



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Politécnica Superior de Alcoy

Desarrollo de un nuevo sistema de transmisión para un
vehículo de alta eficiencia energética

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Camps Molina, David

Tutor/a: Colomer Romero, Vicente

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

Resumen

Durante el desarrollo de este proyecto, se realizará el diseño según normas ISO, UNE y DIN de la nueva transmisión por cadena del vehículo de alta eficiencia energética del equipo de generación espontánea Shell Eco-Marathon de la Universidad Politécnica de Valencia.

Actualmente, el vehículo del equipo presenta un nuevo motor de combustión interna el cual ofrece unas velocidades y fuerzas superiores al motor que se utilizaba anteriormente y que, debido a esto, el antiguo sistema de transmisión por cadena falla por estar diseñado a partir de las características del conjunto anterior. Por lo tanto, surge la necesidad de diseñar un nuevo sistema de transmisión.

Además, se pretende mejorar el rendimiento en pista del vehículo a través del diseño, montaje e implementación del nuevo sistema de transmisión. Para ello, se va a sustituir la cadena actual por una más ligera de rodillos simple para reducir el peso del vehículo, se va a calcular las dimensiones y características del resorte de expansión del embrague y se determinarán las dimensiones y la posición del tensor de la cadena.

PALABRAS CLAVE: Transmisión; Eficiencia; Diseño; Cálculo

Abstract

During the development of this project, the design will be carried out according to ISO, UNE and DIN standards of the new chain transmission of the highly energy efficient vehicle of the Shell Eco-Marathon spontaneous generation team of the Polytechnic University of Valencia.

Currently, the team vehicle has a new internal combustion engine which offers higher speeds and forces than the engine that was previously used and, due to this, the old chain transmission system fails because it was designed based on the characteristics of the previous set. Therefore, the need arises to design a new transmission system.

In addition, it is intended to improve the vehicle's track performance through the design, assembly and implementation of the new transmission system. To do this, the current chain will be replaced with a lighter simple roller chain to reduce the weight of the vehicle, the dimensions and characteristics of the clutch expansion spring will be calculated, and the dimensions and position of the clutch tensioner will be determined.

KEYWORDS: Transmission; Efficiency; Design; Calculation

Resum

Durant el desenvolupament d'aquest projecte, es realitzarà el disseny segons normes ISO, UNE i DIN de la nova transmissió per cadena del vehicle d'alta eficiència energètica de l'equip de generació espontània Shell Eco-Marathon de la Universitat Politècnica de València.

Actualment, el vehicle de l'equip presenta un nou motor de combustió interna el qual ofereix unes velocitats i forces superiors al motor que s'utilitzava anteriorment i que, a causa d'això, l'antic sistema de transmissió per cadena falla per estar dissenyat a partir de les característiques del conjunt anterior. Per tant, sorgeix la necessitat de dissenyar un nou sistema de transmissió.

A més, es pretén millorar el rendiment en pista del vehicle a través del disseny, muntatge i implementació del nou sistema de transmissió. Per això, es va a substituir la cadena actual per una més lleugera de rodets simple per reduir el pes del vehicle, es calcularà les dimensions i característiques del ressort d'expansió de l'embragatge i es determinaran les dimensions i la posició del tensor de la cadena.

PARAULES CLAU: Transmissió; Eficiència; Disseny; Càlcul

Índice general

I	Memoria	7
1.	Introducción	8
1.1.	Objeto del proyecto	8
1.1.1.	Carácter académico	8
1.1.2.	Carácter técnico	8
1.2.	Antecedentes	8
1.3.	Funcionamiento de un sistema de transmisión por cadena	9
1.3.1.	Cadena	9
1.3.2.	Piñón y Plato	10
1.3.3.	Tensores y Guías	10
1.3.4.	Lubricación de la cadena	11
1.4.	Situación de partida	11
2.	Resorte de expansión	14
2.1.	Cálculos	14
2.2.	Dimensionamiento de los muelles de expansión	17
2.3.	Diseño de los muelles de expansión	24
3.	Anclaje de las zapatas de embrague	26
3.1.	Diseño	27
3.2.	Análisis estático	33
3.3.	Proceso de fabricación	36
4.	Transmisión por cadena	42
4.1.	Estudio de los dos tipos de transmisión por cadena	43
4.2.	Salto de la cadena	47
5.	Tensor de la cadena	48
5.1.	Modelo de tensor	49
5.2.	Soporte del tensor	51
5.2.1.	Diseño soporte del tensor	51
5.2.2.	Análisis estático del soporte del tensor	55
6.	Peso final del conjunto	58
7.	Conclusiones	60

II	Planos	64
III	Hojas de fabricación	65
IV	Protocolos de <i>KISSsoft</i>	66

Índice de figuras

1.	Sistema de transmisión por cadena de una motocicleta	8
2.	Sistema de embrague actual	9
3.	Cadena simple, cadena duplex y cadena triplex	10
4.	Piñones con diferentes pasos, geometrías y tipos	10
5.	Diferentes tipos de tensores	11
6.	Diferentes tipos de lubricación en cadenas	11
7.	Sistema de embrague del motor GX35	12
8.	Montaje del resorte de expansión del embrague	12
9.	Bulón de anclaje de una zapata actual	13
10.	Esquema de las fuerzas actuantes en las zapatas	14
11.	Circunferencia descrita por las mazas	15
12.	Peso total de las zapatas	16
13.	Radio de las dos mazas	16
14.	Diámetro exterior que forman las mazas	17
15.	Diagrama teórico del resorte de extensión	18
16.	Definición de datos básicos del muelle actual en <i>KISSsoft</i>	18
17.	Definición de datos de servicio del muelle actual en <i>KISSsoft</i>	19
18.	Resultados obtenidos según el protocolo del muelle del equipo	19
19.	Diagrama de la fuerza y recorrido según el protocolo del muelle del equipo	19
20.	Esquema del comportamiento de un muelle según su geometría	20
21.	Datos básicos del muelle para 3500rpm	20
22.	Datos de servicio del muelle para 3500rpm	20
23.	Resultados del muelle para 3500rpm	21
24.	Datos básicos del muelle para 3750rpm	21
25.	Datos de servicio del muelle para 3750rpm	21
26.	Resultados del muelle para 3750rpm	22
27.	Datos básicos del muelle para 4000rpm	22
28.	Datos de servicio del muelle para 4000rpm	22
29.	Resultados del muelle para 4000rpm	23
30.	Datos básicos del muelle para 4250rpm	23
31.	Datos de servicio del muelle para 4250rpm	23
32.	Resultados del muelle para 4250rpm	24
33.	Propiedades del acero AISI 1085	24
34.	Geometría del ojete de gancho	25
35.	Deformaciones y desgastes en piezas del anclaje de las mazas	26
36.	Bulón de anclaje actual	26
37.	Diseño final de los bulones en SOLIDWORKS	27

38.	Distancia entre el volante de inercia y la parte interior de la campana	27
39.	Diámetro interno del agujero de las mazas	28
40.	Selección del tipo de llave para definir dimensiones de los planos según ISO 7738	28
41.	Diferencia inferior del agujero	29
42.	Intervalo de tolerancias del agujero	29
43.	Diferencia superior del eje	29
44.	Intervalo de tolerancias del eje	29
45.	Tipo de ajuste (Juego)	30
46.	Dimensiones del anillo y del ranurado del eje según norma DIN 471 .	30
47.	Selección del anillo y del ranurado para un eje de 7	31
48.	Datos de partida para determinar la distancia del ranurado	31
49.	Propiedades del acero AISI 304 según <i>MatWeb</i>	33
50.	Análisis estático del bulón dentro del programa <i>SOLIDWORKS</i> . . .	34
51.	Estudio de la Tensión de Von Mises dentro del programa <i>SOLID- WORKS</i>	34
52.	Estudio de los Desplazamientos resultantes dentro del programa <i>SO- LIDWORKS</i>	35
53.	Estudio de las Deformaciones resultantes dentro del programa <i>SO- LIDWORKS</i>	35
54.	Tabla velocidades de corte	40
55.	Fresadora del taller del equipo	40
56.	Torno del taller del equipo	41
57.	Cadenas de paso 6.35mm y 9.525mm del taller	42
58.	Diferentes factores de carga según norma DIN ISO 10823	43
59.	Datos y geometría de la cadena con paso 6.35mm en <i>KISSsoft</i>	44
60.	Datos y geometría de la cadena con paso 9.525mm en <i>KISSsoft</i> . . .	44
61.	Estudio cadena de paso 6.35mm con 3500rpm	45
62.	Estudio cadena de paso 6.35mm con 3750rpm	45
63.	Estudio cadena de paso 6.35mm con 4000rpm	46
64.	Estudio cadena de paso 6.35mm con 4250rpm	46
65.	Diferentes tipos de tensores para cadena de rodillos	48
66.	Tensor giratorio amortiguado	48
67.	Tensor giratorio amortiguado automático TC05	49
68.	Geometría rodamiento de bolas 608 de la marca SKF	50
69.	Variantes del tensor TC05	50
70.	Ensamblaje del piñón tensor en <i>SOLIDWORKS</i>	51
71.	Propiedades del aluminio 7075 T6 según <i>MatWeb</i>	52
72.	Ensamblaje del tensor al soporte en <i>SOLIDWORKS</i>	52
73.	Ranura de 70º del soporte en <i>SOLIDWORKS</i>	53
74.	Base del soporte en <i>Solidworks</i>	54
75.	Adhesivo bicomponente Loctite EA 9466	54
76.	Máquina de corte por agua de la EPSA	55

77.	Esquema de equilibrio de fuerzas sobre el tensor en <i>SOLIDWORKS</i> .	55
78.	Estudio de la Tensión de Von Mises dentro del programa <i>SOLID- WORKS</i>	56
79.	Estudio de Desplazamientos en el programa <i>SOLIDWORKS</i>	56
80.	Estudio de las Deformaciones en el programa <i>SOLIDWORKS</i>	57

Índice de cuadros

1.	Valores de la fuerza centrífuga y constante k de los muelles para diferentes velocidades del motor	17
2.	Geometría del resorte actual del equipo UPV Shell Eco-Marathon	18
3.	Geometría final de los distintos muelles	25
4.	Geometría de los dos tipos de montaje de transmisión por cadena	43
5.	Resultados del estudio de los dos tipos de cadenas mediante <i>KISSsoft</i>	44
6.	Valores de los pesos finales de cada montaje	58

Parte I

Memoria

1 Introducción

1.1. Objeto del proyecto

1.1.1. Carácter académico

Este proyecto servirá para demostrar todos los conocimientos adquiridos por el alumno durante su recorrido académico en el Grado en Ingeniería Mecánica.

1.1.2. Carácter técnico

El principal objetivo de este trabajo tiene la finalidad de mejorar el rendimiento en pista del vehículo de alta eficiencia energética del equipo de Generación Espontánea UPV Shell Eco-Marathon a través del diseño, montaje e implementación de un nuevo sistema de transmisión para la rueda motriz del vehículo.

Para ello se va a sustituir la cadena actual por una más ligera de rodillos simples para aligerar el peso total del vehículo. También, se diseñará el nuevo resorte de expansión que posee el motor, se realizará el cálculo y posicionamiento del tensor de la cadena y se reedificarán los elementos mecánicos necesarios.

1.2. Antecedentes

Durante el desarrollo de los dos siguientes apartados, se procederá a indicar el funcionamiento y diseño de los sistemas de transmisión por cadena en motores de combustión interna comercializados.

Además, se realizará una presentación del modelo de motor, sistema de transmisión y sistema de embrague del cual se parte para indicar las modificaciones necesarias para la puesta a punto del nuevo sistema de transmisión.



Figura 1: Sistema de transmisión por cadena de una motocicleta

1.3. Funcionamiento de un sistema de transmisión por cadena

Los sistemas de transmisión por cadena se utilizan para transferir el par y velocidad (energía mecánica) de un piñón de ataque a un plato con una relación constante entre ellos para obtener como resultado una determinada fuerza o velocidad en el elemento conducido.

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia. Es un sistema más resistente que el de transmisión por correa, por lo que se puede emplear en aplicaciones en las cuales se necesiten unas cargas elevadas.

Existen de muchos tipos y diseños según el tipo de aplicación. En nuestro caso, al emplear un motor de combustión interna, el piñón de ataque de la cadena va acoplado al embrague y este se acopla al árbol del motor.

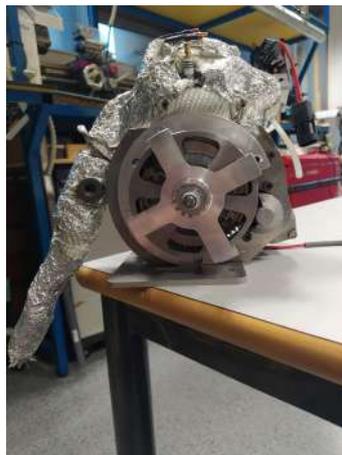


Figura 2: Sistema de embrague actual

Se presenta a continuación los diferentes elementos de un sistema de transmisión por cadena, sus características y los diferentes diseños que existen en la actualidad:

1.3.1. Cadena

Las cadenas pueden ser simples (un único paso), duplex (dos pasos) o triplex (tres pasos). También las cadenas presentan diferentes pasos: 6.35mm, 9.52mm, 12.7mm, etc., pueden ser de rodillos, eje hueco, de puente metálico... y se identifican mediante la denominación DIN ISO 606.

Para la selección del tipo de cadena y paso, se deben de realizar los cálculos previos y saber las dimensiones admisibles del espacio donde se ubica el sistema de transmisión.



Figura 3: Cadena simple, cadena duplex y cadena triplex

1.3.2. Piñón y Plato

Al igual que las cadenas, el piñón y el plato pueden ser simples, duplex o triplex y pueden presentar distintos tipos de pasos. Hay una gran variedad de materiales para su fabricación.

Para la selección del tipo y características del piñón y del plato se debe de atender al tipo de cadena que se quiere emplear, a la relación de transmisión que se debe de mantener entre ellos y a los árboles y ejes sobre los que van montados.



Figura 4: Piñones con diferentes pasos, geometrías y tipos

1.3.3. Tensores y Guías

Los tensores y las guías son elementos auxiliares en las transmisiones por cadena que evitan que estas salten de los piñones o los platos. Estos elementos se utilizan cuando la frecuencia de la cadena coincide con la frecuencia de resonancia y terminan por salirse del piñón.

En el caso de que la cadena salte porque su velocidad lineal es superior a la velocidad lineal máxima del sistema se debe de cambiar la relación de transmisión (geometrías del piñón y la cadena) o las velocidades en el elemento conductor (si esto último no es posible también cabe la posibilidad de la implantación de guías o patines en el sistema).



Figura 5: Diferentes tipos de tensores

1.3.4. Lubricación de la cadena

Existen diferentes tipos de lubricación en las cadenas: manual, inmersión en aceite, por goteo de aceite y por presión. Los periodos de trabajo y el tipo de ambiente donde se utiliza definen el tipo de lubricación de la cadena.

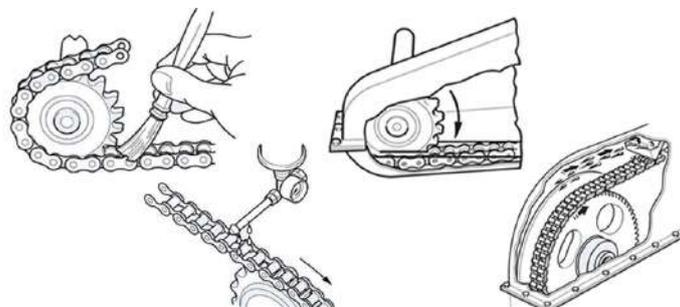


Figura 6: Diferentes tipos de lubricación en cadenas

1.4. Situación de partida

En el año 2021, el equipo de UPV Shell Eco-Marathon adquirió un nuevo motor Honda GX35 más potente que el motor que se utilizaba anteriormente. Gracias a la modificación del pistón para alta compresión, el motor es capaz de ofrecer un par de 3Nm.

En cuanto al tipo de embrague que utiliza este motor, se trata de un embrague centrífugo que emplea zapatas para friccionar con una campana de embrague. Estas dos zapatas regresan a su posición inicial gracias a un resorte de expansión.



Figura 7: Sistema de embrague del motor GX35

Cuando se probó el sistema de embrague descrito con el nuevo motor, los integrantes del grupo UPV Shell Eco-Marathon se dieron cuenta de que el muelle de expansión permitía embragar a las zapatas antes de que el motor de combustión se encendiera, haciendo que el vehículo se desplace con el motor de arranque y provocando que el motor de combustión no arrancara, lo cual está prohibido según el reglamento de Shell Eco-Marathon [4]. Esto es debido a que la fuerza ejercida por la constante elástica del muelle no es suficiente para que las zapatas empiecen a friccionar cuando se alcanza la velocidad angular del motor deseada.

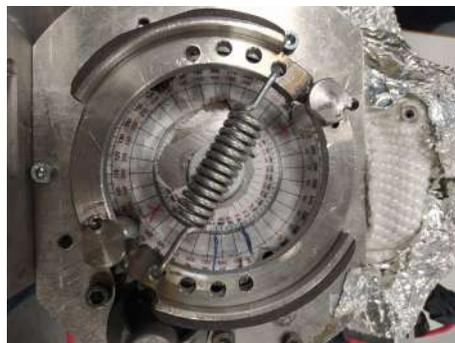


Figura 8: Montaje del resorte de expansión del embrague

El sistema de anclaje de las zapatas al volante de inercia empezó a presentar deformaciones y además, por petición de los miembros del equipo, se necesitaba un nuevo diseño del anclaje de las mazas puesto que el actual es tedioso y poco práctico. Con todo ello, surge la necesidad de recalcular y rediseñar estos elementos para el adaptarlos al nuevo motor.



Figura 9: Bulón de anclaje de una zapata actual

En cuanto al sistema de transmisión, se parte de una cadena con paso de 9.52mm y la relación de transmisión entre el piñón de ataque y el plato es de 15.23. Según el equipo, esta relación de transmisión se debe de mantener constante porque a partir de esta se calcularon los mapas de inyección del motor en los cuales basan su estrategia en las competiciones.

Finalmente, cabe resaltar que el equipo utiliza las siguientes velocidades angulares para sus mapas de inyección del motor:

3500rpm

3750rpm

4000rpm

4250rpm

Con todo esto, se procede al cálculo y diseño de los elementos del nuevo sistema de transmisión.

2 Resorte de expansión

Como ya se ha mencionado en los apartados anteriores, el resorte de expansión del embrague centrífugo no es apto para el nuevo motor Honda que utiliza actualmente el equipo.

2.1. Cálculos

Para los cálculos del resorte cabe destacar que se van a emplear el libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [8] y el programa de cálculo de estructura modular *KISSsoft* (2023).

Para saber las fuerzas que actuarán sobre las zapatas se ha consultado en el libro [9]:

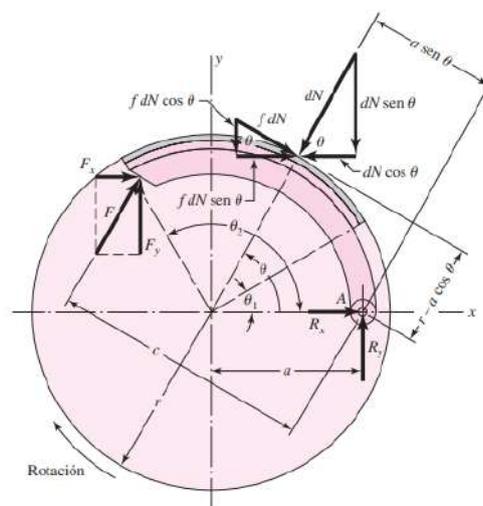


Figura 10: Esquema de las fuerzas actuantes en las zapatas

El análisis simplificado de un embrague centrífugo de zapatas y de un freno de tambor con contacto interno se define como en la figura anterior.

En esta figura están representadas la fuerza centrífuga y la fuerza del actuador del freno, pero en el caso de este proyecto solo se calcula la fuerza centrífuga, que viene dada por la siguiente expresión:

$$F_c = mrw^2$$

donde la m es la masa de cada zapata, r es el radio (en este caso la distancia del centro de la circunferencia que describe las mazas al centro de gravedad de una de ellas) y por último la w es la velocidad angular a la que gira el eje del motor. Cabe destacar que esta fuerza actúa en el centro de gravedad de las mazas, el cual se ubica cerca del orificio de enganche del resorte.



Figura 11: Circunferencia descrita por las mazas

A esta fuerza se le debe de oponer la fuerza del muelle, que según la ley de elasticidad de Hooke se escribe de la siguiente forma:

$$F_k = kx$$

donde la k es la constante de elasticidad del muelle y la x es la elongación del mismo. Dicho esto, la fuerza que se necesita para que el embrague actúe de forma correcta depende de la constante k del muelle y del desplazamiento que realizan las mazas desde su posición de reposo hasta estar en contacto con la campana, en este caso este será el valor de x .

Otra fuerza que también se opone a la centrífuga es la fuerza de rozamiento entre las zapatas y la pared de la campana, pero no se tiene en cuenta en los cálculos ya que su valor es 0 cuando no entran en contacto las mazas y la campana.

Por lo tanto, igualando las fuerzas podemos obtener el valor k del muelle:

$$F_c = F_k$$
$$mrw^2 = kx$$
$$k = \frac{mrw^2}{x}$$

Destacar que se considerará que los cuatro valores de k que se obtienen del programa *KISSsoft* no deben de variar más de un 10% que los obtenidos mediante cálculo matemático para considerarlos como un diseño válido.

El siguiente paso será obtener en el taller de UPV Shell Eco-Marathon los valores de m , r y x ya que estos han variado por el hecho de haber añadido material mediante soldadura en las puntas de las zapatas como se muestra en la *Figura 11*.

Para obtener la m de cada zapata se hará uso de una vástula electrónica, obteniendo un valor de $m=0.10285kg$.



Figura 12: Peso total de las zapatas

En cuanto al radio, se empleará un pie de rey electrónico el cual se posiciona en los orificios de las zapatas donde va montado el muelle, obteniendo un valor de $r=0.039m$.



Figura 13: Radio de las dos mazas

Por último, para saber el valor de la elongación total del muelle x , restamos al diámetro interior que forman las paredes de la campana (según planos del equipo es de 55mm) el valor del diámetro exterior que forman las zapatas, obteniendo un valor de $x=0.00245m$.



Figura 14: Diámetro exterior que forman las mazas

Con todos estos datos, se define la siguiente tabla:

	Velocidad 1	Velocidad 2	Velocidad 3	Velocidad 4
$w(\text{rpm})$	3500	3750	4000	4250
$F_c(\text{N})$	538.84	618.57	703.79	794.52
$\text{Var.}F_c(\text{N})$	53.88	61.86	70.38	79.45
$k(\text{N/m})$	219935.91	252477.447	287263.23	324293.25

Cuadro 1: Valores de la fuerza centrífuga y constante k de los muelles para diferentes velocidades del motor

2.2. Dimensionamiento de los muelles de expansión

Obteniendo los valores del *Cuadro 1*, se puede pasar al dimensionamiento y diseño de los cuatro muelles de expansión con el programa *KISSsoft* (2023), en el cual, dentro del módulo de diseño de muelles de tracción (o expansión), utiliza la norma DIN EN 13906-2 (2013) para el cálculo del resorte. De esta norma se extrae una figura que se tendrá en cuenta para el dimensionamiento de los muelles [3]:

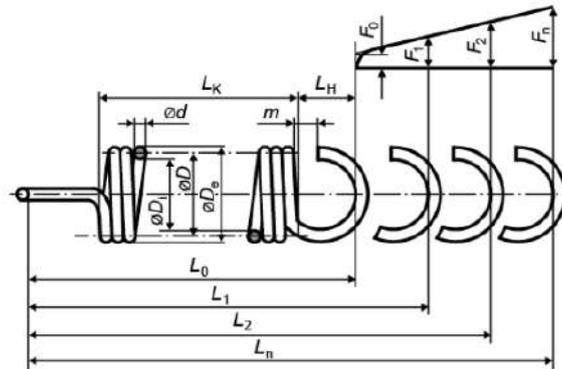


Figura 15: Diagrama teórico del resorte de extensión

Cabe destacar que se han seleccionado la norma UNE-EN 10270-1 [2], la fabricación en frío, tolerancias DIN 2194 Calidad 1 [14], material SH (DIN EN 10270-1) acero para resortes sin tratamiento y extremos de ojete de gancho en las características de todos los muelles.

Antes de proceder al diseño de los muelles, se va a demostrar que el resorte del equipo no es válido. Este muelle presenta las siguientes características:

Geometría	Valor
Diámetro interior (mm)	8
Diámetro alambre (mm)	3.9
Longitud resorte en reposo (mm)	70.88
Número de bobinas activas	12
Paso de la bobina (mm)	4.165
Desplazamiento resorte mínimo (mm)	7.12

Cuadro 2: Geometría del resorte actual del equipo UPV Shell Eco-Marathon

Introduciendo los datos en el programa:

Figura 16: Definición de datos básicos del muelle actual en *KISSsoft*

DESARROLLO DE UN NUEVO SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO DE ALTA EFICIENCIA ENERGÉTICA UPV SHELL ECO-MARATHON

Datos básicos	Datos de servicio	Protocolo
Esfuerzo		
Fuerza de resorte menor F_1	869.8200 N	Fuerza de resorte mayor F_2
Desplazamiento del resorte mínimo s_1	7.1200 mm	Desplazamiento del resorte mayor s_2
Esfuerzo dinámico		Temperatura de servicio T_B
Resorte bobinado mediante banco de bobinado		Fuerza previa interior F_0

Figura 17: Definición de datos de servicio del muelle actual en *KISSsoft*

Se genera un protocolo con los siguientes resultados:

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	116.548
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	998.312
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	8.222
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	79.102
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[τ_n]	509.988
Relación de espiras	[w]	3.051
Coefficiente de tensión	[k]	1.543
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[τ_{zul}]	787.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N)	[F0zul]	396.682
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	70.880

Figura 18: Resultados obtenidos según el protocolo del muelle del equipo

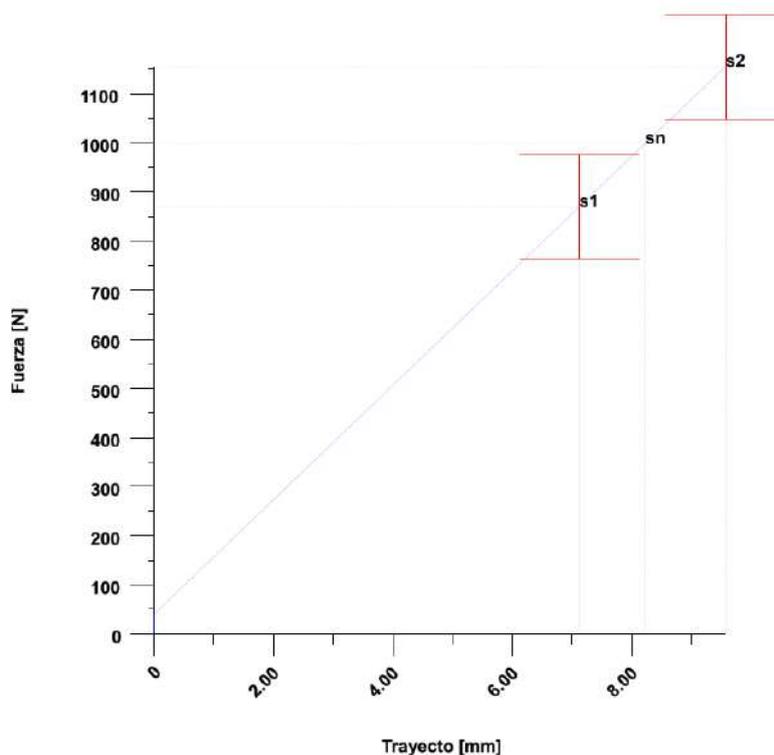


Figura 19: Diagrama de la fuerza y recorrido según el protocolo del muelle del equipo

Como se puede observar, el desplazamiento del resorte máximo (8.22mm) es inferior al valor del desplazamiento total (9.57mm) por lo que al superar este desplazamiento máximo la fuerza del muelle aminora permitiendo que las zapatas embraguen antes de alcanzar la velocidad angular del motor deseada. Por lo tanto, se demuestra mediante cálculos que el muelle actual del equipo no es válido.

