UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
CAMPUS D'ALCOI

[DISEÑO DE UNA NUEVA MÁQUINA DE GIMNASIO NEUMÁTICA PARA LA REALIZACIÓN DE EJERCICIOS DE PRESS BANCA]

MEMORIA PRESENTADA POR:

[Pau Ferrer Palomares]

TUTOR/A:

[Sergio Jorda Gisbert]

GRADO DE *[INGENIERÍA MECÁNICA]*

Convocatoria de defensa: [*03/2022]*

.

ÍNDICE

1. RESUMEN 8
2. SUMMARY 9
3. RESUM 10
4. INTRODUCCIÓN. 11
4.1. Antecedentes. 11
4.2. Objetivos. 13
5. TIPOS DE PRESS DE BANCA. 14
5.1. Press de banca horizontal. 14
5.2. Press inclinado. 15
5.3. Press declinado. 16
6. NORMATIVA APLICABLE. 17
6.1. Normativa Aplicable según el diario oficial de la Unión Europea. 18
6.2. Normativa referente a los datos antropométricos de la población española. 20
7. HIPÓTESIS Y DATOS DE PARTIDA. 21
7.1. Material 21
7.2. Coeficiente de seguridad. 22
7.3. Fuerzas. 22
7.4. Dimensiones del modelo. 23
7.5. Dimensiones y proveedor de los perfiles utilizados. 24
7.6. Uniones utilizadas. 25
7.6.1. Perfiles. 25
7.6.2. Cilindro. 25
7.7. Distancia entre agarres. 25
7.7.1. Plano de medidas estandarizadas entre agarres (1,5 biacromial). 26
7.8. Medidas antropométricas y percentiles. 27
7.8.1. Medidas plasmadas en el diseño. 32
8. MODELADO 3D EN SOLIDWORKS. 34
8.1. Conjunto brazos de agarres (PLANO Nº2). 34
8.2. Estructura perfiles soldados (PLANO Nº1). 36
8.3. Banco de apoyo (PLANO Nº11). 38
8.4. Pasadores (PLANO Nº3,7,8). 39
8.5. Cilindro neumático (PLANO Nº5). 40
8.6. Soporte cilindro neumático (PLANO Nº6). 40
8.7. Anillos de retención DIN 471. 41

8.7.1. Ubicación de los tres Anillos de retención. 43
8.8. Tornillería utilizada. 44
8.9. Ensamblaje final (PLANO Nº12). 46
9. DESCRIPCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE. 47
9.1. Ubicación en el espacio. 47
9.2. Detalles de funcionamiento y circuito neumático. 48
9.3. Descripción del actuador neumático. 50
9.3.1. Especificaciones técnicas. 50
9.3.2. Plano de dimensiones y pesos. 52
9.4. Compresor. 53
9.4.1. Ficha técnica. 54
9.4.2. Resumen datos técnicos. 54
9.5. Reguladores de presión. 55
9.6. Reguladores de caudal. 56
9.6.1. Especificaciones técnicas. 57
9.6.2. Características de caudal. 58
9.6.3. Dimensiones. 58
9.7. Electroválvula 5/2 monoestable. 59
9.7.1. Datos del producto. 60
9.7.2. Especificaciones técnicas. 61
9.7.3. Ejemplo de ensamblaje en cilindro. 61
9.8. Pedal neumático (3/2). 62
9.9. Cálculo de fuerzas en función de la presión y el área del cilindro. 63
9.9.1. Equivalencia de fuerzas aplicando palanca de segundo grado. 65
9.9.2. Tabla de equivalencias en kilogramos. 65
9.9.3. Peso adicional en los agarres. 66
9.9.4. Tabla final de información al usuario. 67
9.10. Resumen circuito neumático general. 68
10. CÁLCULOS ANALÍTICOS EN POSICIÓN NEUTRA. 69
10.1. Cálculo en la posición más crítica. 69
10.1.1. Cálculo de reacciones en los agarres. 71
10.1.2. Cálculo de reacciones en los soportes de los agarres. 72
10.1.3. Cálculo de reacciones en el pilar principal. 72
10.1.4. Fuerza repartida banco. 73
10.1.5. Resultados finales de todas las reacciones. 74
10.2. Diagramas de esfuerzos. 75
10.2.1. Agarres. 75

10.2.2. Soportes de los agarres. 76
10.2.3. Pilar principal. 77
10.2.4. Interpretación de los diagramas obtenidos. 78
10.3. Cálculo de los coeficientes de seguridad en los perfiles. 78
10.3.1. Agarres. 78
10.3.2. Barras soporte agarre. 79
10.3.3. Pilar principal. 79
10.4. Cálculo del diámetro de los pasadores empleados. 80
10.4.1. Pasador 1. 80
10.4.2. Pasador 2. 82
10.4.3. Pasador 3. 84
11. SIMULACIÓN MEDIANTE ANSYS. 85
9.1. Procedimiento empleado. 85
9.2. Cálculos realizados mediante Ansys. 88
9.2.1. Conjunto palanca de agarre. 88
9.2.2. Conjunto pilar principal. 94
9.2.3. Pilar asiento 99
9.2.4. Apoyos de la base. 102
9.2.5. Simulación ensamblaje de la máquina completa. 106
10. PRESUPUESTO 112
10.1. Perfiles. 112
10.2. Actuador neumático. 114
10.3. Compresor. 115
10.4. Regulador de presión. 115
10.5. Reguladores de caudal. 116
10.6. Electroválvula 5/2 monoestable. 117
10.7. Pedal neumático. 117
10.8. Banco. 118
10.9. Mano de obra. 119
10.10. Pintura. 120
10.11. Presupuesto final. 121
11. CONCLUSIONES 122
12. BIBLIOGRAFÍA. 123
13. ANEXO 1: PLANOS. 124
13.1. Plano Nº1. Estructura soldada. 124
13.2. Plano Nº2. Brazos y agarres. 124
13.3. Plano Nº3. Pasador 1. 124

13.4. Plano Nº4. Solapa agarre cilindro. 124
13.5. Plano Nº5. Actuador neumático. 124
13.6. Plano Nº6. Pieza soporte cilindro. 124
13.7. Plano Nº7. Pasador 2. 124
13.8. Plano Nº8. Pasador 3. 124
13.9. Plano Nº9. Perfil asiento. 124
13.10. Plano Nº10. Pilar principal. 124
13.11. Plano Nº11. Banco. 124
13.12. Plano Nº12. Ensamblaje final. 124

ÍNDICE DE FIGURAS.

Ilustración 1: Press de banca convencional. 8
Ilustración 2: Gustav Zander. 11
Ilustración 3: Press de banca horizontal. 14
Ilustración 4: Press de banca inclinado. 15
Ilustración 5: Press de banca declinado. 16
Ilustración 6: Características acero S275JR. 22
Ilustración 7: Fuerzas en los agarres. 23
Ilustración 8: Dimensiones principales. 23
Ilustración 9: Proveedor perfilería. 24
Ilustración 10: Dimensiones perfil utilizado. 24
Ilustración 11: Plano medidas estandarizadas agarre 26
Ilustración 12: Variabilidad humana en relación con los percentiles 27
Ilustración 13:Datos antropométricos población española. 31
Ilustración 14: Variabilidad humana con referencias de tabla. 32
Ilustración 15: Medidas antropométricas utilizadas. 33
Ilustración 16: Conjunto palanca de agarre 35
Ilustración 17: Pestañas unión vástago. 35
Ilustración 18: Estructura de perfiles soldados. 36
Ilustración 19: Vista del banco encajado sobre las orejetas. 37
Ilustración 20: Pilar principal y placa de anclaje del cilindro. 37
Ilustración 21: Diseño del banco. 38
Ilustración 22:Agujeros roscados M6. 38
Ilustración 23: Pasadores. 39
Ilustración 24: Actuador neumático 3D. 40
Ilustración 25:Soporte pistón y tornillería M6 41
Ilustración 26: Tabla Anillos DIN 471. 42
Ilustración 27: Anillo retención din 471 biblioteca. 43
Ilustración 28: Anillo en los pasadores 1 y 3 respectivamente. 43
Ilustración 29: Anillo de retención pasador 2. 44
Ilustración 30: Tornillos unión soporte de cilindro con el cilindro M6. 44
Ilustración 31: Ensamblaje final. 46
Ilustración 32:Plano ubicación 47
Ilustración 34: Posición de seguridad 49
Ilustración 33: Posición de retroceso 49
Ilustración 35: Cilindro 63/25 X/N 50
Ilustración 36: Datos técnicos actuador 51
Ilustración 37:Materiales actuador 52
Ilustración 38: Plano de dimensiones y pesos 52
Ilustración 39: Compresor de aire eléctrico abac Pole Position OS20P 53
Ilustración 40: Resumen datos técnicos compresor 54
Ilustración 41: Regulador de presión. 55
Ilustración 42: Regulador de caudal smc 56
Ilustración 43: Características generales 57
Ilustración 44: Ficha técnica regulador de caudal 57
Ilustración 45: Características de caudal regulador 58
Ilustración 46: Dimensiones regulador de caudal 58
Ilustración 47: Dimensiones Electroválvula 5/2 60

Ilustración 48:Pedal neumático 3/2 ..... *63*
Ilustración 49: Palanca segundo grado *65*
Ilustración 50: Pesos adicionales en los agarres. *66*
Ilustración 51: Posición inicial. *69*
Ilustración 52: Posición final *69*
Ilustración 53: Modelo con medidas y fuerzas. *70*
Ilustración 54: Simplificación modelo. *71*
Ilustración 55: Cálculo reacciones agarres. *71*
Ilustración 56: Cálculo soporte agarres. *72*
Ilustración 57: Cálculo pilar principal. *73*
Ilustración 58:Cálculo fuerza repartida. *74*
Ilustración 59: Diagrama esfuerzos agarres. *75*
Ilustración 60: Diagrama soportes agarres. *76*
Ilustración 61: Diagrama esfuerzos pilar principal. *77*
Ilustración 62: Esquema pasadores. *80*
Ilustración 63: Pasador 1. ..... *80*
Ilustración 64: Pasador 1 dentro. *81*
Ilustración 65: Pasador 2 ..... *82*
Ilustración 66: Pasador 3. ..... *84*
Ilustración 67: Ansys material. *85*
Ilustración 68: Sujeciones. *86*
Ilustración 69: Cargas y fuerzas. *86*
Ilustración 70: Conexiones entre elementos. *87*
Ilustración 71: Mallado. *87*
Ilustración 72:Tensiones en el conjunto de los agarres neutros. *89*
Ilustración 73: Deformaciones en el conjunto de los agarres neutros. *90*
Ilustración 74: Coeficiente de seguridad en el conjunto de los agarres neutros. *91*
Ilustración 75:Agarre prono *91*
Ilustración 76:Tensiones agarre prono. *92*
Ilustración 77:Deformaciones agarre prono. *92*
Ilustración 78:Coeficiente de seguridad agarre prono. *93*
Ilustración 79: Fixed support. *94*
Ilustración 80: Remote Force. *94*
Ilustración 81: Remote force 2. ..... *95*
Ilustración 82: Resumen de cargas y restricciones *95*
Ilustración 83: Tensiones pilar principal. *96*
Ilustración 84: Deformaciones pilar principal. *97*
Ilustración 85: Coeficiente de seguridad pilar principal. *98*
Ilustración 86: Fuerza perfil normalizado. *99*
Ilustración 87: Fixed support. *99*
Ilustración 88: Tensiones perfil asiento. *100*
Ilustración 89: Tensiones perfil asiento. *101*
Ilustración 90: Deformaciones perfil asiento. *101*
Ilustración 91: Coeficiente de seguridad perfil asiento. *102*
Ilustración 92: Fuerza apoyo de la base. *103*
Ilustración 93: Fixed support apoyo suelo. *103*
Ilustración 94: Tensiones apoyo al suelo. *104*
Ilustración 95: Deformaciones apoyo al suelo. *105*
Ilustración 96: Coeficiente de seguridad apoyo al suelo. *106*
Ilustración 97: Resumen cargas 2. ..... *107*

Ilustración 98: Tensiones conjunto final.....108
Ilustración 99: Mayores tensiones solapa.....108
Ilustración 100: Deformaciones ensamblaje final.....109
Ilustración 101: Coeficiente de seguridad ensamblaje final.....110
Ilustración 102: Simulación maquina fuerzas agarre prono.....111
Ilustración 103: Elección final pistón. 114
Ilustración 104: Elección final compresor.....115
Ilustración 105: Regulador de presión. 116
Ilustración 106: Regulador de caudal. 116
Ilustración 107: Electroválvula monoestable 5/2. 117
Ilustración 108: Precio Pedal neumático 3/2 vías.....118
Ilustración 109: Curti sur.....119
Ilustración 110: Mano de obra. 120
Ilustración 111: Presupuesto final. 121

1. RESUMEN

En el presente proyecto se va a desarrollar una máquina neumática de gimnasio que sustituya al pres de banca convencional y nos proporcione cierta ventaja sobre el mismo.

