6. Número de accionamientos en cada transportador
7. Peso del transportador
8. Peso de los accionamientos en el portador
9. Carga viva
10. Especificaciones eléctricas
11. Sección transversal del protector
12. Tracción de la cadena

Lista de todos los componentes necesarios para completar el sistema de transporte aéreo:

1. Vía recta
2. Curvas horizontales
3. Curvas verticales
4. Sección de inspección
5. Juntas de expansión
6. Unidad de transmisión
7. Recogida
8. Lubricador
9. Longitud de la cadena
10. Accesorios de cadena
11. Transportadores
12. Plantillas de soldadura
13. Rodillos de apoyo sin guía axial
14. Material de protección
15. Cabecera y suspensión de acero

Este procedimiento de diseño asume ciertas condiciones ambientales para su uso efectivo. Las siguientes, por contra, son las condiciones que impiden su instalación:

1. Condiciones atmosféricas adversas como lavados alcalinos, bonderita, polvo o arenilla.
2. Temperaturas del horno superiores a 230 °C.

9.6. Especificaciones técnicas de los transportadores aéreos

Las especificaciones técnicas de los transportadores aéreos vienen recogidas en la Tabla 9.2.

Tabla 9.2. Especificaciones de transportadores aéreos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Tipo de transportador	Carga por carro (kg)	Velocidad m/min	Radio de curvatura mínimo (mm)		Acumulación
			Horizontal	Vertical	
Operado por cadena continua (ítems ligeros)	25-100	10-20	500	300	No
Transportador independiente operado por cadena (ítems ligeros)	25-100	15-60	300	500	Sí
Transportador independiente de cadena para carga pesada	1500	10-15	-	-	Sí
Transportador autopropulsado monorraíl (cargas remolcadas a nivel de suelo)	1500	20-50	2000	3000	Sí
Transportador autopropulsado monorraíl para cargas suspendidas	500	Normal 10-20 Max. 100	500	-	Sí
	1500	Normal 10 Max. 80	1000	-	Sí

Bibliografía

- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- MCGINTY CONVEYORS. (2020). Design Procedure. McGinty Conveyors, Inc. www.mcgintyconveyors.com/design-procedure/design-procedure.html Recuperado el 10/11/2020.
- MIRAVETE, A., LARRODÉ, E., CASTEJÓN, L., CUARTERO, J. (2002). *Los Transportes en la Ingeniería Industrial*. Editorial Reverté, S.A. Madrid.
- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- RENOLD (2020). *Section 4. Conveyor Chain Designer Guide*. www.renold.com
- RENOLD (2020). *Conveyor Chain Catalogue*. www.renold.com
- PACLINE OVERHEAD CONVEYORS. (2008). *Overhead Conveyors for Manufacturing Operations. ISO 9001*. www.pacline.com
- PACLINE OVERHEAD CONVEYORS. (2009). *Guidelines for preparing your layout*. www.pacline.com
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.

TSUBAKI. (1995). *The complete guide to chain*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com

TSUBAKI. (2000). *Tsubaki Drive chains & Sprockets*. Tsubakimoto Chain Co. Japan. www.tsubakimoto.com

Reglamentos y normativa

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. (1957). *Safety Code for Conveyors: Cableways and related equipment*. B20.1-1957. The American Society of Mechanical Engineers. New York: USA.

CEMA (2021). *Overhead Trolley Chain Conveyors*, CEMA Standard #601-2021. ISBN-1-891171-50-X, 2019.

OCCUPATIONAL SAFETY AND HEALTH ADMINISTRATION. (1997). *Conveyors. Cargo Handling Gear and Equipment*. OSHA 1917.48 -. United States Department of Labour. Washington: USA www.OSHA.gov

10

Transporte interior automatizado

Enrique Nadal Soriano
Universitat Politècnica de València

Juan F. Dols Ruiz
Universitat Politècnica de València

Índice

10.1. Introducción.....	493
10.2. Robots industriales	493
10.2.1. Diferencias entre los robots industriales y el resto de las máquinas.....	493
10.2.2. Características generales de un robot industrial.....	494
10.2.3. Tipologías de robots industriales	496
10.2.3.1. Robots articulados.....	496
10.2.3.2. Robots cartesianos.....	497
10.2.3.3. Robots SCARA.....	498
10.2.3.4. Robots Delta.....	499
10.2.3.5. Robots polares.....	500
10.2.3.6. Robots cilíndricos.....	501
10.3. Aplicación de los robots industriales en almacenaje y manipulación	502
10.4. Constitución de las paletadas.....	504
10.4.1. Definición de paletada.....	504
10.4.2. Cálculo de los esquemas de paletización	507
10.4.2.1. Método Directo.....	507
10.4.2.2. Método Comparativo.....	508
10.4.2.3. Método Gráfico	510
10.5. Tecnología de los paletizadores	511
10.5.1. Paletizadores en los que la unidad de transferencia es la capa	512

10.5.1.1. Elementos de preparación de capas	512
10.5.1.2. Tipologías de preparación de capas.....	516
10.5.2. Paletizadores en los que la unidad de transferencia es el bulto.....	519
10.6. Tecnología de los despaletizadores.....	521
10.6.1. Despaletizadores en los que la unidad de transferencia es la capa	522
10.6.1.1. Elementos de desapilado con separación de volumen en superficie.....	522
10.6.1.2. Despaletizadores en los que la unidad de transferencia es el bulto	524
10.7. Desapiladores-apiladores de palets vacíos.....	525
10.8. Vehículos guiados automáticamente (AGV).....	525
10.8.1. Aplicaciones de los AGV	526
10.8.1.1. Remolque.....	526
10.8.1.2. Transpaletas.....	527
10.8.1.3. Carretillas elevadoras.....	528
10.8.1.4. Transportadores de carga unitaria	529
10.8.1.5. Transportadores de carga ligera	529
10.8.1.6. AGV en líneas de montaje.....	530
10.8.2. Funciones básicas de los AGV	531
10.8.2.1. Navegación y guiado	531
10.8.2.2. Enrutamiento.....	532
10.8.2.3. Gestión del tráfico.....	533
10.8.2.4. Sistema de gestión: sistema de monitorización	535
10.8.2.5. Sistema de gestión: despacho de vehículos.....	536
Bibliografía.....	537
Reglamentos y normativa.....	538

10.1. Introducción

El desarrollo de la mecánica, la microelectrónica, la electrónica de potencia, la tecnología de la motorización eléctrica, la informática y en conjunto todas las ramas de la ciencia con aplicación industrial han permitido que la práctica totalidad de los equipamientos diseñados para la manipulación de cargas, de forma aislada o en continuo, sean susceptibles de grandes niveles de automatización.

En esta unidad, nos vamos a referir a equipamientos que en particular se emplean fundamentalmente en operaciones de almacenamiento, teniendo una aplicación especial en las operaciones de entrada y salida de los almacenes: las operaciones de apilado y desapilado de unidades de cargas, preparación de pedidos, etc. y en las operaciones de transporte interior en líneas productivas: circuitos de ensamblado, aprovisionamiento de puestos de trabajo, centros de mecanizado, procesos de transformación secuenciales etc.

En particular nos referiremos a lo que genéricamente se denominan Robots (a los paletizadores y des-paletizadores que, aunque su aspecto no se asemeja a la idea de un Robot, conceptualmente lo son) y a los AGV (vehículos de guiado automático), aunque cualquiera de los vehículos de transporte interior vistos en unidades anteriores, pueden ser convertidos en AGV.

10.2. Robots industriales

Podemos encontrar diferentes definiciones de este tipo de máquina, pero las más representativas para el tema que nos ocupa serían las siguientes:

Federación Internacional de Robótica (IFR) 1988

Se entiende por robot industrial de manipulación una máquina de manipulación automática, reprogramable y multifuncional con tres o más ejes que pueden posicionar y orientar materias, piezas, herramientas o dispositivos especiales para la ejecución de trabajos diversos en las diferentes etapas de la producción industrial, ya sea en una posición fija o en movimiento.

ISO 8373 Robots Manipuladores Industriales. Vocabulario 1994

Manipulador que puede programarse según tres ejes o más, con control automático, reprogramable, multi aplicación, móvil o no, destinado a ser utilizado en aplicaciones de automatización industrial. Incluye el manipulador (comprende los accionadores) y el sistema de control (hardware y software).

10.2.1. Diferencias entre los robots industriales y el resto de las máquinas

- *Versatilidad.* Pueden realizar una variedad de funciones sin modificar sustancialmente su estructura física. La versatilidad viene dada por su capacidad

geométrica y mecánica. Los grados de libertad del robot son fundamentales en este aspecto.

- *Flexibilidad.* Puede participar en la producción de diferentes componentes sin necesidad de introducir modificaciones en el robot, simplemente se requiere una programación diferente para cada tarea.
- *Adaptabilidad al entorno.* Los robots son máquinas que se adaptan a un entorno cambiante. Esta capacidad depende del empleo de sensores para captar modificaciones en el entorno de trabajo y por la capacidad de analizar la tarea a realizar y ejecutar un plan de operación adecuado mediante programación.

La agenda estratégica de investigación 2020 en robótica (MICIN, 2020), define los siguientes tópicos como la tendencia en la evolución de estos equipos:

- *Configurabilidad.* Habilidad para reconfigurarse para realizar diferentes tareas. Desde reprogramarse hasta alterar su estructura física.
- *Adaptabilidad.* Habilidad para adaptarse a diferentes escenarios de trabajo, entornos y condiciones. Las adaptaciones pueden ser a largo o corto plazo.
- *Capacidad de interacción.* Habilidad para interactuar cognitiva y físicamente con los usuarios, operadores u otros sistemas del entorno incluidos otros robots. Puede ir desde el uso de un protocolo de comunicación hasta un sistema de conversación interactiva con una persona.
- *Fiabilidad.* Habilidad para realizar tareas sin errores sistemáticos.
- *Capacidad de movimiento.* Habilidad del sistema para moverse. El movimiento puede ser altamente restringido y la habilidad se medirá en precisión o repetibilidad. Alternativamente puede ser poco restringido y ser medida por la habilidad para moverse en diferentes medios o entre medios.
- *Habilidad de manipulación.* Habilidad del sistema para manipular objetos. Cuando el elemento terminal está determinado para una tarea específica, se especificará la precisión y repetibilidad de la manipulación, por ejemplo, la habilidad para absorber tolerancias entre partes durante el ensamblaje. Por destreza en la manipulación puede especificarse la habilidad para descubrir como coger y mover objetos desconocidos.

10.2.2. Características generales de un robot industrial

Un robot consta de las siguientes partes fundamentales:

- Estructura mecánica del robot:
 - Cadena cinemática abierta.
 - Grados de libertad según la aplicación (6 habitualmente).
 - Pares cinemáticos de revolución (tipo R) o prismáticos (tipo P).

- Sensores:
 - Sensores internos, fundamentalmente de posición: Se emplean para el control de posición angular (pares R) fundamentalmente basados en los codificadores angulares de posición (*encoders*) y los captadores angulares de posición (*resolvers*).
 - Sensores externos: Se emplean para proporcionar información al robot acerca de su entorno de trabajo. Se emplean sensores de fuerza, proximidad, visión, etc.
- Unidad de control:
 - La unidad de control es un microprocesador. Sus misiones son las siguientes:
 - Inicialización y finalización del movimiento de los componentes individuales del manipulador.
 - Almacenamiento en su memoria de datos acerca de la posición y secuencia de movimientos.
 - Interacción del robot con su entorno.
 - La frecuencia de muestreo del sistema de control suele ser unas 20 veces la frecuencia natural del sistema. Para un robot tipo PUMA se determinó experimentalmente dicha frecuencia natural en 15 Hz, lo cual condiciona una frecuencia de muestreo de 300 Hz. Esto da un tiempo de cálculo para cada configuración del robot de aproximadamente 3 ms.
- Actuadores y unidad de conversión de potencia:
- Aunque en el pasado se han empleado actuadores neumáticos e hidráulicos, en la actualidad solo se emplean motores eléctricos. Estos pueden ser:
 - Motores de corriente continua (DC).
 - Motores de corriente alterna (AC).
 - Motores paso a paso.

Los motores de corriente continua (DC) eran hasta hace poco tiempo los más empleados debido a su facilidad de control. El control de velocidad se realiza modificando la tensión del inducido. El principal problema de este tipo de motores reside en el necesario mantenimiento de las escobillas. Para evitar este problema se han desarrollado los motores sin escobillas (*brushless*).

La Figura 10.1 muestra un esquema con las partes fundamentales de un robot y la interacción de información entre estas.

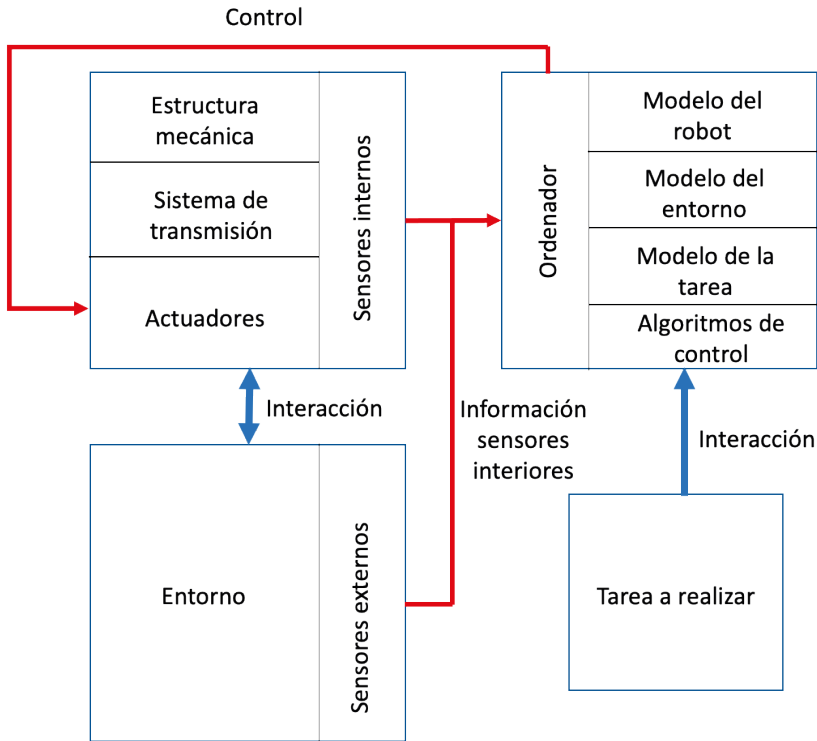


Figura 10.1. Esquema de las partes fundamentales de un robot.