Seguidamente se dimensionarán los cuatro muelles para las diferentes velocidades angulares como se ha indicado en líneas anteriores. Para ello se va a atender al siguiente esquema:



Figura 20: Esquema del comportamiento de un muelle según su geometría

Para el muelle que debe de trabajar a 3500rpm se obtienen los siguientes datos y resultados:

Datos básicos	Datos de servicio	Protocolo
Geometría		
Diámetro espira D	9.9000 mm	Longitud de resorte L_0
Diámetro interno D_i	6.3000 mm	Longitud de resorte L_1
Diámetro exterior D_e	13.5000 mm	Longitud de resorte L_2
Diámetro de alambre d	3.6000 mm	Espiras efectivas n
Norma	DIN EN 10270-1 (SL,SM,DM,SH,DH)	Espiras no activas n_u
Desviación a	0.0300 mm	Ojete de gancho
Fabricación	formado en frío	
Tolerancias	DIN 2194 Calidad 1	
Material		
Resorte: Alambre SH (DIN EN 10270-1), Acero para resortes, sin tratamiento		

Figura 21: Datos básicos del muelle para 3500rpm

Esfuerzo	
Fuerza de resorte menor F_1	186.9572 N
Fuerza de resorte mayor F_2	547.0023 N
Desplazamiento del resorte mínimo s_1	1.0000 mm
Desplazamiento del resorte mayor s_2	3.4500 mm
Esfuerzo dinámico	
Resorte enrollado mediante enrolladora automática	
Temperatura de servicio T_B	20.0000 °C
Fuerza previa interior F_0	40.0000 N

Figura 22: Datos de servicio del muelle para 3500rpm

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	146.957
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	909.967
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	5.920
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	82.920
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[τ_n]	491.693
Relación de espiras	[w]	2.750
Coefficiente de tensión	[k]	1.625
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[τ_{zul}]	799.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N)	[F0zul]	212.496
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Figura 23: Resultados del muelle para 3500rpm

El valor de la fuerza de este muelle en el momento en que embraga es de 547N, mientras que el valor teórico debe de ser de 538N (Ver *Cuadro 1*), por lo que este diseño es válido (no supera más del %10 del valor teórico).

En cuanto al muelle para una velocidad angular de 3750rpm se tiene que:

Datos básicos | Datos de servicio

Geometría

Diámetro espira D	9.4000 mm	Longitud de resorte L_0	77.0000 mm
Diámetro interno D_i	5.8000 mm	Longitud de resorte L_1	78.0000 mm
Diámetro exterior D_e	13.0000 mm	Longitud de resorte L_2	80.4500 mm
Diámetro de alambre d	3.6000 mm	Espiras efectivas n	12.0000
Norma	DIN EN 10270-1 (SL,SM,DM,SH,DH)	Espiras no activas n_u	0.0000
Desviación a	0.0300 mm	Ojete de gancho	
Fabricación	formado en frío		
Tolerancias	DIN 2194 Calidad 1		

Material

Resorte: Alambre SH (DIN EN 10270-1), Acero para resortes, sin tratamiento

Figura 24: Datos básicos del muelle para 3750rpm

Datos básicos | Datos de servicio

Esfuerzo

Fuerza de resorte menor F_1	211.6773 N	Fuerza de resorte mayor F_2	632.2866 N
Desplazamiento del resorte mínimo s_1	1.0000 mm	Desplazamiento del resorte mayor s_2	3.4500 mm
Esfuerzo dinámico		Temperatura de servicio T_B	20.0000 °C
Resorte enrollado mediante enrolladora automática		Fuerza previa interior F_0	40.0000 N

Figura 25: Datos de servicio del muelle para 3750rpm

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	171.677
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	931.629
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	5.194
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	82.194
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[τn]	477.974
Relación de espiras	[w]	2.611
Coefficiente de tensión	[k]	1.672
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[τzul]	799.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N) [F0zul]		225.601
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Figura 26: Resultados del muelle para 3750rpm

El valor de la fuerza de este muelle en el momento en que embraga es de 632N, mientras que el valor teórico debe de ser de 618N (Ver *Cuadro 1*), por lo que este diseño es válido (no supera más del %10 del valor teórico).

Al realizar el diseño para una velocidad de 4000rpm se obtiene:

Datos básicos Datos de servicio Protocolo X

Geometría

Diámetro espira D 9.3000 mm

Diámetro interno Di 5.6000 mm

Diámetro exterior De 13.0000 mm

Diámetro de alambre d 3.7000 mm

Norma DIN EN 10270-1 (SL,SM,DM,SH,DH)

Desviación a 0.0300 mm

Fabricación formado en frío

Tolerancias DIN 2194 Calidad 1

Longitud de resorte L₀ 77.0000 mm

Longitud de resorte L₁ 78.0000 mm

Longitud de resorte L₂ 80.4500 mm

Espiras efectivas n 12.0000

Espiras no activas n_i 0.0000

Ojete de gancho

Material

Resorte Alambre SH (DIN EN 10270-1), Acero para resortes, sin tratamiento

Figura 27: Datos básicos del muelle para 4000rpm

Datos básicos Datos de servicio Protocolo X

Esfuerzo

Fuerza de resorte menor F₁ 237.8083 N

Fuerza de resorte mayor F₂ 722.4385 N

Desplazamiento del resorte mínimo s₁ 1.0000 mm

Desplazamiento del resorte mayor s₂ 3.4500 mm

Esfuerzo dinámico

Temperatura de servicio T_s 20.0000 °C

Resorte enrollado mediante enrolladora automática

Fuerza previa interior F₀ 40.0000 N

Figura 28: Datos de servicio del muelle para 4000rpm

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	197.808
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	993.821
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	4.822
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	81.822
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[τn]	464.651
Relación de espiras	[w]	2.514
Coefficiente de tensión	[k]	1.709
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[τzul]	794.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N) [F0zul]		247.549
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Figura 29: Resultados del muelle para 4000rpm

El valor de la fuerza de este muelle en el momento en que embraga es de 722N, mientras que el valor teórico debe de ser de 704N (Ver *Cuadro 1*), por lo que este diseño es válido (no supera más del %10 del valor teórico).

Finalmente, para un muelle que trabajará a una velocidad angular de 4250rpm se obtiene:

Datos básicos Datos de servicio Protocolo X

Geometría

Diámetro espira D 9.3000 mm

Diámetro interno Di 5.5000 mm

Diámetro exterior De 13.1000 mm

Diámetro de alambre d 3.8000 mm

Norma DIN EN 10270-1 (SL,SM,DM,SH,DH)

Desviación a 0.0300 mm

Fabricación formado en frío

Tolerancias DIN 2194 Calidad 1

Longitud de resorte L₀ 77.0000 mm

Longitud de resorte L₁ 76.0000 mm

Longitud de resorte L₂ 80.4500 mm

Espiras efectivas n 12.0000

Espiras no activas n₀ 0.0000

Ojete de gancho

Material

Resorte Alambre SH (DIN EN 10270-1), Acero para resortes, sin tratamiento

Figura 30: Datos básicos del muelle para 4250rpm

Datos básicos Datos de servicio Protocolo X

Esfuerzo

Fuerza de resorte menor F₁ 260.0756 N

Fuerza de resorte mayor F₂ 799.2609 N

Desplazamiento del resorte mínimo s₁ 1.0000 mm

Desplazamiento del resorte mayor s₂ 3.4500 mm

Esfuerzo dinámico

Temperatura de servicio T_s 20.0000 °C

Resorte enrollado mediante enrolladora automática

Fuerza previa interior F₀ 40.0000 N

Figura 31: Datos de servicio del muelle para 4250rpm

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	220.076
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	1055.470
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	4.614
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	81.614
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[τn]	455.532
Relación de espiras	[w]	2.447
Coefficiente de tensión	[k]	1.736
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[τzul]	791.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N) [F0zul]		267.962
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Figura 32: Resultados del muelle para 4250rpm

El valor de la fuerza de este muelle en el momento en que embraga es de 799N, mientras que el valor teórico debe de ser de 795N (Ver *Cuadro 1*), por lo que este diseño es válido (no supera más del %10 del valor teórico).

2.3. Diseño de los muelles de expansión

Se ha elegido el Alambre SH (DIN EN 10270-1) sin tratamiento como material para los cuatro resortes. Este material equivale al Alambre de piano (AISI 1085) según el libro [10] y es el que mejor se adapta a las condiciones de trabajo. Este material presenta una buena tenacidad, es el que más se emplea en la fabricación de resortes pequeños y además de todos los materiales disponibles para resortes es el que posee la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos de carga que cualquier otro material para resortes. Todas estas conclusiones se han obtenido gracias a la base de datos de la página web *MatWeb* [7], de la cual se a sacado la siguiente tabla:

AISI 1085 Carbon Steel, Hot Rolled Bar

Categories: [Metal](#), [Ferrous Metal](#), [Carbon Steel](#), [AISI 1000 Series Steel](#), [High Carbon Steel](#)

Key Words: UNS G10850

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.283 lb/in ³	Typical Carbon Steel
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	>= 248	>= 248	
Tensile Strength, Ultimate	>= 834 MPa	>= 121000 psi	
Tensile Strength, Yield	>= 459 MPa	>= 66500 psi	
Elongation at Break	>= 10 %	>= 10 %	in 2 in. (50 mm)
Reduction of Area	>= 25 %	>= 25 %	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical Carbon Steel
Poisson's Ratio	0.29	0.29	Typical Carbon Steel
Shear Modulus	78.0 GPa	11300 ksi	Typical Carbon Steel
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000170 ohm-cm	0.0000170 ohm-cm	Typical Carbon Steel
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	12.0 µm/m-°C	6.67 µin/in-°F	Typical Carbon Steel
Specific Heat Capacity	0.470 J/g-°C	0.112 BTU/lb-°F	Typical Carbon Steel
Thermal Conductivity	52.0 W/m-K	361 BTU-in/hr-ft ² -°F	Typical Carbon Steel
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.80 - 0.95 %	0.80 - 0.95 %	
Iron, Fe	97.96 - 98.5 %	97.96 - 98.5 %	As Balance
Manganese, Mn	0.70 - 1.0 %	0.70 - 1.0 %	
Phosphorus, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

Figura 33: Propiedades del acero AISI 1085

En cuando al tipo de gancho, se ha escogido el tipo ojete de gancho porque es el que mejor se adapta al montaje del muelle.

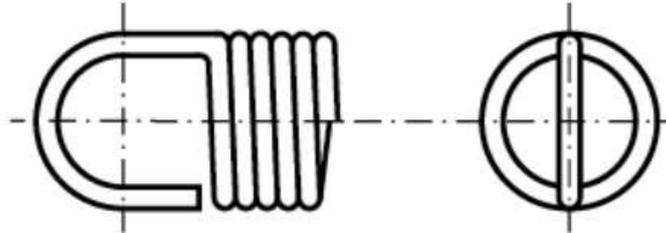


Figura 34: Geometría del ojete de gancho

Finalmente, se a decidido que el resorte debe de estirarse un milímetro, en el cual se aplica una fuerza menor a 250N en todos los muelles, para que el montaje del resorte sobre las zapatas sea sencillo.

Con todos los datos obtenidos en el apartado 2.2., se construye la siguiente tabla de geometrías de los distintos muelles:

$w(rpm)$	3500	3750	4000	4250
$De(mm)$	13.5	13	13	13.1
$d(mm)$	3.6	3.6	3.7	3.8
$L0(mm)$	77	77	77	77
n	12	12	12	12

Cuadro 3: Geometría final de los distinos muelles

3 Anclaje de las zapatas de embrague

Como bien se explica en el apartado *1.4.Situación de partida*, el equipo UPV Shell Eco-Marathon recalcó que el montaje del anclaje de las zapatas de embrague es tedioso y poco práctico y que además con el nuevo motor muchos de los componentes que se utilizan en el montaje empezaron a presentar deformaciones y desgastes, por lo que surge la necesidad de rediseñar los nuevos anclajes.



Figura 35: Deformaciones y desgastes en piezas del anclaje de las mazas

El sistema de anclaje actual se basa en el uso de bulones, roscados en su extremo inferior al plato de inercia y con dos planos paralelos para el uso de una llave fija en el otro extremo, los cuales se introducen dentro de unos casquillos que sirven como hombro para que las mazas descansen sobre una superficie cuando el motor esta parado. El nuevo sistema de anclaje se basará en un diseño similar pero con menor número de piezas implicadas y un montaje más sencillo.



Figura 36: Bulón de anclaje actual

3.1. Diseño

El diseño que finalmente se ha obtenido es el que se puede observar en la siguiente figura:

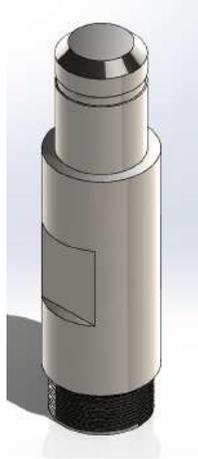


Figura 37: Diseño final de los bulones en SOLIDWORKS

Este modelo CAD se ha definido dentro del programa *SOLIDWORKS (2022)*. Cabe resaltar que el diseño final se ha obtenido después de una serie de análisis estáticos dentro del propio programa (más adelante se explicará este procedimiento). En las próximas líneas se describirá los pasos seguidos que se han llevado a cabo para llegar a este diseño final.

En la parte central del bulón se describe un cilindro de 9mm de diámetro, para poder realizar un roscado por un lado y generar un hombro por el otro. La longitud total de este es de 20mm para que la distancia que existe entre la superficie que estará en contacto con el volante de inercia y el extremo superior del bulón no supere los 33mm (longitud máxima que permite el ensamblaje).



Figura 38: Distancia entre el volante de inercia y la parte interior de la campana

A este cilindro se le debe de mecanizar dos planos, con una anchura mínima de 7mm, paralelos entre si y separados por una distancia máxima de 7mm para que se pueda utilizar una llave fija del 7 para roscar los bulones sobre el plato de inercia. Estas medidas se han definido según norma ISO 7738.



Figura 39: Diámetro interno del agujero de las mazas

El roscado que presentan los bulones son de M8, por lo tanto es necesario mecanizar agujeros roscados de la misma métrica sobre el volante de inercia, y tiene una longitud de 4mm, que es el espesor de la parte interior del volante de inercia.

En el otro lado se describe un eje, que es el que atraviesa el agujero de las mazas y que les sirve como centro para girar. El diámetro de este es de 7mm puesto que los agujeros de las mazas son de 7.1mm de diámetro. Para el tipo de ajuste eje-agujero y las tolerancias del mismo se ha seguido la norma UNE EN-ISO 286 [1].

ISO 7738:2015(E)

Table 1 (continued)

Nominal width across flats	Series "short"		Series "medium"		Series "long"		Thickness of the heads	
	l_{max}	l_{max} (non-preferred)	l_{min}	l_{max}	l_{min} (non-preferred)	l_{min}	$e_{1, max}$	$e_{2, max}$
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
7	79	95	80	130	—	—	5	7
8	89	100	90	145	120	146	5	8
9 ^a	99	105	100	150	125	151	5,5	8,5
10	109	115	110	155	135	156	6	9
11	114	120	115	160	140	161	6,5	9,5
12 ^a	124	135	125	175	155	176	7	10
13	134	145	135	190	165	191	7	11
14 ^a	144	150	145	200	175	201	7,5	11,5

Figura 40: Selección del tipo de llave para definir dimensiones de los planos según ISO 7738

Este sistema de ajuste es de ajuste móvil en el cual una pieza debe de girar. Se decide que el montaje es de eje único, por lo tanto se define las tolerancias dimensionales como 7E9 para el agujero y 7h7 para el eje.

Se pasa a comprobar que con estas tolerancias se obtiene un juego:

Grupos de medidas	CALIDADES (Índices de Tolerancias)																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
de 1 a 3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
> 3 a 6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
> 6 a 10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
> 10 a 18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
> 18 a 30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300

Figura 41: Diferencia inferior del agujero

Sim-bolo	Posición	A'	B'	C	CD	D	E	EP	F	FG	G	H	J _s	Todas las calidades								Todas las calidades												
														6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
Diferencia fundamental	Calidad	Diferencia inferior D_i												Diferencia superior D_s																				
		≤ 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6			
G	> 3 a 6	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12	
r	> 6 a 10	+280	+150	+80	+56	+40	+30	+22	+18	+13	+8	+5	0	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-15	-12	-9	-15
t	> 10 a 18	+290	+150	+95	+65	+50	+38	+32	+24	+16	+10	+6	0	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-11	-18	
u	> 18 a 30	+300	+160	+110	+80	+65	+50	+40	+30	+20	+14	+8	0	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
p	> 30 a 40	+310	+170	+120	+90	+75	+60	+50	+40	+30	+25	+18	0	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-5	0	-23	-21	-17	-26

Figura 42: Intervalo de tolerancias del agujero

Grupos de medidas	CALIDADES (Índices de Tolerancias)																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
de 1 a 3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
> 3 a 6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
> 6 a 10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
> 10 a 18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
> 18 a 30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300

Figura 43: Diferencia superior del eje

Sim-bolo	Posición	a'	b'	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j _s	Todas las calidades												Todas las calidades											
														5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Diferencia fundamental	Calidad	Diferencia superior d_s												Diferencia inferior d_i																							
		≤ 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60					
G	> 3 a 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80						
r	> 6 a 10	-280	-150	-80	-56	-40	-30	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97					
t	> 10 a 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-18	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130						
u	> 14 a 18	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	+30	+45	-	+60	+77	+108	+150						
p	> 18 a 24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+135	+188						

Figura 44: Intervalo de tolerancias del eje

Con todo ello se describe el siguiente ajuste:

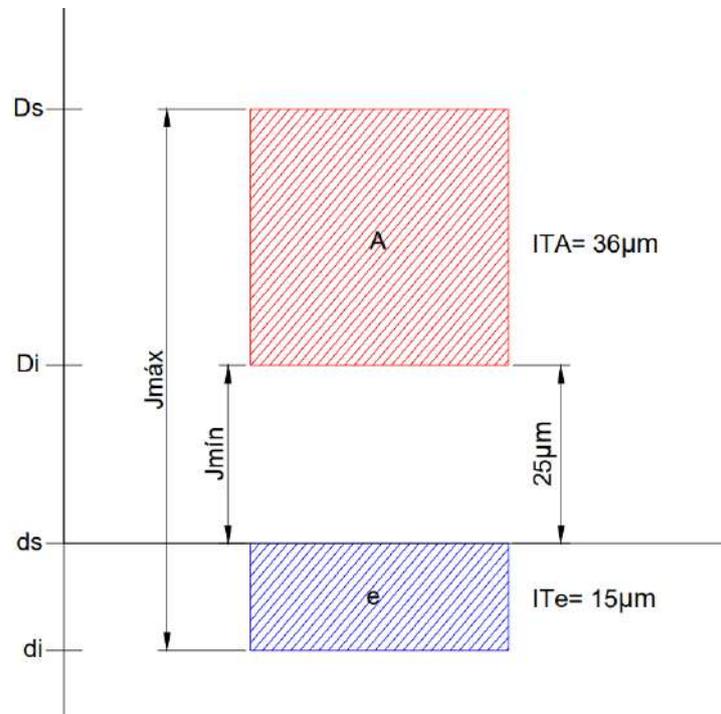


Figura 45: Tipo de ajuste (Juego)

Donde el juego máximo del montaje debe de ser de 0.076mm y el juego mínimo de 0.025mm para garantizar el correcto funcionamiento del ensamblaje.

Seguidamente, el eje presenta un ranurado con la finalidad de que se le pueda montar un circlip (o anillo de retención), para que, en el caso de que sea necesario desmontar las mazas solo se tenga que quitar el anillo de retención en vez del bulón entero. Para la selección del circlip y las dimensiones del ranurado se ha atendido a la norma DIN 471 [15].

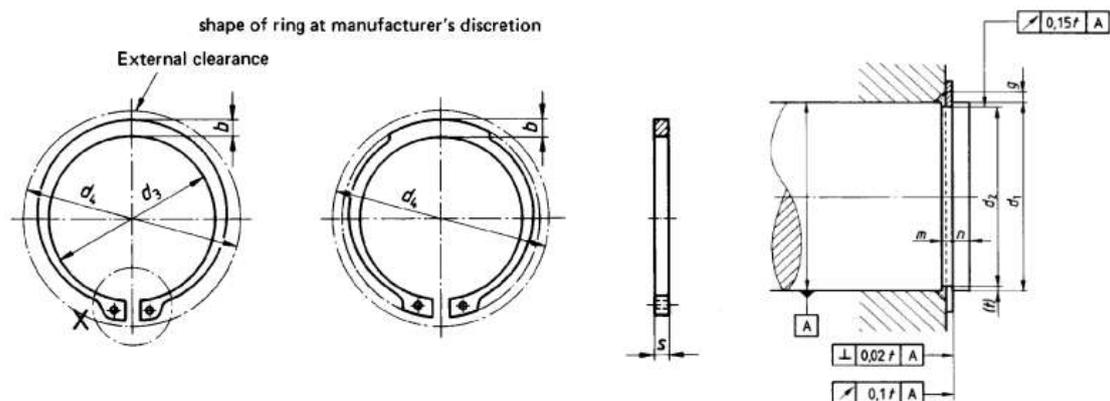


Figura 46: Dimensiones del anillo y del ranurado del eje según norma DIN 471

Shaft diameter d_1 Nominal dimension	Clip						Groove				Supplementary data *)								
	s per. dev.	d_3 per. dev.	a max.	$b^{1)}$ ≈	d_5 min.	Weight of 1000 pieces in kg ≈	$d_2^{2)}$ per. dev.	$m^{2)}$ H13	t	n min.	d_4	F_N kN	F_R kN	g	F_{Rz} kN	n_{abl} min ⁻¹	Nominal size of pliers according to DIN 5254		
3	0,4	2,7	1,9	0,8	1	0,017	2,8	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,04 \\ (H10) \end{smallmatrix}$	0,5	0,1	0,3	7	0,15	0,47	0,5	0,27	360000		
4	0,4	3,7	$\begin{smallmatrix} +0,04 \\ -0,15 \end{smallmatrix}$	2,2	0,9	1	0,022	3,8	0,5	0,1	0,3	8,6	0,20	0,50	0,5	0,30	211000		
5	0,6	4,7		2,5	1,1	1	0,066	4,8	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,048 \\ (H10) \end{smallmatrix}$	0,7	0,1	0,3	10,3	0,26	1,00	0,5	0,80	154000	
6	0,7	5,6		2,7	1,3	1,2	0,084	5,7	0,8	0,15	0,5	11,7	0,46	1,45	0,5	0,90	114000	3	
7	0,8	6,5		3,1	1,4	1,2	0,121	6,7	0,9	0,15	0,5	13,5	0,54	2,60	0,5	1,40	121000		
8	0,8	7,4	$\begin{smallmatrix} +0,06 \\ -0,18 \end{smallmatrix}$	3,2	1,5	1,2	0,158	7,6	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,06 \\ (H10) \end{smallmatrix}$	0,9	0,2	0,6	14,7	0,81	3,00	0,5	2,00	96000	
9	1	8,4		3,3	1,7	1,2	0,300	8,6	1,1	0,2	0,6	16	0,92	3,50	0,5	2,40	85000		

Figura 47: Selección del anillo y del ranurado para un eje de 7

Como se puede observar en la figura anterior es necesario que la dimensión denominada por n en el eje tenga un valor mínimo de 0.5mm, por lo que este dato se tendrá en cuenta para el dimensionamiento del eje.