Sabemos que una de las máquinas que nunca falta en cualquier gimnasio es el pres de banca, que consta de un banco con unos perfiles verticales donde se aloja una barra.

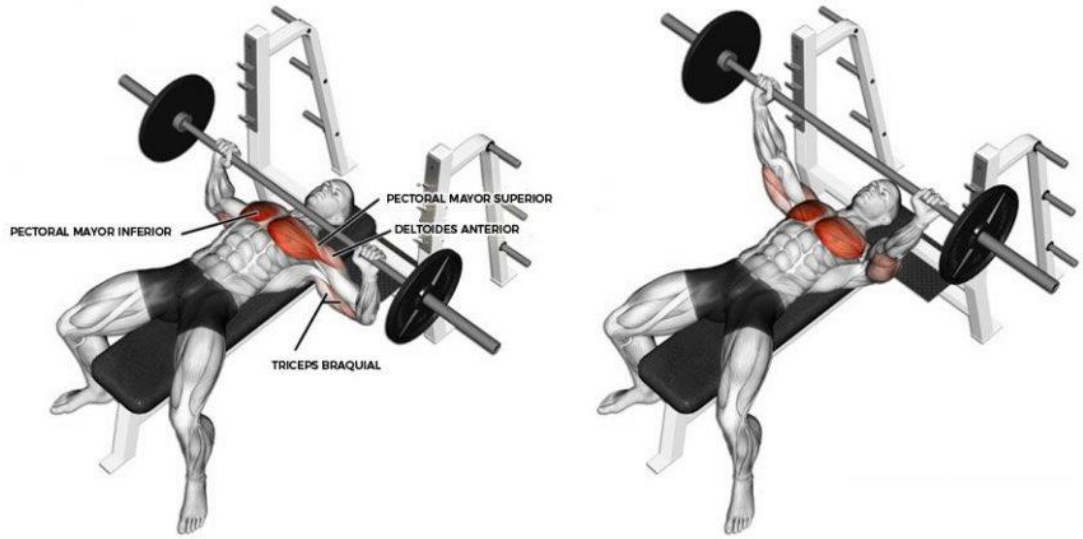


ILUSTRACIÓN 1: PRESS DE BANCA CONVENCIONAL.

A esta barra se le ponen manualmente una serie de discos que le proporcionan un peso adicional dependiendo del peso que cada persona sea capaz de levantar y así ejercitar el pecho.

La idea principal de este proyecto es la creación de un pres de banca que mediante un actuador neumático alimentado con un compresor, un regulador que le proporciona diversos niveles de presión y un pedal neumático que permita al usuario comenzar el ciclo, evitaría el engorroso trabajo de poner y quitar cada vez los discos.

Esta idea principal resultaría poco práctica si se trata de una sola máquina ya que el compresor que se va a utilizar hace cierto sonido y por ello se tendrá que habilitar una sala a parte para su instalación. Para poder llevar el aire a la máquina, será necesaria la instalación de una red de presión que permita la distribución del aire por todo el gimnasio. Esta idea estará presente en futuros proyectos de ampliación con el fin de patentar un gimnasio alimentado neumáticamente y realizar un plan de amplificación automatizando ciertos procesos y máquinas que proporcionarán a este gimnasio muchas ventajas de futuro.

Esto es solo una idea para proyectos venideros, pero en este proyecto solo se va a indagar en el diseño, dimensionamiento y cálculo del pres de banca neumático.

2. SUMMARY

In this project we are going to develop a pneumatic gym machine to replace the conventional bench press and give us some advantage over it.

We know that one of the machines that is never missing in any gym is the bench press, which consists of a bench with vertical profiles where a bar is housed.

A series of discs are manually attached to this bar to provide additional weight depending on the weight that each person is able to lift and thus exercise the chest.

The main idea of this project is the creation of a bench press that by means of a pneumatic actuator powered by a compressor, a regulator that provides various levels of pressure and a pneumatic pedal that allows the user to start the cycle, would avoid the cumbersome work of putting and removing the discs each time.

This main idea would be impractical for a single machine because the compressor to be used makes a certain sound and therefore a separate room would have to be set up for its installation. In order to bring the air to the machine, it will be necessary to install a pressure network to distribute the air throughout the gymnasium. This idea will be present in future expansion projects in order to patent a pneumatically powered gym and make an amplification plan automating certain processes and machines that will provide this gym with many advantages for the future.

This is only an idea for future projects, so in this project we are only going to investigate the design, dimensioning and calculation of the pneumatic bench press.

3. RESUM

En el present projecte es desenvoluparà una màquina pneumàtica de gimnàs que substituïsca al pres de banca convencional i ens proporcione un cert avantatge sobre aquest.

Sabem que una de les màquines que mai falta en qualsevol gimnàs és el pres de banca, que consta d'un banc amb uns perfils verticals on s'allotja una barra.

A aquesta barra se li posen manualment una sèrie de discos que li proporcionen un pes addicional depenent del pes que cada persona siga capaç d'alçar i així exercitar el pit.

La idea principal d'aquest projecte és la creació d'un *pres de banca que mitjançant un actuador pneumàtic alimentat amb un compressor, un regulador que li proporciona diversos nivells de pressió i un pedal pneumàtic que permeta a l'usuari començar el cicle, evitaria l'enutjós treball de posar i llevar cada vegada els discos.

Aquesta idea principal resultaria poc pràctica si es tracta d'una sola màquina ja que el compressor que s'utilitzarà fa cert so i per això s'haurà d'habilitar una sala a part per a la seua instal·lació. Per a poder portar l'aire a la màquina, serà necessària la instal·lació d'una xarxa de pressió que permeta la distribució de l'aire per tot el gimnàs. Aquesta idea serà present en futurs projectes d'ampliació amb la finalitat de patentar un gimnàs alimentat pneumàticament i realitzar un pla d'amplificació automatitzant uns certs processos i màquines que proporcionaran a aquest gimnàs molts avantatges de futur.

Això és només una idea per a projectes esdevenidors, per la qual cosa en aquest projecte només s'indagarà en el disseny, dimensionament i càlcul del pres de banca pneumàtic.

4. INTRODUCCIÓN.

4.1. Antecedentes.

El concepto de usar máquinas de ejercicios para contrarrestar los efectos dañinos de una vida sedentaria surgió a finales del siglo XIX, las mismas máquinas que se ven hoy en los gimnasios como bicicletas fijas, escaladores, máquinas hidráulicas, elípticas, máquinas de abdominales, tampoco son tan novedosas.

El pionero de estas máquinas fue Gustav Zander, un médico y ortopedista, que creó el primer gimnasio con máquinas en su instituto en Estocolmo en el año 1890.

Zander fue el primero que concibió la idea que el bienestar físico no dependía de los procedimientos que se manejaban en esa época, como la sangría, la purgación y las acrobacias vigorosas. Es por eso que propuso cuidar la salud a través de lo que llamó el "esfuerzo progresivo", es decir, el uso sistemático y controlado de los músculos para que el cuerpo se ponga fuerte.

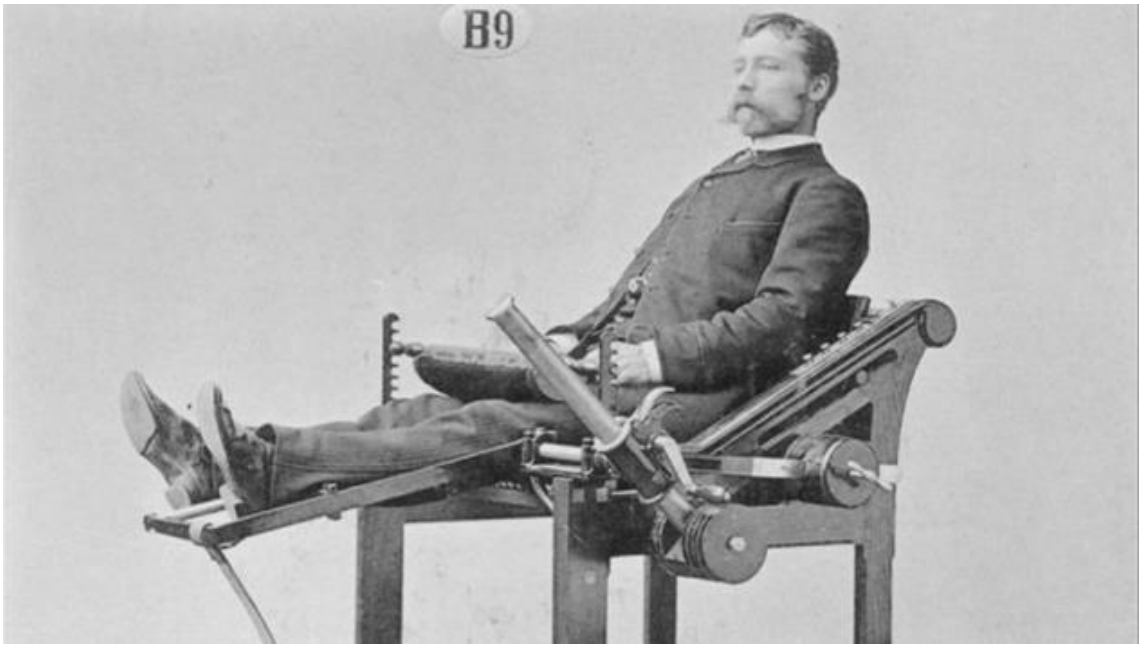


ILUSTRACIÓN 2: GUSTAV ZANDER.

Para cumplir con el propósito, creó cien máquinas que buscaban emular actividades físicas habituales de la época, como andar en bicicleta, subir escaleras o incluso remar. Fue así que inventó los primeros modelos de muchas de las máquinas que hoy se utilizan en los gimnasios.

En sus orígenes, el gimnasio de Zander, se usó para tratar a niños y trabajadores. Estaba financiado por el estado sueco y era accesible tanto para ricos como para pobres. Zander creía que el complejo sistema de máquinas, podía corregir problemas físicos de nacimiento como los generados por accidentes laborales.