10.2.3. Tipologías de robots industriales

10.2.3.1. Robots articulados

Los robots articulados son uno de los tipos de robots más comunes en aplicaciones industriales. Tienen una similitud al brazo humano en cuanto a su configuración mecánica. El brazo está conectado a una base mediante un par circular. El número de pares de rotación que conectan el brazo puede ir desde 2 a 10, donde cada par confiere un grado de libertad adicional. Los pares pueden ser paralelos u ortogonales entre sí. Los robots articulados que tienen 6 grados de libertad son los más comunes ya que su diseño ofrece una máxima flexibilidad.

La Figura 10.2 muestra un ejemplo de este tipo de robots articulados, cuyas principales aplicaciones son el empaquetado de alimentos, la soldadura, la manipulación de materiales, el mecanizado de piezas, ensamblaje, manipulación de vidrios, forjado, el pintado de materiales, etc.

Las principales ventajas e inconvenientes de este tipo de robots se pueden resumir como sigue:

Ventajas:

- Alta velocidad.
- Gran envergadura de trabajo con bajos requisitos de espacio.
- Alineamiento sencillo en diferentes planos.

Desventajas:

- Se requieren controladores dedicados.
- Programación compleja.
- Cinemática compleja.



Figura 10.2. Robot articulado. Extraído de *iStock.com*, de nay. Id: 1250567282. (2020). Licencia Estándar.

10.2.3.2. Robots cartesianos

Los robots cartesianos también se denominan robots rectilíneos o de pórtico y tienen una configuración rectangular. Estos tipos de robots industriales tienen tres pares prismáticos para generar movimiento lineal deslizándose sobre sus tres ejes perpendiculares (X, Y y Z). También pueden tener una muñeca adjunta para permitir el movimiento de rotación. Los robots cartesianos se utilizan en la mayoría de las aplicaciones industriales, ya que ofrecen flexibilidad en su configuración, lo que los hace adecuados para necesidades de aplicaciones específicas. Dichas aplicaciones pueden ser las operaciones de picking, la carga y descarga de máquinas, la manipulación de materiales, el ensamblaje y sub-ensamblaje, la manipulación de material nuclear, etc.

Las principales ventajas e inconvenientes de esta tipología de robots se pueden resumir como sigue:

Ventajas:

- Elevada precisión posicional.
- Operación simple.
- Fácil de programar.
- Altamente ajustable.
- Manipulación de cargas pesadas.
- Bajo coste.

Desventajas:

- Requiere elevados requisitos de espacio.
- Ensamblaje complejo.
- Movimiento limitado. Sólo una dirección a la vez.



Figura 10.3. Robot cartesiano. Extraído de *iStock.com*, de Vyacheslav Kozyrev. Id: 994951040. (2018). Licencia Estándar.

10.2.3.3. Robots SCARA

Los robots SCARA (*Selective Compliance Assembly Robot Arm*) tienen una envolvente de trabajo en forma de donut y consta de dos pares paralelos que permiten el trabajo en un plano seleccionado. Los ejes giratorios se colocan verticalmente y el soporte unido al brazo se mueve horizontalmente. Los robots SCARA se especializan en movimientos laterales y se utilizan principalmente para aplicaciones de ensamblaje. Los robots SCARA pueden moverse más rápido y tienen una integración más sencilla que los robots cilíndricos y cartesianos.

Las principales aplicaciones de este tipo de robots son las operaciones de ensamblado, la manipulación de semiconductores, las aplicaciones biomédicas, el empaquetado de piezas, la paletización y la alimentación de máquinas. La Figura 10.4 muestra un ejemplo de este tipo de robots.



Figura 10.4. Robot SCARA. Extraído de “Scara Roboter mit Palettierer” (2008), de Hirata Robotics GmbH. *Wikimedia Commons*. Licencia Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 Germany.

Entre las principales ventajas e inconvenientes de este tipo de robots destacan:

Ventajas:

- Alta velocidad.
- Alta repetibilidad.
- Gran campo de trabajo.

Desventajas:

- Requiere controlador dedicado.
- Limitado a superficies planas.
- Difícil de programar.

10.2.3.4. Robots Delta

Los robots Delta también se denominan robots de enlace paralelo, ya que consisten en enlaces conjuntos paralelos conectados con una base común. Debido al control directo de cada articulación sobre el soporte final, el posicionamiento del soporte final se puede controlar fácilmente con sus brazos, lo que da como resultado una operación de alta velocidad. Los robots Delta tienen un entorno de trabajo en forma de cúpula (ver Figura 10.5). Estos robots se utilizan generalmente para aplicaciones

rápidas de recogida y colocación o transferencia de productos como las utilizadas en la industria alimentaria, farmacéutica, electrónica, simuladores de vuelo o de conducción, alineadores de fibra óptica, etc.

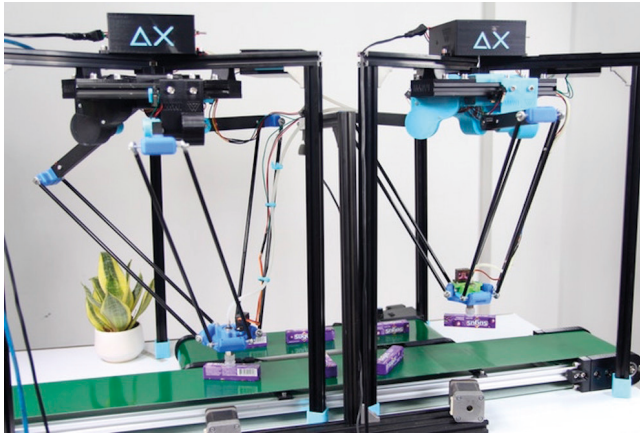


Figura 10.5. Robot delta. Extraído de “Delta x robot - vision module – conveyor” (2020), de Trungdoanhong. *Wikimedia commons*. Licencia Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International.

Sus principales ventajas e inconvenientes son:

Ventajas:

- Alta velocidad.
- Alta precisión.

Desventajas:

- Operación compleja.
- Controladores dedicados.

10.2.3.5. Robots polares

Los robots polares tienen una articulación giratoria que conecta el brazo con la base y una combinación de dos articulaciones giratorias y una articulación lineal que conecta los eslabones. Estos también se denominan robots esféricos, ya que tienen una envolvente de trabajo esférica y los ejes forman un sistema de coordenadas polares. Estos robots tienen un eje pivotante central y un brazo giratorio extensible. Sus principales aplicaciones son las fundiciones, la manipulación de vidrios, el moldeado por inyección, el forjado, la soldadura y la manipulación de materiales. La Figura 10.6 muestra un ejemplo de robot de tipo polar o esférico.



Figura 10.6. Robot polar o esférico. Extraído de *iStock.com*, de Janit Vanthra. Id: 1387189470. (2022). Licencia Estándar.

Las principales ventajas y desventajas son:

Ventajas:

- Puede llegar a cualquier punto dentro del espacio de trabajo.
- Puede alcanzar obstáculos desde arriba o desde abajo.
- Gran volumen de trabajo.
- Pequeños requisitos de espacio.

Desventajas:

- No puede alcanzar objetos sobre sí mismo.
- Escaso alcance vertical.
- Baja precisión en la dirección de rotación.
- Sistema de control complejo.

10.2.3.6. Robots cilíndricos

Los robots cilíndricos tienen al menos un par rotatorio en la base y al menos un par prismático que conecta los brazos. Estos robots tienen un espacio de trabajo cilíndrico con un eje pivotante y un brazo extensible que se mueve verticalmente y por deslizamiento. Así, los robots con configuración cilíndrica ofrecen movimiento lineal vertical y horizontal junto con movimiento giratorio sobre el eje vertical. El diseño compacto del extremo del brazo permite que el robot alcance espacios de trabajo reducidos sin pérdida de velocidad ni repetibilidad. Se utiliza principalmente en aplicaciones sencillas en las que se recogen, giran y colocan materiales, como son el transporte de paneles LCD, ensamblaje,

la aplicación de revestimientos, fundición y forjado, alimentación de máquinas, etc. Las principales ventajas e inconvenientes se centran en:

Ventajas:

- Operación e instalación simples.
- Ensamblaje sencillo.
- Alcance alrededor de si mismo.
- Escasos requisitos espaciales.
- Manipulación de cargas pesadas.

Desventajas:

- No puede sortear obstáculos.
- Baja precisión en la dirección e rotación.
- No común en nuevos diseños.

10.3. Aplicación de los robots industriales en almacenaje y manipulación

La aplicación más extendida del uso de los robots industriales en las tareas de almacenaje y manipulación es en la paletización y despaletización. La paletización forma parte de los sistemas de manutención que más se han desarrollado en las últimas décadas. Consiste en agrupar un cierto número de paquetes sobre un soporte, el palet; la operación de agrupamiento se hace mediante una máquina de control numérico llamada paletizador.

Inicialmente, los paquetes se depositaban a mano sobre los palets; los puestos de paletización eran por tanto manuales y analizados de cara a que los operarios tuvieran un mínimo de movimientos a efectuar para permitir buenos rendimientos. Pero rápidamente, ha sido necesario equipar estos puestos para hacerlos menos penosos y mejorar las condiciones de trabajo. Los diseñadores industriales han ideado puestos de trabajo manuales que han sido mejorados poco a poco mediante la introducción en el mercado de los equipos de paletización, inicialmente semiautomáticos, en los que el operario debe realizar previamente un trabajo de ordenación o el trabajo de mando del mecanismo de apilado, y posteriormente, los equipos totalmente automáticos que pueden trabajar sin la presencia de un operario.

Paralelamente al desarrollo de estos equipos, los paquetes o cajas se han ido transformando. Así como en las primeras soluciones constructivas las cajas empleadas no tenían ninguna especificación concreta, los fabricantes han ido estudiando y desarrollando las cajas y embalajes más apropiados para su uso en palets y por tanto para la paletización.

La paletización se ha desarrollado en todos los sectores de la industria, la diversidad de productos, las cantidades y modos de producirlos han desarrollado muy rápidamente un gran número de tipologías de paletizadores. La imaginación de los fabricantes en este

campo es particularmente floreciente, y se ha hecho necesario hacer una clasificación de estos y definir su campo de aplicación para permitir una adecuada selección.

Y como toda técnica nueva lleva consigo un lenguaje específico, se hace necesario definir una terminología básica que nos familiarice con los términos necesarios para la comprensión de los textos y documentos técnicos. Así, es necesario establecer los significados de los siguientes conceptos:

- *Paletizar*: es la acción de agrupar o apilar cajas (o cargas unitarias) sobre los palets u otros soportes, de cara a operaciones de manutención, transporte y almacenamiento.
- *Despaletizar*: es la acción de desagrupar las cargas paletizadas.
- *Caja* (o carga unitaria): constituye la más pequeña unidad indivisible empleada en las operaciones de paletización o despaletización.
- *Fila o hilera*: representa un agrupamiento lineal en el plano horizontal de cajas.
- *Pila*: representa un agrupamiento lineal en el plano vertical de cajas.
- *Capa*: constituye un agrupamiento sobre un plano horizontal de varias filas.
- *Multipila*: constituye un agrupamiento sobre un plano vertical de varias pilas.
- *Paletada*: es el conjunto de capas o de pilas destinadas a ser depositadas sobre un palet u sobre otro soporte.
 - *Nota 1*: la paletada puede no tener soporte y constituir en este caso directamente la unidad de manutención o de transporte. Es el caso de paletización sin palet.
 - *Nota 2*: la paletada puede incorporar algunos elementos de cohesión (intercalados, encolado de cajas) que son necesariamente (o pueden serlo) colocados en el momento de constituir la paletada.
- *Carga paletizada*: representa el conjunto de elementos que constituyen una paletada, del palet u otro soporte y de los medios eventuales de cohesión del conjunto agrupados para constituir una unidad de manutención, transporte o almacenamiento.
 - *Nota 3*: si no hay palet o soporte, es la paletada y sus elementos de cohesión lo que constituye la carga paletizada.
- *Esquema de paletización*: representa la disposición simple o trabada de las cajas sobre una misma capa.
- *Capa simple*: es la capa constituida por cajas dispuestas todas en el mismo sentido.
- *Capa trabada*: es la capa constituida por cajas dispuestas ya sea a lo largo o de través.
- *Capas cruzadas* (paletada en): constituye la paletada formada por capas cuyo esquema de paletización es diferente para reforzar la cohesión y evitar planos de deslizamiento.