Para determinar la distancia mínima entre el hombro del bulón y el ranurado del eje se ha consultado en el libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [11] el siguiente procedimiento:

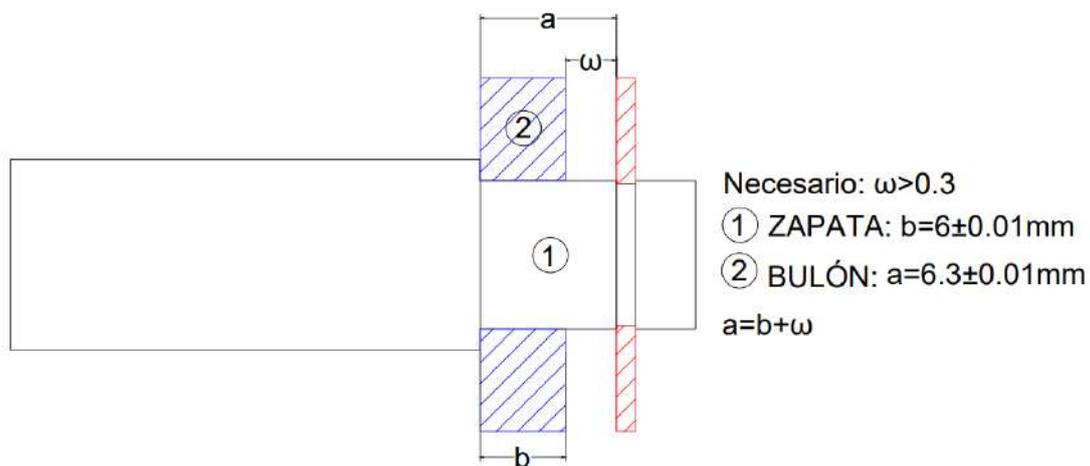


Figura 48: Datos de partida para determinar la distancia del ranurado

El espesor de la zapata es de 6mm y como se ha mecanizado mediante un fresado su rango de tolerancias puede variar entre +0.01mm y -0.01mm, en cuanto a la distancia del hombro del bulón hasta el inicio del ranurado se parte de un valor de 6.3mm y, al ser mecanizado mediante torneado, su rango de tolerancias puede variar entre +0.01mm y -0.01mm.

Calculando se tiene que:

$$w = a - b = 6,3 - 6 = 0,3mm$$

$$t_w = 0,01 + 0,01 = 0,02mm$$

Para que el ensamblaje pueda ser funcional $w_{min} > 0,3mm$:

$$w = w_{min} + t_w = 0,3 + 0,02 = 0,32mm$$

$$a = b + w = 6 + 0,32 = 6,32mm$$

El valor mínimo para asegurar el funcionamiento del montaje debe de ser $a = 6,32mm$. Al mecanizar el bulón en el torno manual del equipo de UPV Shell Eco-Marathon, es necesario mayorar el valor de a ya que es imposible llegar a esta precisión con un torno manual y así poder cumplir con las tolerancias establecidas:

$$a = 6,4 + 0,01mm$$

Con todo ello, la longitud del eje es de 9.9mm para que sea mayor que la n mínima (*Figura 47*), dando como resultado una longitud del bulón (sin contar la longitud del roscado) de 29.9mm, inferior a la altura de la campana.

Finalmente, se decide realizar un chaflanado en el extremo superior del eje para así poder facilitar el montaje con los agujeros de las zapatas.

En cuanto al material de fabricación de los bulones, se a escogido el acero AISI 304 ya que es un material fácil de conseguir (de hecho el equipo UPV Shell Eco-Marathon posee un gran stock de barras de este tipo de acero) y sus propiedades mecánicas son adecuadas para el tipo de trabajos y esfuerzos que los bulones van a tener que soportar.

304 Stainless Steel

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Heat Resisting](#); [Stainless Steel](#); [T 300 Series Stainless Steel](#)

Material Notes: This MatWeb entry has typical values for specimens of unknown form/heat treatment but appear to be annealed samples. We are creating other entries for more specific heat treatments and forms. Austenitic Cr-Ni stainless steel. Better corrosion resistance than Type 302. High ductility, excellent drawing, forming, and spinning properties. Essentially non-magnetic, becomes slightly magnetic when cold worked. Low carbon content means less carbide precipitation in the heat-affected zone during welding and a lower susceptibility to intergranular corrosion.

Applications: beer kegs, bellows, chemical equipment, coal hopper linings, cooking equipment, cooling coils, cryogenic vessels, dairy equipment, evaporators, flatware utensils, freshwater tubing, flexible metal hose, food processing equipment, hospital surgical equipment, hypodermic needles, kitchen sinks, marine equipment and fasteners, nuclear vessels, oil well filter screens, refrigeration equipment, paper industry, pots and pans, pressure vessels, sanitary fittings, valves, shipping drums, spinning, still tubes, textile dyeing equipment, tubing.

Corrosion Resistance: resists most oxidizing acids and salt spray.

UNS S30400; AMS 5501, 5513, 5560, 5565; ASME SA182, SA194 (8), SA213, SA240; ASTM A167, A182, A193, A194

Key Words: aisi304, AISI 304, T304, T 304, SUS304, SS304, 304SS, 304 SS, UNS S30400, AMS 5501, AMS 5513, AMS 5560, AMS 5565, AMS 5566, AMS 5567, AMS 5639, AMS 5697, ASME SA182, ASME SA194 (8), ASME SA213, ASME SA240, ASME SA249, ASME SA312, ASME SA320 (B8), ASME SA358, ASME SA376, ASME SA403, ASME SA409, ASME SA410, ASME SA479, ASME SA688, ASTM A167, ASTM A182, ASTM A193, ASTM A194, ASTM A666, FED QQ-S-763, MILSPEC MIL-S-5059, SAE 30304, DIN 1.4301, X5CrNi189, B.S. 304 S 15, EN 58E, PN 86020 (Poland), OH18N9, ISO 4954 X5CrNi189E, ISO 683/13 11, 18-8

Vendors: [Click here](#) to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	123	123	Converted from Rockwell B hardness.
Hardness, Knoop	138	138	Converted from Rockwell B hardness.
Hardness, Rockwell B	70	70	
Hardness, Vickers	129	129	Converted from Rockwell B hardness.
Tensile Strength, Ultimate	505 MPa	73200 psi	
Tensile Strength, Yield	215 MPa	31200 psi	
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %	
Elongation at Break	70 %	70 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	193 GPa	28000 ksi	
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Shear Modulus	77.0 GPa	11200 ksi	
Izod Impact	150 J	111 ft-lb	V-Notch
	@Temperature -195 °C	@Temperature -319 °F	
	150 J	111 ft-lb	V-Notch
	@Temperature 21.0 °C	@Temperature 69.8 °F	
Charpy Impact	325 J	240 ft-lb	

Figura 49: Propiedades del acero AISI 304 según *MatWeb*

3.2. Análisis estático

Para comprobar que el diseño y el material seleccionado no fallan y por tanto son válidos para el ensamblaje, se procede a realizar un análisis estático dentro del programa *SOLIDWORKS*.

Para ello, dentro de la pestaña *SOLIDWORKS Simulation* se deben de introducir los valores, características y parámetros pertenecientes a la simulación.

Se crea un nuevo estudio, donde se elige un análisis estático con una sujeción aplicada sobre los filetes del roscado del bulón.

En cuanto a la fuerza aplicada en el eje superior del bulón, esta se calcula como:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{3}{0,039} = 77N$$

Donde la *M* es el par que tiene el motor y la *d* es la distancia del centro del árbol del motor al centro de cada bulón en el ensamblaje. Con todo ello, pasamos a ejecutar y evaluar la simulación.

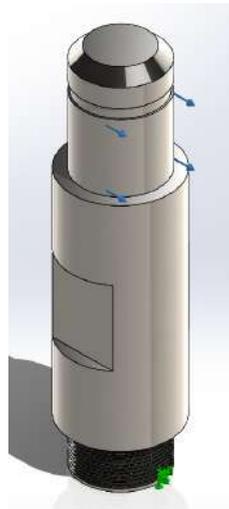


Figura 50: Análisis estático del bulón dentro del programa *SOLIDWORKS*

El programa realiza tres tipos de estudio: *Tensión de Von Mises*, *Desplazamientos resultantes* y *Deformaciones unitarias*.

Dentro del estudio de Tensión de Von Mises, el bulón presenta una tensión máxima de valor $8.737e+07N/m^2$ que es inferior al límite elástico del acero utilizado ($2.068e+08N/m^2$). Recalcar que con una M6 del roscado se superaba este límite ya que la tensión máxima que se genera se ubica entre el hombro inferior y el roscado.

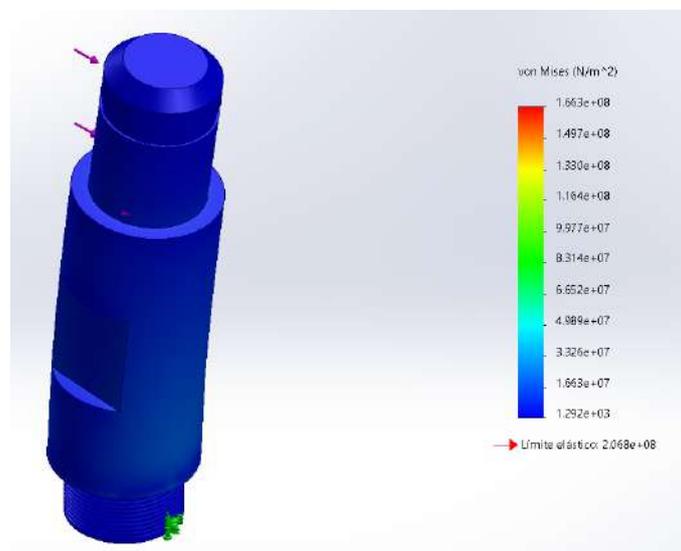


Figura 51: Estudio de la Tensión de Von Mises dentro del programa *SOLIDWORKS*

En cuanto a los Desplazamientos resultantes, el máximo desplazamiento es del orden de $8.729e-03mm$, por lo que se considera prácticamente nulo. Recalcar que este desplazamiento se ubica en el extremo superior del bulón.

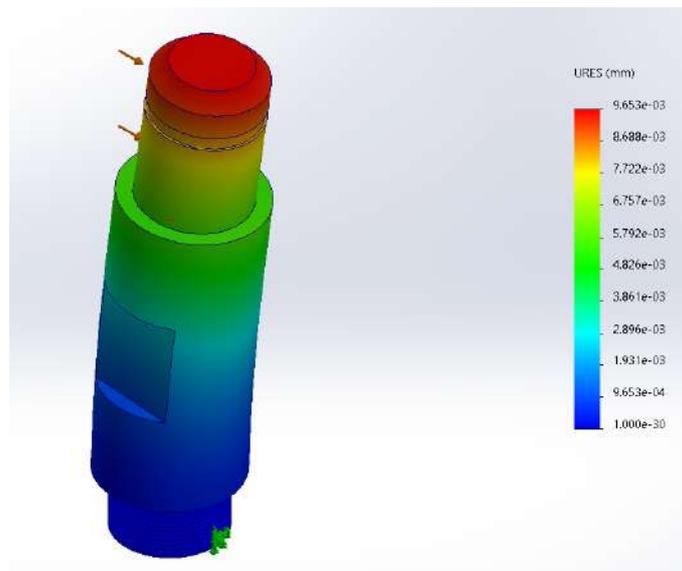


Figura 52: Estudio de los Desplazamientos resultantes dentro del programa *SOLIDWORKS*

Finalmente, la Deformación unitaria máxima resultante del estudio es del valor de $2.417e-04$, por lo que también es considerada nula. El valor máximo de este tipo de deformación aparece en la zona más verdosa del bulón como bien se puede apreciar en la siguiente figura:

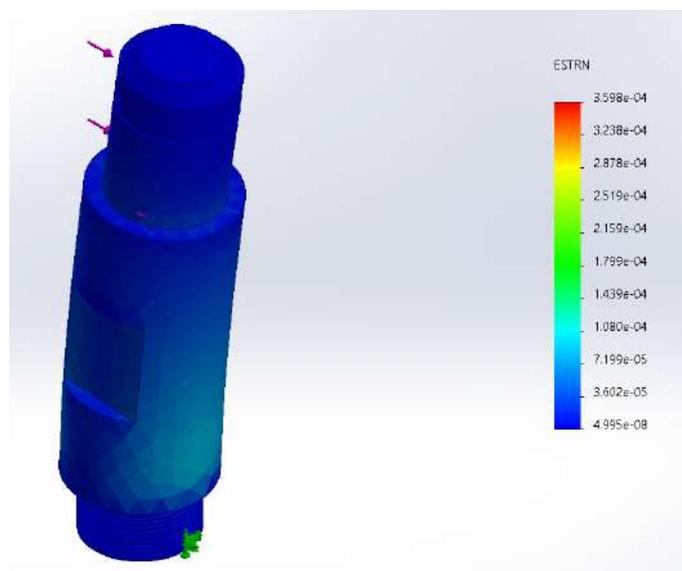


Figura 53: Estudio de las Deformaciones resultantes dentro del programa *SOLIDWORKS*

Por los resultados obtenidos en cada estudio, se considera que el diseño y el material seleccionados para el bulón son adecuados para el tipo de función y esfuerzos a los que serán sometidos.

3.3. Proceso de fabricación

Para el proceso de fabricación de los bulones, se ha partido de los materiales y herramientas que dispone el equipo en el taller, por lo que se utiliza una barra de acero AISI 304 de 25mm de diámetro (aunque también es posible partir de una barra de perfil circular con un diámetro cualquiera superior a los 9mm) y se emplearán un torno y una fresadora manuales de mesa para el mecanizado.

En este apartado se desarrollan la secuencia de fabricación y su correspondiente hoja de procesos para que estén a disposición del equipo.

En las siguientes líneas se describen los pasos a seguir para el proceso de fabricación:

FASE 1 (Corte)

Puesta en posición:

Centrado sobre la superficie 2

Plano de referencia superficie 2

Distancia entre 1 y 2: 34mm

Herramientas:

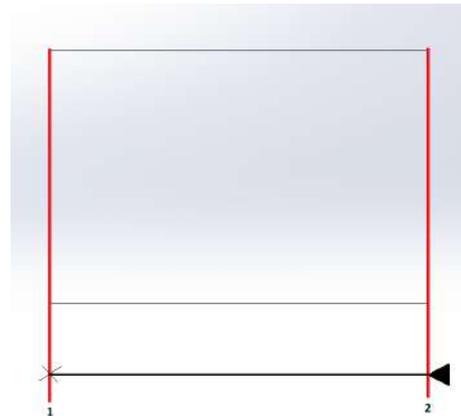
Sierra de mesa

Utillaje:

Sargento para sujeción

Acciones:

1) Corte sobre superficie 1



FASE 2 (Torneado)

Subfase 2.1 (Cilindrado)

Puesta en posición:

Centrado sobre superficie 2

Plano de referencia superficie 2

Distancia entre 1 y 2: 34mm

Utillaje:

Plato de tres garras autocentrante

3 apoyos puntuales

Acciones:

1) Cilindrado de superficie 1 a 2
con 9mm de diámetro



Subfase 2.2 (Cilindrado)

Puesta en posición:

Centrado sobre superficie 3

Plano de referencia superficie 3

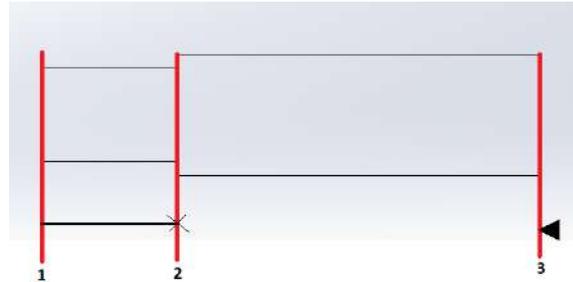
Distancia entre 1 y 2: 9.9mm

Utillaje:

Plato de tres garras autocentrante
3 apoyos puntuales

Acciones:

- 1) Cilindrado de superficie 1 a 2
con 7mm de diámetro



Subfase 2.3 (Ranurado)

Puesta en posición:

Centrado sobre superficie 3

Plano de referencia superficie 3

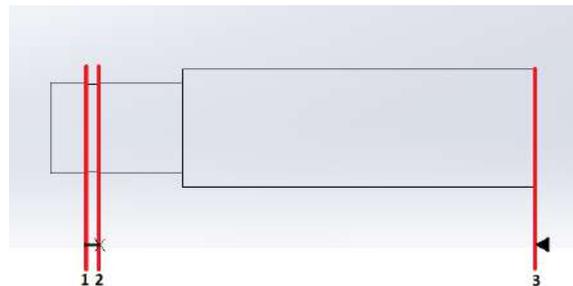
Distancia entre 1 y 2: 0,9mm

Utillaje:

Plato de tres garras autocentrante
3 apoyos puntuales

Acciones:

- 1) Ranurado de superficie 1 a 2
con 6,7mm de diámetro



Subfase 2.4 (Achaflanado)

Puesta en posición:

Centrado sobre superficie 3

Plano de referencia superficie 3

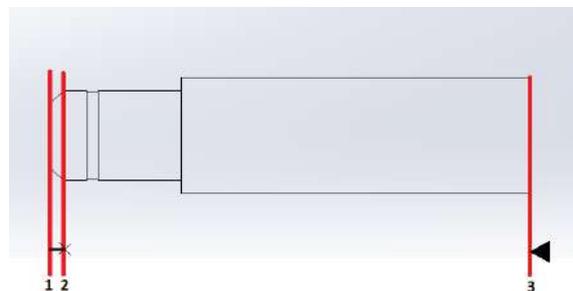
Distancia entre 1 y 2: 1mm

Utillaje:

Plato de tres garras autocentrante
3 apoyos puntuales

Acciones:

- 1) Achaflanado de arista de
superficie 1 a 2 de 45°



Subfase 2.5 (Cilindrado)

Puesta en posición:

Centrado sobre superficie 1

Plano de referencia superficie 1

Distancia entre 2 y 3: 4mm

Uillaje:

Plato de tres garras autocentrante

3 apoyos puntuales

Acciones:

1) Cilindrado de superficie
de 3 a 2 con 8mm de diámetro



Subfase 2.6 (Roscado)

Puesta en posición:

Centrado sobre superficie 1

Plano de referencia superficie 1

Distancia entre 2 y 3: 4mm

Uillaje:

Plato de tres garras autocentrante

3 apoyos puntuales

Acciones:

1) Roscado de superficie
de 3 a 2 con M7



FASE 3 (Fresado)

Subfase 3.1 (Aplanado)

Puesta en posición:

Fija sobre superficies 1 y 4

Plano de referencia superficie 1

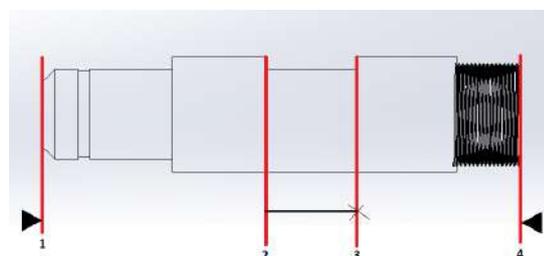
Distancia entre 2 y 3: 7mm

Uillaje:

Mordaza de bancada

Acciones:

1) Aplanado de superficie
2 a 3 con 1mm de profundidad



Subfase 3.2 (Aplanado)

Puesta en posición:

Fija sobre superficies 1 y 4

Plano de referencia superficie 1

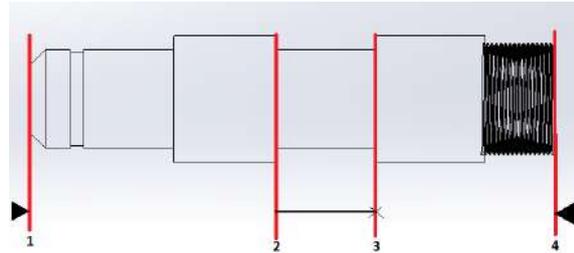
Distancia entre 2 y 3: 7mm

Utillaje:

Mordaza de bancada

Acciones:

- 1) Aplanado de superficie
2 a 3 con 1mm de profundidad



Con todo esto, solo falta el cálculo de las velocidades de corte y las velocidades angulares teóricas de las herramientas para terminar de definir la hoja de taller de los bulones que se le facilitará al equipo.

Para ello se necesita una tabla de velocidades de corte generalizada para torno y fresadora. La más generalizada y que se empleará en los siguientes cálculos es la siguiente:

Material	Refrendado, torneado, rectificación					
	Desbastado		Acabado		Roscado	
	pies/min	m/min	pies/min	m/min	pies/min	m/min
Acero de máquina	90	27	100	30	35	11
Acero de herramienta	70	21	90	27	30	9
Hierro fundido	60	18	80	24	25	8
Bronce	90	27	100	30	25	8
Aluminio	200	61	300	93	60	18

Figura 54: Tabla velocidades de corte

Se utilizarán las diferentes velocidades correspondientes al acero de máquina. Además, para saber las velocidades angulares del torno y de la fresaora, se emplea la siguiente fórmula:

$$n = \frac{V_c * 1000}{D * \pi}$$

Donde la V_c es la velocidad de corte, la n es la velocidad angular de la herramienta y la D es el diámetro de la pieza a mecanizar para el torno o es el diámetro de la herramienta en el caso de la fresaora.

Además, será necesario conocer las velocidades angulares del torno y de la fresaora del equipo para utilizar las velocidades que más se aproximen a las calculadas.

La fresaora que dispone el equipo es la modelo *OPTIMUM OPTimill MH 20 VL*, la cual según su manual de instrucciones, tiene un rango de velocidades de entre 100 a 3000 rpm [5].



Figura 55: Fresadora del taller del equipo

En cuanto al torno, este es el modelo *OPTIMUM OPTiturn TU 2506* el cual permite velocidades angulares de 125, 210, 450, 620, 1000, 2000 [6].



Figura 56: Torno del taller del equipo

Para el primer cilindrado de la pieza (*Subfase 2.1*) se reduce el diámetro de la barra de acero de 25mm a 9mm. Realizando los correspondientes cálculos, la velocidad angular del torno debe de ser de 345 rpm teóricamente, por lo que en el torno se empleará una velocidad angular de 420 rpm.

En el segundo cilindrado (*Subfase 2.2*), se pasa de un diámetro de 9mm a 7mm, por lo que se emplea una velocidad de 955 rpm teóricamente, por lo que en el torno se hará uso de una velocidad angular de 1000 rpm.

En el ranurado (*Subfase 2.3*), se pasa de un diámetro de 7mm a uno de 6.7mm, por lo que se debe de utilizar una velocidad angular de 1365 rpm teóricamente, pero en el torno se debe de emplear una velocidad angular de 2000 rpm.

Respecto al achaflanado (*Subfase 2.4*), se mecaniza un chaflán de 1mm de longitud y 45° , por lo que la velocidad angular es de 1365 rpm teóricamente, por lo que en el torno se empleará una velocidad de 2000 rpm.

Para el cuarto cilindrado (*Subfase 2.5*), se reduce el diámetro de 9mm a 8mm, la velocidad angular es de 1091 rpm teóricamente, por lo que en el torno se empleará una velocidad angular de 1000 rpm.

En el roscado (*Subfase 2.6*), se debe de mecanizar un diámetro de 7mm de diámetro, por lo que la velocidad angular del torno es de 500 rpm teóricamente, pero en el torno se debe de utilizar una velocidad de 640 rpm.

El primero y segundo aplanado con la fresadora (*Subfase 3.1* y *Subfase 3.2*) se emplea una fresa de 7mm de diámetro, por lo que la velocidad angular de la misma es de 910 rpm teóricamente, valor que se puede introducir en el panel de la máquina.

Con todo esto, queda ya definida la Hoja de Procesos de los bulones (este documento se puede consultar en la parte de *Hojas de procesos*).

4 Transmisión por cadena

Como bien se ha recalcado en el inicio de este trabajo, la transmisión que emplea el vehículo de alta eficiencia energética del equipo UPV Shell Eco-Marathon es de cadena simple. Resaltar que existía la opción de emplear transmisiones de cadena dublex o triplex e incluso el empleo de una transmisión por correa, pero, según estudios realizados a partir de simulaciones desarrolladas por el equipo, este tipo de transmisiones presentan una geometría y dimensiones que provocan un aumento del peso final del bólido, por lo que se ha mantenido la idea del empleo de una transmisión por cadena simple durante estos últimos años.

Actualmente la cadena que emplea el vehículo es de paso 9.525mm y el equipo necesita saber si una cadena simple de paso 6.35mm (la de menor paso posible) es capaz de no fallar a los arranques del motor honda GX 35 modificado del taller y así saber si con esta opción el peso final del vehículo se reduce o por el contrario aumenta.



Figura 57: Cadenas de paso 6.35mm y 9.525mm del taller

Este estudio es necesario ya que al realizar el montaje y las pruebas la cadena saltaba del piñón y no era posible realizarlas en la realidad (el problema del salto de la cadena se resolverá en el siguiente punto).

Para la realización de los correspondientes estudios y análisis se empleará el programa *KISSsoft 2022*. Con él, se estudiarán los dos tipos de montaje y después, si la cadena de menor paso presenta mejores resultados, se realizará un estudio de dicha cadena sometida a las cuatro velocidades angulares que el equipo emplea en las competiciones.

4.1. Estudio de los dos tipos de transmisión por cadena

Para el correspondiente estudio se emplea el "Módulo de Transmisión por cadena" que ofrece el programa *KISSsoft*. En él es necesario introducir los siguientes datos:

- Potencia Nominal (común para los dos montajes)
- Factor de aplicación de carga (común para los dos montajes)
- Velocidad de accionamiento (común para los dos montajes)
- Paso
- Distancia entre centros (común para los dos montajes)
- Relación de transmisión
- Número de dientes Z_1

Como se ha recalado en las líneas anteriores, ciertos datos son iguales para los dos montajes y otros difieren del tipo de paso que se emplea. La potencia nominal para los dos montajes es de 1.4914kW según datos del taller. En cuanto al factor de aplicación de carga, su valor para los dos casos es de 1.5 ya que el plato esta sometido a choques moderados (elemento conducido) y el piñón a choques pequeños (elemento conductor) según norma DIN ISO 10823 [13]:

Working characteristic of the driven machine	Working characteristic of the driving machine		
	uniform	light shocks	moderate shocks
uniform	1.00	1.10	1.30
moderate shocks	1.40	1.50	1.70
heavy shocks	1.80	1.90	2.10

Figura 58: Diferentes factores de carga según norma DIN ISO 10823

En cuanto a la velocidad de accionamiento n_1 , para los dos casos se ha decidido emplear una velocidad angular de 4000rpm que es la que suele utilizar el equipo en las competiciones y pruebas. Para los dos casos, la distancia entre centros es de 480mm, pudiendo esta variar si fuera necesario hasta 10mm puesto que el eje trasero presenta un ranurado en el anclaje que permite esta cantidad de desplazamiento. Para el resto de datos, se muestra a continuación una tabla que los define en cada montaje:

Paso cadena (mm)	Transmisión	z_1	z_2
6.35	15.23	13	198
9.525	15.23	10	152

Cuadro 4: Geometría de los dos tipos de montaje de transmisión por cadena

DESARROLLO DE UN NUEVO SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO DE ALTA EFICIENCIA ENERGÉTICA UPV SHELL ECO-MARATHON

Con todo ello se pasa a realizar los dos estudios a través del programa *KISSsoft* y comparar los resultados de las dos cadenas.