Cuando comenzaron a surgir los movimientos de pres desde una posición tumbada, los ejercicios de pie eran los únicos levantamientos considerados “masculinos”. Los levantadores de pesas se burlaban de los chicos que se acostaban en un banco para “expandir sus pectorales”. Sin embargo, cuando las mujeres comenzaron a desfallecer por los amplios pectorales de los culturistas, los levantadores de peso pronto siguieron la corriente.

El pres de banca ha evolucionado a través de los años, desde las variaciones desde el suelo, con arco o con impulso ventral, a los métodos empleados por los culturistas y powerlifters contemporáneos.

Al principio el floor pres estricto (pres desde el suelo) era el método más popular. En 1899, empleando una barra con discos de 40 cm, George Hackenshmidt, inventor de la sentadilla hack con barra, deslizó una barra hasta su rostro (que estaba girado hacia un lado) y realizó un floor pres estricto con 180kg. Esta marca permaneció imbatida durante 18 años, hasta que en 1916 Joe Nordquest la superó por 1kg.

Pronto la norma fue colocarse en una posición arqueada y realizar una variación de “pres desde atrás” convirtiendo el ejercicio en una especie de modificación del pres declinado. La otra opción era colocarse normalmente y utilizar la cadera para impulsarse durante el método de “pres arqueado”. Esta variante difiere del impulso ventral y del pres desde atrás en que el movimiento de arqueo (empujando con las caderas) se realizaba de manera controlada y se mantenía la posición mientras que el pecho y los tríceps se contraían concéntricamente para terminar el levantamiento.

No obstante, cuando Bill Lily comenzó a establecer récords arqueando su sorprendentemente flexible espalda y caderas toda la distancia hasta donde la barra estaba bloqueada, sin separar la barra del abdomen hasta que el levantamiento se había completado, la gente comenzó a darse de cuenta del absurdo de este método como demostración de la fuerza del torso.

Por fortuna la flexibilidad de Lily produjo cambios en lo que se consideraba una ejecución aceptable, aunque su récord de 242kg permaneció imbatido durante los años 30.

En 1939 se desterró la maniobra del arqueo estandarizando el pullover para realizar el pres. Esta técnica implicaba mantener las piernas rectas, los pies juntos, y los glúteos contra el suelo. Pese a todo, muchos luchadores seguían practicando el arqueo realizando “el arqueo del luchador” al realizar el pres, lo que requería un cuello increíblemente fuerte.

Eventualmente aquellos que realizaban el floor pres se dieron cuenta de que usando pequeñas cajas se podía aumentar el rango de movimiento del ejercicio y el trabajo pectoral, y en poco tiempo se comenzó a fabricar equipo especializado. Durante los años 40 fueron conocidos muchos tipos de pres horizontal: el floor pres estricto, el impulso ventral, el pres desde atrás, el pres arqueado y el pres de banca.

4.2. Objetivos.

El objetivo de este trabajo es diseñar, dimensionar y calcular correctamente una máquina de gimnasio cuyos esfuerzos soportados por cada elemento estén dentro de los límites permitidos, concretamente para ejercitar el pecho, con un diseño preliminar formado por perfiles y un cilindro de doble efecto que mediante una válvula 3/2, un pulsador y un compresor con un regulador de presión sea capaz de sustituir al pres de banca convencional ya que es una máquina poco práctica y se pierde mucho tiempo poniendo y quitando pesas de la barra manualmente. Se procederá a realizar los cálculos analíticos de las partes principales de la máquina, así como a comprobar que los distintos perfiles cumplen con el coeficiente de seguridad establecido anteriormente en nuestras hipótesis. También calcularemos el diámetro mínimo que deben tener los distintos pasadores para asegurar que no se produzca ningún fallo debido a los esfuerzos cortantes generados.

La base de nuestro diseño está formada por 4 apoyos unidos entre sí por un perfil para asegurar una total estabilidad del conjunto.

En primer lugar, se procederá mediante SolidWorks a realizar el modelado de los componentes así como del ensamblaje final de la máquinas en 3D, posteriormente se realizará una fijación de hipótesis de las cargas, dimensiones, uniones y material de los diferentes elementos. Para realizar los cálculos se procederá a hacer una simplificación del diseño.

Para obtener los cálculos analíticos se ha estudiado la posición más desfavorable que es cuando se encuentra a 90º es decir la maquina está sometida al máximo esfuerzo realizado por el usuario, seguidamente se realizará los diagramas de solido libre para saber que partes de las barras sufren mayores tensiones y en dichas partes, estudiar si cumple con el mínimo coeficiente de seguridad fijado.

Por último, se realizará una simulación en Ansys que consistirá en realizar un mayado superficial correcto de la máquina, después se pondrán todas las cargas existentes así como las sujeciones y se realizará una simulación para ver a que esfuerzos están sometidos los distintos perfiles y componentes del conjunto así como el conjunto en su totalidad. Seguidamente se comparará los datos obtenidos analíticamente con los datos obtenidos en Ansys y se realizará una conclusión de los datos obtenidos.

Finalmente conoceremos el comportamiento real de la maquina diseñada y sabremos si es óptima para lanzar al mercado.

Cabe destacar que en el funcionamiento de esta máquina la resistencia neumática impone una mínima carga de impacto a nivel articular y resulta de gran utilidad en tratamientos de rehabilitación, ya que igualan el movimiento muscular natural del cuerpo a través de un sistema de “Transmisión Natural de la Fuerza”, basado en tecnología de carga neumática.

El resultado es un entrenamiento más seguro y con ejercicios más efectivos para personas de todas las edades y capacidades de niveles bajos y medios, pero no serían óptimas para usuarios de nivel avanzado o que buscan la carga de pesos pesados ya que el peso máximo que permitirá levantar está máquina son 70kg como se puede ver en los apartados de cálculos analíticos.

5. TIPOS DE PRESS DE BANCA.

5.1. Press de banca horizontal.

ILUSTRACIÓN 3: PRESS DE BANCA HORIZONTAL.

El más común de todos. Simplemente tumbado sobre un banco consiste en alzar una barra con peso en los laterales y posteriormente flexionar los codos acercando la barra al pecho. Esto completará una repetición. Requiere una cierta experiencia si quieres levantar grandes cantidades de peso, y la razón principal es la asimilación de la técnica. Por ello, ya sea en tus primeros pasos en el gimnasio o en el calentamiento, realiza el ejercicio con muy poco peso para activar las fibras que posteriormente trabajarán. Presta atención a los consejos de seguridad que indicaremos en el siguiente apartado.

5.2. Press inclinado.

ILUSTRACIÓN 4: PRESS DE BANCA INCLINADO.

El pres de banca inclinado es similar al pres de banca estándar, con la salvedad de que en este caso la persona no se encuentra totalmente acostada boca arriba, sino que el ejercicio se hace recostado, esto es, la espalda no queda totalmente en posición horizontal. Veamos explicado de una forma breve en qué consiste exactamente el pres de banca inclinado.

Sentado en un banco inclinado, entre 45º y 60º, coger la barra, manos en pronación separadas en una longitud superior a la de los hombros, inspirar y bajar la barra sobre la horquilla esternal. Desarrollar expirando al final del movimiento.

5.3. Press declinado.

ILUSTRACIÓN 5: PRESS DE BANCA DECLINADO.

La inclinación negativa de este ejercicio también es de 45 grados. Al contrario que el anterior, busca ejercitar la parte baja del pectoral (costal). Sucede lo mismo que con el inclinado, por lo que la carga puede ser similar al segundo tipo de pres.

Este ejercicio permite levantar más peso que otras variantes, como puede serlo el pres de banca inclinado. Esto significa que tienes que tener más cuidado a la hora de calcular el peso que puedes levantar durante este ejercicio. La mayor facilidad para levantar peso puede llevarte a un falso sentimiento de seguridad y, como consecuencia de ello, a sufrir una lesión. Por lo tanto, te cuidado y ve siempre sobre seguro.

6. NORMATIVA APLICABLE.

La normalización en equipamiento deportivo tiene por objeto el desarrollo y la revisión periódica de las normas de equipamiento específico para deportes, campos de juego y otras instalaciones y equipos recreativos, con especial atención a la terminología, las especificaciones de seguridad, la aptitud o adecuación a la función a que van destinados y los métodos de ensayo necesarios para verificar los requisitos establecidos, así como las marcas de cumplimiento de la norma, los carteles de advertencia, la instalación y el mantenimiento.

El órgano encargado de la normalización española en este campo es el Subcomité Técnico de AENOR AEN/CTN147.

Las normas de equipamiento deportivo consideran fundamentalmente los siguientes aspectos:

- Terminología: Es el apartado de definiciones, donde se recogen aquellos términos que deben ser utilizados en el desarrollo de la norma.
- Requisitos de seguridad: Garantizan la ausencia de riesgos y de peligro de accidente, los más generales son:
- Estabilidad frente a cargas horizontales y verticales, permanentes como el peso propio o variables, la estabilidad debe estar asegurada de forma que nunca se produzca el vuelco o el deslizamiento. Los anclajes, cuando existan, deben asegurar la estabilidad.
- Resistencia frente a acciones permanentes o variables, de forma que no se rompa o se deforme en exceso.
- Flexibilidad con deformación limitada frente a cargas, ausencia de flecha residual y resistencia a fatiga cuando lo requiera el equipamiento deportivo.
- Ausencia de aristas o bordes cortantes.
- Ausencia o protección de partes prominentes que constituyan un riesgo de impacto o de enganche.
- Ausencia de huecos o espacios entre las partes constituyentes del equipamiento que puedan producir aprisionamiento de partes del cuerpo.
- Almohadillado absorbente de impactos en las zonas de contacto con el deportista, donde haya riesgo de golpes y donde se permita.
- Ausencia de ganchos u otros elementos similares que originan lesiones corporales.
- Si existen partes móviles debe quedar impedido el riesgo de golpes, cortadura o aprisionamiento del deportista por los elementos móviles.
- Protección de los elementos metálicos frente a la corrosión.
- Requisitos funcionales: Aseguran que el producto se adecue a la función para la que se fabrica, generalmente se establecen dimensiones, criterios de diseño, materiales, etc.
- Métodos de ensayo: Se establecen en la propia norma o por referencia a otras normas los métodos de ensayo para verificar el cumplimiento de los requisitos anteriores
- Instrucciones de montaje y de uso: Las normas exigen que el fabricante o vendedor debe aportar, junto con el equipamiento, instrucciones de cómo montar

correctamente el equipo, así como las instrucciones de uso para que no se produzca un accidente por utilización incorrecta por desconocimiento.

- Mantenimiento: El equipamiento deportivo debe ser sometido a revisión periódica de acuerdo con las instrucciones que dé el fabricante o vendedor.
- Letrero de advertencia: En algunos equipamientos las normas requieren la existencia de un letrero o cartel de advertencia permanente y fijado en el mismo equipamiento que informe de la forma de uso, advierta de los usos no permitidos y del riesgo que esto origina.
- Marcado: El equipamiento que cumple la norma deberá marcarse con el nº de dicha norma EN, el nombre del fabricante, importador o vendedor, año de fabricación, etc. Esto supone una declaración de conformidad del fabricante y le hace responsable de ello. No se debe confundir este marcado con la certificación del producto.

La auditoría de riesgos laborales evalúa la eficacia del sistema de prevención de riesgos laborales que tiene que aplicar la empresa. La normativa establece cómo se debe llevar a cabo la prevención de riesgos laborales y la auditoría a través de la Ley 31/1995 de 8 de noviembre de prevención de riesgos laborales y el Real Decreto 39/1997 de 31 de enero, que establece el Reglamento de los servicios de prevención.