- *Programa*: conjunto de información y de instrucciones que permiten al paletizador disponer las cajas en cada capa para obtener la paletada deseada.
- *Paletizador*: máquina destinada a realizar las paletadas; puede ser:
 - *Semiautomática*: una parte de las operaciones de agrupamiento se realizan manualmente por un operario mientras que otra parte las efectúa la máquina automáticamente. La operación de preparación manual suele ser la de preparación de las capas, mientras que la operación automática es la de apilado de las capas.
 - *Automática*: el conjunto de operaciones de constitución de la carga paletizada se ejecuta totalmente de forma automática por la máquina. Tanto la fase de preparación de capas como de apilado de estas son realizadas de forma automática por la máquina.
 - *Monoposición*: la alimentación y el sistema de apilado están diseñados de tal modo que la constitución de una paletada no puede comenzar hasta que se termine y evacue la precedente.
 - *Multiposición*: la alimentación y el sistema de apilado están diseñados de tal modo que puedan constituirse varias cargas paletizadas al mismo tiempo.
- *Despaletizador*: máquina destinada a desagrupar las paletadas. Como el paletizador, puede ser semiautomático, automático, monoposición y multiposición.
- *Desapilador de palets vacíos*: máquina destinada a suministrar uno a uno los palets al paletizador a partir de una pila.
- *Apilador de palets vacíos*: máquina destinada a extraer uno a uno los palets de un despaletizador y colocarlos en una pila.
 - *Nota 4*: estos dos últimos aparatos pueden ser reversibles y constituir lo que se llaman apiladores-desapiladores.

10.4. Constitución de las paletadas

10.4.1. Definición de paletada

Como hemos definido previamente, la paletada representa el conjunto de capas o de pilas destinadas a ser depositadas sobre un palet u sobre otro soporte. El tipo de mercancía que se suele manipular con palets es, en general, cajas de madera, cajas de plástico de encaje recto o trabado, cajas de cartón, paquetes bajo película retráctil, packs, bidones y latas, botellas, sacos, etc.

La paletada se caracteriza por un esquema de paletización (disposición de los bultos o paquetes en una capa) y por un número de capas. Las capas pueden estar cruzadas, alternando varios esquemas de paletización, con el fin de aumentar la cohesión.

Entre los medios para aumentar la cohesión de las paletadas, se suelen utilizar las bases de plástico con ranuras o con fondos especiales que se encajan permitiendo el encaje de capas, el flejado con cintas metálicas, las cinchas de caucho, la envoltura mediante película retráctil o estirable, el pegado de los bultos mediante cola de contacto y los intermedios de cartón, papel o láminas de plástico.

Las dimensiones de una paletada deben ser compatibles con los gálibos de las estructuras de almacenamiento (estanterías) y los medios de transporte (vehículos y carros de mantenimiento). Esta condición puede ser satisfecha generalmente con el uso de palets normalizados, que suelen ser de dos tipos, el americano, de dimensiones 1000 x 1200 mm, y el euro-palet, de dimensiones más reducidas de 800 x 1200 mm (ver Figura 10.7).

Para la constitución de una buena paletada deberían tenerse en cuenta inicialmente una serie de criterios básicos, como son:

- Todas las cargas unitarias utilizadas deberían ser del mismo tamaño (a**x**b**x**h), para evitar el apilamiento irregular de diferentes tipos de ítems.
- Cada una de las cargas unitarias seleccionadas debería apoyar en la capa por la cara de mayor tamaño, con objeto de asegurar la mayor estabilidad posible durante el transporte.
- La constitución del esquema de paletización de cada capa debería realizarse de modo que no se generen huecos o vacíos entre las diferentes cargas unitarias, ocupando así toda la superficie de la capa. Hay que diseñar cada capa con el número óptimo de cargas por capa.
- La constitución de la capa con cargas unitarias debería realizarse de modo que ninguna carga unitaria sobresale del área soporte del palet.

De este modo, un ligero retranqueo de la carga con respecto a las dimensiones exteriores del palet permite preservar los objetos de daños eventuales por roce o contacto con las paredes de los vehículos cargados desde un muelle, ya que será el palet quien primero tropiece contra las paredes. Pero este retranqueo no debe ser excesivo (< 2 cm) porque en ese caso la carga puede deslizarse sobre el palet frente a un arranque o una frenada y puede desplazarse sobre un palet adyacente, haciendo difícil su descarga con una carretilla de horquillas o transpaleta.

Es decir, como se comentaba en los anteriores criterios básicos, el tamaño del embalaje de cada carga unitaria debe diseñarse inicialmente teniendo en cuenta que, a la hora de apilar dichas cargas, no deberían aparecer huecos entre las cajas, y se puede rellenar totalmente la superficie del palet. En caso de que esto no fuera así, y aparecieran huecos indeseados entre cargas unitarias, se pueden seguir dos estrategias para minimizar los problemas de estabilidad que se generarán durante el transporte:

- 1º Diseñar una paletada con capas cruzadas para aumentar la estabilidad durante el transporte (ver Figura 10.7), de modo que los huecos se puedan repartir entre todas las capas en diferentes lugares.

- 2º Ubicar el hueco generado entre las cargas unitarias en el mismo lugar en cada capa, de modo que, al apilar las diferentes capas de cargas, el hueco aparezca siempre en el mismo punto. Este hueco vertical recibe el nombre de "chimenea", y puede ser relleno por cualquier material (corcho, plástico, listón de madera o cartón, etc.) que facilite la consistencia del palet una vez haya sido flejado para el transporte.

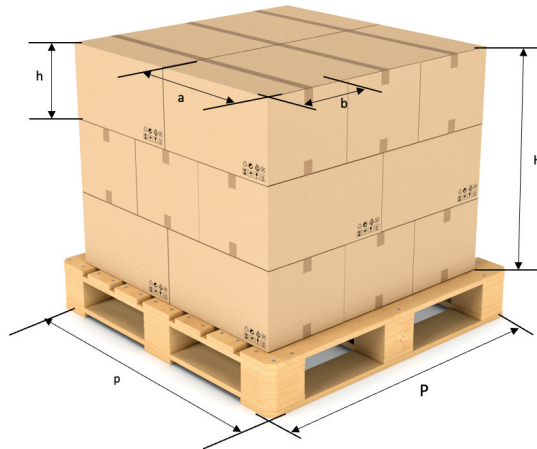


Figura 10.7. Dimensiones estándar de un palet y la carga unitaria. Extraído de iStock.com, de gearstd. Id: 638722642. (2017). Licencia Estándar.

El último aspecto al que hay que prestar especial atención durante el proceso de constitución de las paletadas, es el de la selección de altura H de cada paletada. Dicha altura debe seleccionarse teniendo en cuenta una serie de factores, como son:

- *La altura de elevación de la carretilla de horquillas:* de modo que se pueda facilitar la estabilidad de la carga durante el transporte con la carretilla, tanto en el movimiento con el mástil plegado como en el proceso de apilado/dsapilado del palet en las estanterías.
- *La altura de la carga sobre un camión o vagón de ferrocarril:* la altura H debe ser compatible con el gálibo interior de la caja de carga del vehículo de transporte (o contenedor ISO), de modo que el apilado en una o más filas de uno o más palets permita aprovechar al máximo el volumen de carga del vehículo, sin dejar huecos indeseados que podrían afectar a la capacidad de carga y a la productividad del transporte (relación coste/kg transportado).
- *El peso de la carga paletizada:* la altura H debe ser tal que no se produzca el aplastamiento de las cargas unitarias de las primeras filas de la paletada por exceso de carga apilado (número excesivo de capas/palet).

- *La estabilidad de la carga paletizada:* la altura H debe ser adecuada para evitar el vuelco de la paletada durante las operaciones de aceleración/frenado y funcionamiento en curvas del vehículo de transporte.
- *La estabilidad de las pilas de palets cargados:* cuando las diferentes paletadas de altura H se apilan una encima de la otra, sin estanterías, la altura H de cada paletada debe ser seleccionada de modo que no se produzca el vuelco de toda la pila de palets al apilar 2 o más palets cargados en la misma pila.

10.4.2. Cálculo de los esquemas de paletización

10.4.2.1. Método Directo

Para la aplicación del método directo se deben definir inicialmente las dimensiones a y b ($a > b$) como las dimensiones de la base de los bultos individuales de una capa (ver Figura 10.7), y P y p ($P > p$) las dimensiones de la base del palet (americano o euro-palet). Con estos datos perfectamente identificados, se puede establecer un cuadro de doble entrada con los siguientes datos (ver Figura 10.8):

- en la primera fila los múltiplos de a hasta el valor P ,
- en la primera columna todos los múltiplos de b hasta el valor P ,
- en las otras columnas la suma del primer número de la columna con el primer número de cada fila hasta el valor P .

Se componen las diferentes combinaciones de la longitud a y la anchura b que permiten obtener P con las que permiten obtener p y escoger la configuración que más convenga.

Por ejemplo, en la Figura 10.8 se muestra el caso de definición de los esquemas de paletización de un palet americano de 1000×1200 ($P=1200$ mm y $p=1000$ mm) y cargas unitarias de tamaño 400×200 mm ($a=400$ mm y $b=200$ mm).

Siguiendo las anteriores indicaciones, se observa que es posible combinar las longitudes y anchuras de los bultos de cuatro modos diferentes para llegar a 1200 mm:

- Solución B: 6 anchuras.
- Solución D: 4 anchuras y 1 longitud.
- Solución F: 2 anchuras y 2 longitudes.
- Solución G: 3 longitudes.

y tres modos diferentes de llegar a 1000 mm:

- Solución A: 5 anchuras.
- Solución C: 3 anchuras y 1 longitud.
- Solución E: 2 longitudes y 1 anchura.

La combinación entre sí de cada una de estas soluciones nos facilita las diferentes posibilidades de diseñar el esquema de paletización de cada capa. En la Figura 10.8 se

observa cómo en total se pueden diseñar hasta 9 esquemas distintos con un número óptimo de cargas por capa, que en este caso es de 15.

La selección adecuada de las dimensiones de la carga unitaria ($a \times b$) permite que el número de bultos por capa sea el mayor posible en cada esquema, y que no se produzcan huecos entre los bultos de cada capa, ni sobresalgan de la superficie del palet seleccionado. Estas dimensiones son cruciales para diseñar un buen proceso de paletización y transporte posterior, y se le debería prestar especial atención en la fase inicial de diseño del embalaje que transporta la mercancía.

Ejemplo de determinación de esquemas de paletización sobre un palet de 1000x1200				
Múltiplos de las anchuras de los paquetes		Múltiplos de las longitudes de los paquetes		
		a 400	2a 800	3a 1200 (G)
b	200	600	1000 (E)	
2b	400	800	1200 (F)	
3b	600	1000 (C)		
4b	800	1200 (D)		
5b	1000 (A)			
6b	1200 (B)			

A + D		A + F		A + G	
C + B		C + D		C + F	
E + B		E + D		E + F	

Figura 10.8. Ejemplo de aplicación del método directo para determinar el esquema de paletización de una carga unitaria de 400 x 200 mm sobre un palet americano de 1000 x 1200 mm. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.4.2.2. Método Comparativo

Para la aplicación del método comparativo se debe calcular inicialmente la superficie del palet $S = P \times p$ y la superficie del bulto individual, $s = a \times b$. Con estas dos dimensiones ya definidas, se puede obtener la cantidad máxima de bultos que se pueden disponer en una capa individual mediante la ecuación:

$$n = \frac{S}{s} = \frac{P \cdot p}{a \cdot b}$$

Ecuación 10.1

El método comparativo trata de ofrecer una ayuda a la selección del esquema de paletización más adecuado para cada capa, en función del número de bultos que caben en dicha capa, obtenido a partir de la Ecuación (10.1). La orientación relativa entre los diferentes bultos puede realizarse de distintas formas dependiendo del número de bultos por capa y de la superficie de palet disponible. En ese sentido, se han desarrollado diferentes esquemas gráficos que, sin necesidad de dibujar cada uno de ellos en cada caso, pueden facilitar la selección del esquema más adecuado según el tipo de caja a paletizar.

Así, las Figuras 10.9 y 10.10 muestran diferentes combinaciones de esquemas de paletización que se podrán utilizar según las necesidades.