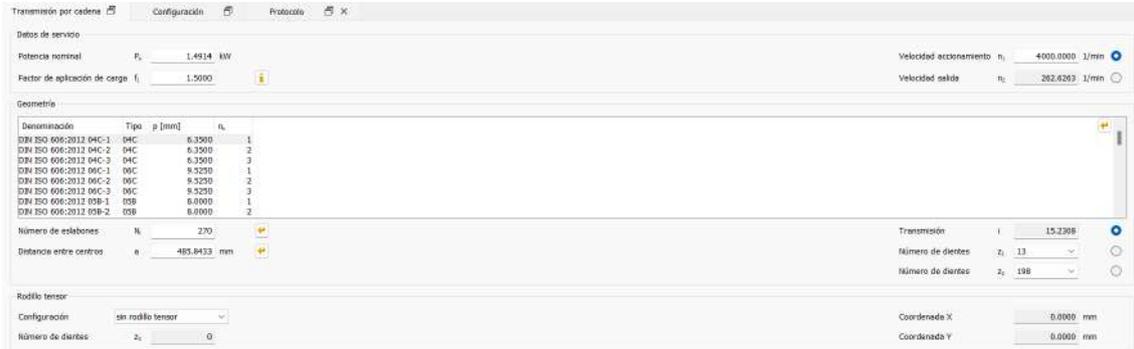


Figura 59: Datos y geometría de la cadena con paso 6.35mm en *KISSsoft*

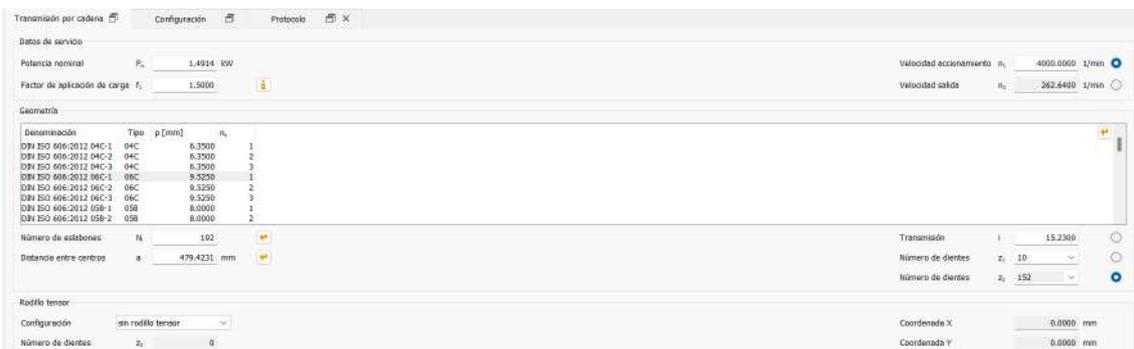


Figura 60: Datos y geometría de la cadena con paso 9.525mm en *KISSsoft*

Una vez realizados los dos estudios diferentes, se obtiene la siguiente tabla de resultados:

Paso cadena (mm)	Nl	a (mm)	P _{máx} (kW)	P _{zul} (kW)	v (m/s)	A (%)
6.35	270	485	3.3704	0.7605	5.5033	443.1928
9.525	192	479	4.4744	0.7097	6.35	630.5122

Cuadro 5: Resultados del estudio de los dos tipos de cadenas mediante *KISSsoft*

En la tabla anterior, el Nl es el número de eslabones de cada cadena, el a es la distancia entre centros del piñón y del plato, el $P_{máx}$ es la potencia de servicio, P_{zul} es la potencia admisible, la v es la velocidad lineal de la cadena y la A es la utilización de la misma.

Como bien se puede observar en el *Cuadro 5*, la potencia admisible de la cadena de paso 6.35mm es ligeramente superior a la otra y además su velocidad lineal es inferior a la de paso 9.525mm.

Sin embargo, lo más importante es la utilización de las cadenas, las dos sobrepasan el 100 % de la misma, esto significa que la cadena esta sometida a sobrecarga (según norma ISO en trabajos continuos), en este caso no resulta ser un problema ya que el sistema de transmisión que se estudia funciona mediante arranques y no de forma continua. Todo ello no implica que rompa, sino que no aguanta según norma el tiempo estipulado y por lo tanto presentará un desgaste más acelerado. Comparando los valores numéricos de la utilización de las cadenas, la de paso 6.35mm aguanta 1.42 veces más el tiempo estipulado que la otra.

Además será necesario comprobar a través de *KISSsoft* que la cadena no rompe con las otras velocidades angulares del motor.

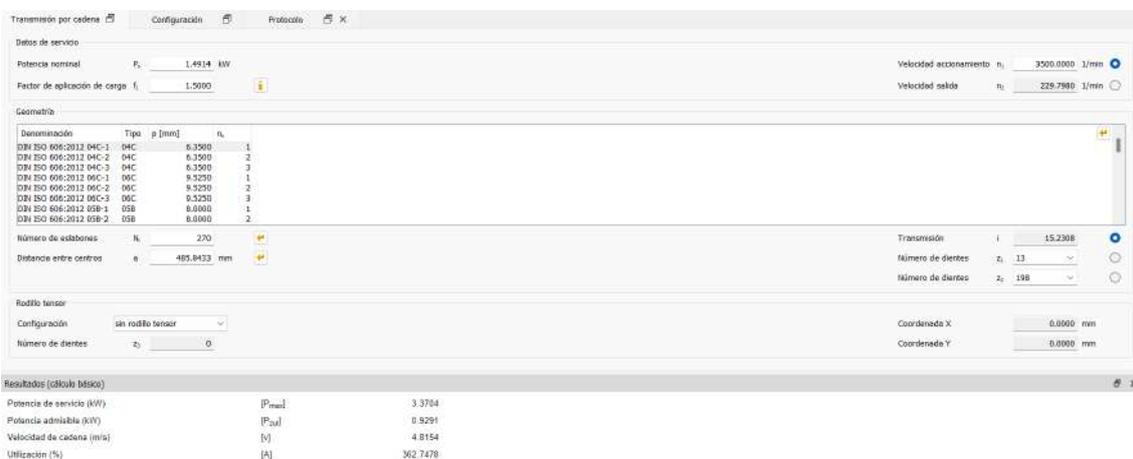


Figura 61: Estudio cadena de paso 6.35mm con 3500rpm



Figura 62: Estudio cadena de paso 6.35mm con 3750rpm

DESARROLLO DE UN NUEVO SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO DE ALTA EFICIENCIA ENERGÉTICA UPV SHELL ECO-MARATHON

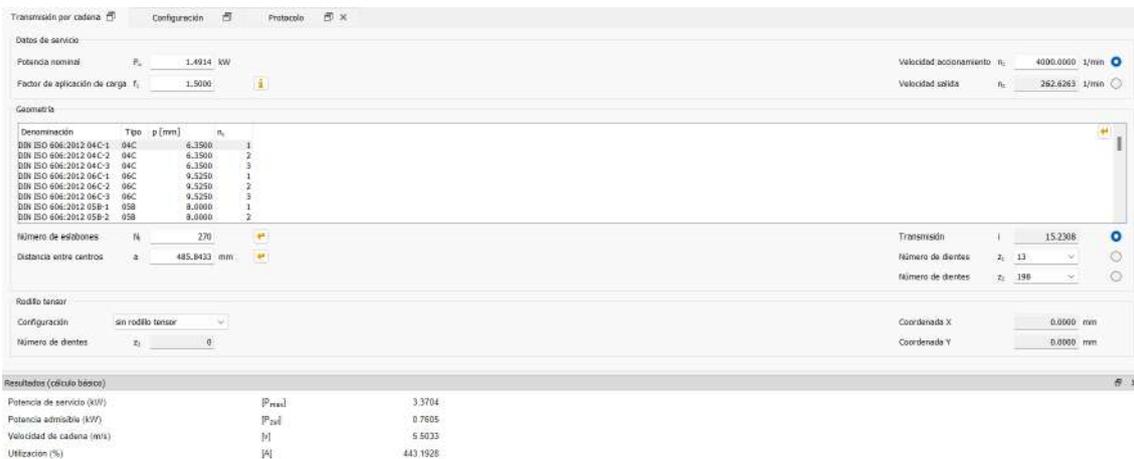


Figura 63: Estudio cadena de paso 6.35mm con 4000rpm



Figura 64: Estudio cadena de paso 6.35mm con 4250rpm

Estos análisis demuestran que la cadena no falla en ningún momento, pero se puede apreciar que se va reduciendo la vida útil de la misma al ir aumentando la velocidad angular del motor.

Finalmente, la nueva cadena que es más ligera no solo es apta para la transmisión sino que además presenta una vida útil superior.

4.2. Salto de la cadena

Como bien se ha mencionado varias veces a lo largo de este trabajo, la cadena de paso 6.35mm salta del piñón durante los ensayos de taller. Por norma general, las cadenas pueden saltar por resonancia si la frecuencia de la cadena coincide con la frecuencia de resonancia de la misma o porque su velocidad lineal es superior a la velocidad lineal máxima que admite la cadena. En el primer caso se resuelve mediante el empleo de un tensor, mientras que si la cadena salta por la velocidad lineal cabe la opción de emplear algún tipo de guía.

Por lo tanto, se pasa a realizar los cálculos necesarios para saber si la velocidad lineal de la cadena supera a la máxima admisible y por el contrario, si no se da el caso, se considerará que la cadena salta por resonancia.

Para ello se emplea el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, dónde en la página 889 se puede encontrar las fórmulas necesarias [12]. Aquí la velocidad lineal de la cadena se calcula cómo:

$$V = \frac{N * p * n}{12}$$

y la velocidad lineal máxima cómo:

$$V_{max} = \frac{\pi * D * n}{12}$$

donde la N es el número de dientes del piñón, la p es el paso de la cadena, la n es la velocidad angular del piñón y la D es el diámetro de paso del piñón. Se tiene que:

$$N=13$$

$$p=6.35\text{mm}$$

$$n=4250\text{rpm (caso más desfavorable)}$$

$$D=26\text{mm}$$

Sustituyendo estos valores en las fórmulas:

$$V=3.062\text{m/s}$$

$$V_{max}=3.091\text{m/s}$$

Al ser la velocidad lineal menor que la velocidad máxima, la cadena no salta por las velocidades, sino por la resonancia, por lo que se decide implantar un tensor para que no salte más la cadena. Además, al añadir un tensor al sistema se aumenta la vida útil de la cadena de rodillos.

5 Tensor de la cadena

Antes de empezar, es necesario indicar que el equipo de UPV Shell Eco-Marathon ya impemento un tensor, pero este al ser un montaje rudimentario al cual no se le ha realizado ningún tipo de estudio y simulación, surge la necesidad de un rediseño.

En la actualidad existen una gran cantidad de tensores para cadena de rodillos que pueden ser lineales o giratorios, amortiguados o mecánicos, automáticos o manuales... Hay que seleccionar el que mejor se ajuste a las necesidad y características del montaje de la transmisión.



Figura 65: Diferentes tipos de tensores para cadena de rodillos

En este caso se a elegido un tensor giratorio amortiguado. Se ha decidido que sea amortiguado porque la cadena al trabajar en sobrecarga necesita amortiguar los golpes que produce el arranque del motor para que así la cadena no termine por romper. Además, se prefiere que sea de tipo giratorio ya que permite una mayor movilidad y posibilidad de distintats posiciones del tensor para que se ajuste mejor a la tensión buscada según la velocidad angular que quiera emplear el equipo.



Figura 66: Tensor giratorio amortiguado

Además de la selección del tensor comercial también se realizará el diseño del soporte del mismo para montarlo sobre el vehículo de alta eficiencia energética.

5.1. Modelo de tensor

Finalmente se ha elegido el tensor modelo TC05 de la marca italiana *Zetasassi*. Destacar que esta marca se dedica exclusivamente al diseño y fabricación de productos dedicados al tensionamiento y cuidado de distintos tipos de transmisiones.

Se ha seleccionado este modelo ya que es el que menor peso presenta (220g), ofrece una tensión automática de la cadena, el cuerpo y palanca están fabricados con un polímero POM de alta resistencia, es el que presenta un mayor ángulo de tensión útil a ambos lados (75°), su montaje es muy sencillo, su ajuste no presenta ninguna dificultad y no necesita mantenimiento [16].



Figura 67: Tensor giratorio amortiguado automático TC05

Este tensor no presenta ningún piñón tensor (está el modelo TCR05 que posee el mismo cuerpo pero el fabricante no dispone de piñones tensores de paso 6.35mm) por lo que será necesario desarrollar un ensamblaje sobre el cuerpo del tensor.

El modelo TC05 presenta distintas variantes en la cuales varia el diámetro del agujero de la palanca que es donde va montado el rodamiento. Antes de elegir el modelo, primero se deben de saber la geometría del piñón tensor.

Independientemente del piñón tensor comercial elegido o personalizado a algún fabricante, la gran mayoría emplean un rodamiento de bolas del tipo 608, que presenta un diámetro interior de 8mm.

DESARROLLO DE UN NUEVO SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO DE ALTA EFICIENCIA ENERGÉTICA UPV SHELL ECO-MARATHON

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,54	0,18	0,007	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11		4	0,715	0,232	0,010	130 000	80 000	0,0017
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
5	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634
	11		3	0,637	0,255	0,011	120 000	75 000	0,0012
	13	4	0,884	0,34	0,014	110 000	67 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0050	* 625
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0090	* 635
	13	3,5	0,884	0,345	0,015	110 000	67 000	0,0020	618/6
	15		5	1,24	0,475	0,02	100 000	63 000	0,0039
19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0084	* 626	
7	14	3,5	0,956	0,4	0,017	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17		5	1,48	0,56	0,024	90 000	56 000	0,0049
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0075	* 607
	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,013	* 627
8	16	4	1,33	0,57	0,024	90 000	56 000	0,0030	618/8
	19		6	1,9	0,735	0,031	80 000	50 000	0,0071
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	* 608
	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,017	* 628

Figura 68: Geometría rodamiento de bolas 608 de la marca SKF

Por lo tanto, al ser el diámetro interior del rodamiento de 8mm se elige emplear un tornillo de M6 en el ensamblaje, por lo que se escoje el modelo de tensor TC05 con agujero pasante de 6.5mm.

COD	NEWTON		A	Kg
	MIN	MAX		
TC05	30	80	Ø 6,5 mm	0,22
TC0585	30	80	Ø 8,5 mm	0,22
TC05105	30	80	Ø 10,5 mm	0,22
TC05125	30	80	Ø 12,5 mm	0,22
TC05M8	30	80	M8 x 1,25	0,22
TC05M10	30	80	M10 x 1,5	0,22
TC05M12	30	80	M12 x 1,75	0,22

Figura 69: Variantes del tensor TC05

Para el ensamblaje del piñón se empleará un tornillo de M6x40, una tuerca de M6, dos arandelas M6 y una tuerca autoblocante de M6. El ensamblaje queda como en la siguiente imagen (el tipo de ensamblaje es idéntico al de la marca *Zetasassi*):

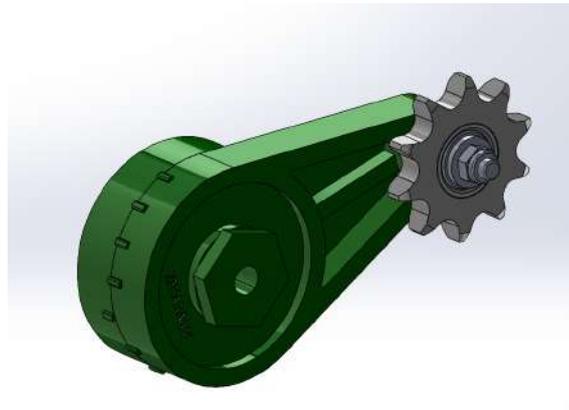


Figura 70: Ensamblaje del piñón tensor en *SOLIDWORKS*

Con todo esto, es necesario diseñar un soporte que permita ofrecer diferentes posiciones para el tensor y así acoplarlo al vehículo.

5.2. Soporte del tensor

Una vez seleccionado el tipo de tensor para el montaje, es necesario diseñar el soporte del mismo. Para ello, se ha decidido aprovechar el roscado de M10 que presenta el tensor y así no tener que mecanizar el cuerpo de este.

Además se ha decidido que el soporte permita movilidad hacia los lados y en altura para que presente un juego que facilite el montaje final.

5.2.1. Diseño soporte del tensor

Como material se ha elegido utilizar las planchas de aluminio 7075 T6 de 6mm de espesor disponibles del taller. Este material es adecuado para la función de soporte puesto que presenta buenas propiedades mecánicas además de ser más ligero que el acero evitando así el aumento excesivo del peso final del vehículo.

Aluminum 7075-T6; 7075-T651

Categories: [Metal](#), [Nonferrous Metal](#), [Aluminum Alloy](#), [7000 Series Aluminum Alloy](#)

Material Notes: General 7075 characteristics and uses (from Alcoa): Very high strength material used for highly stressed structural parts. The T7351 temper offers improved stress-corrosion cracking resistance.

Applications: Aircraft fittings, gears and shafts, fuse parts, meter shafts and gears, missile parts, regulating valve parts, worm gears, keys, aircraft, aerospace and defense applications; bike frames, all terrain vehicle (ATV) sprockets.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

Composition Notes:

A Zr + Ti limit of 0.25 percent maximum may be used with this alloy designation for extruded and forged products only, but only when the supplier and the purchaser have mutually agreed.

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: Aluminum 7075-T6; Aluminium 7075-T651; UNS A97075; ISO AlZn5.5MgCu; Aluminium 7075-T6; Aluminium 7075-T651; AA7075-T6; Al7075-T6

Vendors: [Click here](#) to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.81 g/cc	0.102 lb/in ³	AA; Typical
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	150	150	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	191	191	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	53.5	53.5	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	87	87	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	175	175	Converted from Brinell Hardness Value
Tensile Strength, Ultimate	572 MPa	83000 psi	AA; Typical

Figura 71: Propiedades del aluminio 7075 T6 según *MatWeb*

El diseño final desarrollado del soporte es el siguiente:

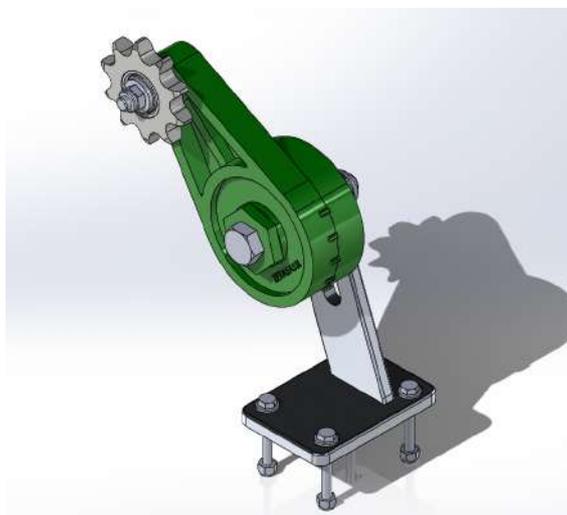


Figura 72: Ensamblaje del tensor al soporte en *SOLIDWORKS*

Además de las placas de aluminio diseñadas, también es necesario el empleo de un tornillo de cabeza hexagonal M10x60, una arandela de ala ancha de M10, una tuerca autoblocante M10, cuatro tornillos de cabeza hexagonal M4x35, cuatro arandelas M4 y cuatro tuercas autoblocantes M4.

En cuanto a la placa de aluminio perpendicular a la que sirve como base, posee un ranurado pasante con una anchura de 10.5mm que permite 40mm de desplazamiento en vertical del tensor. En esta ranura pasa el tornillo de M10 que va roscado al tensor y que por el lado opuesto se fija mediante la arandela de ala ancha M10 y la tuerca autoblocante de M10. La placa esta inclinada unos 70º con la finalidad de alejar el tensor del motor para que no se estorben a la hora de los montajes y desmontajes de ambos. En la parte inferior de la ranura posee una pestaña rectangular que irá insertrada a la base del soporte. La anchura de la pieza es de 30mm para que no falle por ningún esfuerzo.

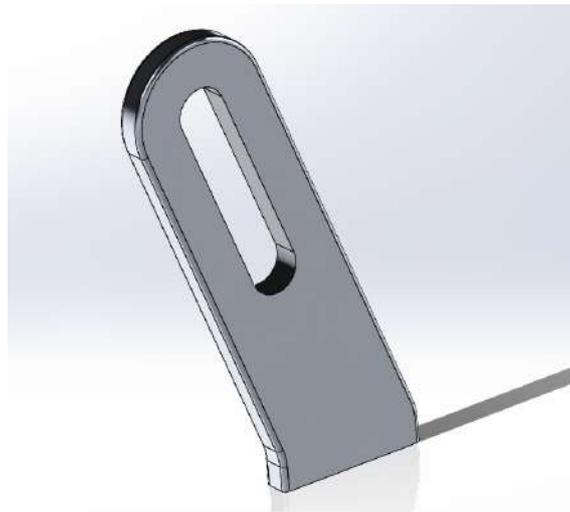


Figura 73: Ranura de 70º del soporte en *SOLIDWORKS*

Finalmente, la base del soporte posee cuatro ranurados con una anchura de 4.5mm que permiten 8mm de desplazamiento horizontal del tensor. En estas ranuras pasan los tornillos de M4x35 para acoplar el soporte a la placa de 23mm del vehículo donde también va montado el motor. Además, tiene desplazado hacia un lado el agujero donde se introduce la pestaña de la otra placa. Este agujero esta desplazado para poder evitar que el tensor toque con la campana.



Figura 74: Base del soporte en *Solidworks*

Recalcar que la unión de estas dos bases se puede realizar mediante soldadura o con el empleo de adhesivo bicomponente de base epoxy apto para materiales metálicos (se recomienda el adhesivo Loctite EA 9466).



Figura 75: Adhesivo bicomponente Loctite EA 9466

En cuanto al mecanizado de las placas de aluminio, se ha decidido emplear la máquina de corte por agua *WAZER V1.5* que posee la EPSA. Para realizar el corte, la máquina necesita los modelos .dxf de las piezas, los cuales, se les facilitará al equipo de UPV Shell Eco-Marathon.



Figura 76: Máquina de corte por agua de la EPSA

Para más detalles del montaje del soporte y del listado de materiales, se puede consultar en el apartado *Planos* el plano de montaje del mismo para más información.

5.2.2. Análisis estático del soporte del tensor

Finalmente, para dar por bueno el diseño final del soporte del tensor es necesario realizar un análisis estático del mismo para comprobar que la estructura no falla con el empleo de *SOLIDWORKS Simulation*.

Para el análisis estático del soporte, se considera que el tensor tensa a 80N (máxima fuerza que es capaz de ofrecer) y se considera que el cuerpo del tensor esta fijo en la parte superior del ranurado (caso más desfavorable). En cuanto al esquema de fuerzas, se considera el que se muestra en la siguiente figura (el brazo del tensor se simplifica como una barra empotrada en un extremo):

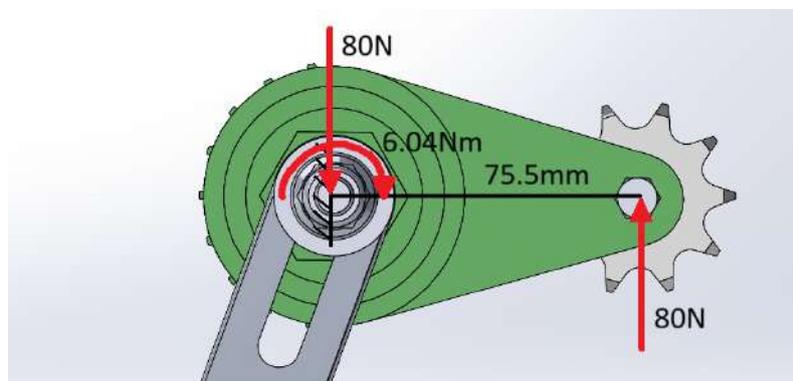


Figura 77: Esquema de equilibrio de fuerzas sobre el tensor en *SOLIDWORKS*

El análisis se centra en tres estudios: *Tensión de Von Mises*, *Desplazamientos*

resultantes y Deformaciones unitarias.

En el estudio de Tensión de Von Mises, la tensión máxima generada es de $1.851e+08\text{N/m}^2$, la cual es inferior a la tensión del límite elástico del aluminio utilizado ($5.72e+08\text{N/m}^2$).

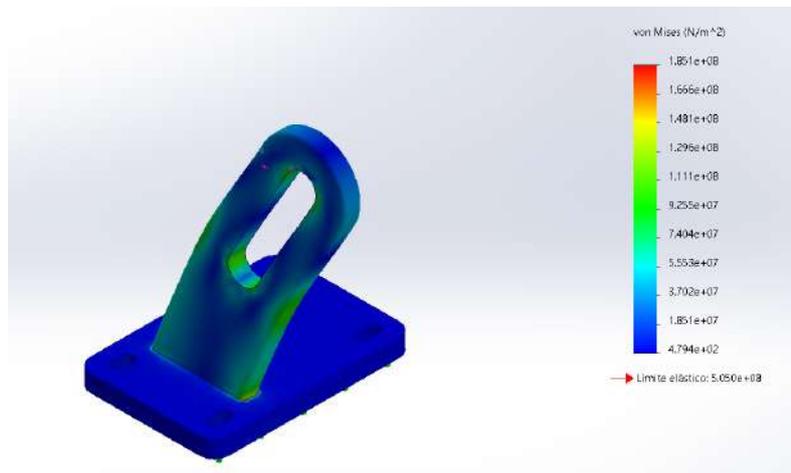


Figura 78: Estudio de la Tensión de Von Mises dentro del programa *SOLIDWORKS*

En cuanto el estudio de Desplazamientos, el desplazamiento máximo generado es de $3.885e-01\text{mm}$, por lo que se considera nulo. Recalcar que este desplazamiento se ubica en el extremo superior del soporte.