6.1. Normativa Aplicable según el diario oficial de la Unión Europea.

DECISIÓN DE LA COMISIÓN
de 27 de julio de 2011
sobre los requisitos de seguridad que deben cumplir las normas europeas sobre los equipos para gimnasia de conformidad con la Directiva 2001/95/CE del Parlamento Europeo y del Consejo
(Texto pertinente a efectos del EEE)
(2011/479/UE)

LA COMISIÓN EUROPEA,

Visto el Tratado de Funcionamiento de la Unión Europea,

Vista la Directiva 2001/95/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 3 de diciembre de 2001, relativa a la seguridad general de los productos (1), y, en particular, su artículo 4, apartado 1, letra a), Considerando lo siguiente:

(1) La Directiva 2001/95/CE dispone que los organismos europeos de normalización deben establecer normas europeas. Estas normas deben garantizar que los productos cumplen los requisitos generales de seguridad que establece la Directiva.

(2) Con arreglo a la Directiva 2001/95/CE, se considera que un producto es seguro cuando es conforme a las normas nacionales no obligatorias que sean transposición de normas europeas cuyas referencias se hayan publicado en el Diario Oficial de la Unión Europea.

(3) En el artículo 4 de la Directiva 2001/95/CE se establece el procedimiento de elaboración de las normas europeas. Con arreglo al mismo, la Comisión debe determinar los requisitos específicos de seguridad que las normas europeas deben cumplir y, posteriormente, a partir de estos, debe otorgar un mandato a los organismos europeos de normalización para que redacten dichas normas.

(4) La Comisión debe publicar en el Diario Oficial de la Unión Europea las referencias de las normas europeas así adoptadas. En virtud del artículo, 4, apartado 2, párrafo segundo, de la Directiva 2001/95/CE, incluso sin mandato de la Comisión, podrán publicarse en el Diario Oficial de la Unión Europea las referencias a las normas europeas que hayan sido adoptadas por los organismos europeos de normalización si estas garantizan la conformidad con los requisitos generales de seguridad establecidos en dicha Directiva.

(5) Mediante la Decisión 2005/718/CE (2), la Comisión publicó en el Diario Oficial de la Unión Europea las referencias de siete normas europeas relativas a la seguridad de los equipos para gimnasia.

(6) Dichas normas, objeto de la Decisión 2005/718/CE, no están respaldadas por un mandato de la Comisión adoptado conforme al artículo 4, apartado 1, de la Directiva 2001/95/CE.

(7) Una de dichas normas, a saber, EN 913:1996, ha sido sustituida por una nueva versión (EN 913:2008) de la misma. Esta nueva versión fue adoptada tras la entrada en vigor de la Directiva 2001/95/CE y, por tanto, su referencia no puede publicarse en el Diario Oficial de la Unión Europea ante la falta de mandato de la Comisión que incluya requisitos específicos en materia de seguridad.

(8) A fin de evaluar la conformidad de la nueva versión, y de cualquier versión posterior de las normas europeas sobre equipos para gimnasia, con el requisito general de seguridad establecido por la Directiva 2001/95/CE, es necesario reinstaurar el procedimiento previsto en el artículo 4 de dicha Directiva.

(9) Por tanto, la Comisión debe determinar requisitos específicos de seguridad sobre los equipos para gimnasia para otorgar un mandato a los organismos europeos de normalización a fin de que elaboren las normas europeas pertinentes para dicho equipamiento basándose en dichos requisitos.

(10) Una vez disponibles las normas pertinentes, y siempre que la Comisión decida publicar sus referencias en el Diario Oficial de la Unión Europea de acuerdo con el procedimiento establecido en el artículo 4, apartado 2, de la Directiva 2001/95/CE, los equipos para gimnasia deben considerarse conformes con los requisitos generales de seguridad de dicha Directiva por lo que se refiere a los requisitos de seguridad contemplados en las normas.

(11) Las medidas previstas en la presente Decisión se ajustan al dictamen del Comité creado en virtud del artículo 15 de la Directiva 2001/95/CE.

HA ADOPTADO LA PRESENTE DECISIÓN:

Artículo 1

A efectos del la presente Decisión, «equipo para gimnasia» designa a aquel equipo utilizado para el entrenamiento, el ejercicio o la competición individual o en grupo. Este equipo está instalado en el suelo o está fijado al techo o a una pared, o a otra estructura fija. Está instalado de forma permanente o es posible trasladarlo o modificarlo para su uso.

Artículo 2

En el anexo de la presente Decisión figuran los requisitos específicos de seguridad que deben cumplir las normas europeas en relación con los productos contemplados en el artículo 1, de conformidad con el artículo 4 de la Directiva 2001/95/CE.

Artículo 3

La presente Decisión entrará en vigor el vigésimo día siguiente al de su publicación en el Diario Oficial de la Unión Europea.

Hecho en Bruselas, el 27 de julio de 2011.

Por la Comisión
El Presidente
José Manuel BARROSO

6.2. Normativa referente a los datos antropométricos de la población española.

Normativa utilizada para contemplar todas las medidas antropométricas necesarias que se deben tener en cuenta para garantizar que cualquier individuo estándar pueda realizar el ejercicio en la máquina.

(1) UNE EN ISO 7250:1998 Definiciones de las medidas básicas del cuerpo humano para el diseño tecnológico, equivalente a las norma europea EN ISO 7250:1997 e internacional ISO 7250:1996 - Basie human body measurements for technological design.

(2) Cfr. Carmona Benjumea, A. (2001) - Aspectos antropométricos de la población laboral española de aplicación al diseño tecnológico. Pendiente de publicación.

(3) UNE EN 547-3:1997 - Seguridad de las máquinas - Dimensiones del cuerpo humano - Parte 3: Datos antropométricos, equivalente a la norma europea EN 547-3: 1996 - Safety of machinery - Human body measurements - Part 3: Anthropometric data

(4) Datos de Población Ocupada por sexo y edad. Encuesta de Población Activa 1996, obtenidos a partir de la información que proporciona el Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales de España.

(5) A este respecto puede verse la norma EN 547-3:1996 (cfr. nota 3), en donde, para conformar una base de datos válida para la población europea, se han considerado sólo grupos de población diferenciados de más de tres millones de personas.

(6) En los datos estadísticos que se presentan, para cada dimensión, en las tablas anexas, se incluye el correspondiente error típico de la media, con lo que el lector interesado puede calcular por si mismo el intervalo de confianza resultante para cada una de ellas.

(7) I Norte; II Submeseta Norte; III Centro; IV Submeseta Sur; V Este; VI Sur; VII Canarias

(8) Las definiciones de las dimensiones coinciden con las establecidas en la norma UNE EN ISO 7250:1998. Las diferencias de detalle existentes con respecto a esa norma están descritas en la monografía referida (cfr. nota 2). Asimismo, en las tablas de datos anexas, se incluye la referencia precisa de cada dimensión a su correspondiente en esa norma internacional.

(9) Las pocas dimensiones objeto de revisión se identifican en las tablas anexas, al ser su tamaño de muestra inferior a la de la generalidad de las dimensiones establecidas ya que se ha preferido eliminar los casos dudosos antes que someterlos a manipulaciones que pudieran haber resultado artificiosas.

7. HIPÓTESIS Y DATOS DE PARTIDA.

7.1. Material

Después de un largo análisis y búsqueda de los materiales más utilizados en los perfiles para construcción de maquinaria de gimnasio, así como de contrastarlo introduciendo los requerimientos necesarios para la construcción de nuestra máquina en el programa CES edupack, vemos que uno de los materiales que mejor los cumple sería el acero S275JR que es un acero estructural de calidad básica de construcción. Este tipo de chapa de acero es empleada en piezas de resistencia media, buena tenacidad y un fácil conformado.

El límite elástico de este material es de 275 MPa.

A continuación, tenemos varias tablas donde podemos ver la composición química del acero elegido así como sus características mecánicas.

COMPOSICIÓN QUÍMICA

Valores expresados en %

Norma EN	C	Si	Mn	P	S
S 235JR	≤ 0,17	≤ 0,03	≤ 1,40	≤ 0,020	≤ 0,020
S275JR	≤ 0,18	≤ 0,03	≤ 1,50	≤ 0,035	≤ 0,035

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS

Norma EN	Dureza HB	Re (N/mm²)	Rm (N/mm²)	A (%)	APLICACIONES	SOLDADURA	PLEGADO	MECANIZADO
S 235JR	-	> 235	340 - 480	> 25	Corte Láser, por su bajo contenido en Si, planitud y acabado Superficial.	✓	✓	✓
S275JR	120 - 170	> 225	400 - 560	> 20	Construcción de maquinaria, estructuras, calderería, carrocerías, puentes, depósitos...	✓	✓	✓

ILUSTRACIÓN 6: CARACTERÍSTICAS ACERO S275JR.

7.2. Coeficiente de seguridad.

El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

Tomamos como referencia un coeficiente de seguridad mínimo de 3, lo que nos está indicando que la capacidad máxima de los elementos debe ser al menos 3 veces mayor que el requerimiento real al que está sometido para asegurar una gran seguridad en nuestra máquina. En este tipo de maquinaria suele tomarse un requerimiento 3 veces mayor para asegurar que no haya accidentes ya que estamos hablando de la seguridad de los clientes que la utilizan.

7.3. Fuerzas.

En el este caso ponemos estas hipótesis que se asemejan mucho a la realidad, ponemos pesos y cargas mayores a lo que realmente estarán sometidos así nos aseguramos de que no se comete ningún tipo de fallo que nos lleve a un accidente.

El peso máximo de la persona que supuestamente podrá utilizar esta máquina sin riesgo ninguno será de 150 kg es decir 1470N. La carga se aplicará repartida por el banco ya que el usuario se acostará sobre él. Para la realización de los cálculos calcularemos la carga repartida por el banco como podemos ver en el apartado 10.1.

El cilindro podrá aplicar una fuerza de retroceso máxima de 963,81 N que equivalen aproximadamente a 70 kg de fuerza realizada por el usuario, teniendo en cuenta la palanca ejercida por el agarre y el peso adiciona del mismo como se puede observar en el apartado 9.9 y en los subapartados referentes al mismo.

Estos kg de fuerzas máxima no son muchos para un usuario avanzado pero si para un principiante o incluso de nivel medio y para ejercicios de rehabilitación ya que el aire comprimido proporciona una experiencia muy poco lesiva y que ayuda a rehabilitar las articulaciones.

Para el cálculo de reacciones se distribuirán dos fuerzas, que realizará el usuario en cada uno de los dos agarres, en sentido vertical hacia arriba totalmente iguales. El pistón estará regulado para ejercer una fuerza de retroceso media (a una regulación de 7 bares en el cilindro), de 75,41kg=749,763 N. La fuerza equivalente realizada por el usuario en el agarre para poder vencer a los 749,763 N de retroceso que presenta el pistón es F=357,28 N distribuidas de esta forma:

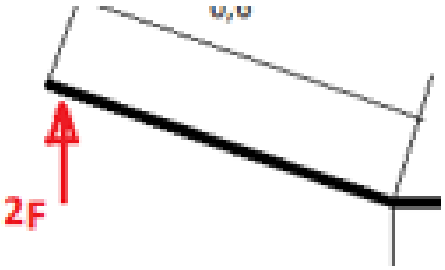


ILUSTRACIÓN 7: FUERZAS EN LOS AGARRES.

7.4. Dimensiones del modelo.

En la imagen 18 podemos ver un esbozo principal con todas las dimensiones generales necesarias para la realización posterior de todos los cálculos analíticos y diagramas de esfuerzos.