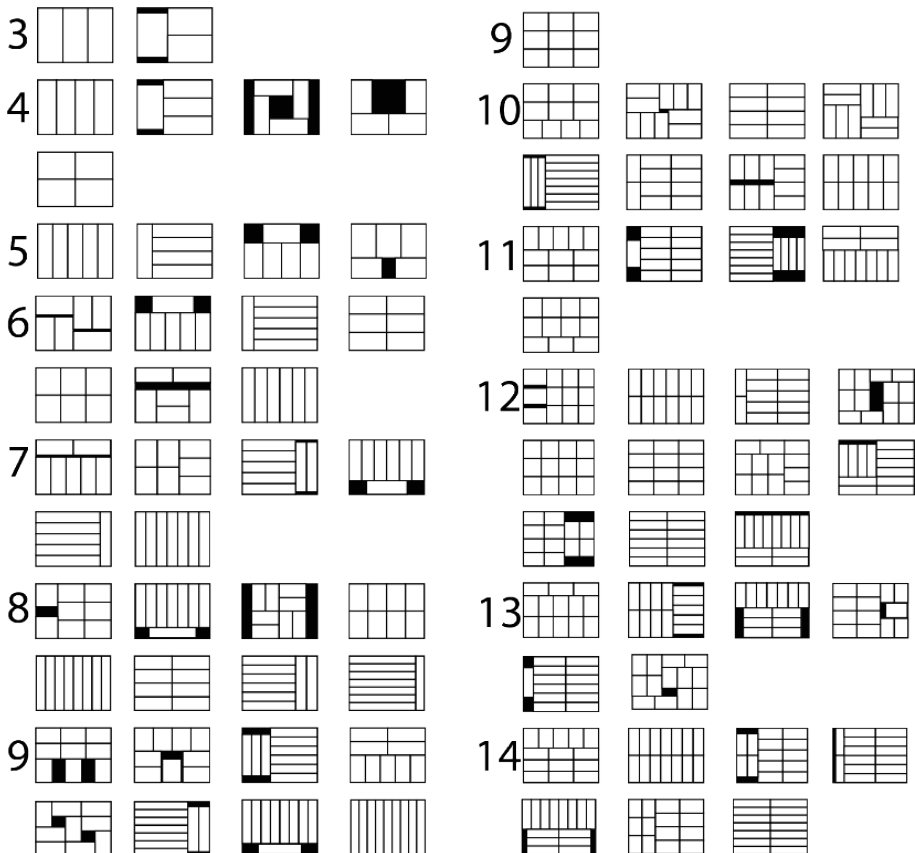


Figura 10.9. Ejemplo de determinación de esquemas de paletización en función del número de paquetes por capa | Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

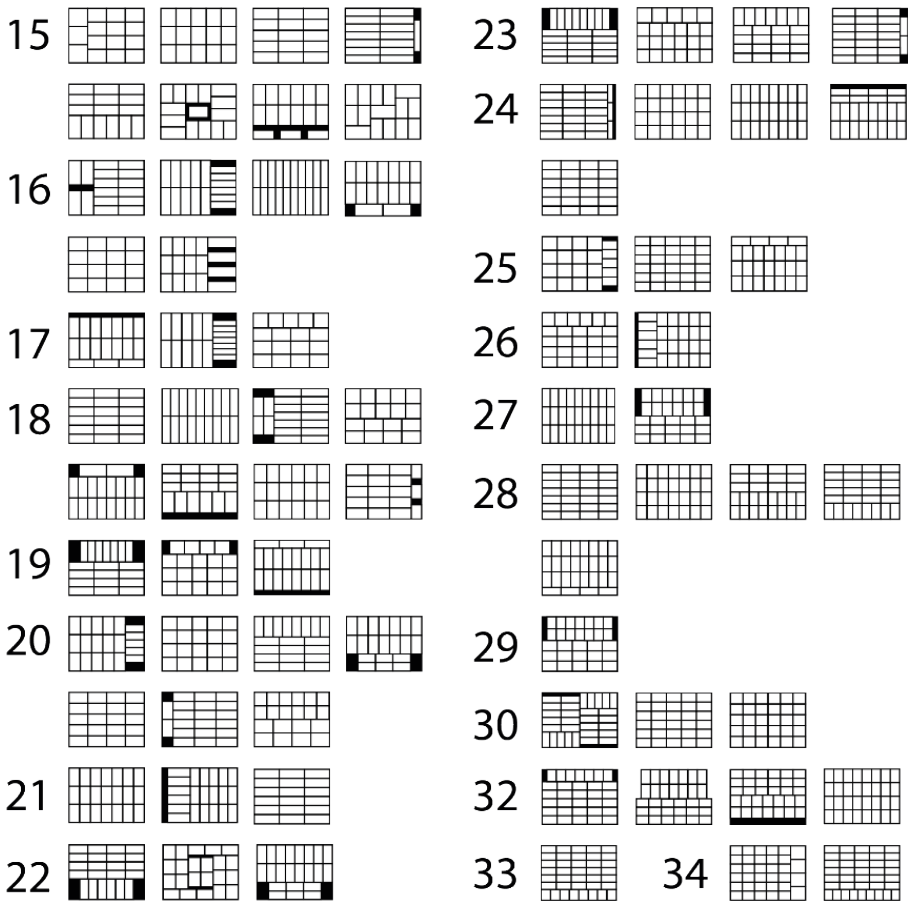


Figura 10.10. Ejemplo de determinación de esquemas de paletización en función del número de paquetes por capa II. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.4.2.3. Método Gráfico

El método gráfico permite obtener las diferentes combinaciones de longitudes y anchuras de los bultos de cada capa con la ayuda de un diagrama que es equivalente a la tabla de doble entrada generada con la aplicación del método directo (ver Figura 10.11). El diagrama se obtiene cuadriculando un gráfico de ejes OXY donde las abcisas se seleccionan de modo que las líneas verticales dependen de la dimensión a de la caja; de este modo, las unidades de abcisas representarán $x = a, x = 2a, x = 3a, \text{ etc.}$

Del mismo modo, las unidades de la escala de ordenadas representarán la dimensión b de la caja, de modo que las unidades de las líneas horizontales se seleccionarán como múltiplos de b , esto es, $y = b, y = 2b$, etc. Con todo ello, se pueden trazar las rectas $x+y=P$ y $x+y=p$.

Una vez trazadas estas rectas, las soluciones posibles serán todas aquellas en las que se obtienen nudos situados sobre las rectas y que cortan a las dimensiones enteras del eje de abscisas y de ordenadas. La Figura 10.11 adjunta representa las soluciones del ejemplo descrito anteriormente con el método directo.

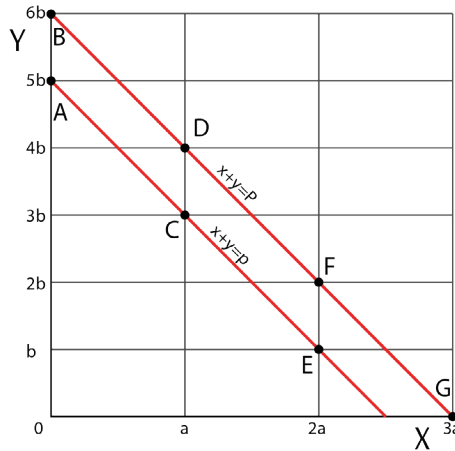


Figura 10.11. Ejemplo de determinación de esquemas de paletización por el método gráfico.
 Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.5. Tecnología de los paletizadores

No existe, en la práctica, un aparato universal que pueda realizar la manipulación o manipulación del mismo modo de botellas, cajas de cartón, bidones, sacos, etc. En todos estos casos, las formas, dimensiones y masas a manipular son muy diferentes y afectan al modo de sujeción y apilado. Por ello, en la industria de la manipulación automatizada existen diferentes familias de paletizadores que se agrupan en tipologías que dependen del tipo de carga a manipular y como se sujeta, así como del número de palets que se pueden apilar a la vez.

Todos los paletizadores están conformados, genéricamente, por los siguientes elementos o componentes:

- a) Sistema de preparación de capas.
- b) Sistema de apilado de las capas.
- c) Zona de almacenamiento del buffer de palets vacíos.
- d) Zona de preparación y flejado del palet ya conformado.

No todos los aparatos disponen siempre del buffer de palets vacíos y de un sistema de flejado del palet ya preparado (que a veces no es necesario), pero sí incorporan en todas las situaciones el sistema de preparación de capas y el sistema de apilado de esas capas.

Para seleccionar adecuadamente el sistema de apilado de las cargas que constituyen cada capa, es necesario determinar inicialmente si lo que se va a apilar es una capa completa (una vez preparada en el sistema de preparación de capas), o lo que se va a apilar en cada capa es un bulto aislado que se manipula cada vez (considerando aquí que un bulto puede ser una caja individual, o una fila de cajas) hasta configurar la capa completa.

En ese sentido, en función del método de preparación de las capas, vamos a distinguir las siguientes tipologías de paletizadores:

A) Paletizadores en los que el sistema de preparación de capas es por volumen (capas completas):

- Apilado en *monoposición*:
 - Elementos de apilado por arriba desde arriba.
 - Elementos de apilado por arriba desde el suelo.
 - Elementos de apilado por debajo.
- Apilado en *multiposición*:
 - Elementos de apilado por arriba desde arriba.
 - Elementos de apilado por arriba desde el suelo.

B) Paletizadores en los que el sistema de preparación de capas es por bultos individuales.

10.5.1. Paletizadores en los que la unidad de transferencia es la capa

Representan uno de los mayores porcentajes en las ventas de paletizadores, es por lo que analizaremos con detalle esta clase. Un paletizador de este tipo está siempre compuesto de un mecanismo de preparación de capas y de un mecanismo de apilado.

10.5.1.1. Elementos de preparación de capas

Uno de los primeros factores a considerar en la selección entre los sistemas de preparación de capas semiautomática o automática se basa en el análisis de los siguientes factores:

- a) Factores económicos de rentabilidad.
- b) Factores sociales:
 - Evitar tareas fatigantes a los hombres.
 - Seguridad de las personas.
 - Que la marcha de una línea de producción no dependa de la buena voluntad del operario.

Analizaremos a continuación las características operativas y funcionales de cada uno de estos métodos de preparación de capas en el sistema de apilado del paletizador.

Preparación semiautomática

En este caso, es un operario quien prepara los bultos sobre una mesa de bolas, rodillos o ruedas, para constituir una capa que hace transferir mecánicamente al mecanismo de apilado.

La desconexión de la transferencia de la capa es una orden que da el operario y que arranca automáticamente el ciclo de apilado. Por otro lado, el operario dispone de un sistema de mando para detener o poner en ruta el transportador de cintas, rodillos o cadenas que se encuentra aguas arriba de su puesto y que le suministra los bultos.

Según el flujo a manipular, existen diferentes sistemas de preparación de capas. Las siguientes expresiones empíricas, objeto de la experiencia de los fabricantes de equipos de paletización, muestran un modo aproximado de calcular la productividad de una máquina de paletización en función del método empleado para la preparación de las capas, el peso de cada bulto y el número óptimo de bultos por capa.

En un primer caso, el operario prepara su capa directamente en el sistema de apilado, lo que simplifica el aparato, pero limita el flujo por el hecho de que el tiempo de preparación se añade al tiempo de apilado. En ese caso, un operario de habilidad media puede asegurar un flujo dado por las siguientes ecuaciones:

$$\text{Bultos de 5 kg: } Q = \frac{3600}{\left(0,7 + \frac{17}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.2}$$

$$\text{Bultos de 10 kg: } Q = \frac{3600}{\left(1 + \frac{17}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.3}$$

$$\text{Bultos de 20 kg: } Q = \frac{3600}{\left(1,5 + \frac{17}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.4}$$

siendo Q el número de bultos a la hora, y n el número de bultos por capa.

Este flujo es, por ejemplo, del orden de 1100 bultos por hora para los de 20 kg a razón de 10 por capa.

Con el fin de obtener un aparato con más prestaciones, en un segundo método, el operario prepara su capa sobre una mesa de rodillos independiente del sistema de apilado

lo que permite preparar la capa mientras que el mecanismo de apilado funciona. En este caso, el flujo para un operario de habilidad media es:

$$\text{Bultos de 5 kg: } Q = \frac{3600}{\left(0,7 + \frac{4}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.5}$$

$$\text{Bultos de 10 kg: } Q = \frac{3600}{\left(1 + \frac{4}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.6}$$

$$\text{Bultos de 20 kg: } Q = \frac{3600}{\left(1,5 + \frac{4}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.7}$$

El flujo para bultos de 20 kg y 10 por capa es 1900 bultos a la hora.

Preparación automática

En este caso, los bultos que llegan de modo aleatorio son espaciados sistemáticamente sobre un transportador que tiene dos líneas (de cintas, rodillos o cadenas) de velocidades diferenciales, y son distribuidos uno a uno sobre un dispositivo en el que llegan o bien los gira 90°; se trata de un programador mecánico.

Existen dos principios diferentes para este programador (ver Figura 10.12):

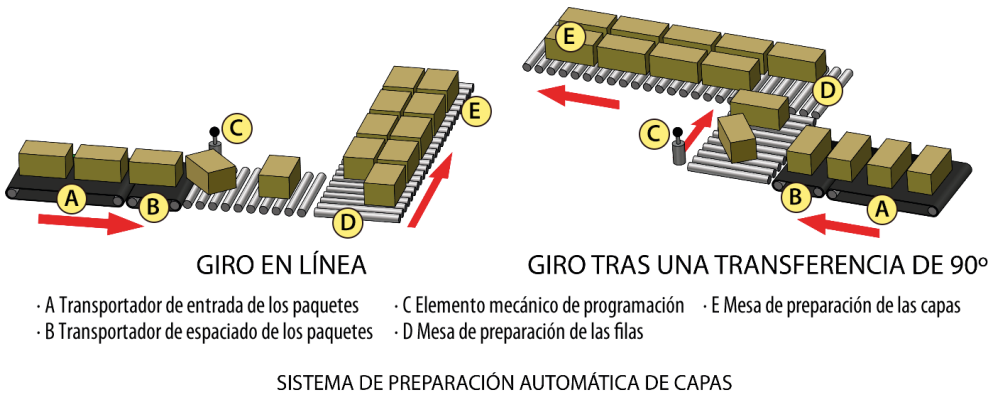


Figura 10.12. Ejemplo de sistema de preparación automática de capas. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

- a) Los bultos son girados sobre la marcha (es decir mantiene su trayectoria), mediante un tope metálico escamoteable o mediante un transportador con dos cintas paralelas con diferentes velocidades. Es el sistema más empleado para cajas de cartón y bultos pequeños y con flujos bajos.

- b) Los bultos se giran tras una transferencia a 90°, según la programación, una rampa doble de ruedas sube o desciende para que el bulto gire o se mantenga en su posición. Este sistema es más universal y es más adecuado para grandes flujos.

Cuando los bultos ya han sido orientados convenientemente, es decir, ordenados del derecho o del revés, se reagrupan en filas. Estas se transfieren, ya sea por un empujador, por rodillos comandados o por un movimiento mecánico más complejo, sobre una mesa, para constituir una capa. Todos estos conteos, ordenaciones, posicionamientos son automáticos. Son controlados por células fotoeléctricas o detectores de posición o contactos de final de carrera.