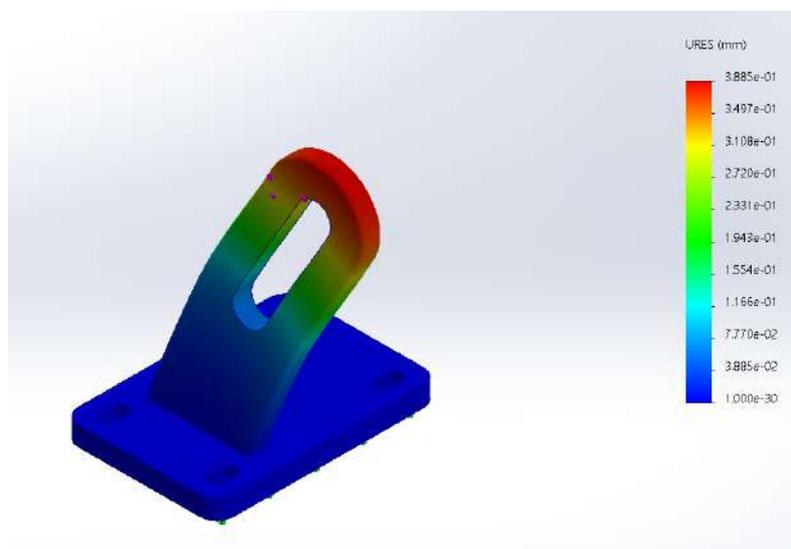


Figura 79: Estudio de Desplazamientos en el programa *SOLIDWORKS*

Finalmente, la Deformación unitaria máxima resultante del estudio es del valor de $2.043e-03$, por lo que también se considera nula.

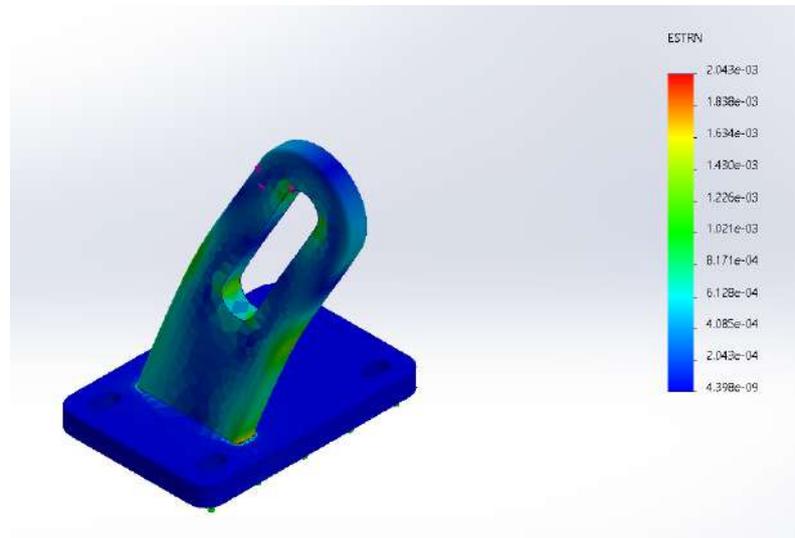


Figura 80: Estudio de las Deformaciones en el programa *SOLIDWORKS*

Con los resultados obtenidos en los tres estudios, se considera que el diseño y material seleccionados para el soporte del tensor son aptos para el tipo de función y esfuerzos a los que serán sometidos.

6 Peso final del conjunto

Finalmente será necesario comparar el peso reducido o ganado que tiene el conjunto final para que el equipo de UPV Shell Eco-Marathon lo tenga en cuenta para las próximas competiciones y estrategias.

Después de diseñar la geometría de cada muelle para cada velocidad angular y seleccionar su material de fabricación (acero AISI 1085 o Alambre de piano SH DIN 10270), se puede calcular el peso de cada muelle con la siguiente fórmula:

$$M = \rho * V = \rho * \left(\frac{\pi * D_e^2}{4} - \frac{\pi * D_0^2}{4} \right) * l_0$$

Con todo ello se describe los siguientes pesos:

Para w1: 67.7g

Para w2: 64.26g

Para w3: 65.34g

Para w4: 67.1g

En cuanto al peso de los bulones que sirven de sujeción para las zapatas del embrague estos tienen 14g cada uno.

Por otra parte, la cadena implementada de paso 6.35mm tiene un peso de 219g, su plato de 269g y su piñón de 24g.

Finalmente, el conjunto del soporte del tensor y el propio tensor tienen un peso de 405g.

Por el contrario, el muelle del taller tiene un peso de 22g, los bulones actuales de 18g, la cadena de paso 9.525mm de 750g, su piñón un peso de 29g, su plato de 310g. Además, el tensor actual tiene un peso de 365g.

Con todo ello, se puede describir la siguiente tabla:

Elemento	Montaje actual	Montaje nuevo
Peso muelle (g)	22	66
Peso bulones (g)	36	28
Peso cadena (g)	750	219
Peso piñón (g)	29	24
Peso plato (g)	310	269
Peso tensor (g)	365	405
Peso total (g)	1512	1011

Cuadro 6: Valores de los pesos finales de cada montaje

Por lo tanto, con el nuevo diseño implementado se ha podido reducir el peso medio kilo (501g) dejando un peso final de 25.5kg del vehículo de alta eficiencia energética del equipo UPV Shell Eco-Marathon.

7 Conclusiones

A través de este rediseño de la transmisión por cadena de rodillos se pretende ofrecer al equipo de UPV Shell Eco-Marathon un sistema de transmisión fiable y más ligero que el anterior para sus próximas etapas y competiciones.

Durante el desarrollo de este proyecto, se ha aprendido más en profundidad sobre las normas DIN e ISO, transmisiones, sistemas de embragues y resortes, modelado y simulación a través de los programas *SOLIDWORKS* y *KISSsoft*, así como de distintos sistemas de fabricación y su respectiva norma.

El proyecto se ha dividido en cinco partes las cuales han consistido en el diseño de resortes de expansión del embrague del vehículo para diferentes velocidades angulares, el desarrollo de un nuevo sistema de anclaje de las zapatas del embrague para un montaje fiable y menos tedioso, la comparativa a través del estudio de las prestaciones de dos cadenas de rodillos simple diferentes, la implementación de un nuevo sistema de tensión para el cadenado de la transmisión del bólido y por último la comparación de pesos finales de los dos montajes de la transmisión.

Durante el diseño de los resortes de expansión, se han realizado diferentes estudios a través del programa *KISSsoft* para analizar la relación entre las fuerzas y el recorrido de la expansión de los mismos a diferentes velocidades angulares del motor para poder adaptar su geometría a los esfuerzos a los que se someten.

En el rediseño de los bulones que sirven de anclaje a las zapatas de embrague ha sido necesario realizar diferentes diseños y simulaciones a través del programa *SOLIDWORKS* para comprobar que las piezas en ningún momento sobrepasaran su límite elástico.

En cuanto al estudio de las cadenas, se ha desarrollado una serie de estudios a través del programa *KISSsoft* para comprobar que era posible la implementación de una cadena con un paso inferior a la actual así como las prestaciones y duración que ofrece.

El diseño del tensor y su correspondiente soporte surgen del estudio de la cinética de la nueva cadena donde se demostro que esta saltaba del piñón por culpa de la resonancia. El diseño se ha conseguido a través de diferentes estudios y ensamblajes.

Finalmente, es necesario la comparativa de los pesos finales de los dos montajes ya que parte del trabajo surge de la necesidad de reducir todo lo que sea posible el peso final del vehículo.

Con todo ello, se considera que el presente Trabajo Final de Grado de Ingeniería Mecánica es completo y variado, en el cual en diferentes partes se han aplicado conocimientos, cálculos y empleo de programas aprendido a lo largo de estos años.

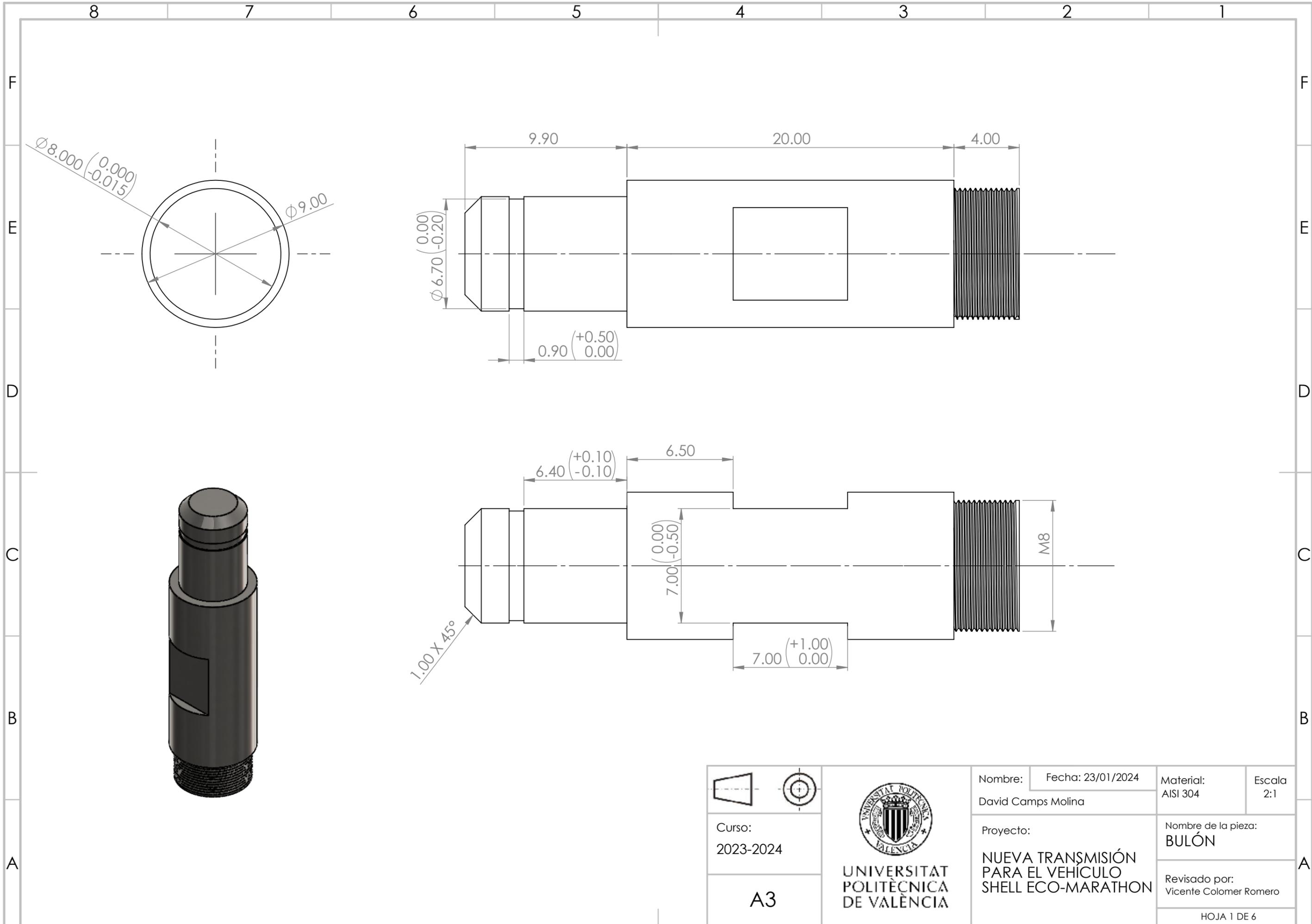
Bibliografía

- [1] AENOR. «UNE EN-ISO 286». En: AENOR, 2011. Cap. 2: Tablas de las clases de tolerancias normalizadas y de las desviaciones límite para agujeros y ejes, págs. 1-58.
 - [2] AENOR. «UNE-EN 10270-1». En: AENOR, 2017.
 - [3] AENOR. «UNE-EN 13906-2». En: AENOR, 2013. Cap. 4: Diagrama teórico del resorte de extensión, Figura 1, págs. 7-8.
 - [4] Shell Eco-Marathon. «Official Rules.(2016)». En: Shell Eco-Marathon, 2016. Cap. 3: VEHICLE DESIGN, 3A-GENERAL, Article 34: CLUTCH AND TRANSMISSION, b), pág. 17.
 - [5] OPTIMUM MASCHINEN-GERMANY. «Manual de instrucciones Fresadora OPTimill MH 20VL». En: OPTIMUM, 2020. Cap. 2.8: Velocidades, pág. 19.
 - [6] OPTIMUM MASCHINEN-GERMANY. «Manual de instrucciones Torno OPTiturn TU 2506». En: OPTIMUM, 2013. Cap. 4.8.2: Tabla de velocidades TU 2506, pág. 48.
 - [7] MatWeb. *AISI 1085*. URL: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b82c1288683a4e1d89b626b35a40a534&ckck=1>.
 - [8] Richard G Nisbett y R Budynas. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México. Editorial McGraw-Hill Interamericana, 2008. ISBN: 970-10-6404-6.
 - [9] Richard G Nisbett y R Budynas. «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley». En: México. Editorial McGraw-Hill Interamericana, 2008. Cap. 16: Embragues, frenos, acoples y volantes de inercia, Figura 16-7, pág. 833.
 - [10] Richard G Nisbett y R Budynas. «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley». En: México. Editorial McGraw-Hill Interamericana, 2008. Cap. 10: Resortes mecánicos, tabla 10-3, pág. 506.
 - [11] Richard G Nisbett y R Budynas. «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley». En: México. Editorial McGraw-Hill Interamericana, 2008. Cap. 1-13: Dimensiones y tolerancias, Ejemplo 1-3, pág. 19.
 - [12] Richard G Nisbett y R Budynas. «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley». En: México. Editorial McGraw-Hill Interamericana, 2008. Cap. 17.5: Cadenas de rodillos, pág. 889.
 - [13] Deutsches Institut für Normung. «DIN 10823». En: Deutsches Institut für Normung, 2004. Cap. 7.2.2: Application factor, Table 2, págs. 6-7.
 - [14] Deutsches Institut für Normung. «DIN 2194». En: Deutsches Institut für Normung, 2008. Cap. 6: Quality factor and tolerances, págs. 6-8.
 - [15] Deutsches Institut für Normung. «DIN 471». En: Deutsches Institut für Normung, 1981. Cap. Circlips: retaining rings, Table 1, págs. 2-3.
-

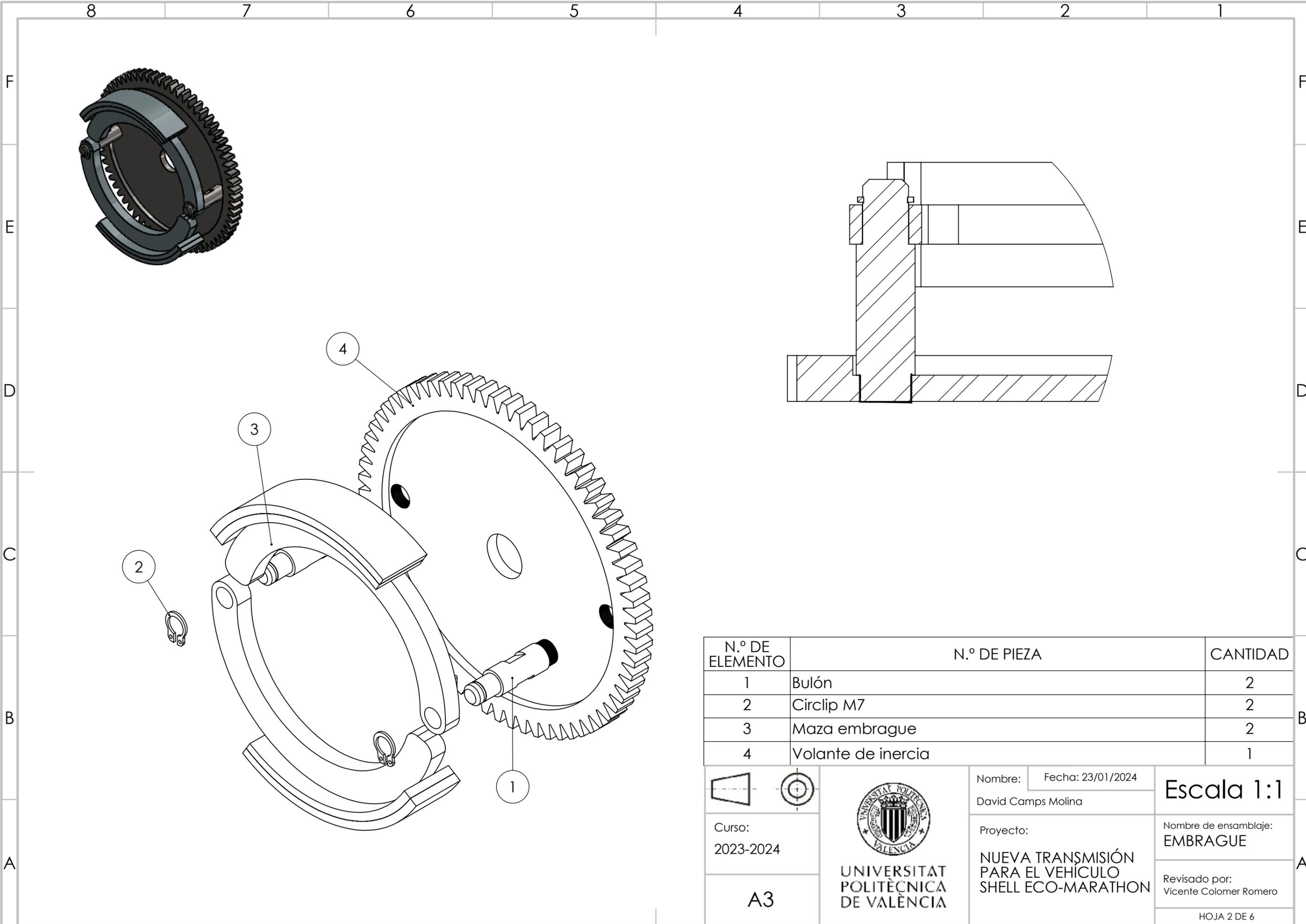
- [16] Zetasassi. «Catalogo ufficiale Zetasassi (2019)». En: Zetasassi, 2019. Cap. TENDITORI AUTOMATICI ROTANTI TC, pág. 63.

Parte II

Planos



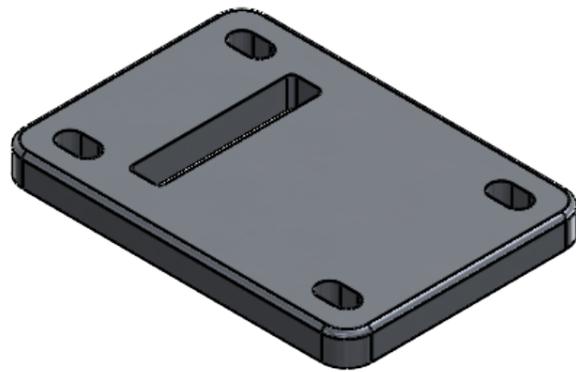
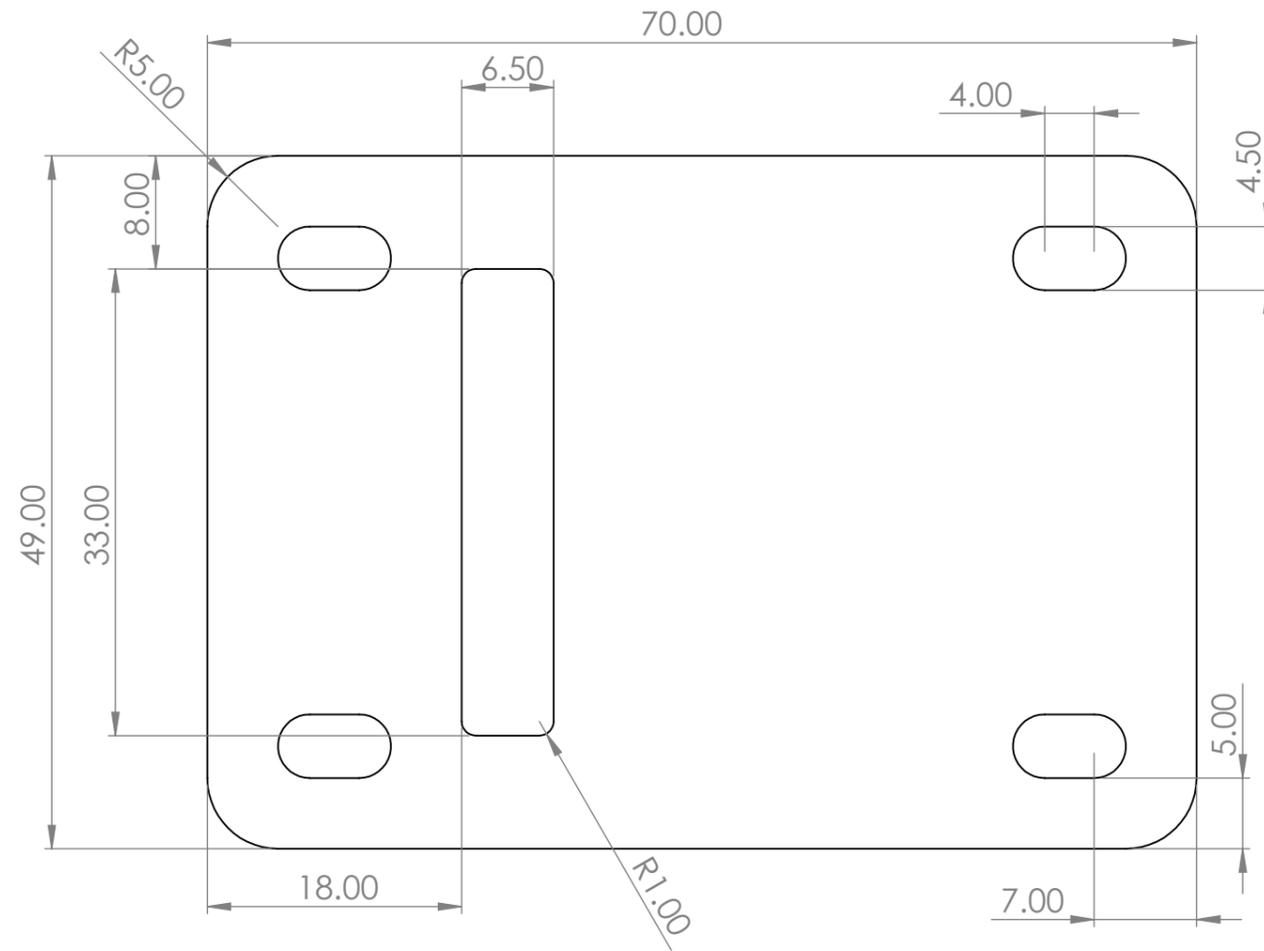
		Nombre: David Camps Molina	Fecha: 23/01/2024	Material: AISI 304	Escala: 2:1
		Curso: 2023-2024	Proyecto: NUEVA TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON		Nombre de la pieza: BULÓN
A3		UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Revisado por: Vicente Colomer Romero	
HOJA 1 DE 6					

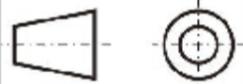


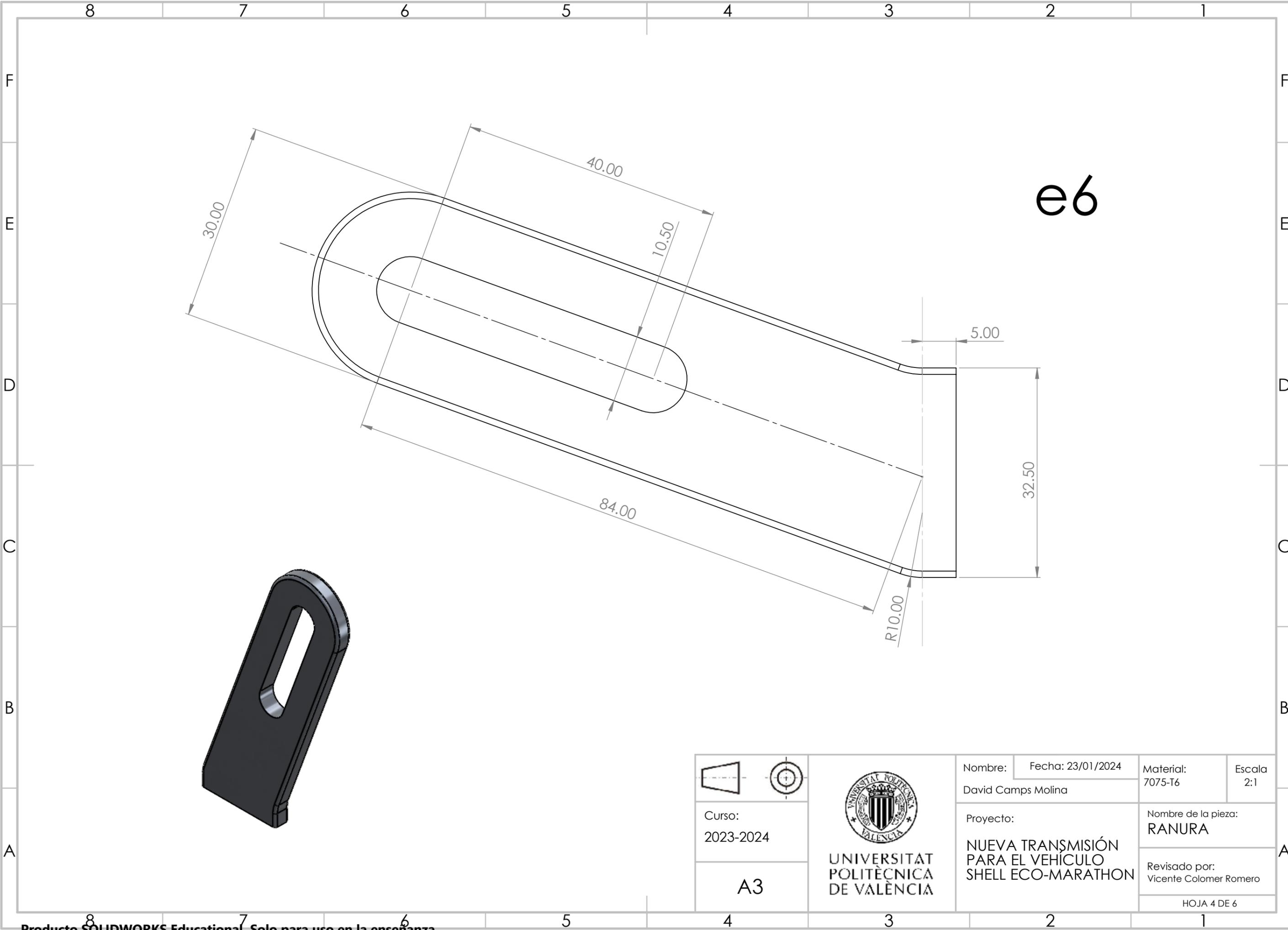
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Bulón	2
2	Circlip M7	2
3	Maza embrague	2
4	Volante de inercia	1