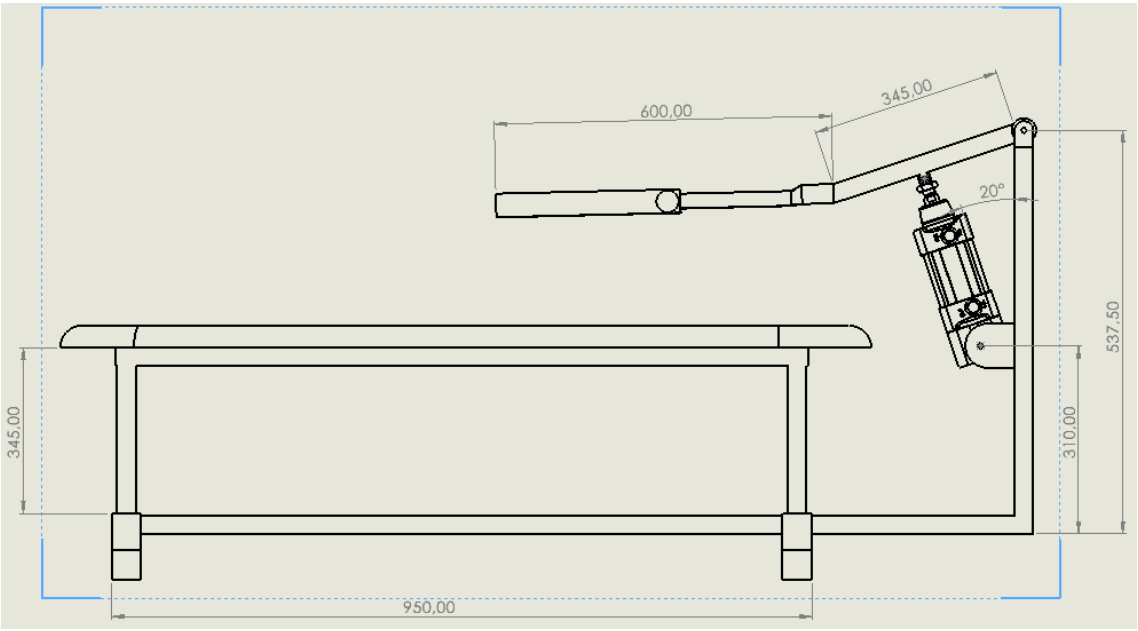


ILUSTRACIÓN 8: DIMENSIONES PRINCIPALES.

7.5. Dimensiones y proveedor de los perfiles utilizados.

La empresa encargada de la suministración de los perfiles necesarios para la construcción de la máquina es Cordobesa del Acero, ya que dispone de una amplia gama de perfilería comercial con distintos rangos de medidas y estructuras.

Cordobesa del Acero
ALMACÉN DE HIERROS Y DERIVADOS

ILUSTRACIÓN 9: PROVEEDOR PERFILERÍA.

Esta empresa dispone de un prontuario muy amplio que estará presente en los documentos anexados en el proyecto.

El perfil utilizado en nuestro casi es un tubo rectangular de acero S275JR de pared fina de unas proporciones 60x30x2 como podemos ver en la imagen siguiente.

PESO TUBO RECTANGULAR DE ACERO
PARED FINA (Kg/m)

A x B (mm)	Espesor (mm)					A x B (mm)	Espesor (mm)				
	0,8	1	1,2	1,5	2		0,8	1	1,2	1,5	2
15 x 10				0,52		60 x 10		1,06		1,57	2,07
16 x 10	0,31	0,38	0,44	0,54	0,68	60 x 15		1,14	1,37	1,69	2,22
20 x 10	0,36	0,44	0,52	0,63	0,81	60 x 20		1,21	1,46	1,81	2,38
20 x 15	0,42	0,52	0,61	0,75	0,97	60 x 25				1,93	2,54
25 x 10	0,42	0,52	0,61	0,75	0,97	60 x 30				2,05	2,69
25 x 15	0,48	0,60	0,71	0,87	1,12	60 x 40				2,28	3,01
25 x 20	0,54	0,67	0,80	0,99	1,28	60 x 50				2,52	3,32
30 x 10	0,48	0,60	0,71	0,87	1,12	70 x 15				1,93	2,54

ILUSTRACIÓN 10: DIMENSIONES PERFIL UTILIZADO.

El perfil que se encuentra señalado en azul en la imagen 20 es el elegido para todos los perfiles necesarios en la construcción de la máquina.

Aquí tenemos algunas características de este perfil que hacen falta para el cálculo analítico en el apartado 8 del proyecto, como en el catálogo no existen estas referencias se ha procedido a enviar un correo a la empresa suministradora para averiguar estos datos.

- Área: A=350,5 mm^2
- Modulo elástico resistente en x: Wx=5120 mm^3
- Modulo elástico resistente en y: Wy=3272 mm^3
- Límite elástico: σf= 275 MPa

7.6. Uniones utilizadas.

7.6.1. Perfiles.

Todas las uniones existentes entre los diferentes perfiles se realizarán mediante soldadura.

7.6.2. Cilindro.

La unión del cilindro hidráulico se realizará mediante pasadores.

Añadimos que las uniones entre el pilar y el brazo se realizará mediante un pasador también.

7.7. Distancia entre agarres.

El estudio del agarre en cada individuo mejorará su rendimiento y dotará de una mejora en la ejecución del press banca, con su reducción del riesgo de padecer lesiones. Si el levantador adopta demasiada apertura de manos, puede obtener una pérdida de fuerza, si los cierra en exceso, focalizará demasiado trabajo en los tríceps. Afortunadamente, hay una manera simple y directa para determinar un agarre óptimo: multiplicar el ancho biacromial por 1.5. Como es de suponer cada individuo posee unas características antropométricas distintas y por tanto la distancia biacromial varía según la persona, edad, peso, sexo, etc.

Por ello se tomarán unas medidas estandarizadas comunes sobre las que se diseñará el conjunto de los agarres del press de banca.

Las medidas estandarizadas entre agarres en un pres de banca son las siguientes:

- Agarre ancho: 81 cm entre las palmas de las manos (máxima anchura permitida en competición).
- Agarre estrecho: distancia biacromial (42.0 ± 3.5 cm)
- Agarre medio: mitad entre el agarre ancho y el estrecho (61.5 ± 3.5 cm).

Se va a utilizar el agarre estrecho normalizado (42.0 ± 3.5 cm) ya que al tratarse de un agarre neutro se adapta mejor a las exigencias musculares.

7.7.1. Plano de medidas estandarizadas entre agarres (1,5 biacromial).

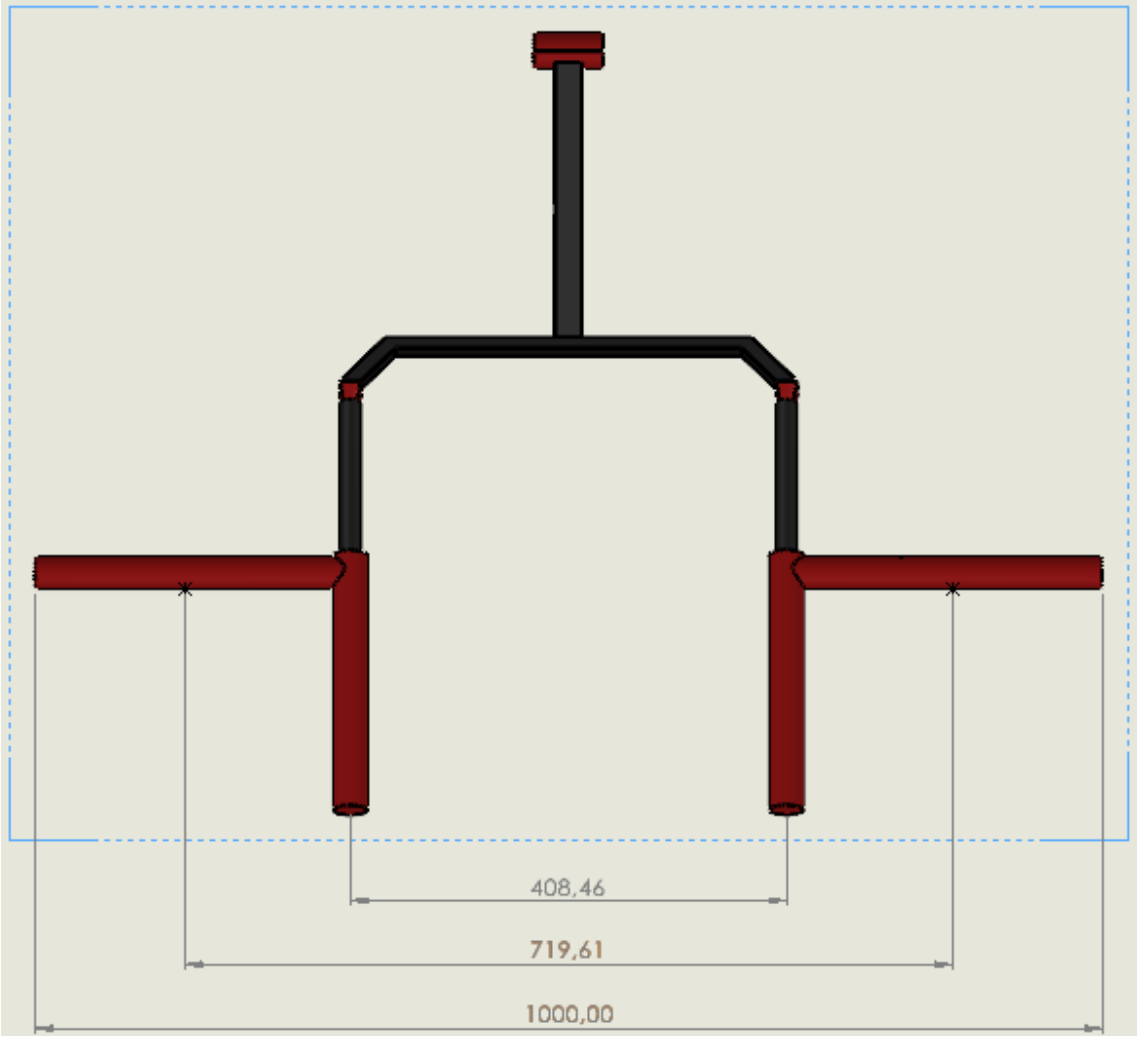


ILUSTRACIÓN 11: PLANO MEDIDAS ESTANDARIZADAS AGARRE

Como se observa en la imagen 11 en la parte exterior de los agarres neutros se dispone de dos agarres en posición prono que permiten al usuario realizar el ejercicio utilizando dos ángulos distintos, cumpliendo por supuesto los estándares y medidas normalizados ya que el agarre neutro del que disponemos está a la distancia mínima permitida (Agarre estrecho), como ya nombramos en el apartado anterior y los dos agarres en prono que sobresalen de los extremos de los agarres neutros, permitirán al usuario realizar el ejercicio con un agarre medio e incluso mediante un agarre ancho garantizando de esta forma una gran libertad de ejecución de los ejercicios que optimizará en gran medida el trabajo realizado.