Del mismo modo que en los sistemas semiautomáticos, la preparación puede hacerse sobre mesas de rodillos o de ruedas que forman parte del sistema de apilado o bien para conseguir un equipo más eficiente, sobre una mesa independiente, lo que permite preparar la capa durante el tiempo que el mecanismo de apilado está trabajando.

Para un aparato *sin mesa de preparación independiente*:

$$\text{Bultos de 5 kg: } Q = \frac{3600}{\left(0,5 + \frac{17}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.8}$$

$$\text{Bultos de 10 kg: } Q = \frac{3600}{\left(0,7 + \frac{17}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.9}$$

$$\text{Bultos de 20 kg: } Q = \frac{3600}{\left(1,1 + \frac{17}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.10}$$

En estos casos, por ejemplo, el flujo es del orden de 1300 bultos a la hora para los de 20 kg a razón de 10 por capa.

Para un aparato con mesa de *preparación independiente*:

$$\text{Bultos de 5 kg: } Q = \frac{3600}{\left(0,5 + \frac{4}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.11}$$

$$\text{Bultos de 10 kg: } Q = \frac{3600}{\left(0,7 + \frac{4}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.12}$$

$$\text{Bultos de 20 kg: } Q = \frac{3600}{\left(1,1 + \frac{4}{n}\right)} \quad \text{Ecuación 10.13}$$

Ahora, el flujo es del orden de 2400 bultos a la hora para los de 20 kg a razón de 10 por capa.

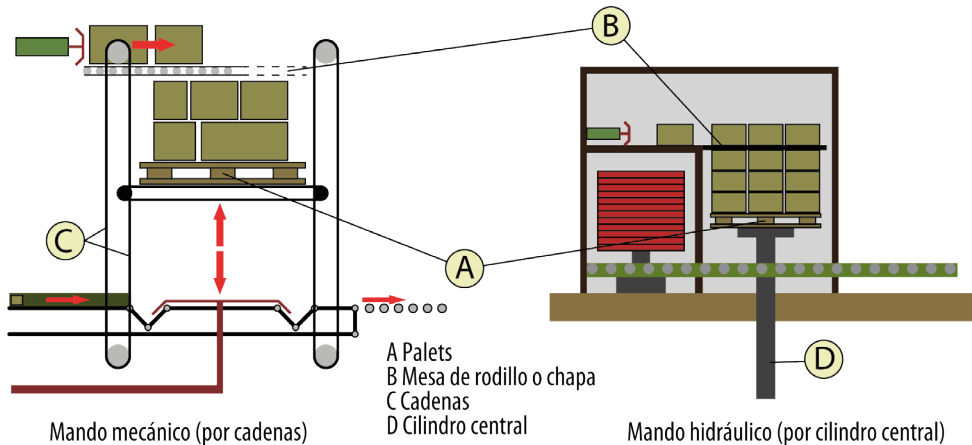
10.5.1.2. Tipologías de preparación de capas

Elementos de apilado por arriba desde arriba (monoposición)

En este sistema, las capas preparadas se encuentran alrededor de 2,5 m. del suelo, sobre una mesa de rodillos o de chapa que va y viene. Un elevador vertical coloca el palet vacío debajo, y conforme se van depositando las capas confeccionadas por arriba, lo va haciendo bajar por etapas. El encarado de la mesa que oscila permite el apilado (ver Figura 10.13).

El sistema de elevación y descenso del palet durante el proceso de apilado puede estar constituido normalmente:

- por cuatro cadenas con mando mecánico,
- por un cilindro hidráulico central.



Sistema de elevación-descenso de los elementos de apilado por arriba desde arriba

Figura 10.13. Ejemplo de sistema de preparación automática de capas apilando por arriba desde arriba. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

El ciclo de apilado de una capa con estos automatismos puede descender a los 9 segundos, lo que permite confeccionar 300 capas a la hora, y aproximadamente 3000 bultos a la hora para bultos de 10 kg. Un ejemplo de paletizadores de este tipo se muestra en la Figura 10.14.

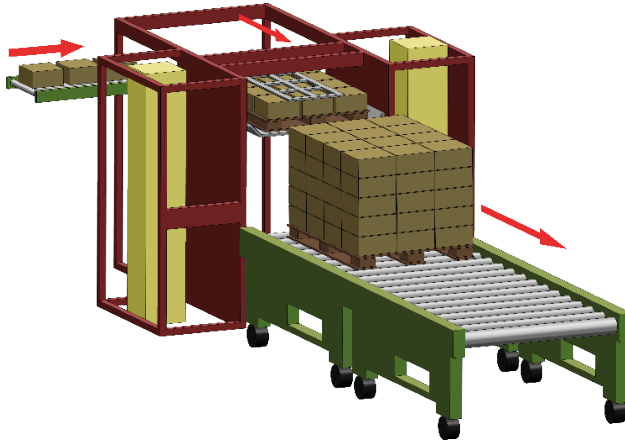


Figura 10.14. Ejemplos de sistema de preparación automática de capas apilando por arriba desde arriba. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Elementos de apilado por arriba desde el suelo (monoposición)

En este sistema la capa constituida en la zona de preparación de capas se encuentra situada entre 0,8 y 1,2 metros sobre el suelo, sobre una mesa que puede consistir en una gran plancha lisa o una mesa de rodillos.

Esta mesa puede subir, bajar y trasladarse en un plano horizontal. Así, el apilado se hace subiendo la mesa, trasladándose por encima del palet, y descendiendo sobre el palet que está sobre la zona de apilado, y retirándose, dejando la capa sobre el palet. La cadencia es de 180 capas a la hora aproximadamente.

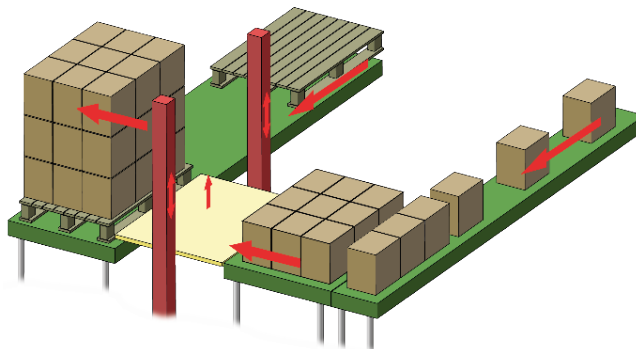


Figura 10.15. Ejemplos de sistema de preparación automática de capas apilando por arriba desde el suelo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Elementos de apilado por debajo (monoposición)

En este sistema, las capas preparadas sobre una mesa de preparación se encuentran a 0,8 o 1,2 metros del suelo y son apiladas deslizando los dientes de una horquilla entre los rodillos de la mesa y elevando la capa con la horquilla. La capa se mantiene así en el aire y es posible colocar otra capa debajo (ver Figura 10.16). La operación se va reproduciendo así hasta completar el apilado. La cadencia puede ser de 260 capas a la hora.

Existen varios sistemas de horquilla:

- un sistema de simple horquilla que se escamotea por un lado,
- un sistema de dobles semi-horquillas encaradas que se escamotean simétricamente,
- un sistema de dobles horquillas que se escamotean a diferentes alturas.

Este último sistema puede alcanzar un flujo de 500 capas a la hora.

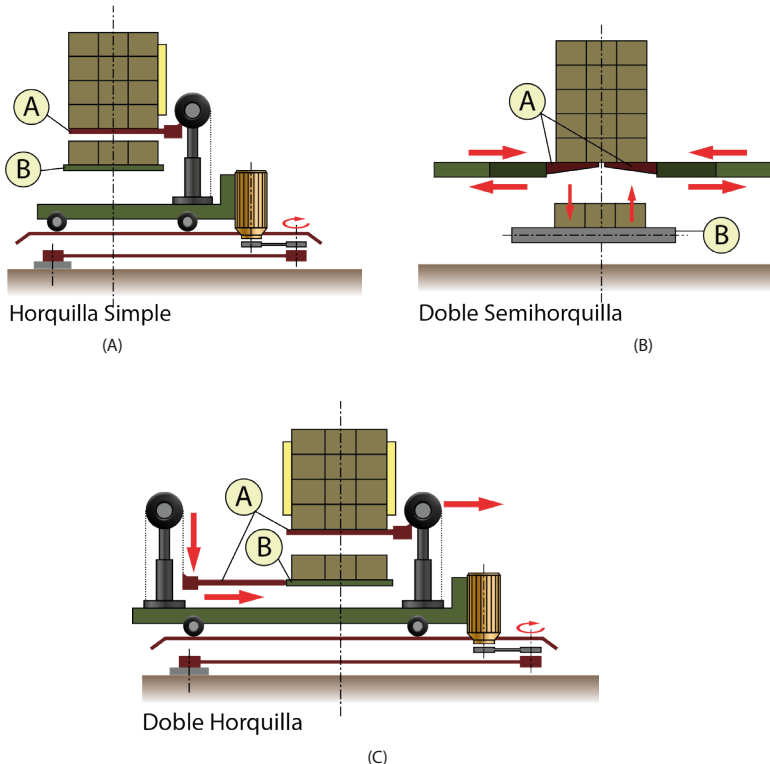
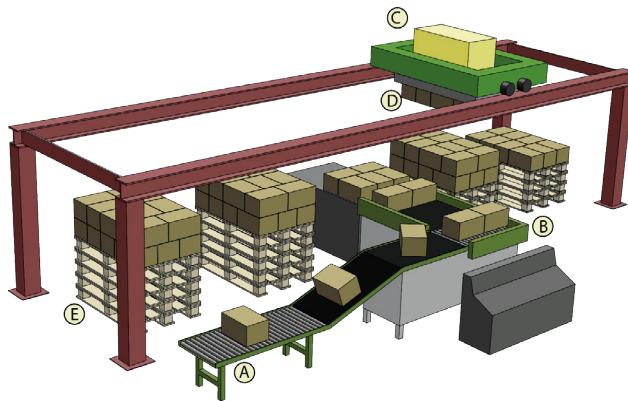


Figura 10.16. Ejemplos de sistema de preparación automática de capas apilando por debajo desde el suelo: (A) mediante una horquilla simple; (B) mediante un sistema de dobles semi-horquillas simétricas; (C) mediante un sistema de doble horquilla a diferente altura. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England.

Elementos de apilado por arriba (multiposición)

En este caso, el paletizador está diseñado para poder paletizar más de una palet a la vez. Presenta la ventaja de que se pueden agrupar palets correspondientes a diferentes productos (tamaños, pesos, referencias,...) que acceden a la máquina por la misma línea de alimentación, y son separados por el dispositivo de preparación de capas para ser apilados en pilas diferentes a cada caso. Un ejemplo de paletizador multiposición se representa en la Figura 10.17 adjunta.



A) Colector de mercancía, B) mesa de preparación de capas, C) carro de transferencia de capas, D) cabezal de toma de capas, E) palets en preparación.

Figura 10.17. Ejemplos de sistema de preparación automática de capas multiposición apilando por arriba. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.5.2. Paletizadores en los que la unidad de transferencia es el bulto

Estos aparatos son en general robots de paletización. Suelen estar constituidos por un robot que realiza simultáneamente las tareas de preparación de capas y apilado, ya que prepara las capas directamente sobre el palet que está preparando. Pueden trabajar en monoposición o multiposición (cuando se desea preparar más de un palet a la vez y se debe apilar un producto diferente en cada uno de ellos).

Se caracteriza porque dispone de una pinza en su extremo (o utillaje especial, como abrazaderas, imanes, ventosas succionadoras, etc.), que puede tomar un bulto aislado o un número mayor de bultos, cuyo tamaño no es superior al tamaño de una fila de la capa. Esta pinza, que es intercambiable, se comunica con un ordenador para gobernar sus movimientos. Según la tipología de robot, podemos encontrar desde apiladores de cuatro a seis grados de libertad. La capacidad de la pinza puede llegar a ser de unos 30 kg.

La Figura 10.18 muestra un par de ejemplos de paletizadores monoposición cuya unidad de transferencia es un bulto individual (Figura 10.18 A y B), o un bulto de mayor tamaño hasta apilar una fila (Figura 10.18C). Así mismo, la Figura 10.19 presenta un ejemplo de paletizador multiposición con unidades de transferencia tipo bulto.



Figura 10.18. Ejemplos de un paletizador monoposición en el que la unidad de transferencia es el bulto: (A) palet monoposición con unidades de transferencia consistente en bultos individuales. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). Handbook of Materials Handling. Ellis Horwood Ltd. England; **(B) palet monoposición con unidades de transferencia consistentes en bultos individuales.** Extraído de *iStock.com*, de Baloncici. Id: 512009623. (2014). Licencia Estándar; **(C) paletizador monoposición con unidades de transferencia consistentes en líneas de la capa del palet configurado.** Extraído de *iStock.com*, de IchigoRider. Id: 1420283160. (2022). Licencia Estándar.



Figura 10.19. Ejemplos de un paletizador multiposición en el que la unidad de transferencia es el bulto. Extraído de *iStock.com*, de *funfunphoto*. Id: 921808546. (2018). Licencia Estándar.

10.6. Tecnología de los despaletizadores

El problema de la despaletización es, de un modo general, más difícil de resolver que el de la paletización debido a que:

- es más difícil despaletizar objetos que están mal ordenados y que vienen tras un proceso de transporte, en trenes o camiones, lo que puede representar una paletada no coherente,
- es necesario tomar los objetos y elevarlos,
- manualmente, un hombre tiene una mayor capacidad de despaletización que en paletización.