		Nombre: <input type="text" value="David Camps Molina"/>	Fecha: 23/01/2024	Escala 1:1
		Curso: 2023-2024	Proyecto: NUEVA TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON	
A3	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Revisado por: Vicente Colomer Romero		HOJA 2 DE 6

e6

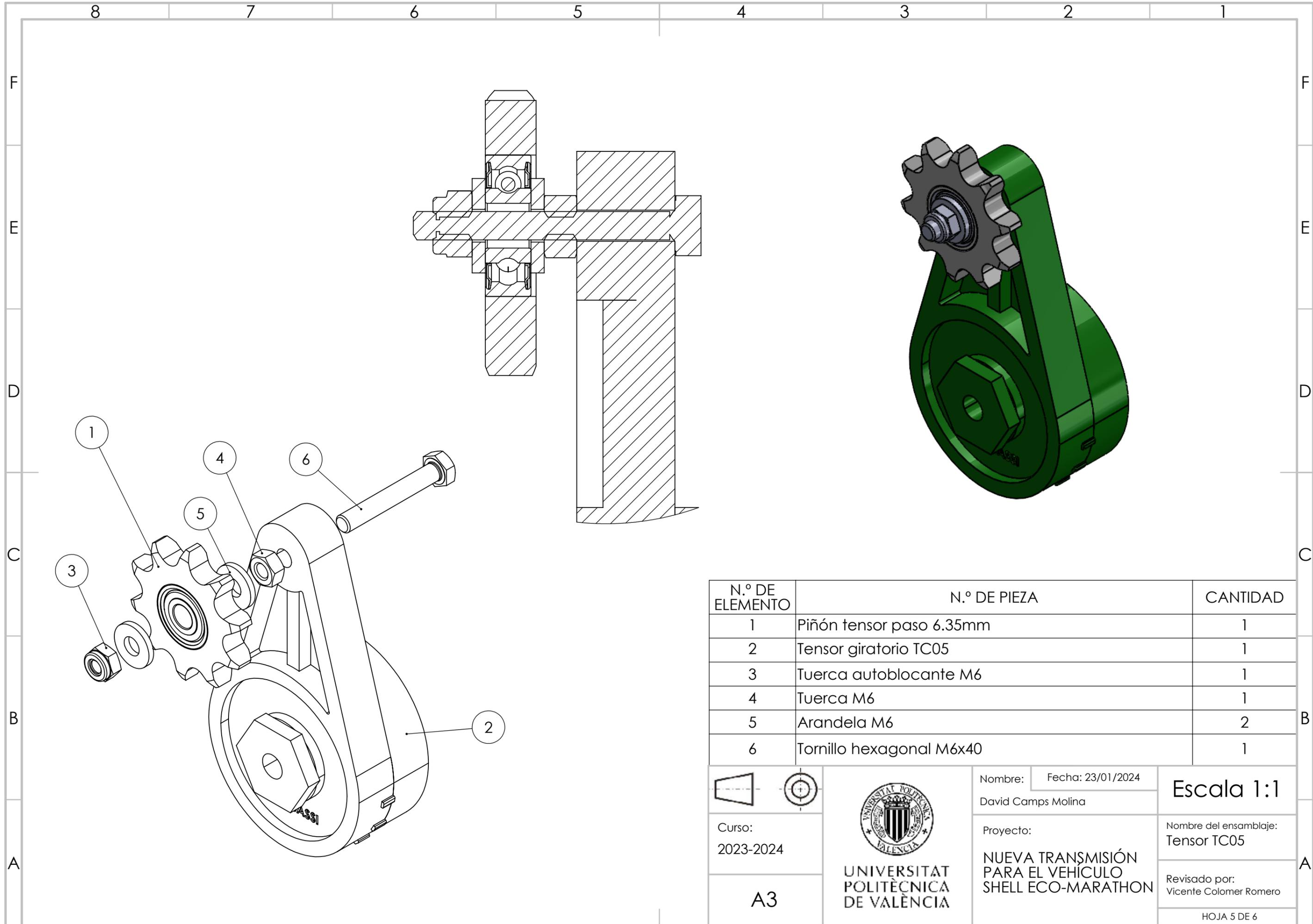


	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Nombre: David Camps Molina	Fecha: 23/01/2024	Material: 7075-T6	Escala: 2:1
		Proyecto: NUEVA TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON		Nombre de la pieza: BASE	
Curso: 2023-2024	A3	Revisado por: Vicente Colomer Romero			
HOJA 3 DE 6					



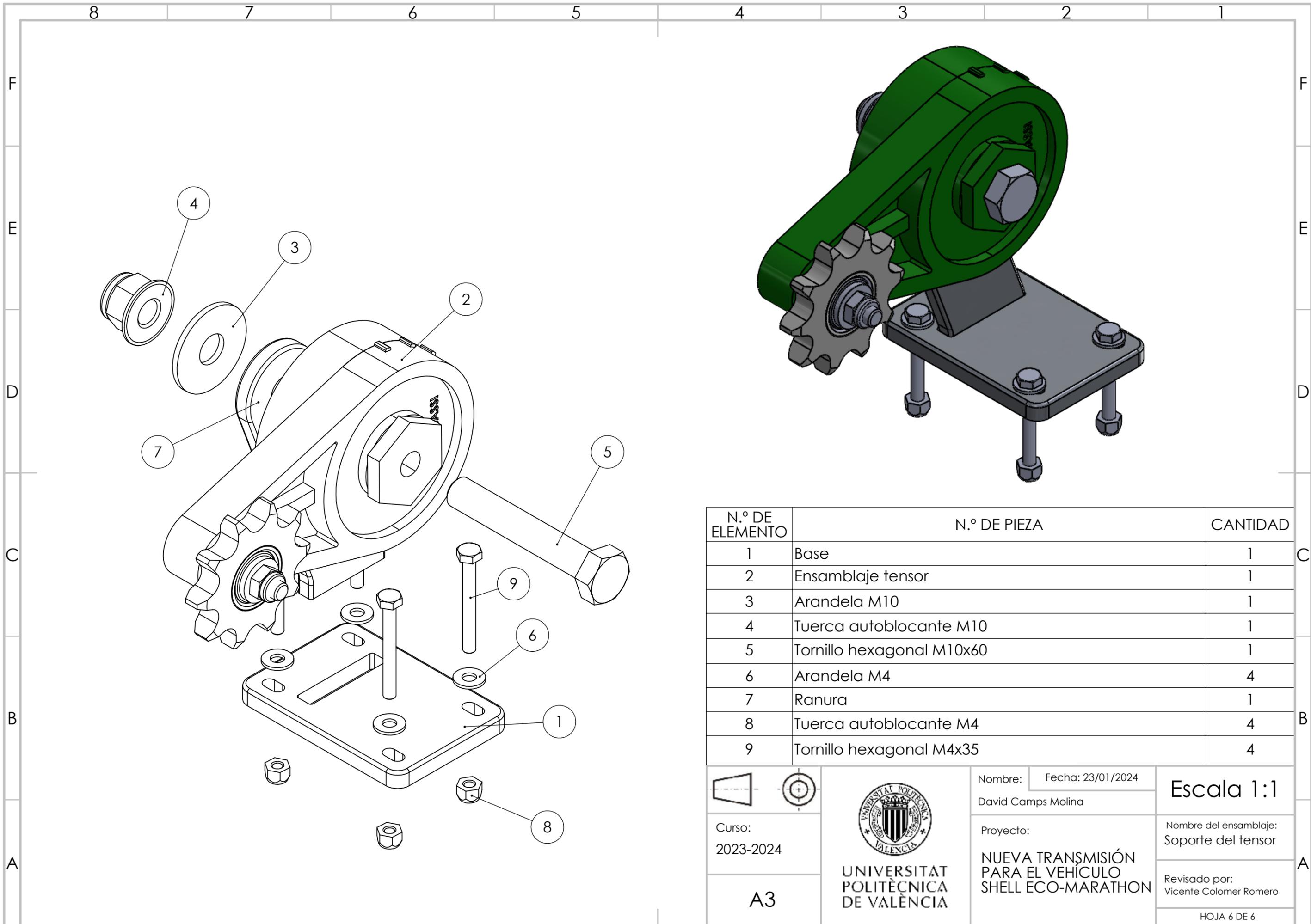
e6

 Curso: 2023-2024	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Nombre: David Camps Molina	Fecha: 23/01/2024	Material: 7075-T6	Escala: 2:1
		Proyecto: NUEVA TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON		Nombre de la pieza: RANURA	
A3		HOJA 4 DE 6			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Piñón tensor paso 6.35mm	1
2	Tensor giratorio TC05	1
3	Tuerca autoblocante M6	1
4	Tuerca M6	1
5	Arandela M6	2
6	Tornillo hexagonal M6x40	1

		Nombre: David Camps Molina	Fecha: 23/01/2024	Escala 1:1
		Curso: 2023-2024	Proyecto: NUEVA TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON	
A3	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Revisado por: Vicente Colomer Romero		HOJA 5 DE 6



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base	1
2	Ensamblaje tensor	1
3	Arandela M10	1
4	Tuerca autoblocante M10	1
5	Tornillo hexagonal M10x60	1
6	Arandela M4	4
7	Ranura	1
8	Tuerca autoblocante M4	4
9	Tornillo hexagonal M4x35	4

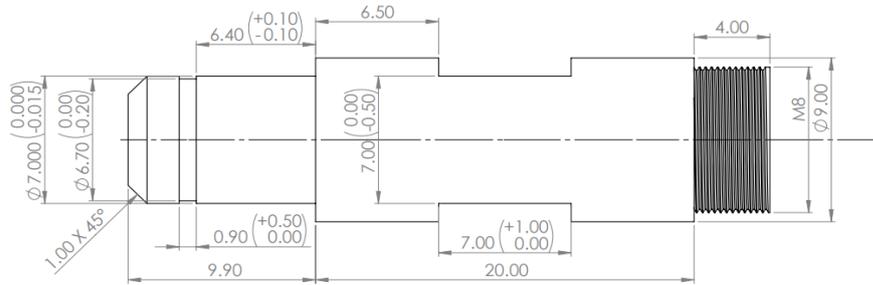
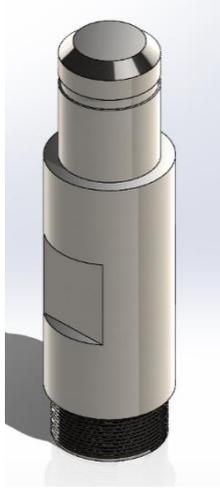
		Nombre: David Camps Molina	Fecha: 23/01/2024	<h1>Escala 1:1</h1>
		Curso: 2023-2024	Proyecto: NUEVA TRANSMISIÓN PARA EL VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON	
<h1>A3</h1>	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Revisado por: Vicente Colomer Romero		HOJA 6 DE 6

Parte III

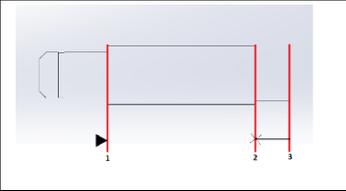
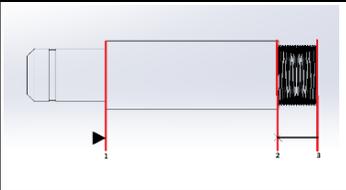
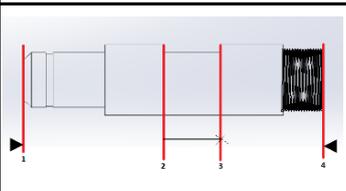
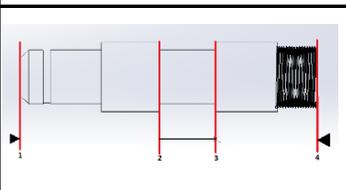
Hojas de fabricación

HOJA DE PROCESOS

PROYECTO:	NUEVA TRANSMISIÓN PARA VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON	FECHA:
		23/01/2024
MATERIAL: Acero AISI 304	REALIZADO POR: David Camps Molina	



FASE	SUBFASE	ESQUEMA	UTILLAJE	CONTROL
1	Corte		Sarjento sujeción	Pie de rey
2 (Torneado)	2.1 Cilindrado		Plato autocentrante 3 apoyos puntuales	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 27m/min ω 420 rpm	
2 (Torneado)	2.2 Cilindrado		Plato autocentrante 3 apoyos puntuales	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 27m/min ω 1000 rpm	
2 (Torneado)	2.3 Ranurado		Plato autocentrante 3 apoyos puntuales	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 30m/min ω 2000 rpm	
2 (Torneado)	2.4 Chaflanado		Plato autocentrante 3 apoyos puntuales	Porta ángulos
			VELOCIDADES	
			Vc 30m/min ω 2000 rpm	

2 (Torneado)	2.5 Cilindrado		Plato autocentrante 3 apoyos puntuales	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 27m/min	
			ω 1000 rpm	
2 (Torneado)	2.6 Roscado		Plato autocentrante 3 apoyos puntuales	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 11m/min	
			ω 640 rpm	
3 (Fresado)	3.1 Aplanado		Mordaza de bancada	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 20m/min	
			ω 910 rpm	
3 (Fresado)	3.2 Aplanado		Mordaza de bancada	Pie de rey
			VELOCIDADES	
			Vc 20m/min	
			ω 910 rpm	
Nota: para mayor información, consultar en el TFG el apartado "3.3 Proceso de fabricación"				

Parte IV

Protocolos de *KISSsoft*

Nombre : W1

Modificado por: Usuario día: 29.02.2024 hora: 16:32:11

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Cálculo de resortes según DIN EN 13906-2:

Valores límite para DIN 2097:

Diámetro de alambre $d \leq 17$ mm

Diámetro de espira $D \leq 200$ mm

Longitud de resorte $L_0 \leq 1500$ mm

Número de espiras $n \geq 3$

Relación de espiras $4 \leq w \leq 20$

2-> ¡Los valores del diagrama Goodman sólo son admisibles para resortes con extremos atornillados o enrollados .

Resortes de tracción

Método de cálculo: DIN EN 13906-2:2013

Entradas:

Geometría de resorte

Diámetro de alambre o varilla (mm)	[d]	3.600
Tolerancia según DIN EN 10270-1:2012 (mm)	[Tol_d]	0.030
para los aceros para resortes SL-,SM-,DM-,SH-,DH		
Diámetro espira (mm)	[D]	9.900
Diámetro interior (mm)	[Di]	6.300
Diámetro exterior (mm)	[De]	13.500
Longitud del resorte sin tensión (con anillos) (mm)	[L0]	77.000
Espiras efectivas	[n]	12.000
Espiras no activas	[nu]	0.000
Número total de las espiras	[nt]	12.000
Desplazamiento de los ojillos (°)		0

Definición de anillo

Forma del anillo	Ojete de gancho	
Ancho de apertura del gancho (mm)	[m]	0.000
Distancia entre el borde del anillo interior y el cuerpo de resorte (mm)	[LH]	0.000

Material

Material Alambre SH (DIN EN 10270-1)		
Módulo de cizallamiento a 20°C (N/mm²)	[G20]	81500.000
Dependencia de la temperatura, módulo de cizallamiento (1/°C)	[αE]	-0.00025
Resistencia a la rotura (N/mm²)	[Rm]	1775.00000
Módulo de cizallamiento a temperatura de servicio (N/mm²)	[G]	81500.000

conformado en caliente, laminado o estirado mediante enrolladora automática

Esfuerzo

Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Fuerza previa interior (N)	[F0]	40.000
Temperatura de servicio (°C)	[TB]	20.000
Carga dinámica		

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	146.957
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	909.967
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	5.920
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	82.920
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[tn]	491.693
Relación de espiras	[w]	2.750
Coefficiente de tensión	[k]	1.625
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[tzul]	799.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N)	[F0zul]	212.496
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Carga 1

Fuerza de resorte menor (N)	[F1]	186.957
Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L1]	78.000
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W1]	113.479
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk1]	164.158

Carga 2

Fuerza de resorte mayor (N)	[F2]	547.002
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L2]	80.450
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W2]	1012.579
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk2]	480.297
Relaxation (F2,48h) (%)	[Rx]	0.376
Fuerza de resorte después de 48h (N)	[F2Rx]	544.948

Utilización de la tensión de cizallamiento, estática		0.370
Utilización de la tensión de cizallamiento, dinámica		0.908
Tensión de elevación corregida (N/mm ²)	[rkh]	316.139
Tensión de elevación admisible (N/mm ²)	[rkh_zul]	348.265

Tolerancias

según calidad DIN 2097:1973 1

Desviación admisible de		
Diámetro espira (mm)	[AD]	0.150
Fuerza de resorte más pequeña (N)	[AF1]	117.000
Fuerza de resorte mayor (N)	[AF2]	120.000
Longitud de resorte (mm)	[AL0]	1.100
Posición del anillo (°)	[A0]	7.0

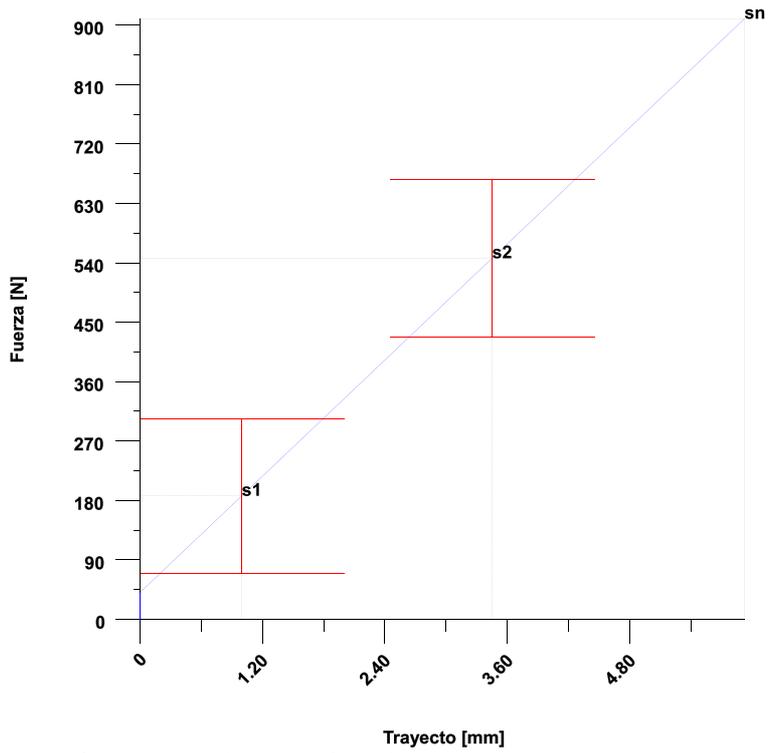


Figura: Diagrama de la fuerza y el trayecto

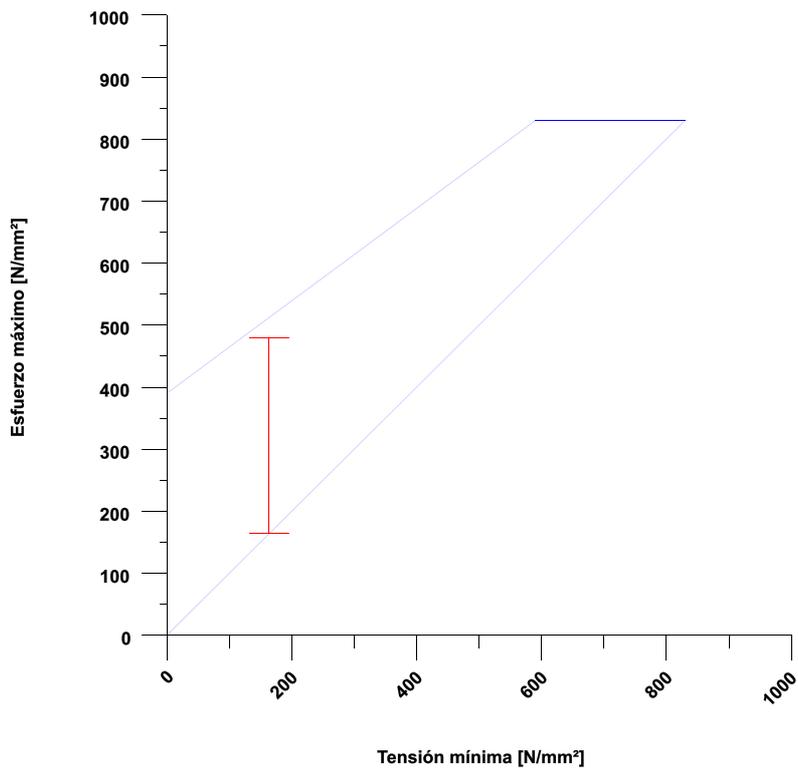


Figura: Diagrama Goodman

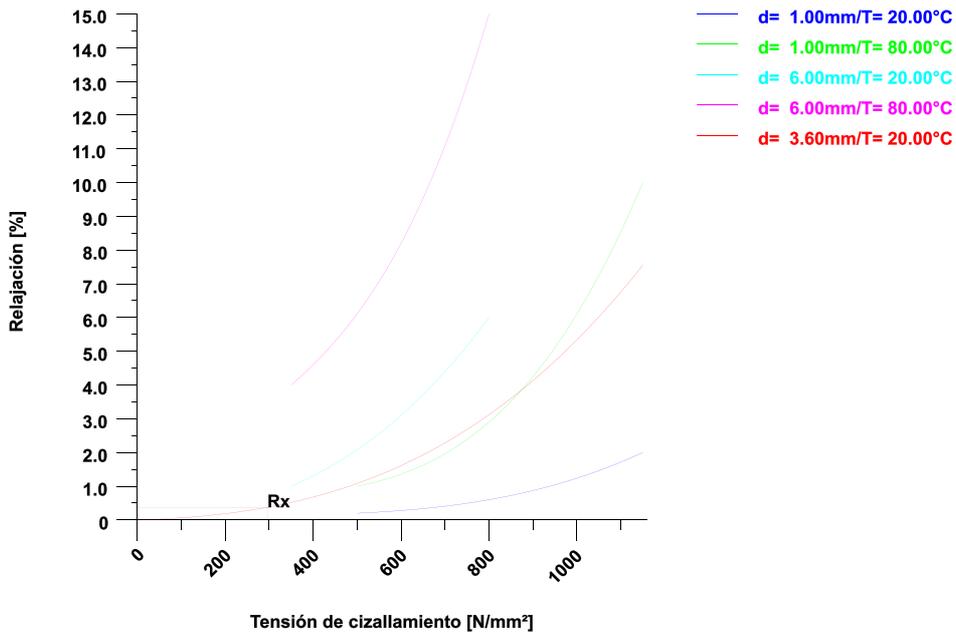


Figura: Relajación

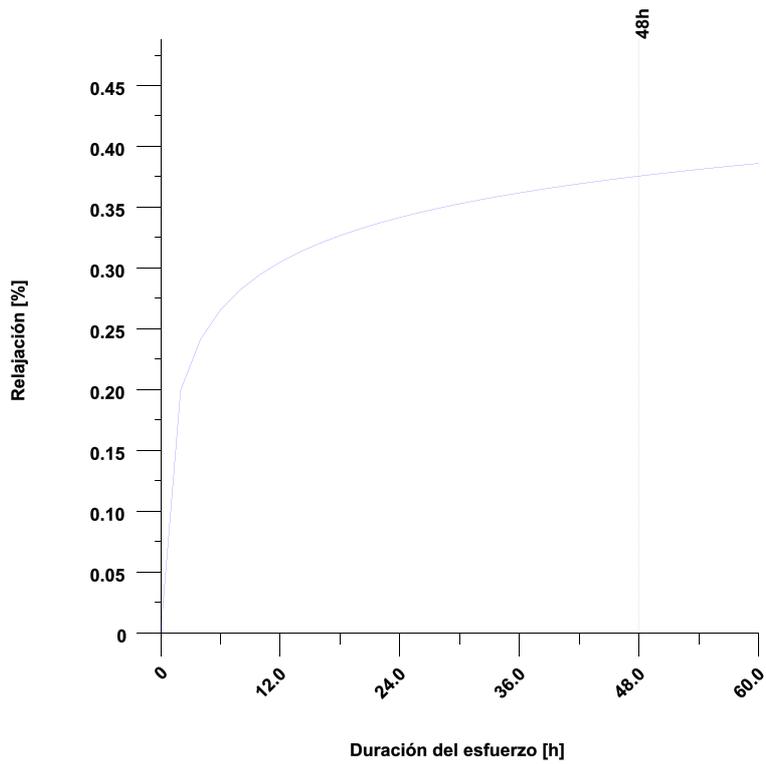


Figura: Desarrollo temporal de la relajación

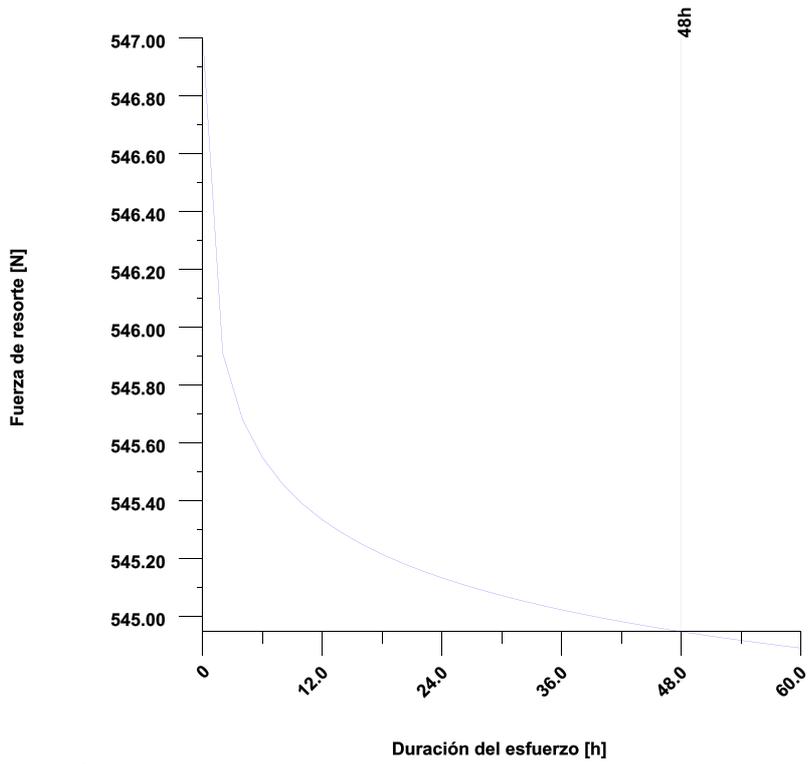


Figura: Desarrollo temporal de la fuerza de resorte

Nombre : W2

Modificado por: Usuario día: 16.11.2023 hora: 09:47:17

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Cálculo de resortes según DIN EN 13906-2:

Valores límite para DIN 2097:

Diámetro de alambre $d \leq 17$ mm

Diámetro de espira $D \leq 200$ mm

Longitud de resorte $L_0 \leq 1500$ mm

Número de espiras $n \geq 3$

Relación de espiras $4 \leq w \leq 20$

2-> ¡Los valores del diagrama Goodman sólo son admisibles para resortes con extremos atornillados o enrollados .