7.8. Medidas antropométricas y percentiles.

Las distintas medidas antropométricas varían de una población a otra, de lo cual se deriva la necesidad de disponer de los datos antropométricos de la población concreta objeto de estudio. Son muchos los parámetros que influyen, aunque podemos destacar algunos tales como:

- El sexo: establece diferencias en prácticamente todas las dimensiones corporales. Las dimensiones longitudinales de los varones son mayores que las de las mujeres del mismo grupo, lo que puede representar hasta un 20% de diferencia.
- La raza: Las características físicas y diferencias entre los distintos grupos étnicos están determinadas por aspectos genéticos, alimenticios y ambientales entre otros. Así, en general, los miembros de la raza negra tienen a tener piernas más largas, mientras que los orientales tienden a tener el tronco más largo. Son casos extremos la estatura de los pigmeos de África Central es de 143,8 cm, frente a 179,9 cm de los belgas.
- La edad: sus efectos están relacionados con la fisiología propia del ser humano. Así, por ejemplo, se produce un acortamiento en la estatura a partir de los 50 años. También cabe resaltar que el crecimiento pleno en los hombres se alcanza en torno a los 20 años mientras que en las mujeres se alcanza unos años antes. La alimentación (se ha demostrado que una correcta alimentación, y la ausencia de graves enfermedades en la infancia, contribuye al desarrollo del cuerpo).

Existen tablas antropométricas de diferentes países y poblaciones. Es por tanto importante conocer la procedencia y composición de la muestra de la población, ya que puede no ajustarse a nuestras necesidades.

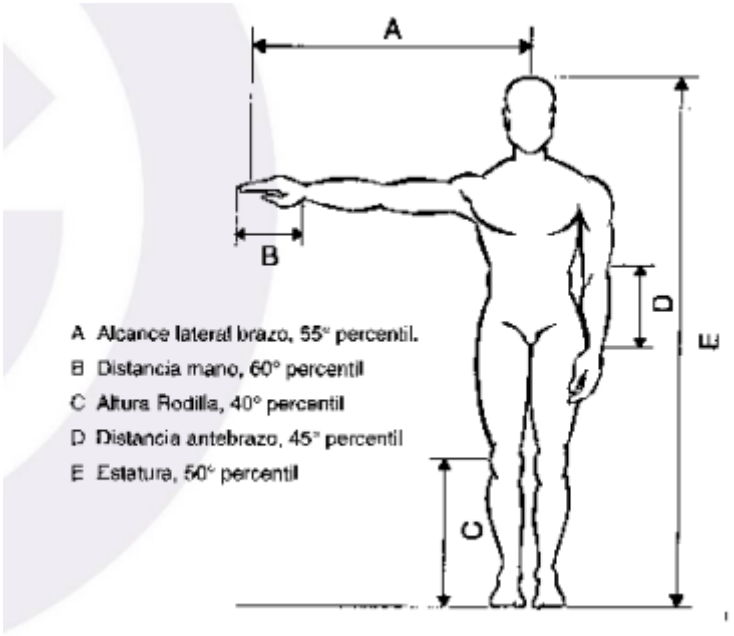


ILUSTRACIÓN 12: VARIABILIDAD HUMANA EN RELACIÓN CON LOS PERCENTILES

Por otra parte, se debe tener en cuenta que también podemos hablar de variabilidad al referirnos a un solo individuo. Es decir, el hecho de que un individuo pertenezca a un determinado percentil (P50 de altura, por ejemplo), no quiere decir necesariamente que sus demás medidas antropométricas vayan a pertenecer al citado percentil, puesto que no siempre guardamos las proporciones. Por ello cada dimensión debe considerarse independiente de las demás y ser aplicada donde sea necesario.

En este proyecto se tomará como referencia principal el siguiente estudio, parte de cuyos resultados se exponen, de manera resumida, en este informe. Responde al desarrollo del proyecto nacional INSHT/PN 543, del Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT). Entre sus objetivos se encuentran el desarrollar un método para la obtención de datos antropométricos de la población española, de acuerdo con los criterios más autorizados y, en particular, con las recomendaciones incluidas en la norma internacional UNE EN ISO 7250:1998(1) y, consecuentemente, el establecimiento de una base de datos antropométricos de la población española.

La fase correspondiente a la medición de las diferentes dimensiones antropométricas seleccionadas ha sido llevada a cabo con la valiosa colaboración de miembros del propio Instituto y de los Organismos homólogos de diferentes Comunidades Autónomas, especialmente representadas por los Gabinetes y Centros de Seguridad e Higiene en el Trabajo de Castellón, Madrid, Murcia, León, Oviedo, Santa Cruz de Tenerife y Zaragoza, en donde, junto al Centro Nacional de Medios de Protección (CNMP) del INSHT, en Sevilla, se han efectuado las medidas. El autor de este informe, Antonio Carmona Benjumea, ha sido el responsable de su diseño, organización, desarrollo y explotación.

Las medidas fueron tomadas durante un período de tiempo comprendido entre junio de 1991 y diciembre de 1996. Durante 1997 y 1998 se efectuó un proceso de verificación y análisis estadístico que se estima apropiado. En febrero de 2007 se establecieron los resultados definitivos.

La tabla de resultados definitivos del estudio es la siguiente:

Datos antropométricos de la población española
(diciembre 1996 - corregidos febrero 2007)
Población: Conjunta (Hombres-Mujeres)

Nº (Refer. ISO 7250:1996)	Designación	Tama. muest.	Media	Desv. típica	Error típico	Percentiles				
						P 1	P 5	P 50	P95	P99
1 (4.1.1)	Masa corporal (peso, kg)	1125	75,67	11,05	0,329	52,9	58,6	75,0	95,8	104,9
2 (4.1.2)	Estatura (altura del cuerpo)	1130	1698,84	70,49	2,097	1537	1583	1698	1820	1864
3 (4.1.3)	Altura de los ojos	1130	1592,82	69,50	2,068	1438	1479	1591	1712	1755
4 (4.1.4)	Altura de los	1130	1414,6	63,6	1,894	126	130	141	152	1566

.

	hombros		2	8		6	9	4	0	
5 (4.1.5)	Altura del codo	1128	1049,11	50,48	1,503	928	970	1049	1134	1170
6 (4.1.6)	Altura de la espina ilíaca	1002	948,48	55,60	1,756	826	855	947	1040	1073
7 (4.1.8)	Altura de la tibia	902	461,96	34,80	1,159	397	409	461	520	554
8 (4.1.9)	Espesor del pecho, de pie	1129	250,95	25,73	0,766	191	209	251	292	318
9 (4.1.10)	Espesor abdominal, de pie	1128	241,66	36,16	1,077	166	184	240	301	333
10 (4.1.11)	Anchura del pecho	1129	321,35	26,97	0,803	253	280	320	364	389
11 (4.1.12)	Anchura de caderas (de pie)	1130	345,02	22,56	0,671	294	310	344	383	402

12 (4.2.1)	Altura sentado	1128	874,99	36,59	1,089	795	816'	874	936	964
13 (4.2.2)	Altura de los ojos, sentado	1127	767,16	35,75	1,065	689	710	767	828	855
14 (4,2.3)	Altura del punto cervical, sentado	1128	644,97	30,30	0,902	574	596	645	697	717
15 (4.2.4)	Altura de los hombros, sentado	1128	590,36	29,85	0,889	524	543	589	640	664
16 (4.2.5)	Altura del codo, sentado	1126	226,10	27,24	0,812	170	181	224	272	296
17(4.2.6)	Longitud hombro-codo	1130	365,05	21,78	0,648	305	328	366	399	412
18 (4.2.8)	Anchura de hombros, biacromial	1128	381,37	37,00	1,102	305	318	386	436	458
19 (4.2.10)	Anchura entre codos	1127	477,51	46,14	1,374	357	398	479	551	585
20 (4.2.11)	Anchura de caderas, sentado	1126	364,25	29,06	0,866	297	317	363	415	439
21 (4.2.12)	Longitud de la pierna (altura del poplíteo)	1130	437,99	25,65	0,763	369	388	428	468	491
22 (4.2.13)	Espesor del muslo, sentado	1120	146,55	19,60	0,586	100	113	147	176	191
23 (No incl.)	Altura del muslo, sentado	1122	568,33	31,46	0,939	490	516	568	619'	641
24 (4.2.15)	Espesor abdominal, sentado	1127	254,24	39,95	1,190	169	190	254	320	35
25 (4.3.1)	Longitud de la mano	1126	188,18	9,79	0,292	162	172	188	204	21
26 (4.3.3)	Anchura de la palma de la mano (en metacarpianos)	1127	89,30	5,99	0,178	75	80	90	99	10
27 (4.3.4)	Longitud del dedo índice	898	73,89	4,64	0,155	64	67	73	82	8
28 (4.3.5)	Anchura proximal dedo índice	1130	0,80	1,50	0,045	17	18	21	23	2
29 (4.3.6)	Anchura distaj del dedo índice	1130	18,23	1,62	0,048	15	16	18	21	2
30 (4.3.7)	Longitud del pie	1129	259,36	14,56	0,433	220	234	260	282	29

31 (4.3.8)	Anchura del pie	1125	100,34	7,68	0,229	74	87	101	112	117
32 (4.3.9)	Longitud de la cabeza	1126	190,64	7,63	0,227	171	178	191	202	209
33 (4.3.10)	Anchura de la cabeza	1128	147,09	6,99	0,208	131	136	147	158	163
34 (4.3.11)	Longitud de la cara (nasion-mentón)	1030	127,79	10,43	0,325	108	114	127	143	156
35 (4,3.12)	Perímetro de la cabeza	1112	572,63	18,24	0,547	529	543	572	02	615
36 (4.3.13)	Arco sagita¡ de la cabeza	1127	358,84	24,75	0,737	303	320	356	402	420
37 (4.3.14)	Arco bitragial	1126	364,07	18,76	0,559	320	332	365	394	405
38 (No incl.)	Distancia interpupilar	1125	63,68	4,30	0,128	53	57	64	71	74
4 Medidas funcionales (mm)										
39 (4.4.2)	Alcance máximo horizontal (puño cerrado)	1126	718,36	48,92	1,458	588	632	720	796	825
40 (4.4.3)	Longitud codo - puño	1126	346,45	20,71	0,617	297	312	347	380	394
41 (4.4.4)	Altura del tercer metacarpiano	1031	746,38	40,51	1,262	653	680	746	813	840
42 (4.4.5)	Longitud codo-punta de dedos	1130	460,73	24,37	0,725	401	420	461	501	520
43 (4.4.6)	Profundidad de asiento	1130	497,16	29,06	0,864	422	451	497	545	575
44 (4.4.7)	Longitud rodilla - trasero	1130	598,92	30,22	0,899	527	550	598	650	672
45 (4.4.8)	Perímetro del cuello	1128	388;53	25,34	0,754	330	348	388	430	451
46 (4.4.9)	Perímetro torácico, de pie	1117	994,06	83,68	2,504	803	860.	989	1130	1222
47 (4.4.10)	Perímetro de cintura, de pie	1128	918,83	99,99	2,977	696	751	920	1075	1189
48 (4.4.11)	Perímetro de la muñeca	1121	173,34	9,69	0,289	150	157	173	189	198

ILUSTRACIÓN 13:DATOS ANTROPOMÉTRICOS POBLACIÓN ESPAÑOLA.

De estas tablas se contemplarán todas las medidas antropométricas necesarias que se deben tener en cuenta para garantizar que cualquier individuo estándar pueda realizar el ejercicio en la máquina a la hora de realizar el diseño del conjunto.