Al igual que en la paletización, no existe un aparato universal que pueda despaletizar por igual cualquier tipo de objeto. Los constructores y los usuarios han escogido el mismo método para clasificar los despaletizadores que el de los paletizadores.

Por tanto, en función del método de preparación de las capas, vamos a distinguir las siguientes tipologías de despaletizadores:

- A) Despaletizadores en los que el sistema de separación de capas es por volumen:
 - Elementos de separación del volumen en *monoposición*:
 - Elementos de separación por arriba, salida en alto.
 - Elementos de separación por arriba, reconducido al suelo.
 - Elementos de desapilado por abajo.
 - Elementos de separación en multipilas o en pilas.

- Elementos de separación del volumen en *multiposición*:
 - Elementos de desapilado por arriba, salida en alto.
 - Elementos de desapilado por arriba, reconducido al suelo.
 - Elementos de separación en multipilas o en pilas.
- B) Despaletizadores en los que el sistema de separación de capas es de la superficie:
 - Elementos de separación de las capas en filas.
 - Elementos de separación de las multipilas en pilas.
- C) Despaletizadores en los que el sistema de separación es lineal:
 - Elementos de separación de las filas en bultos.
 - Elementos de separación de las pilas en bultos.
- D) Despaletizadores en los que el sistema de separación es por bultos:
 - Elementos de reordenación de bultos.

10.6.1. Despaletizadores en los que la unidad de transferencia es la capa

Los aparatos de este grupo son con mucho los más numerosos, están compuestos siempre de un elemento de desapilado, que separa el volumen en superficie y de un elemento de colocación en línea de los objetos.

10.6.1.1. Elementos de desapilado con separación de volumen en superficie

Elementos de desapilado por arriba, salida por arriba (monoposición)

En este tipo de mecanismo, el palet está soportado por un marco montacargas sujeto por:

- una cadena en las cuatro esquinas,
- una horquilla lateral,
- sistema hidráulico de tijera por debajo del marco.

El palet sube por etapas, representando una gran importancia la altura de una capa. Así, las capas llegan sucesivamente a un sistema de sujeción que puede ser:

- una pinza automática de cierre mecánico que sujeta la capa y la traslada,
- un dispositivo de sujeción automática que sujeta cada objeto por separado los eleva y los desplaza,
- un sistema automático por ventosas de depresión.

Estos tres sistemas pueden elevar la capa completa y transportarla en el espacio. Un cuarto sistema consiste en empujar toda la capa desde un lado, mediante un empujador. Aquí es necesario láminas intermedias para evitar que los objetos de la capa superior se encajen con los de abajo y facilitar el deslizamiento.

Elementos de desapilado por abajo

El palet se introduce en un potente sistema de apriete que permite prensar y sostener toda la paletada por dos laterales opuestos. La Figura 10.20 muestra un ejemplo de este tipo de máquinas. El funcionamiento consiste en conseguir que la acción de compresión lateral consiga sujetar y elevar toda la paletada menos la capa inferior; mientras el palet asciende, la capa inferior permanece apoyada en una mesa de rodillos o similar (ruedas, plancha, etc.), de donde es evacuada mediante un sistema de empuje. Después se repite el ciclo hasta finalizar todo el desapilado.

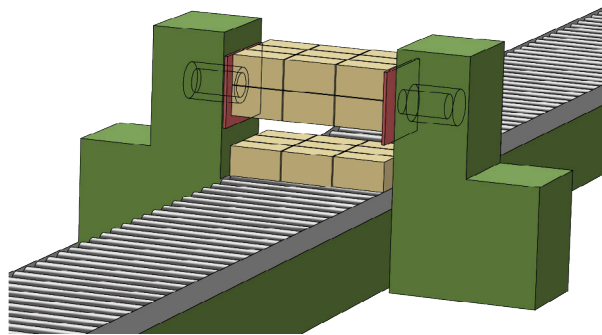


Figura 10.20. Ejemplos de un despaletizador que desapila por debajo. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

Elementos de posicionamiento en línea de los objetos

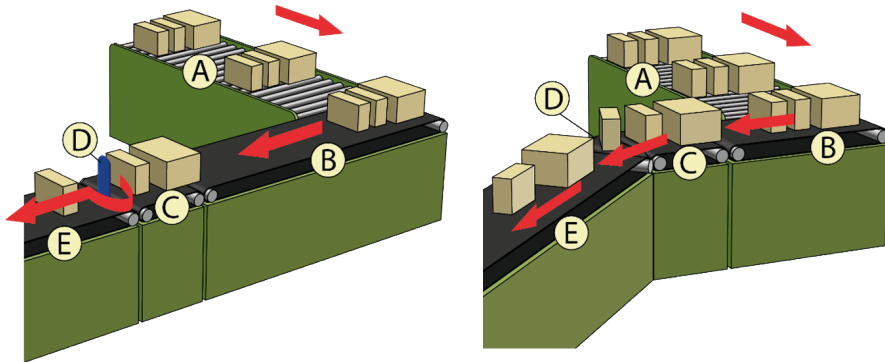
Los objetos que llegan de los sistemas automáticos de desapilado están en capas completas y ensamblados. En los sistemas automáticos, uno o varios sistemas mecánicos separan las capas en filas mediante rodillos con ejes divergentes, separando las hileras y reagrupándolas por unos sistemas de agujas convergentes. Se produce una aceleración de una parte de la carga y se proyecta sobre una cinta colectora a 90°.

Los objetos llegan así unos tras otros, pero, ya sea por longitud o por anchura, son reposicionados por:

- por una barra,
- por una playa a 45°,
- por un transportador con velocidades diferenciales.

En los sistemas semiautomáticos, esta función la hace un operario.

La Figura 10.21 muestra un ejemplo de los sistemas de redireccionamiento de los bultos en una trayectoria recta o en giro a 45° mediante el uso de diferentes sistemas espaciadores y de cambio de trayectoria de cada bulto.



REDIRECCIONAMIENTO DE LOS BULTOS POR OBSTÁCULO REDIRECCIONAMIENTO MEDIANTE PLAYA A 45°
· A Mesa de separación de capas en hileras · C Transportador espaciador de bultos · E Transportador de evacuación
· B Transportador de recepción en hileras · D Elemento mecánico de redirección

Figura 10.21. Ejemplos de posicionamiento lineal de los bultos. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.6.1.2. Despaletizadores en los que la unidad de transferencia es el bulto

En la Figura 10.22 se representa un despaletizador semiautomático en el que la unidad de transferencia es el bulto. El sistema de despaletado se reduce a una mesa elevadora que desplaza el palet por la parte inferior, una vez posicionado a la altura del sistema de despaletado, y lo va elevando de modo que la primera capa queda a la altura de los brazos de un operario. Desde esa altura, el operario va tomando los bultos uno a uno y los va posicionando en un transportador (de rodillos, cintas, cadenas, etc.) que los va evacuando hacia la línea de transporte.

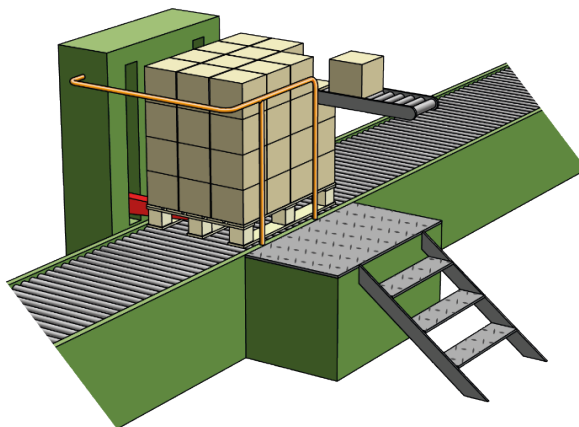


Figura 10.22. Ejemplo de despaletizador semiautomático con unidad de transferencia el bulto. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.7. Desapiladores-apiladores de palets vacíos

Estos aparatos tienen por misión la extracción uno a uno de los palets de un despaletizador y colocarlos en una pila, o la introducción uno a uno de los palets vacíos en una pila. No forman parte necesariamente de la categoría de paletizadores y despaletizadores y presentan la ventaja de que pueden ser reversibles. Según la experiencia, los fabricantes han adoptado la siguiente clasificación:

- Desapilador monoposición con desapilado por debajo.
- Apilador monoposición con apilado por debajo.
- Apilador-desapilador monoposición con apilado-desapilado por debajo.
- Apilador-desapilador llamado aéreo monoposición o multiposición con desapilado y/o apilado por arriba.

La Figura 10.23 muestra un par de ejemplos gráficos de este tipo de aparatos.

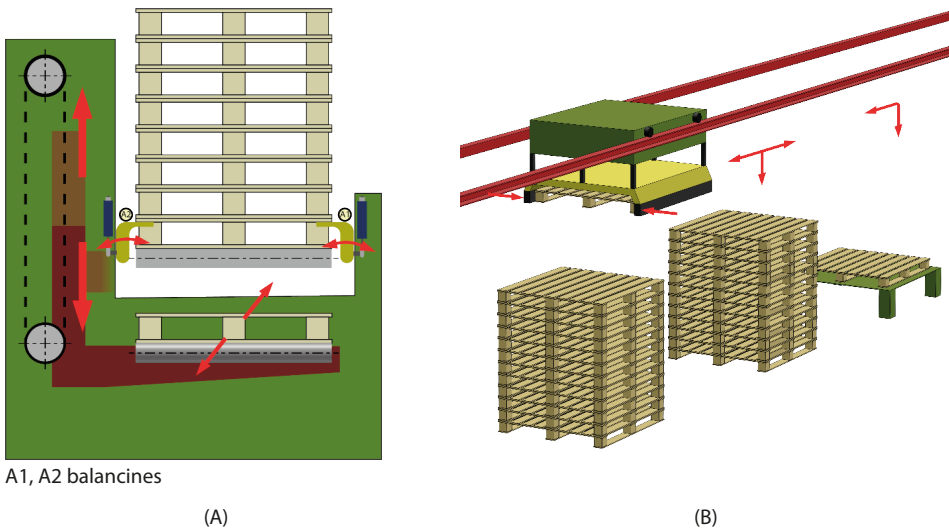


Figura 10.23. Ejemplos de desapiladores y apiladores de palets vacíos: (A) sistema monoposición de desapilado y apilado por debajo; (B) sistema apilador-desapilador multiposición por arriba. Extraído y adaptado de Lindkvist, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.

10.8. Vehículos guiados automáticamente (AGV)

Las siglas AGV proceden del acrónimo inglés *Automated Guided Vehicle*, cuya introducción en la industria data de los años '50. Uno de los objetivos iniciales en el transporte automatizado dentro de un almacén o empresa, es la búsqueda del modo en que se pueden evitar tareas difíciles o complicadas a los trabajadores de esta. En sus orígenes,

este tipo de vehículos seguían de manera autónoma un circuito determinado, el cual solía venir marcado por un cable que generaba un campo magnético. En este caso, el camino estaba determinado y no era capaz de esquivar obstáculos, aunque sí se podía evitar la colisión.

En base a su autonomía, los AGV se pueden clasificar en varias categorías, que coinciden, más o menos, con el período de su implantación en el mercado industrial. Concretamente, se pueden diferenciar cuatro eras en la implementación de los AGV:

- a) Primera era: guiado físico y sensores táctiles. A partir de 1950.
- b) Segunda era: incorporación de computadores a bordo, guiado por cable y transmisión de información. A partir de 1970.
- c) Tercera era: guiado sin cables (magnético, láser) y electrónica avanzada. Transmisión de datos por WiFi. A partir de 1990.
- d) Cuarta era: incorporación de sensores inteligentes, desarrollo de software complejo, Internet of Things, visión artificial, identificación de obstáculos. A partir de 2010.

A pesar de esta división en 4 categorías, en la actualidad aún se comercializan dispositivos de la tercera para aplicaciones industriales.

10.8.1. Aplicaciones de los AGV

Las áreas de aplicación de los AGV podrían ser múltiples, desde el transporte de mercancías dentro de una empresa hasta el transporte de personas. No obstante, debido a la falta o la complejidad de las regulaciones hoy en día el transporte de seres humanos mediante AGV no se contempla, por ello se restringe este capítulo al transporte de mercancías dentro de empresas. A continuación, se van a enumerar algunas de las aplicaciones más usuales de los AGV dentro de las empresas.

10.8.1.1. Remolque

Las aplicaciones de AGV como remolque fueron las primeras y siguen siendo el tipo de AGV más numeroso; un ejemplo se puede ver en la Figura 10.24. Las aplicaciones de remolque pueden implicar el movimiento a granel de productos dentro y fuera de áreas de almacén o servicio directo a una operación de fabricación/ensamblaje. Por lo general, al lado se colocan ramales de ruta en áreas de recepción o envío para que los trenes puedan acceder o salir de la línea principal y, por lo tanto, no entorpecer el movimiento de otros trenes en el camino principal.

El movimiento de productos en cadena con trenes AGV también es popular. En este caso, los AGV se cargan con productos que han de ser transportados a destinos específicos a lo largo de la ruta determinada. El AGV hará varias paradas para descargar o cargar productos en ubicaciones concretas.

Los sistemas de trenes se utilizan generalmente para el movimiento del producto en largas distancias, a veces entre edificios, al aire libre o en sistemas distribuidos muy grandes donde los recorridos son grandes. En algunos casos, los trenes pueden mover un elevado número de bultos, convirtiéndolo en un método muy eficiente y fácilmente puede sustituir a las carretillas elevadoras o a los trenes manuales guiados por operadores.