Resortes de tracción

Método de cálculo: DIN EN 13906-2:2013

Entradas:

Geometría de resorte

Diámetro de alambre o varilla (mm)	[d]	3.600
Tolerancia según DIN EN 10270-1:2012 (mm)	[ToL_d]	0.030
para los aceros para resortes SL-,SM-,DM-,SH-,DH		
Diámetro espira (mm)	[D]	9.400
Diámetro interior (mm)	[Di]	5.800
Diámetro exterior (mm)	[De]	13.000
Longitud del resorte sin tensión (con anillos) (mm)	[L0]	77.000
Espiras efectivas	[n]	12.000
Espiras no activas	[nu]	0.000
Número total de las espiras	[nt]	12.000
Desplazamiento de los ojillos (°)		0

Definición de anillo

Forma del anillo	Ojete de gancho	
Ancho de apertura del gancho (mm)	[m]	0.000
Distancia entre el borde del anillo interior y el cuerpo de resorte (mm)	[LH]	0.000

Material

Material Alambre SH (DIN EN 10270-1)		
Módulo de cizallamiento a 20°C (N/mm²)	[G20]	81500.000
Dependencia de la temperatura, módulo de cizallamiento (1/°C)	[αE]	-0.00025
Resistencia a la rotura (N/mm²)	[Rm]	1775.00000
Módulo de cizallamiento a temperatura de servicio (N/mm²)	[G]	81500.000

conformado en caliente, laminado o estirado mediante enrolladora automática

Esfuerzo

Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Fuerza previa interior (N)	[F0]	40.000
Temperatura de servicio (°C)	[TB]	20.000
Carga dinámica		

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	171.677
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	931.629
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	5.194
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	82.194
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[tn]	477.974
Relación de espiras	[w]	2.611
Coefficiente de tensión	[k]	1.672
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[trzul]	799.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N)	[F0zul]	225.601
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Carga 1

Fuerza de resorte menor (N)	[F1]	211.677
Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L1]	78.000
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W1]	125.839
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk1]	181.542

Carga 2

Fuerza de resorte mayor (N)	[F2]	632.287
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L2]	80.450
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W2]	1159.694
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk2]	542.273
Relaxation (F2,48h) (%)	[Rx]	0.448
Fuerza de resorte después de 48h (N)	[F2Rx]	629.451

Utilización de la tensión de cizallamiento, estática		0.406
Utilización de la tensión de cizallamiento, dinámica		1.049
Tensión de elevación corregida (N/mm ²)	[trkh]	360.730
Tensión de elevación admisible (N/mm ²)	[trkh_zul]	343.845

Tolerancias

según calidad DIN 2097:1973 1

Desviación admisible de		
Diámetro espira (mm)	[AD]	0.150
Fuerza de resorte más pequeña (N)	[AF1]	0.000
Fuerza de resorte mayor (N)	[AF2]	0.000
Longitud de resorte (mm)	[AL0]	0.000
Posición del anillo (°)	[A0]	6.7

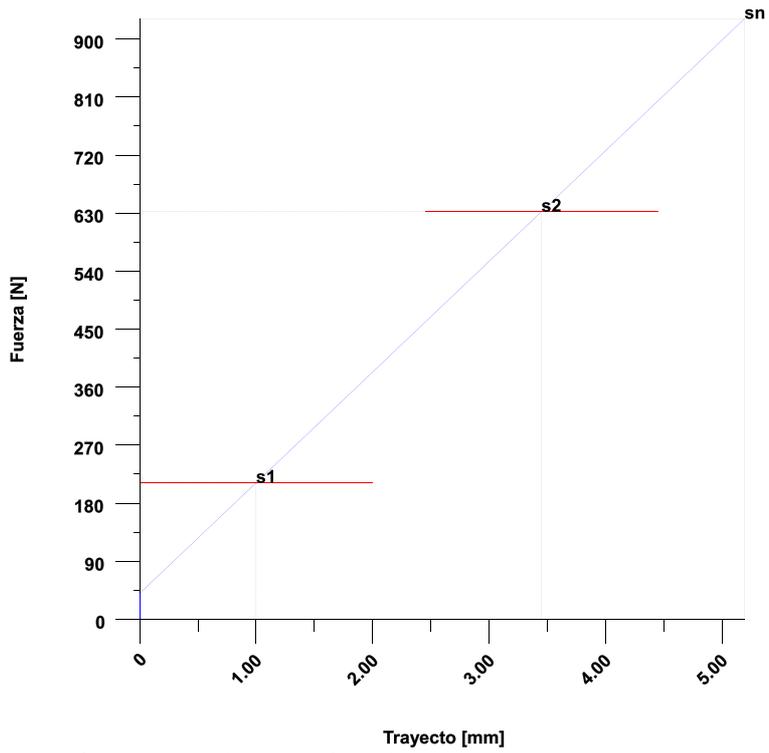


Figura: Diagrama de la fuerza y el trayecto

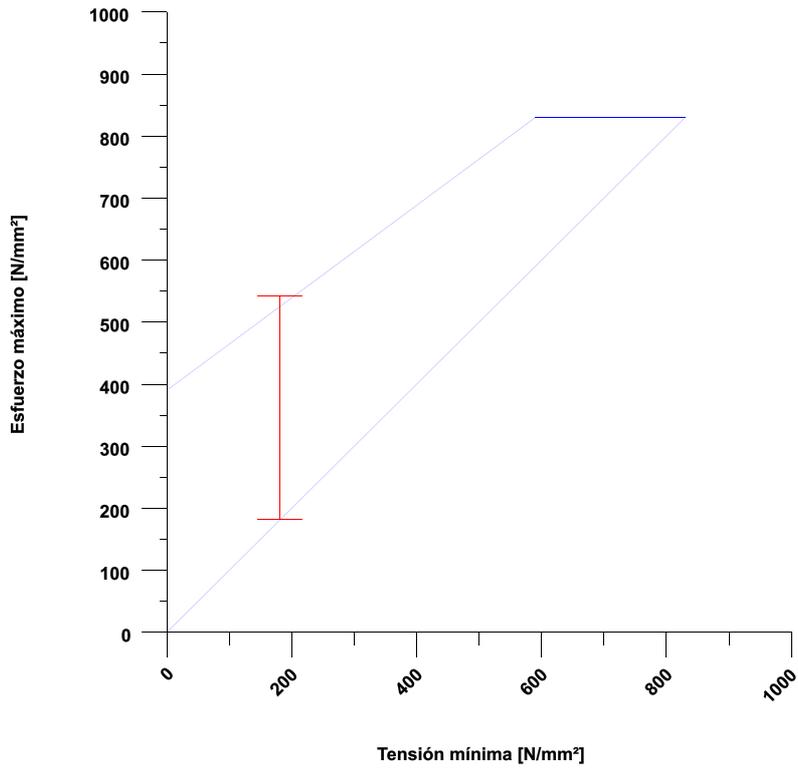


Figura: Diagrama Goodman

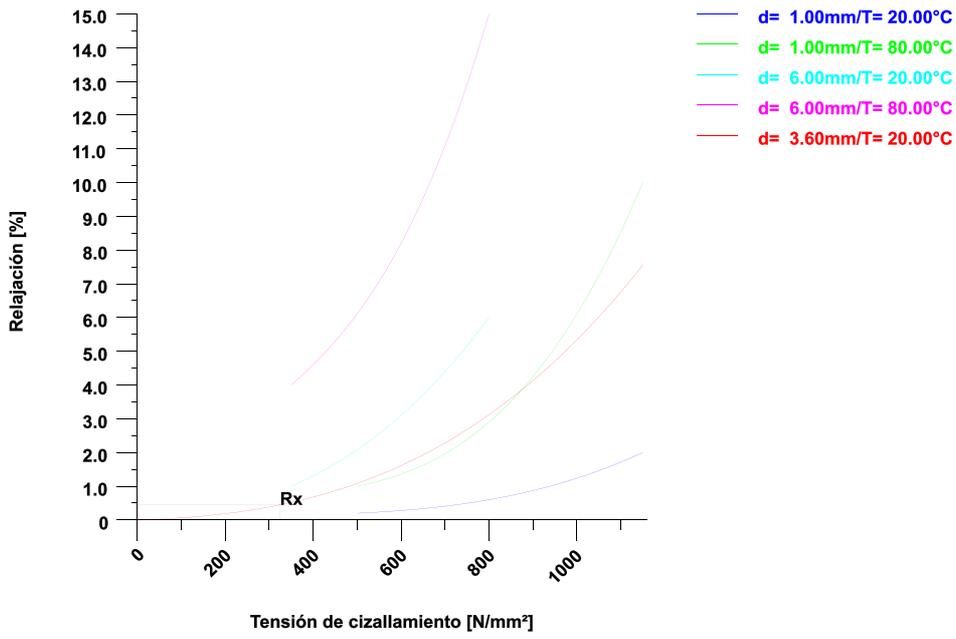


Figura: Relajación

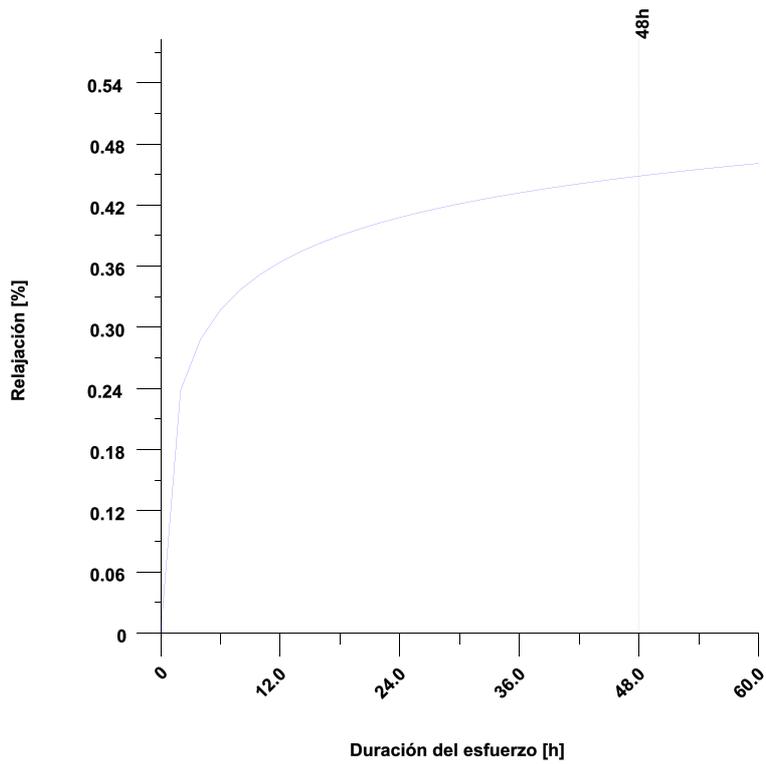


Figura: Desarrollo temporal de la relajación

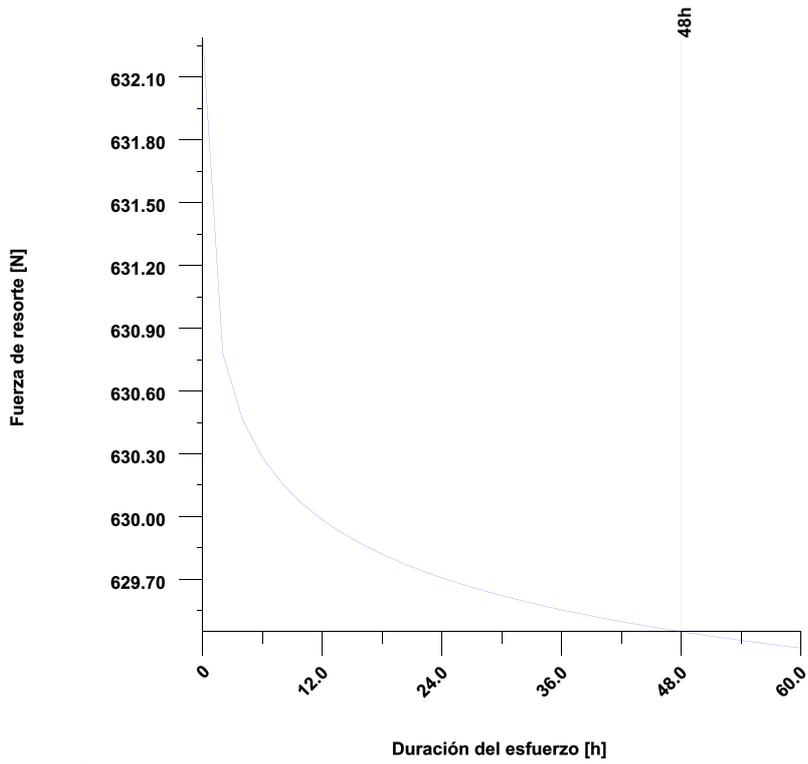


Figura: Desarrollo temporal de la fuerza de resorte

Nombre : W3

Modificado por: Usuario día: 16.11.2023 hora: 10:11:42

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Cálculo de resortes según DIN EN 13906-2:

Valores límite para DIN 2097:

Diámetro de alambre $d \leq 17$ mm

Diámetro de espira $D \leq 200$ mm

Longitud de resorte $L_0 \leq 1500$ mm

Número de espiras $n \geq 3$

Relación de espiras $4 \leq w \leq 20$

2-> ¡Los valores del diagrama Goodman sólo son admisibles para resortes con extremos atornillados o enrollados .

Resortes de tracción

Método de cálculo: DIN EN 13906-2:2013

Entradas:

Geometría de resorte

Diámetro de alambre o varilla (mm)	[d]	3.700
Tolerancia según DIN EN 10270-1:2012 (mm)	[ToL_d]	0.030
para los aceros para resortes SL-,SM-,DM-,SH-,DH		
Diámetro espira (mm)	[D]	9.300
Diámetro interior (mm)	[Di]	5.600
Diámetro exterior (mm)	[De]	13.000
Longitud del resorte sin tensión (con anillos) (mm)	[L0]	77.000
Espiras efectivas	[n]	12.000
Espiras no activas	[nu]	0.000
Número total de las espiras	[nt]	12.000
Desplazamiento de los ojillos (°)		0

Definición de anillo

Forma del anillo	Ojete de gancho	
Ancho de apertura del gancho (mm)	[m]	0.000
Distancia entre el borde del anillo interior y el cuerpo de resorte (mm)	[LH]	0.000

Material

Material Alambre SH (DIN EN 10270-1)		
Módulo de cizallamiento a 20°C (N/mm²)	[G20]	81500.000
Dependencia de la temperatura, módulo de cizallamiento (1/°C)	[αE]	-0.00025
Resistencia a la rotura (N/mm²)	[Rm]	1765.00000
Módulo de cizallamiento a temperatura de servicio (N/mm²)	[G]	81500.000

conformado en caliente, laminado o estirado mediante enrolladora automática

Esfuerzo

Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Fuerza previa interior (N)	[F0]	40.000
Temperatura de servicio (°C)	[TB]	20.000
Carga dinámica		

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	197.808
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	993.821
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	4.822
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	81.822
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[tn]	464.651
Relación de espiras	[w]	2.514
Coefficiente de tensión	[k]	1.709
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[trzul]	794.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N)	[F0zul]	247.549
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Carga 1

Fuerza de resorte menor (N)	[F1]	237.808
Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L1]	78.000
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W1]	138.904
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk1]	189.994

Carga 2

Fuerza de resorte mayor (N)	[F2]	722.439
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L2]	80.450
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W2]	1315.206
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk2]	577.182
Relaxation (F2,48h) (%)	[Rx]	0.504
Fuerza de resorte después de 48h (N)	[F2Rx]	718.800

Utilización de la tensión de cizallamiento, estática		0.425
Utilización de la tensión de cizallamiento, dinámica		1.133
Tensión de elevación corregida (N/mm ²)	[trkh]	387.189
Tensión de elevación admisible (N/mm ²)	[trkh_zul]	341.697

Tolerancias

según calidad DIN 2097:1973 1

Desviación admisible de		
Diámetro espira (mm)	[AD]	0.150
Fuerza de resorte más pequeña (N)	[AF1]	0.000
Fuerza de resorte mayor (N)	[AF2]	0.000
Longitud de resorte (mm)	[AL0]	0.000
Posición del anillo (°)	[A0]	6.6

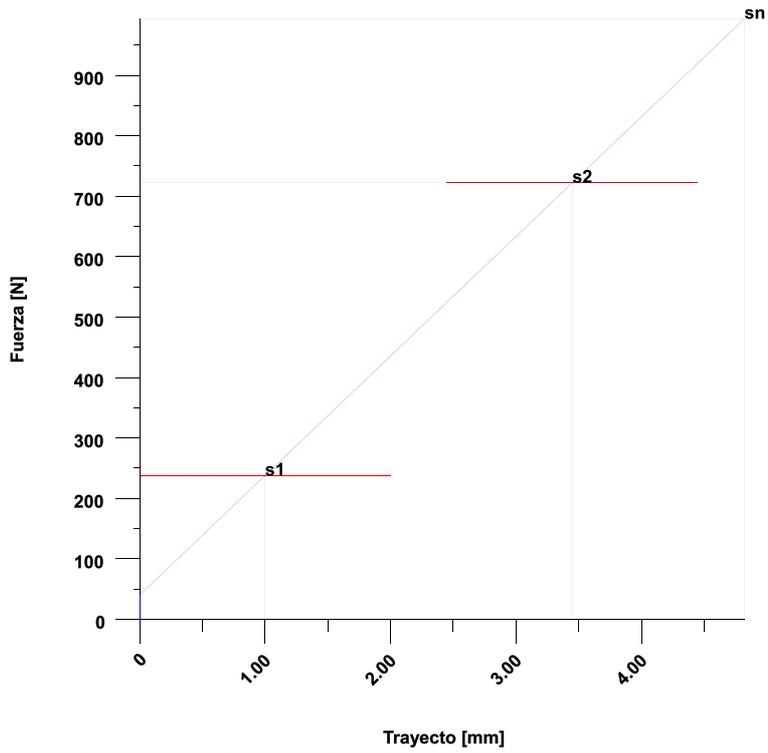


Figura: Diagrama de la fuerza y el trayecto

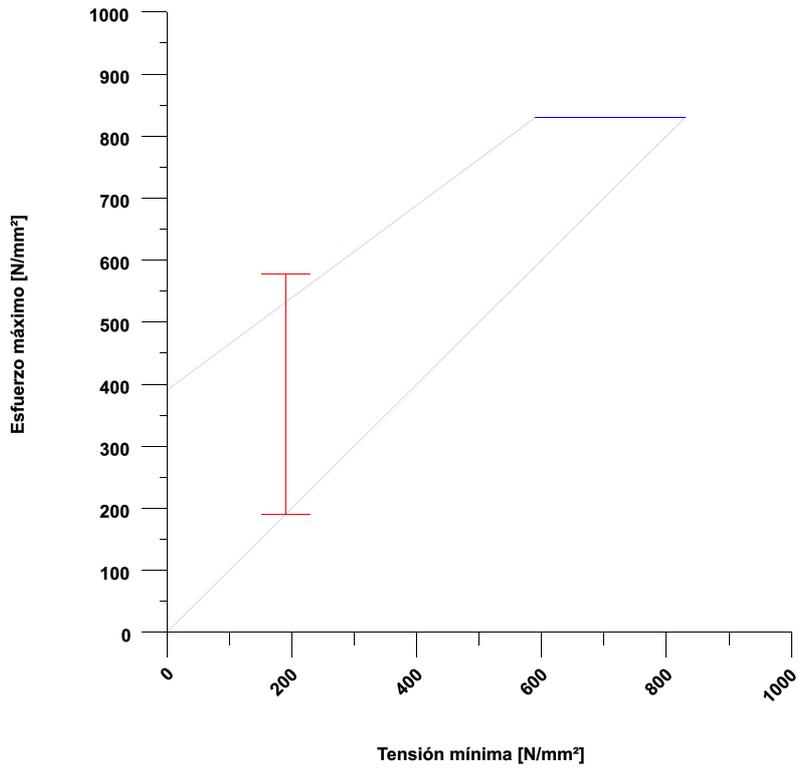


Figura: Diagrama Goodman

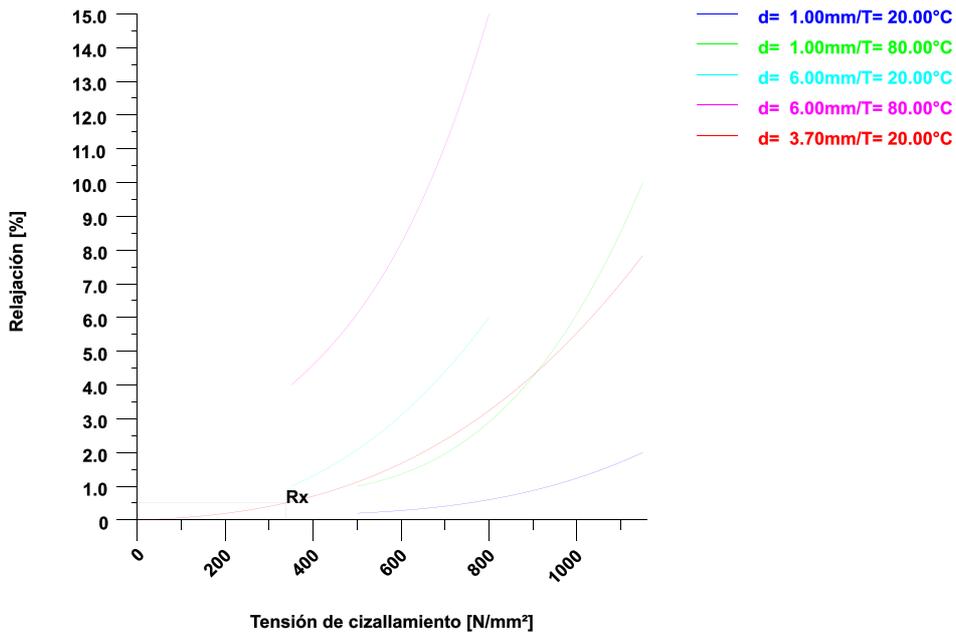


Figura: Relajación

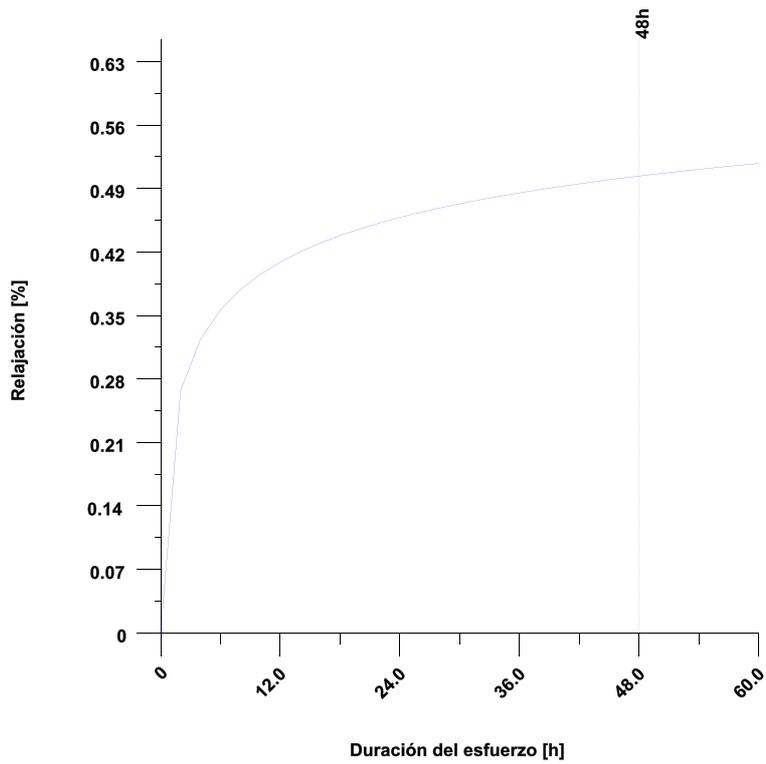


Figura: Desarrollo temporal de la relajación

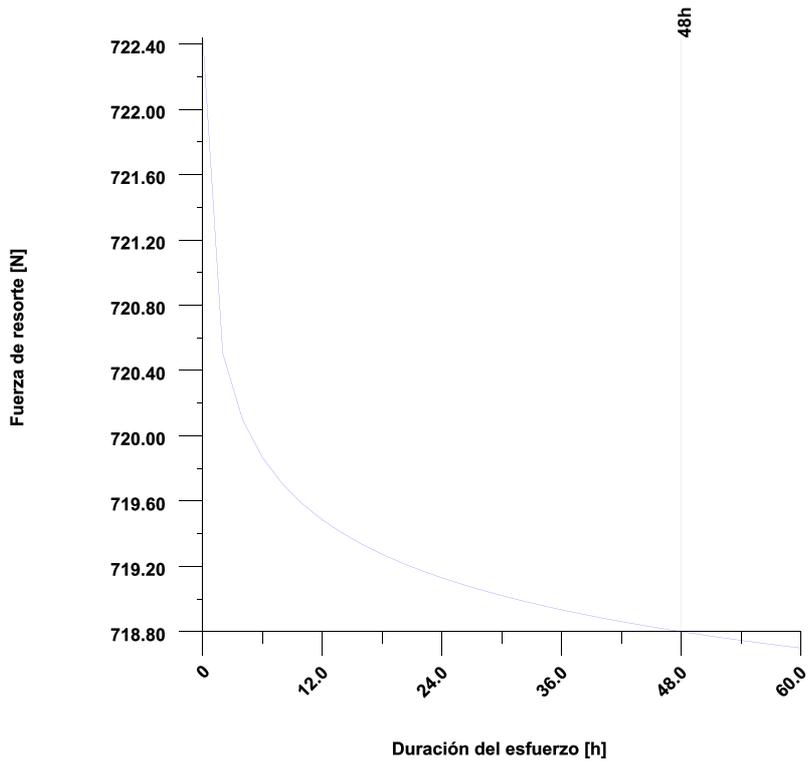


Figura: Desarrollo temporal de la fuerza de resorte

Nombre : W4

Modificado por: Usuario día: 29.02.2024 hora: 16:33:26

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Cálculo de resortes según DIN EN 13906-2:

Valores límite para DIN 2097:

Diámetro de alambre $d \leq 17$ mmDiámetro de espira $D \leq 200$ mmLongitud de resorte $L_0 \leq 1500$ mmNúmero de espiras $n \geq 3$ Relación de espiras $4 \leq w \leq 20$

2-> ¡Los valores del diagrama Goodman sólo son admisibles para resortes con extremos atornillados o enrollados .