7.8.1. Medidas plasmadas en el diseño.

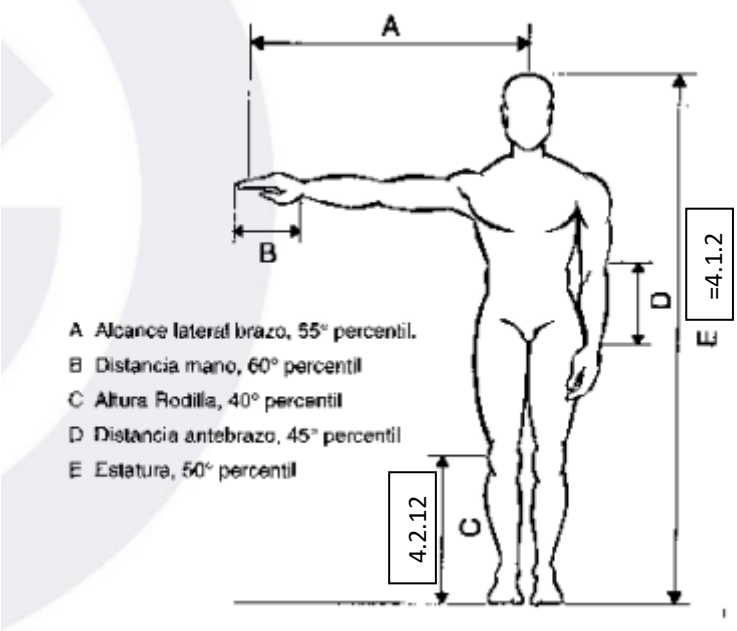


ILUSTRACIÓN 14: VARIABILIDAD HUMANA CON REFERENCIAS DE TABLA.

Según esta imagen de la variabilidad humana en relación con los percentiles, la distancia E-C sería aproximadamente la distancia elegida para la longitud del banco.

También se tendrá en cuenta el espesor del pecho, así como la distancia desde la mano hasta el codo para la elección final de la altura de los agarres, garantizando que un individuo estándar puede realizar el ejercicio en esta máquina.

Se observan en la imagen algunas referencias de medidas, como por ejemplo la medida estándar de cabeza a pies de un individuo, según la media de los percentiles de la tabla de resultados E= 4.1.2 que si miramos en la tabla obtenemos que E=1698,84mm.

La otra medida que se observa es la longitud de la pierna hasta la altura del poplíteo, que corresponde a C=4.2.12 cuyo valor es C=437,99mm.

Por tanto, la medida correcta del banco para garantizar que cualquier individuo estándar puede acostarse es X=E-C, donde X=1698,84-537,99= 1160,85mm.

Por otro lado tenemos la medida 4.1.9, referenciada al espesor del pecho que como se puede comprobar en la tabla es de 250,95mm, todas estas medidas las veremos plasmadas en la ilustración 15 a continuación, pudiendo observar las referencias finales que se plasmarán al diseño preliminar de la máquina para garantizar su funcionabilidad completa por cualquier individuo estándar que la utilice.

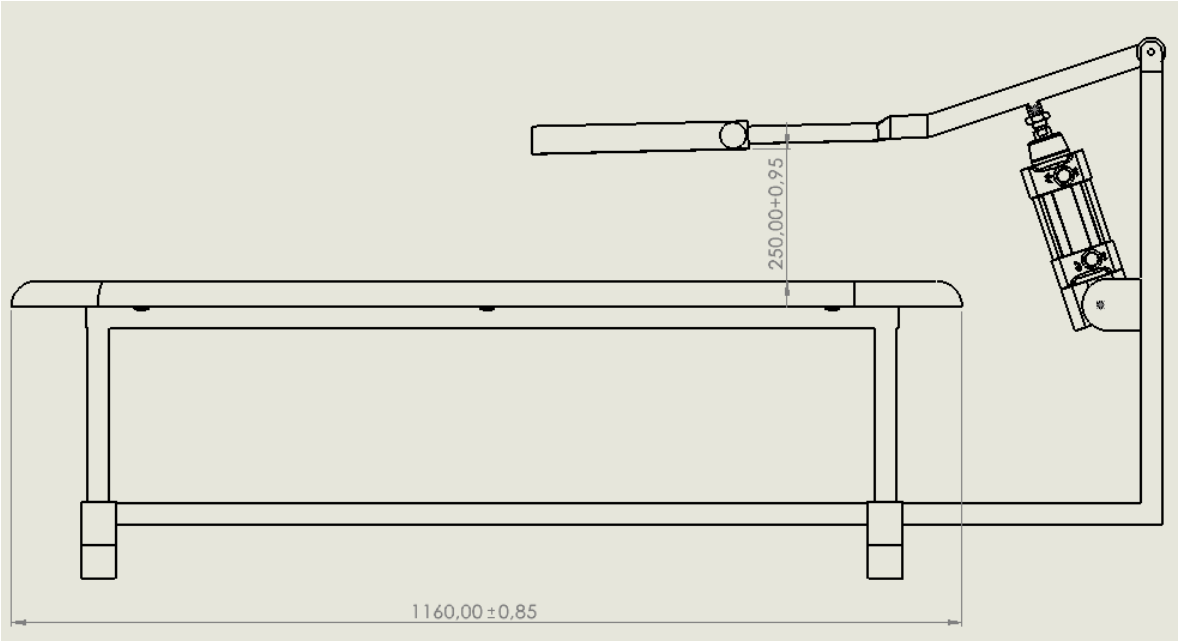


ILUSTRACIÓN 15: MEDIDAS ANTROPOMÉTRICAS UTILIZADAS.

Como se observa en la ilustración anterior tenemos la medida X= 1160,85 plasmada como el valor de la longitud completa del banco de 1160 con una tolerancias de mas menos 0,85mm.

Por otro lado tenemos un ancho desde el banco hasta los agarres de cómo mínimo 250 con una tolerancia positiva de 0,95mm garantizando que cualquier individuo dentro de la media de los percentiles del estudio adjuntado podrá utilizar la máquina sin ningún problema.

De todas formas, si recordamos el funcionamiento de la máquina, la posición principal de seguridad es con los brazos totalmente estirados. Cuando el usuario se acuesta en el banco y procede a pulsar el pedal de accionamiento del circuito ya tiene los agarres cogidos y por tanto aunque la distancia del espesor del torso fuera menor se podría utilizar también sin ningún tipo de problema.

8. MODELADO 3D EN SOLIDWORKS.

Solidworks es un software de diseño CAD 3D (diseño asistido por computadora) para modelar piezas y ensamblajes en 3D y planos en 2D. El software que ofrece un abanico de soluciones para cubrir los aspectos implicados en el proceso de desarrollo del producto. Sus productos ofrecen la posibilidad de crear, diseñar, simular, fabricar, publicar y gestionar los datos del proceso de diseño.
Hoy Solidworks ofrece un conjunto de herramientas completo para crear, simular, publicar, administrar datos y gestionar proyectos y procesos maximizando la innovación y la productividad de los recursos de ingeniería. Todas estas soluciones funcionan juntas para permitir a las organizaciones diseñar productos mejores, de forma más rápida.

Manteniendo su propuesta de valor asociada a la facilidad de uso de la herramienta, ha seguido creando nuevos productos que resuelven situaciones específicas dentro del proceso de desarrollo del producto, ahorrando tiempo y dinero. Actualmente SOLIDWORKS presenta soluciones de Fabricación Inteligente, diseño y análisis, diseño eléctrico y electrónico, gestión de datos, proyectos y procesos.

Todos los diseños cumplen con las normativas presentes en el apartado 6 así como con las medidas antropométricas estándar de la media española nombradas en el apartado 7.8 para garantizar que cualquier individuo estándar pueda realizar el ejercicio en la máquina.

A continuación, se hará una breve explicación del modelado 3D de las piezas que componen la máquina, en los documentos anejados al proyecto tenemos los planos detallados de cada una de las piezas.

8.1. Conjunto brazos de agarres (PLANO Nº2).

Esta parte está compuesta por los agarres, que van soldados a los soportes de los agarres que se encargan de unir los mismos, con el perfil normalizado que va soldado al cilindro donde mediante un pasador se unirá al pilar principal, permitiendo la rotación limitada por ciertos ángulos del conjunto.

En cuanto a la distancia entre los dos agarres se trata de un agarre estrecho normalizado (42.0 ± 3.5 cm) ya que al tratarse de un agarre neutro se adapta mejor a las exigencias musculares.

En la parte exterior de los agarres neutros se dispone de dos agarres en posición prono que permiten al usuario realizar el ejercicio utilizando dos ángulos distintos, cumpliendo por supuesto los estándares y medidas normalizados ya que el agarre neutro del que disponemos está a la distancia mínima permitida (Agarre estrecho), y los dos agarres en prono que sobresalen de los extremos de los agarres neutros, permitirán al usuario realizar el ejercicio con un agarre medio (61.5 ± 3.5 cm) e incluso mediante un agarre ancho (81 cm entre las palmas de las manos), garantizando de esta forma una gran libertad de ejecución de los ejercicios que optimizará en gran medida el trabajo realizado.

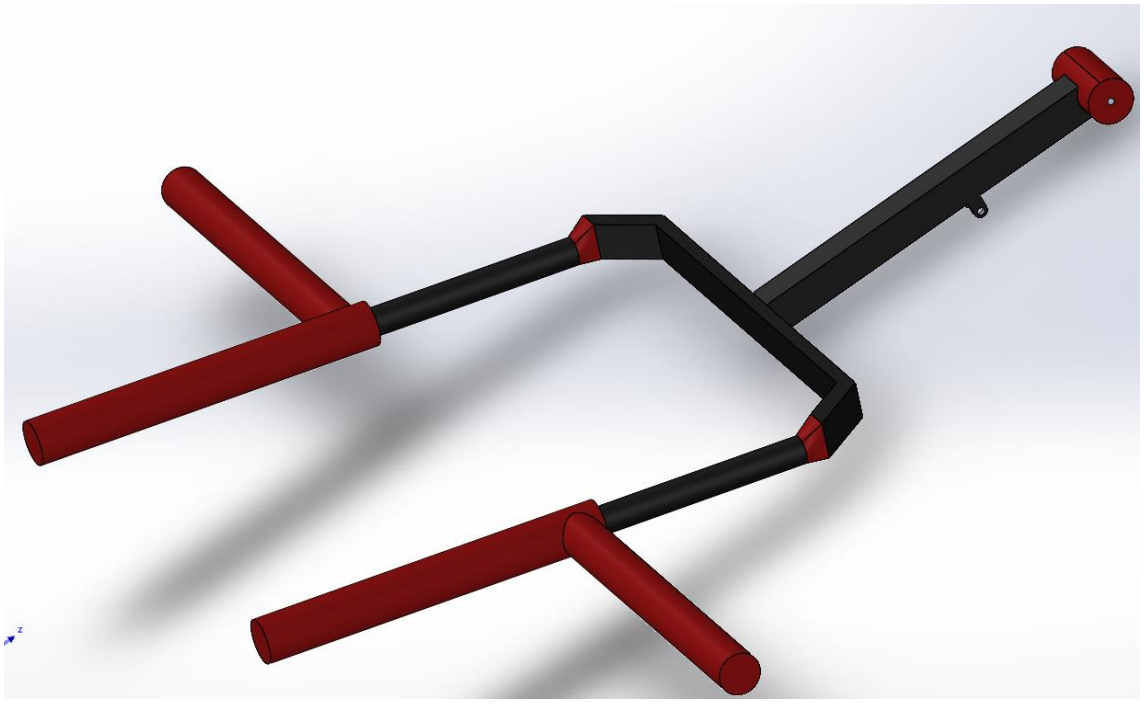


ILUSTRACIÓN 16: CONJUNTO PALANCA DE AGARRE

Como podemos observar en la zona baja del perfil que une los soportes de los agarres con el cilindro del pasador, tenemos dos pestañas con un agujero pasante de 5mm de diámetro que mediante un pasador se encargan de fijar el vástago del cilindro a esta parte de la máquina.