Figura 10.24. Ejemplo de remolque AGV. Extraído de Jungheinrich. (2019). EZS 350a NA Automated Guided Vehicle (AGV) System, Electric Tow Tractor. <https://www.logisnextamericas.com/-/media/logisnext/sites/public/images/jh/product/class-iii/features/agv-ezs-350-turning-corner.jpg>.

10.8.1.2. Transpaletas

Las transpaletas AGV se utilizan generalmente en funciones de distribución (Figura 10.25). Los vehículos se pueden cargar de dos maneras: ya sea que se carguen automáticamente los bultos (palés) o que el operario lo cargue manualmente.



Figura 10.25. Transpaleta AGV. Extraído de *iStock.com*, de PhonlamaiPhoto. Id: 1012804258. (2018). Licencia Estándar.

Para la entrega de productos, los vehículos normalmente avanzan por el camino hacia destinos específicos en las áreas de almacenamiento, bajan sus horquillas para dejar los palés en el suelo y extraen las horquillas, luego regresan automáticamente a las áreas de carga. Por otro lado, existen numerosas aplicaciones en las que los vehículos se cargan manualmente. Al llegar a las zonas de carga, los vehículos se guían manualmente, se cargan y se devuelven a su ruta. Entonces el operario le indica un destino al que el vehículo se dirige automáticamente.

El hecho de cargar y descargar automáticamente requiere la incorporación de una marcha atrás automática y controlada, lo que eleva la complejidad del sistema y su uso se encuentra limitado actualmente. La carga manual del vehículo brinda a los operadores flexibilidad para colocar cargas en cualquier lugar fuera del camino y aun así poder transportarlas automáticamente.

10.8.1.3. Carretillas elevadoras

La utilización de AGV como carretillas elevadoras son relativamente nuevas (ver Figura 10.26). Las carretillas elevadoras AGV se utilizan cuando el sistema requiere la recogida y descarga automática de cargas desde el suelo o a cierto nivel, y cuando las alturas de transferencia de la carga entre los puntos de entrega y recogida varían. La carretilla elevadora AGV tiene la capacidad de recoger o descargar automáticamente una carga sin ninguna interfaz humana.

Dado que estos vehículos son algunos de los tipos de AGV más caros, solo pueden justificarse cuando se requiere una automatización total. AGV de este tipo para la carga y descarga de camiones requieren un diseño de ruta complejo y un método para colocar cargas con elevada precisión.



Figura 10.26 **Figura 10.26. Carretilla elevadora AGV.** Extraído de *iStock.com*, de *morenosoppelsa*. Id: 147336472. (2011). Licencia Estándar.

10.8.1.4. Transportadores de carga unitaria

Los transportadores AGV de carga unitaria (ver Figura 10.27), por lo general, se utilizan para misiones específicas donde se quiere transportar una carga individual. Los transportadores de carga unitaria son bastante populares en aplicaciones que integran transportadores con operaciones de fabricación/ensamblaje o sistemas de recuperación de piezas en almacenes. El transportador de carga unitaria, en distancias moderadas, puede mover grandes volúmenes de material conectando otros subsistemas automatizados en una instalación totalmente integrada. Por lo general, los sistemas de carga unitaria involucran una recogida y entrega automática de productos. Todos los vehículos que existen en una planta industrial se controlan con un sistema remoto.

Los transportadores de carga unitaria se utilizan normalmente en sistemas de almacenamiento y distribución donde las longitudes de la ruta de guía son relativamente cortas, pero los volúmenes y la rotación son altos. Aquí, los vehículos de carga unitaria tienen la capacidad de maniobrar en áreas estrechas donde los trenes AGV serían demasiado incómodos de usar. La transferencia de carga se logra fácilmente utilizando plataformas de rodillos o plataformas de elevación. Los transportadores de carga unitaria permiten una buena versatilidad del sistema para el movimiento de productos porque generalmente operan de forma independiente entre sí pudiendo llegar cada uno de ellos a su destino específico.



Figura 10.27 Figura 10.27. Transportador de carga unitaria. Extraído de iStock.com, de tiero. Id: 1344089225. (2021). Licencia Estándar.

10.8.1.5. Transportadores de carga ligera

Los transportadores AGV de carga ligera (ver Figura 10.28) se utilizan en procesos de fabricación ligeros. Los productos, que han de ser ligeros, se transportan desde un área de almacenamiento hasta estaciones de trabajo individuales donde los operadores realizan

ensamblajes, o entre estaciones de trabajo distintas. El transporte de piezas por sistema AGV puede ser impulsado por la demanda del producto en las distintas estaciones de montaje. Los AGV de carga ligera son los más pequeños y sólo tienen una capacidad limitada a unos pocos kilogramos. Las aplicaciones de fabricación electrónica, fabricación de ensamblajes pequeños y creación de kits de piezas son usos adecuados para AGV de cargas ligeras.



Figura 10.28. Transportadores de carga ligera. Extraído de *iStock.com*, de Vanit Janthra. Id: 1155318500. (2019). Licencia Estándar.

10.8.1.6. AGV en líneas de montaje

Los transportadores AGV en líneas de montaje (ver Figura 10.29) se están introduciendo ahora en el sector industrial. Esta es una adaptación de los AGV de carga pequeña y ligera para una línea de montaje, aunque en algunas situaciones puede soportar cargas elevadas. Aquí, los vehículos guiados transportan sub-ensamblajes importantes, como motores o transmisiones, a los que se agregan piezas en un proceso de ensamblaje en serie. Antes de cada área de ensamblaje hay un área de preparación de piezas donde las piezas pequeñas se colocan en una bandeja situada en el vehículo. El vehículo avanza entre las distintas estaciones de montaje y se detiene el tiempo necesario para ensamblar las piezas correspondientes. El ensamblador toma las piezas que pueden estar en el mismo AGV o suministradas por otros y luego las ensambla. Cuando se completa ese proceso, se libera el vehículo, que procede a la siguiente estación de ensamblaje. Cuando se completa el proceso de montaje, el ensamblaje terminado, como un bloque de motor o un chasis, se descarga del vehículo y este vuelve al inicio de la línea de ensamblaje.

Los sistemas de ensamblaje AGV brindan una buena flexibilidad al proceso de fabricación ya que permiten operaciones paralelas. También permiten el seguimiento individual de artículos y unas tasas de trabajo elevadas. También permiten operaciones de buffer en distintos puntos de la línea de ensamblaje de manera sencilla. Normalmente, estos sistemas están integrados en un sistema de producción general, lo que requiere un control informático y una planificación exhaustiva.

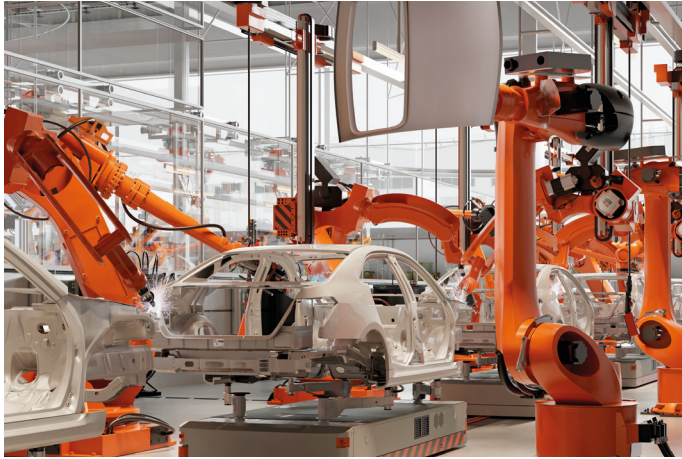


Figura 10.29. AGV en líneas de montaje. Extraído de *iStock.com*, de Alvarez. Id: 1383557906. (2022). Licencia Estándar.

10.8.2. Funciones básicas de los AGV

10.8.2.1. Navegación y guiado

Los AGV se guían y navegan utilizando, principalmente, uno de los 3 métodos siguientes. Aunque casi todos los sistemas nuevos emplean algún tipo de navegación sin cables, algunos sistemas todavía utilizan la guía por cable. En este caso, el AGV usa un sensor debajo del vehículo para detectar la señal de RF que emana de un cable colocado en una ranura aproximadamente 1 pulgada debajo de la superficie del piso.

A mediados de la década de 1980, el guiado y navegación sin cables se introdujo por primera vez utilizando la triangulación de objetivos láser. En este caso, los dispositivos reflectantes se montan sobre el suelo, en columnas, paredes, máquinas o postes con una separación aproximada de 8-10 metros. A cada dispositivo reflectante se le asigna una coordenada 'X e Y' única. Estas coordenadas se cargan en la memoria de cada AGV. Cada AGV viene equipado con una fuente y un receptor de haz de luz láser giratorio. Cuando la luz láser se refleja en el dispositivo reflectante de una instalación, su distancia y ángulo se miden automáticamente. Procesando varios reflejos láser a la vez y comparándolos con las coordenadas del dispositivo reflectante almacenado, el AGV puede calcular su posición. Luego, el AGV compara su posición calculada con un mapa de coordenadas de la ruta pre-planificada almacenada en su memoria y determina sus instrucciones de dirección a medida que avanza por la instalación.

A mediados de la década de 1990 se introdujo una nueva forma de guiado y navegación sin cables. Esta tecnología se llama navegación inercial o giroscópica. Cada AGV está equipado con un giroscopio de estado sólido. Este dispositivo detecta desviaciones muy

pequeñas en la dirección de viaje del AGV. Al igual que la navegación láser, la ruta del AGV es un conjunto virtual de coordenadas almacenadas en la memoria de cada AGV. Se instala un pequeño marcador (imán) en el suelo aproximadamente cada 8-10 metros a lo largo de la ruta virtual AGV. Los marcadores están alineados con la superficie del suelo y se les asigna unas coordenadas 'X e Y' únicas en la instalación. Esta información también se almacena en la memoria del AGV. A medida que el AGV negocia la ruta virtual, el giroscopio integrado detecta cualquier ligero cambio en la dirección y esto se compara con la ruta de viaje actual almacenada. El AGV corrige el rumbo según sea necesario para permanecer en la ruta prescrita en su memoria. Los marcadores en el suelo se utilizan como puntos de referencia para corregir cualquier pequeño error acumulado a lo largo de la distancia entre los marcadores. Por lo general, estos AGV siguen la ruta real con un error de en torno a 2,5 centímetros.

El control de dirección AGV permite que los vehículos AGV maniobren físicamente de diferentes maneras. Hay dos tipos básicos de control de dirección AGV, "control de dirección de velocidad diferencial" y "control de dirección de rueda direccional".

- El control de velocidad diferencial utiliza dos ruedas motrices fijas y varía las velocidades entre las dos unidades a cada lado de la trayectoria de guía para permitir que los vehículos giren. Este giro se asemeja al giro de un tanque o vehículo oruga.
- El control de la rueda direccional utiliza un control de dirección tipo automóvil en el que una rueda direccional delantera gira para seguir la ruta de guía.

En cualquier caso, las rutas de guía tienen el mismo aspecto para la mayoría de las aplicaciones. El control de rueda direccional puede usarse en todo tipo de vehículos AGV; sin embargo, el control de velocidad diferencial no se usa en aplicaciones de remolque o en vehículos que tienen controles de hombre a bordo.

En aplicaciones con espacio muy limitado que no requieren un alto volumen de producción, los vehículos de control de velocidad diferencial se utilizan en modos de dirección de pivote. El vehículo se detiene en la línea principal, gira 90 grados y procede hacia o desde una estación. Si hay suficiente espacio, una curva de radio normal suele ser mejor desde el punto de vista de la simplicidad del flujo y control.

10.8.2.2. Enrutamiento

El enrutamiento de AGV es otra función de control fundamental de un sistema AGV. ¿Cómo gestiona el vehículo el camino para tomar la ruta más corta del punto A al punto B? En general, hay dos enfoques para la función de enrutamiento. Un diseño simple demostrará esos dos conceptos. Este diseño tiene dos ubicaciones donde la ruta guía se divide en dos direcciones separadas. Estos se denominan puntos de decisión o ramas de ruta. También tiene dos ubicaciones donde dos rutas guía se fusionan en una sola ruta guía. Estos se conocen como convergencias.

Las técnicas de enrutamiento de AGV se centran en dos métodos dependiendo de si el sistema es guiado por cable o sin cable. El método guiado por cable se conoce como el "método de selección de frecuencia" y el método de guía sin cable se conoce como el "método de selección de ruta".

En el método de selección de frecuencia, el vehículo AGV guiado por cable se acerca al punto de decisión, lee un marcador en el suelo, que le dice al vehículo en qué ubicación se encuentra. Este marcador suele ser un dispositivo de código pasivo, que suele tener la forma de imanes enterrados, placas de metal u otros dispositivos de código. Cuando el vehículo se acerca al punto de decisión, sigue una sola frecuencia. En el punto de decisión, conviven dos frecuencias. El vehículo, dependiendo de la dirección a la que desea ir, selecciona la frecuencia a seguir y la ruta se realiza automáticamente.

En el método de selección de ruta, el vehículo AGV sin cables se acerca a un punto de decisión y elige si seguir la ruta 1, 2, 3, etc. La elección de la ruta se logra fácilmente, ya que es una elección realizada dentro del controlador a bordo del vehículo. Dado que el mapa de ruta se almacena en la memoria del AGV, simplemente elige cuál de las rutas memorizadas seguir en función de su destino final.