3-> Se supera la tensión de cizallamiento con carga dinámica.

Resortes de tracción

Método de cálculo: DIN EN 13906-2:2013

Entradas:**Geometría de resorte**

Diámetro de alambre o varilla (mm)	[d]	3.800
Tolerancia según DIN EN 10270-1:2012 (mm)	[ToI_d]	0.030
para los aceros para resortes SL-,SM-,DM-,SH-,DH		
Diámetro espira (mm)	[D]	9.300
Diámetro interior (mm)	[Di]	5.500
Diámetro exterior (mm)	[De]	13.100
Longitud del resorte sin tensión (con anillos) (mm)	[L0]	77.000
Espiras efectivas	[n]	12.000
Espiras no activas	[nu]	0.000
Número total de las espiras	[nt]	12.000
Desplazamiento de los ojillos (°)		0

Definición de anillo

Forma del anillo	Ojete de gancho	
Ancho de apertura del gancho (mm)	[m]	0.000
Distancia entre el borde del anillo interior y el cuerpo de resorte (mm)	[LH]	0.000

Material

Material Alambre SH (DIN EN 10270-1)		
Módulo de cizallamiento a 20°C (N/mm ²)	[G20]	81500.000
Dependencia de la temperatura, módulo de cizallamiento (1/°C)	[αE]	-0.00025
Resistencia a la rotura (N/mm ²)	[Rm]	1757.00000
Módulo de cizallamiento a temperatura de servicio (N/mm ²)	[G]	81500.000

conformado en caliente, laminado o estirado
mediante enrolladora automática

Esfuerzo

Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Fuerza previa interior (N)	[F0]	40.000
Temperatura de servicio (°C)	[TB]	20.000
Carga dinámica		

Resultados:

Valor elástico (N/mm)	[R]	220.076
Fuerza de resorte útil (N)	[Fn]	1055.470
Desplazamiento del resorte máximo (mm)	[sn]	4.614
Longitud útil (con anillos) (mm)	[Ln]	81.614
Tensión de cizallamiento en Fn (N/mm ²)	[rn]	455.532
Relación de espiras	[w]	2.447
Coefficiente de tensión	[k]	1.736
Tensión de cizallamiento admisible (N/mm ²)	[rzul]	791.000
Fuerza de tensión inicial interior máxima admisible (N)	[F0zul]	267.962
Longitud de resorte sin esfuerzo sin anillos (mm)	[LK]	77.000

Carga 1

Fuerza de resorte menor (N)	[F1]	260.076
Desplazamiento del resorte mínimo (mm)	[s1]	1.000
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L1]	78.000
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W1]	150.038
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk1]	194.908

Carga 2

Fuerza de resorte mayor (N)	[F2]	799.261
Desplazamiento del resorte mayor (mm)	[s2]	3.450
Longitud del resorte con tensión (con anillos) (mm)	[L2]	80.450
Esfuerzo elástico (N/mm)	[W2]	1447.725
Tensión de cizallamiento corregida (N/mm ²)	[rk2]	598.989
Relaxation (F2,48h) (%)	[Rx]	0.544
Fuerza de resorte después de 48h (N)	[F2Rx]	794.911

Utilización de la tensión de cizallamiento, estática		0.436
Utilización de la tensión de cizallamiento, dinámica		1.187
Tensión de elevación corregida (N/mm ²)	[rkh]	404.081
Tensión de elevación admisible (N/mm ²)	[rkh_zul]	340.447

Tolerancias

según calidad DIN 2097:1973 1

Desviación admisible de		
Diámetro espira (mm)	[AD]	0.150
Fuerza de resorte más pequeña (N)	[AF1]	0.000
Fuerza de resorte mayor (N)	[AF2]	0.000
Longitud de resorte (mm)	[AL0]	0.000
Posición del anillo (°)	[A0]	6.5

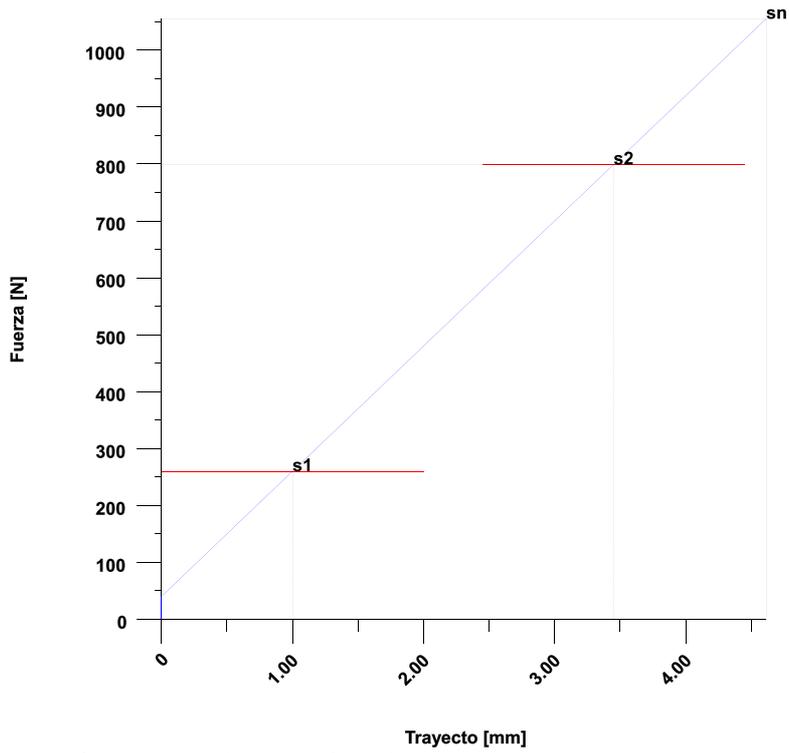


Figura: Diagrama de la fuerza y el trayecto

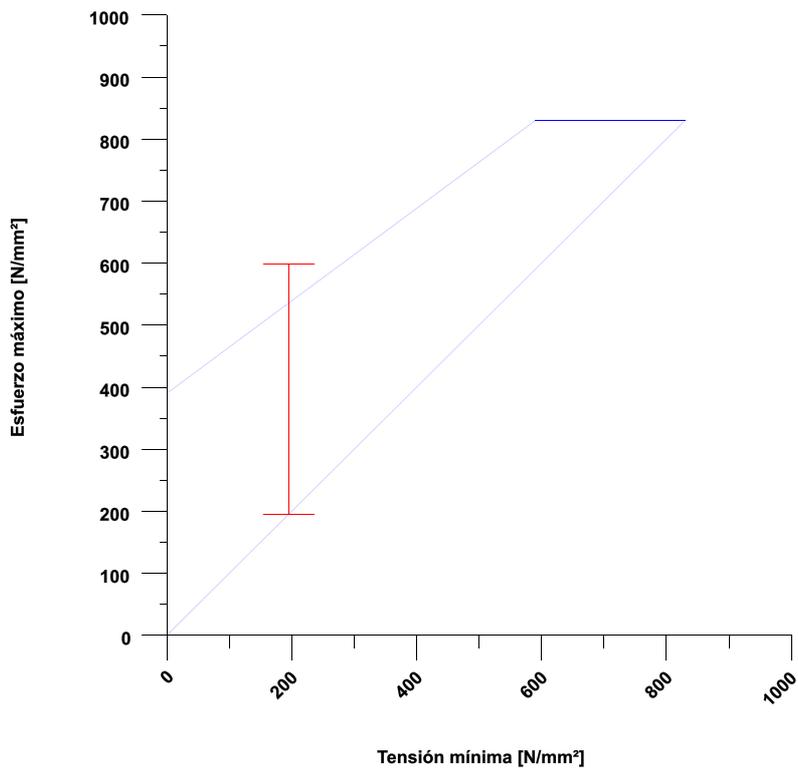


Figura: Diagrama Goodman

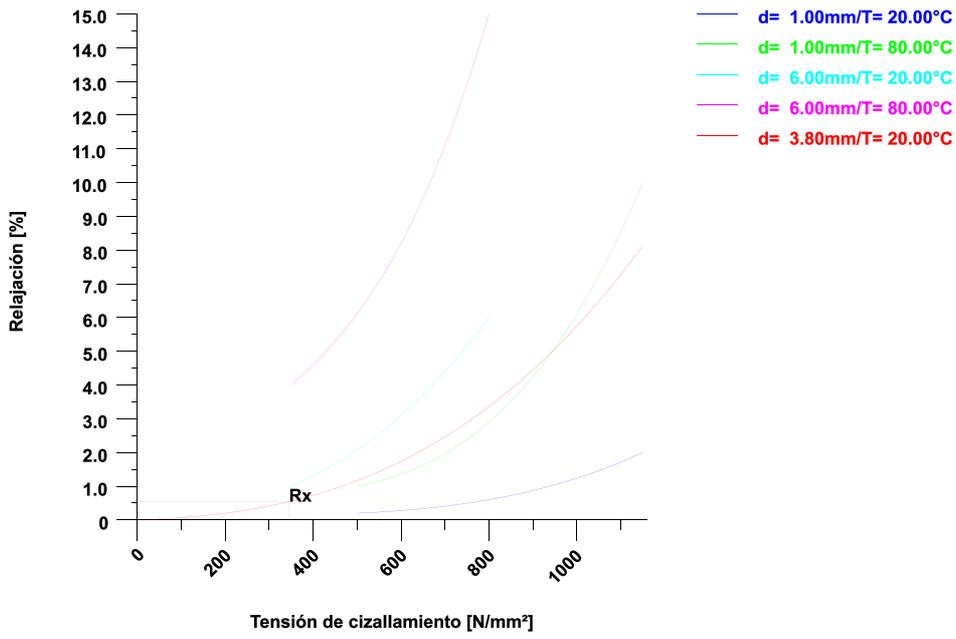


Figura: Relajación

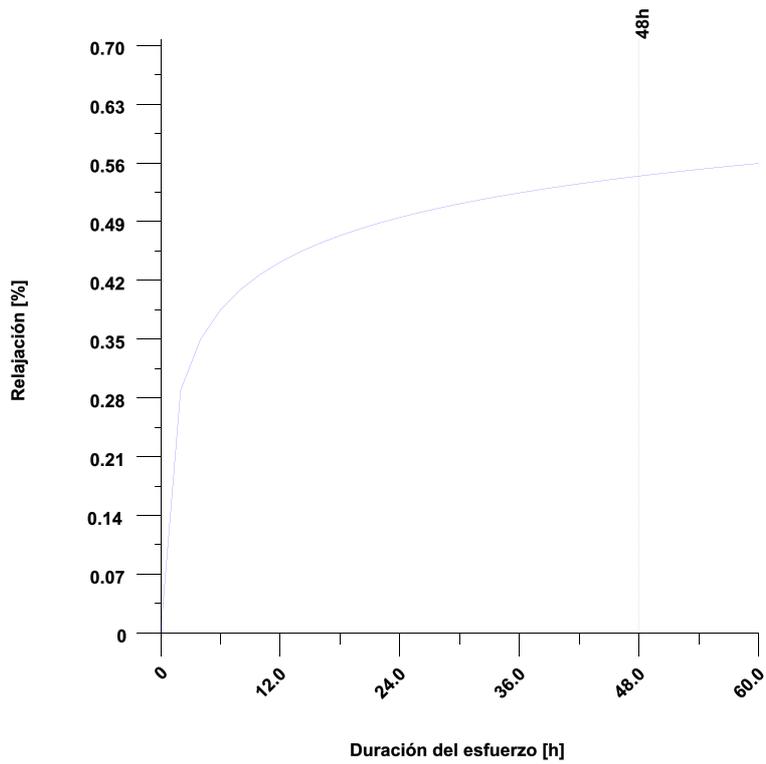


Figura: Desarrollo temporal de la relajación

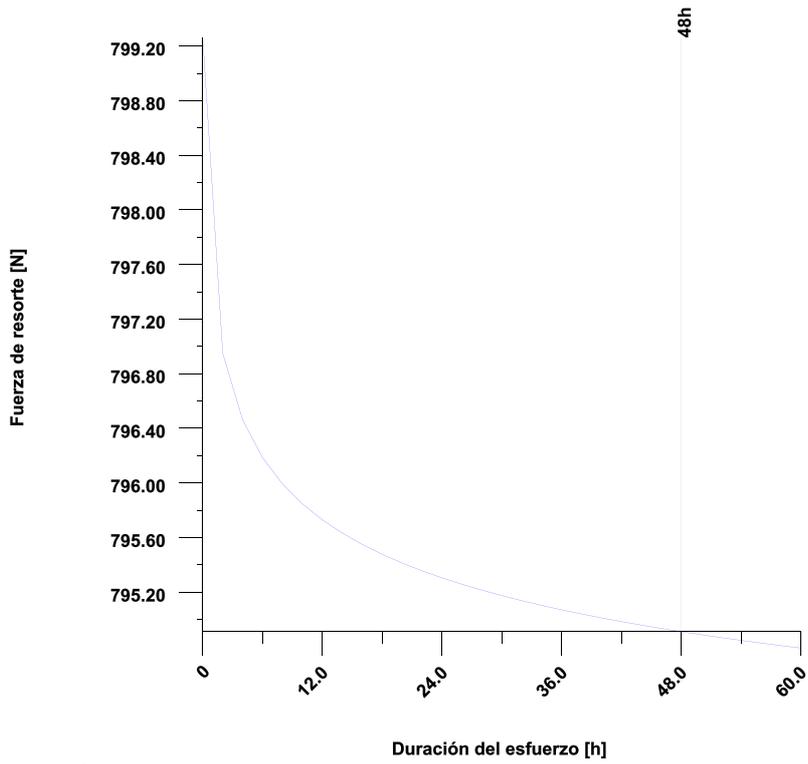


Figura: Desarrollo temporal de la fuerza de resorte

Nombre : Cálculos_M1
 Modificado por: Usuario día: 27.02.2024 hora: 13:25:53

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> ¡Debido al efecto polígono se debería evitar en la ruedas números de dientes inferiores a 17!

2-> La cadena seleccionada no puede transmitir la potencia de servicio.
 Potencia de servicio máxima admisible: 0.7097 kW

Transmisión por cadena

Método de cálculo:	DIN ISO 10823:2006	
Tipo de cadena		
Norma	DIN ISO 606:2012	
Tipo	06C	
Número de líneas	[ns]	1
División (mm)	[p]	9.53
Distancia entre centros (mm)	[a]	479.42
Longitud de la cadena (mm)	[l]	1828.81
Número de segmentos (de la cadena)	[NI]	192
Velocidad de cadena (m/s)	[v]	6.35
Geometría de la cadena:		
Diámetro máximo del rodillo (mm)	[d1]	5.08
Diámetro máximo del perno (mm)	[d2]	3.60
Anchura mínima entre lengüetas interiores (mm)	[b1]	4.68
Ancho máximo del eslabón interior (mm)	[b2]	7.46
Ancho total de la cadena (mm)	[btot]	13.20
Altura máxima de la lengüeta interior (mm)	[h2]	9.05
Áreas de la sección transversal de dos lengüetas interiores (mm²)	[Ai]	10.71
Relación	[th/ts]	1.00
Fuerza de rotura mínima (kN)	[Fu]	7.90
Geometría de la rueda de cadena		
1 :		
Radio mínimo del flanco del diente (mm)	[remin]	11.38
Radio medio del flanco del diente (mm)	[re]	9.35
Radio máximo del flanco del diente (mm)	[remax]	7.32
Radio mínimo de la superficie de rodadura (mm)	[rimin]	2.57
Radio medio de la superficie de rodadura (mm)	[ri]	2.62
Radio máximo de la superficie de rodadura (mm)	[rimax]	2.68
Ángulo mínimo de la superficie de rodadura (°)	[amin]	111.00
Ángulo medio de la superficie de rodadura (°)	[α]	121.00
Ángulo máximo de la superficie de rodadura (°)	[amax]	131.00
Diámetro exterior mínimo (mm)	[damin]	33.74
Diámetro exterior medio (mm)	[da]	35.70
Diámetro exterior máximo (mm)	[damax]	37.65
Diámetro de fondo (mm)	[df]	25.74
Tolerancia de la circunferencia del pie		0/-0.25
Altura mínima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamin]	2.22
Altura media del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[ha]	3.20
Altura máxima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamax]	4.18
Ancho de diente de un diente (mm)	[bf1]	4.35
		h14

Ancho de diente sobre todos los dientes (mm)	[bftot]	0.00
Diámetro de los rodillos de medición (mm)	[dr]	5.08
Tolerancia diámetro de los rodillos de medición (mm)		
Dimensión sobre los rodillos (mm)	[MR]	35.90

Geometría de la rueda de cadena

2 :

Radio mínimo del flanco del diente (mm)	[remin]	946.26	
Radio medio del flanco del diente (mm)	[re]	520.07	
Radio máximo del flanco del diente (mm)	[remax]	93.88	
Radio mínimo de la superficie de rodadura (mm)	[rimin]	2.57	
Radio medio de la superficie de rodadura (mm)	[ri]	2.62	
Radio máximo de la superficie de rodadura (mm)	[rimax]	2.68	
Ángulo mínimo de la superficie de rodadura (°)	[amin]	119.41	
Ángulo medio de la superficie de rodadura (°)	[α]	129.41	
Ángulo máximo de la superficie de rodadura (°)	[amax]	139.41	
Diámetro exterior mínimo (mm)	[damin]	465.23	
Diámetro exterior medio (mm)	[da]	466.47	
Diámetro exterior máximo (mm)	[damax]	467.71	
Diámetro de fondo (mm)	[df]	455.80	h11
Tolerancia de la circunferencia del pie			
Altura mínima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamin]	2.22	
Altura media del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[ha]	2.84	
Altura máxima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamax]	3.46	
Ancho de diente de un diente (mm)	[bf1]	4.35	h14
Ancho de diente sobre todos los dientes (mm)	[bftot]	0.00	
Diámetro de los rodillos de medición (mm)	[dr]	5.08	
Tolerancia diámetro de los rodillos de medición (mm)			
Dimensión sobre los rodillos (mm)	[MR]	465.96	

Rueda de cadena 1 Rueda de cadena 2

Velocidad (1/min)	[n]	4000.00	262.64
Número de dientes	[z]	10	152
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	30.82	460.88
Enlazamiento (°)		126.70	233.30
Momento torsor (Nm)	[T]	3.56	53.24
Fuerza axial (N)	[Fa]	242.91	235.36
Potencia nominal (kW)	[Pn]	1.49	
Factor de aplicación de carga	[f1]	1.50	
Factor para número de dientes	[f2]	2.00	
Potencia de servicio (kW)	[Pmax]	4.47	
Factor de corrección de la velocidad	[KPS]	1.00	
Potencia nominal resistencia continua de las lengüetas (kW)	[Pc1]	3.47	
Potencia nominal fatiga de los rodillos / manguitos (kW)	[Pc2]	0.71	
Potencia nominal desgaste de los pernos / manguitos (kW)	[Pc3]	171.75	
Potencia máxima transmisible (kW)	[Pzul]	0.71	

Variación máxima posible del número de revoluciones de salida debido al efecto polígono:

Velocidad de giro mínima (1/min)	[nmin]	267.46
Velocidad de giro máxima (1/min)	[nmax]	281.29

Propuesta de lubricación:

Baño de aceite o disco de proyección
Factor $v \cdot p^{0,56}$ 22.44

Utilización (%)	[A]	630.51
-----------------	-----	--------

Fórmula: $A = P_{max} / P_{zul} \cdot 100$

$P_{zul} = \min(P_{c1}, P_{c2}, P_{c3})$

$P_{max} = P_n \cdot f_1 \cdot f_2$

Nombre : Cálculos_M2
 Modificado por: Usuario día: 27.02.2024 hora: 13:29:38

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> ¡Debido al efecto polígono se debería evitar en la ruedas números de dientes inferiores a 17!

2-> La cadena seleccionada no puede transmitir la potencia de servicio.
 Potencia de servicio máxima admisible: 0.7605 kW

Transmisión por cadena

Método de cálculo:	DIN ISO 10823:2006	
Tipo de cadena		
Norma	DIN ISO 606:2012	
Tipo	04C	
Número de líneas	[ns]	1
División (mm)	[p]	6.35
Distancia entre centros (mm)	[a]	485.84
Longitud de la cadena (mm)	[l]	1714.51
Número de segmentos (de la cadena)	[NI]	270
Velocidad de cadena (m/s)	[v]	5.50
Geometría de la cadena:		
Diámetro máximo del rodillo (mm)	[d1]	3.30
Diámetro máximo del perno (mm)	[d2]	2.31
Anchura mínima entre lengüetas interiores (mm)	[b1]	3.10
Ancho máximo del eslabón interior (mm)	[b2]	4.80
Ancho total de la cadena (mm)	[btot]	9.10
Altura máxima de la lengüeta interior (mm)	[h2]	6.02
Áreas de la sección transversal de dos lengüetas interiores (mm²)	[Ai]	4.76
Relación	[th/ts]	1.00
Fuerza de rotura mínima (kN)	[Fu]	3.50
Geometría de la rueda de cadena		
1 :		
Radio mínimo del flanco del diente (mm)	[remin]	9.21
Radio medio del flanco del diente (mm)	[re]	7.58
Radio máximo del flanco del diente (mm)	[remax]	5.94
Radio mínimo de la superficie de rodadura (mm)	[rimin]	1.67
Radio medio de la superficie de rodadura (mm)	[ri]	1.72
Radio máximo de la superficie de rodadura (mm)	[rimax]	1.77
Ángulo mínimo de la superficie de rodadura (°)	[amin]	113.08
Ángulo medio de la superficie de rodadura (°)	[α]	123.08
Ángulo máximo de la superficie de rodadura (°)	[amax]	133.08
Diámetro exterior mínimo (mm)	[damin]	28.80
Diámetro exterior medio (mm)	[da]	29.99
Diámetro exterior máximo (mm)	[damax]	31.17
Diámetro de fondo (mm)	[df]	23.23
Tolerancia de la circunferencia del pie		0/-0.25
Altura mínima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamin]	1.52
Altura media del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[ha]	2.12
Altura máxima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamax]	2.71
Ancho de diente de un diente (mm)	[bf1]	2.88
		h14

Ancho de diente sobre todos los dientes (mm)	[bftot]	0.00
Diámetro de los rodillos de medición (mm)	[dr]	3.30
Tolerancia diámetro de los rodillos de medición (mm)		
Dimensión sobre los rodillos (mm)	[MR]	29.64

Geometría de la rueda de cadena

2 :

Radio mínimo del flanco del diente (mm)	[remin]	1039.74	
Radio medio del flanco del diente (mm)	[re]	559.47	
Radio máximo del flanco del diente (mm)	[remax]	79.20	
Radio mínimo de la superficie de rodadura (mm)	[rimin]	1.67	
Radio medio de la superficie de rodadura (mm)	[ri]	1.72	
Radio máximo de la superficie de rodadura (mm)	[rimax]	1.77	
Ángulo mínimo de la superficie de rodadura (°)	[amin]	119.55	
Ángulo medio de la superficie de rodadura (°)	[α]	129.55	
Ángulo máximo de la superficie de rodadura (°)	[amax]	139.55	
Diámetro exterior mínimo (mm)	[damin]	403.23	
Diámetro exterior medio (mm)	[da]	404.05	
Diámetro exterior máximo (mm)	[damax]	404.87	
Diámetro de fondo (mm)	[df]	396.93	h11
Tolerancia de la circunferencia del pie			
Altura mínima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamin]	1.52	
Altura media del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[ha]	1.93	
Altura máxima del diente sobre la circunferencia primitiva (mm)	[hamax]	2.34	
Ancho de diente de un diente (mm)	[bf1]	2.88	h14
Ancho de diente sobre todos los dientes (mm)	[bftot]	0.00	
Diámetro de los rodillos de medición (mm)	[dr]	3.30	
Tolerancia diámetro de los rodillos de medición (mm)			
Dimensión sobre los rodillos (mm)	[MR]	403.53	

Rueda de cadena 1 Rueda de cadena 2

Velocidad (1/min)	[n]	4000.00	262.63
Número de dientes	[z]	13	198
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	26.53	400.23
Enlazamiento (°)		134.76	225.24
Momento torsor (Nm)	[T]	3.56	53.71
Fuerza axial (N)	[Fa]	276.40	271.02

Potencia nominal (kW)	[Pn]	1.49
Factor de aplicación de carga	[f1]	1.50
Factor para número de dientes	[f2]	1.51
Potencia de servicio (kW)	[Pmax]	3.37
Factor de corrección de la velocidad	[KPS]	1.00
Potencia nominal resistencia continua de las lengüetas (kW)	[Pc1]	1.38
Potencia nominal fatiga de los rodillos / manguitos (kW)	[Pc2]	0.76
Potencia nominal desgaste de los pernos / manguitos (kW)	[Pc3]	198.21
Potencia máxima transmisible (kW)	[Pzul]	0.76

Variación máxima posible del número de revoluciones de salida debido al efecto polígono:

Velocidad de giro mínima (1/min)	[nmin]	265.16
Velocidad de giro máxima (1/min)	[nmax]	273.13

Propuesta de lubricación:

Baño de aceite o disco de proyección
Factor $v \cdot p^{0,56}$ 15.49

Utilización (%)	[A]	443.19
-----------------	-----	--------

Fórmula: $A = P_{max} / P_{zul} \cdot 100$

$P_{zul} = \min(P_{c1}, P_{c2}, P_{c3})$

$P_{max} = P_n \cdot f_1 \cdot f_2$