En el diseño de sistema simple, el método de selección de frecuencia basado en cables requiere que al menos dos frecuencias diferentes estén presentes en un punto de decisión para una decisión entre dos caminos. Si hubiera tres caminos para seleccionar en un punto de decisión, entonces se requerirían tres frecuencias diferentes. Las frecuencias múltiples solo se requieren en el punto de decisión o en un punto de convergencia donde se juntan múltiples caminos. Entre divergencias y convergencias, se utilizan frecuencias únicas. La mayoría de los sistemas solo requieren dos o tres frecuencias. Estas frecuencias circulan a través del sistema en un cable continuo y siempre están activas.

10.8.2.3. Gestión del tráfico

Cuando un sistema de AGV consta de más de un AGV, se requiere alguna forma de gestión del tráfico para evitar que los AGV choquen entre sí. Existen tres tipos de gestión de tráfico de uso general.

A) Control de zona

El control de zona es el tipo de gestión de tráfico más popular y ampliamente utilizado. Podemos aplicar el control de zona a nuestro diseño AGV simplificado segmentando la ruta en zonas separadas. Las reglas del control de zona son que solo se permite un vehículo en una zona determinada a la vez.

Cuando un vehículo ocupa una zona, lo más cerca que puede llegar un vehículo rezagado es a la siguiente zona completamente desocupada detrás del vehículo líder. El vehículo de cabeza debe pasar a la siguiente zona antes de que el vehículo de cola

pueda avanzar a su siguiente zona. Una zona puede tener varias estaciones de parada. Si se permite que un vehículo ocupe una zona, puede ir a cualquier parada en esa zona.

El control de zona se logra mediante dos métodos generales:

- El "*control de zona central*" logra la acción de secuencia de zona mediante el uso de un controlador central, que controla cada zona de bloque mediante el uso de un punto de comunicación de zona para cada zona. El controlador de zona central regula por sí mismo toda la red de puntos de comunicación de zona. Cuando un vehículo se acerca a la entrada de una zona, se comunica desde el punto de comunicación de la zona con el controlador central. Si el controlador de zona central determina que el vehículo puede ingresar a la zona, se le comunica al vehículo que puede proceder; de lo contrario, el vehículo espera el permiso para acceder a la nueva zona.
- El "*control de zona de vehículos*" cumple la secuencia de acción mediante el uso de los propios vehículos. Cada vehículo se comunica entre sí sin necesidad de un controlador de zona central. Los vehículos saben dónde están y comunican esa información por comunicación de radiofrecuencia a otros vehículos en el área. Cuando estos vehículos reciben la información, luego deciden por sí mismos, en función de su ubicación, si pueden o no ingresar a una zona determinada. Si un vehículo está comunicando que está en esa zona, cualquier vehículo que desee ingresar a esa zona se detendrá automáticamente y esperará al inicio de la zona ocupada. Cuando el vehículo líder pasa a la siguiente zona libre cambia la información que se transmite para indicarle la nueva posición de la zona. Esta nueva información se transmite a otros vehículos en el sistema y los vehículos toman las acciones de bloqueo apropiadas.

Resumiendo, estos dos métodos principales de control de zona presentan cada uno distintas ventajas y desventajas. En un sistema de control de zona central, si el controlador de zona central falla, el sistema AGV no podrá operar. Los AGV no pueden funcionar si el sistema no realiza el control del tráfico. Por otro lado, el método de control de zona central permite flexibilidad y sofisticación de bloqueo, lo que permite un alto grado de movimiento del vehículo para altas tasas de rendimiento. El control de zona del vehículo se basa en un sistema de control inteligente a bordo del vehículo. Dado que no hay una central, el caso de fallo puede limitarse solo a vehículos específicos.

En cualquier forma de bloqueo de zonas, cuantas más zonas haya en el sistema, mayor será el grado de movimiento del vehículo permitido. Las zonas de 20 metros de largo permiten mucho más movimiento de vehículos que las zonas de 80 metros de largo porque en una longitud dada de ruta puede caber cuatro veces más AGV. Esto permitiría que los vehículos se muevan con una mayor libertad y produciría un mayor rendimiento.

B) Control de detección hacia adelante

La gestión del tráfico mediante el control de sensores delanteros utiliza un sistema de sensores a bordo de los vehículos guiados que detectan la presencia de un vehículo delante de ellos. Se utilizan tres tipos de sensores: sónico, que funciona principalmente por radar; óptico, que utiliza fuentes de luz infrarroja; y parachoques, que utiliza el contacto físico de los vehículos para provocar el control del tráfico. Estos métodos no son efectivos en áreas de convergencia o intersección de caminos, ya que los controles de detección de avance del vehículo están enfocados hacia adelante, no permitiendo observar lo que pasa a su alrededor. Por lo tanto, en esas áreas, estos métodos deben complementarse con alguna forma de control de tráfico de zona.

En general, el control de detección de avance es útil cuando hay una gran cantidad de camino recto en el sistema y donde ese camino recto no está interrumpido por curvas de intersección. En estos métodos, siempre que el sistema de detección ve un vehículo delante de él, el vehículo se detiene y cuando el vehículo principal se mueve fuera del alcance del dispositivo de detección, el vehículo posterior se reinicia automáticamente.

Una ventaja de la detección frontal para la gestión del tráfico es que los vehículos pueden acercarse bastante entre sí y no hay puntos de espera fijos como en los métodos de control de zonas. Esto permite una mayor densidad de vehículos en un área determinada. Un inconveniente es que no se puede utilizar cuando los caminos son muy densos y complejos.

10.8.2.4. Sistema de gestión: sistema de monitorización

La monitorización del sistema de AGV es una consideración importante en muchos casos. Los sistemas simples no requieren una monitorización o control extensivo. Los sistemas sofisticados se benefician enormemente de la monitorización. Cuando se instala un sistema sofisticado, generalmente se requiere un alto grado de automatización y rendimiento. Una avería o ralentización del sistema podría causar serios problemas si no se detecta inmediatamente. Existen tres enfoques para la monitorización:

- Panel de localización.
- Pantalla de gráficos en color CRT.
- Registro e informe central.

Un sistema de monitoreo simple para los sistemas AGV puede ser un panel de localización que simplemente indica si un vehículo se encuentra en un área determinada de la ruta de guía. No identifica específicamente el vehículo ni su estado. Una luz al lado del área que ocupa un vehículo se ilumina para indicar que hay un vehículo en esa ubicación. A veces, se usa un temporizador para cada zona para indicar si esa zona ha estado ocupada durante demasiado tiempo, lo que podría indicar que existe un problema con el vehículo en esa ubicación.

Una pantalla de gráficos en color CRT muestra específicamente dónde se encuentra cada vehículo, incluido su estado. Los gráficos en color CRT suelen ser un tipo de monitorización en tiempo real que puede detectar instantáneamente un problema, identificar vehículos específicos y mostrar la ubicación del fallo en la pantalla de gráficos. Otra información útil incluye si el vehículo se está moviendo o está bloqueado por el tráfico, si el vehículo está cargado o vacío, si la batería está bien y hacia dónde va el vehículo. Los operadores pueden detectar bloqueos y ralentizaciones rápidamente y tomar medidas correctivas según sea necesario. El monitor a color CRT puede mostrar el estado del sistema en forma de gráfico o de tabla.

El formato tabla enumera cada ID de vehículo, su ubicación, destino y condición, modo de control, estado de carga y condición de alarma en una lista de formato de columna que se actualiza continuamente. Un sistema central de registro e informes para la monitorización de un sistema AGV es útil cuando se pretende obtener datos históricos sobre el rendimiento de los sistemas.

10.8.2.5. Sistema de gestión: despacho de vehículos

El selector de despacho a bordo involucra un panel de control en cada vehículo, que es utilizado por un operador para enviar el vehículo a una sola o a una serie de estaciones de parada. También puede seleccionar la función que desea que realice el vehículo en la estación de parada. Esta es la forma más común de gestión del sistema y suele ser el tipo más flexible.

También se puede utilizar un sistema de llamada externo para la gestión de vehículos en sistemas AGV. Estos sistemas de llamadas varían en complejidad, desde tipos simples que implican solo presionar un botón en una ubicación de llamada para provocar el paso del vehículo guiado hasta terminales de llamada. Los terminales de llamada pueden despachar ese vehículo de forma remota a otros destinos sin interfaz de operador. Los operadores pueden añadir nuevos destinos en el panel del cuadro de llamadas en su estación, que comunicará esos destinos al vehículo guiado después de que abandone su ubicación de parada. Esto es útil en sistemas donde la transferencia de carga es automática.

Se puede utilizar un terminal de despacho remoto en los sistemas para dar un grado de despacho centralizado al control de los vehículos guiados en el sistema. El enfoque de terminal remoto permite que un operador en una ubicación central controle los vehículos guiados individuales. Para hacer esto, el operador debe tener algún estado visual de la ubicación y condición de los vehículos para que puedan despachar vehículos de manera efectiva a áreas específicas del sistema donde se necesitan. Suele ser una pantalla gráfica CRT o un panel de localización. Muchas veces este enfoque se usa en sistemas, que aún no pueden justificar soluciones totalmente controladas por computadora. Por ejemplo, si las cargas se reciben en un área de recepción y se llevan a ubicaciones seleccionadas en un área de almacenamiento con transferencia de carga automática utilizada por los vehículos AGV, entonces un control centralizado puede ser una solución eficaz. Un operador central enviaría los vehículos al área de recepción para recoger automáticamente las cargas y

luego enviaría esos vehículos a las ubicaciones de almacenamiento seleccionadas donde las cargas se dejarían automáticamente.

El control por computadora central para la gestión del sistema es el nivel de control más alto posible. Los vehículos AGV responderían a los comandos de una computadora central sobre dónde deben ir y qué deben hacer. Esto sería automatizar el caso anterior y eliminar por completo el despachador central. La mayoría de los sistemas integrados de manipulación de materiales incorporan un control informático central para la gestión del sistema AGV. En sistemas dedicados más pequeños, como la recogida en máquinas de producción (moldeo por inyección, enfardado, paletizado, mecanizado, etc.), los AGV son llamados por la máquina de producción automáticamente cuando una carga está lista para su recogida. El sistema de control por computadora puede seleccionar el AGV disponible más cercano para la tarea y enviarlo automáticamente. Una vez que se recoge una carga, el sistema de control central comunicará un destino al AGV. Este nivel de control permite el seguimiento automático de cada carga en el sistema. Cuando el volumen es alto y se produce una transferencia de carga automática, la forma informática de gestión del sistema es muy eficiente. También es posible mezclar estas diversas formas de gestión del sistema al mismo tiempo en el mismo sistema.

Bibliografía

- AUTOMATED FORKLIFTS. Jungheinrich Automated Guided Vehicles (thompsonlifttruck.com). Consultado el 7 de octubre de 2022.
- DELTA X ROBOT - vision module - conveyor.jpg - Wikimedia Commons. Consultado el 7 de octubre de 2022.
- EGEMIN AUTOMATION, INC. (2013). *AGVs for the Warehouse*. www.egemin.com
- EGEMIN AUTOMATION, INC. (2013). *Automated guided vehicle systems*. www.egemin.com
- FERROTEC. *Material Handling Solution Automated Guided Vehicle*.
- IFR. (2022). *World Robotics 2022*. International Federation of Robotics. 60528 Frankfurt Main, Germany.
- JUNGHEINRICH. (2019) EZS 350a NA Automated Guided Vehicle (AGV) System, Electric Tow Tractor. <https://www.logisnextamericas.com/-/media/logisnext/sites/public/images/jh/product/class-iii/features/agv-ezs-350-turning-corner.jpg> Consultado el 7 de octubre de 2022.
- LINDKVIST, R.G.T. (1985). *Handbook of Materials Handling*. Ellis Horwood Ltd. England.
- LÓPEZ BOADA, M^a J., LÓPEZ BOADA, B., DÍAZ LÓPEZ, V., FUENTES LOSA, J. (2012). *Ingeniería del Transporte*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid.
- MCGUIRE, PATRICK. (2010). *Conveyors. Application, Selection and Integration*. CRC Press. Taylor and Francis Group LLC. Broken Sound Parkway. Boca Raton, FL. USA
- MINISTERIO DE CIENCIA E INNOVACIÓN. (2020). *Agenda estratégica de investigación, desarrollo e innovación en robótica*. Madrid, España.

- MULCAHY, D.E. (1998). *Materials Handling Handbook*. McGraw-Hill Handbooks. Michigan.
- OLMI, ROBERTO. (2011). *Traffic Management of automated Guided Vehicles in Flexible Manufacturing Systems*. PhD dissertation. Università degli Studi di Ferrara. Italy.
- SAVA AUTOMATION. (2015). *AGVS Basic Information*. <http://www.agvsystems.com/agvs-basics/basics-agvs>
- SAVANT. (2006). *The basics of automated guided vehicles*. AGV Systems.
- SCARA MIT STOCKER.JPG - Wikimedia Commons. Consultado el 7 de octubre de 2022.
- SIDDHARTHA, R. (2008). *Introduction to Materials Handling*. New Age International Publishers. New Delhi.
- ULLRICH, GÜNTER. (2015). *Automated Guided Vehicle systems. A Primer with Practical Applications*. 2nd Ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- WHAT'S DRIVING ASSEMBLY LINE AGVS? ManufacturingTomorrow. Consultado el 7 de octubre de 2022.
- ZOWELLFORKLIFTS. 2,5 Tonelada Transpaleta Eléctrica Vehículo Guiado Automatizado Fabricantes - Zowellforklifts.com. Consultado el 7 de octubre de 2022.

Reglamentos y normativa

- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (2021). ISO 8373:2021. *Robots and robotic devices – Vocabulary*. Geneve: ISO.
- INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. (2022). ISO 11593:2022. *Robots for industrial environments – Automatic and effector exchange systems – Vocabulary and presentation of characteristics*. Geneve: ISO.