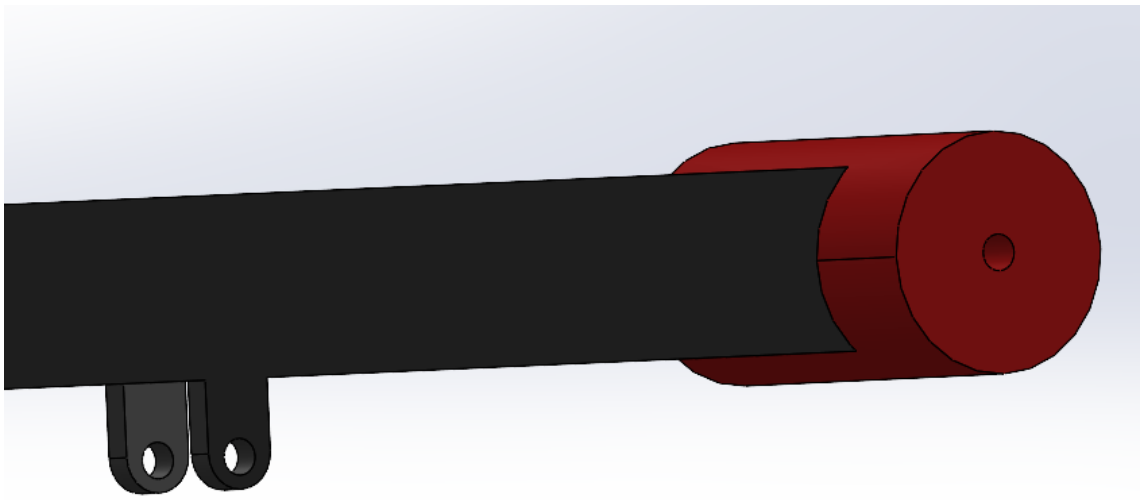


ILUSTRACIÓN 17: PESTAÑAS UNIÓN VÁSTAGO.

8.2. Estructura perfiles soldados (PLANO Nº1).

Todo este conjunto está formado por perfiles normalizados de 60x30x2 soldados entre ellos formando la estructura de la base de la máquina. Como podemos observar tenemos cuatro puntos de apoyo sobre el suelo, estos apoyos van unidos entre ellos por un perfil soldado que garantiza una mayor estabilidad de la máquina y arriba de cada uno de los apoyos tenemos dos perfiles que unen la base con el asiento de la máquina. Hemos realizado anteriormente algunos cálculos que nos garantizan que no se produce vuelco por tanto podemos garantizar que se trata de una base sólida. De todas formas, posteriormente a estos apartados realizaremos una simulación mediante el programa Ansys para garantizar de nuevo que el conjunto es totalmente estable.

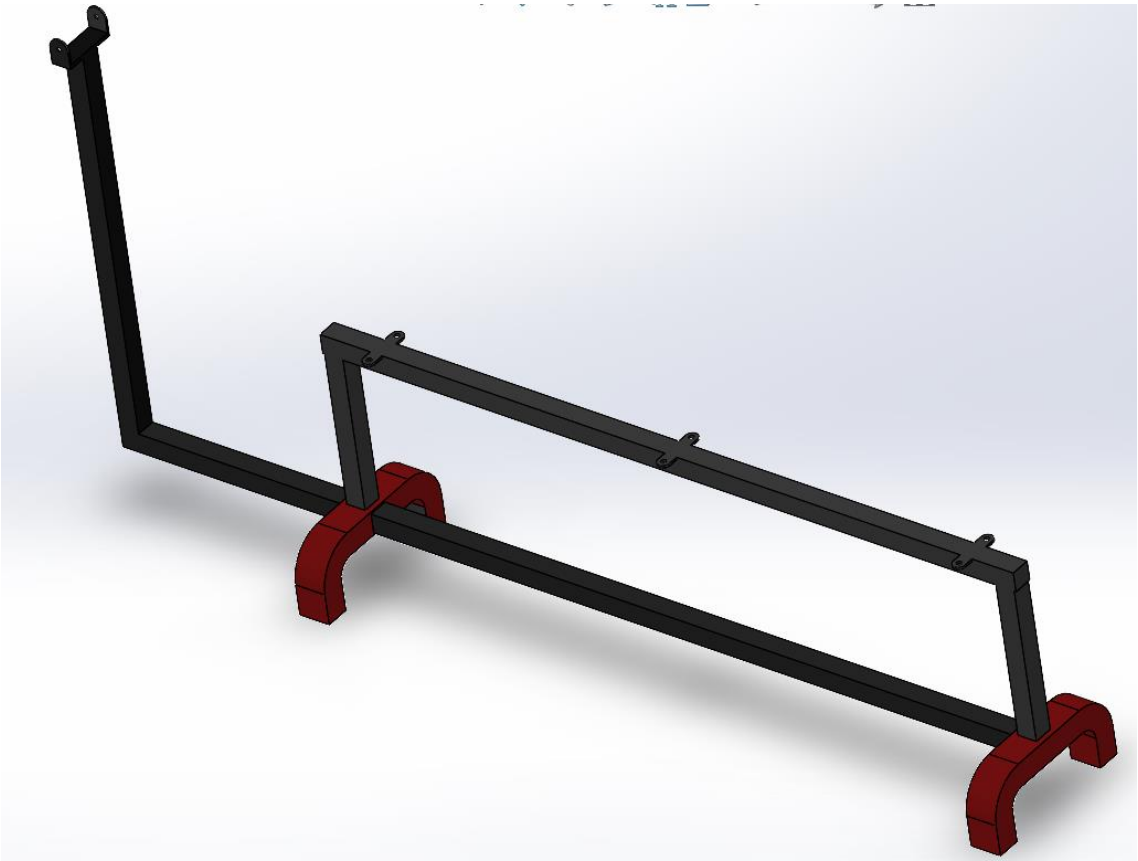


ILUSTRACIÓN 18: ESTRUCTURA DE PERFILES SOLDADOS.

Como observamos en la imagen 18 el perfil sobre el que se va a albergar el banco donde el usuario apoyará su tronco, dispone de 6 orejetas distribuidas por el perfil con unos agujeros pasantes de 6,5 mm que permitirán la unión roscada de la estructura de perfiles general con el propio banco que en la parte inferior de su diseño tiene 6 agujeros roscados a M6 distribuidos en la misma posición que las orejetas.

El espesor elegido para la orejeta es de 3mm.

Se puede ver como se situará el banco sobre el perfil coincidiendo los agujeros pasantes de las orejetas con las roscas de M6 en el banco en la ilustración 19.

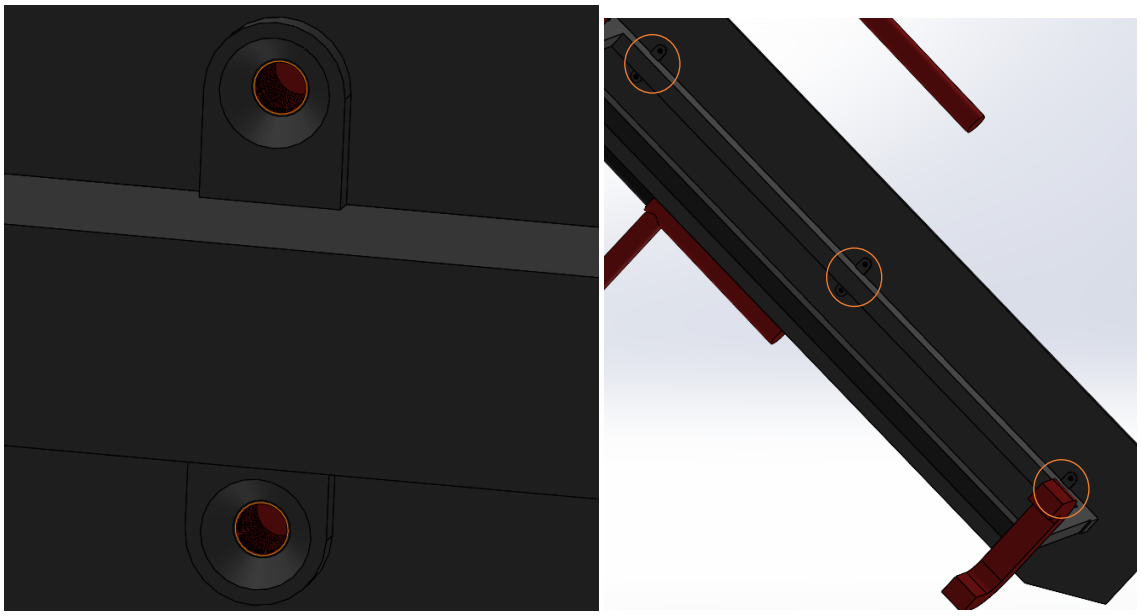


ILUSTRACIÓN 19: VISTA DEL BANCO ENCAJADO SOBRE LAS OREJETAS.

- **Pilar principal.**

Se trata de un perfil vertical soldado a la estructura, como podemos observar en la imagen 20, que une el conjunto palanca de agarre con el conjunto base de perfiles soldados que permite el movimiento rotatorio necesario entre los dos conjuntos garantizando el correcto funcionamiento de la máquina.

Más arriba justo en la parte superior del pilar tenemos dos solapas que se encargan de mediante un pasador unir el conjunto del agarre con el resto de la máquina.

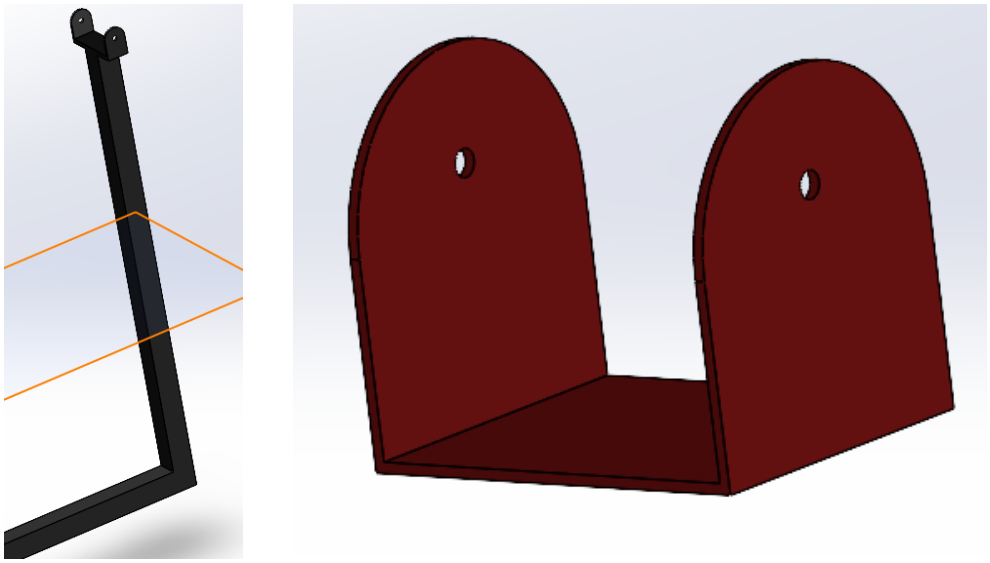


ILUSTRACIÓN 20: PILAR PRINCIPAL Y PLACA DE ANCLAJE DEL CILINDRO.

En la segunda imagen 20 tenemos dos solapas con un agujero pasante de 5mm de diámetro y con su tolerancia positiva, donde irá sujeto mediante un pasador el cilindro hidráulico. Estas solapas van soldadas en el pilar principal.

8.3. Banco de apoyo (PLANO Nº11).

El elemento de la máquina que se encarga de la comodidad del usuario y de albergar el torso del cliente durante el tiempo de utilización de esta.

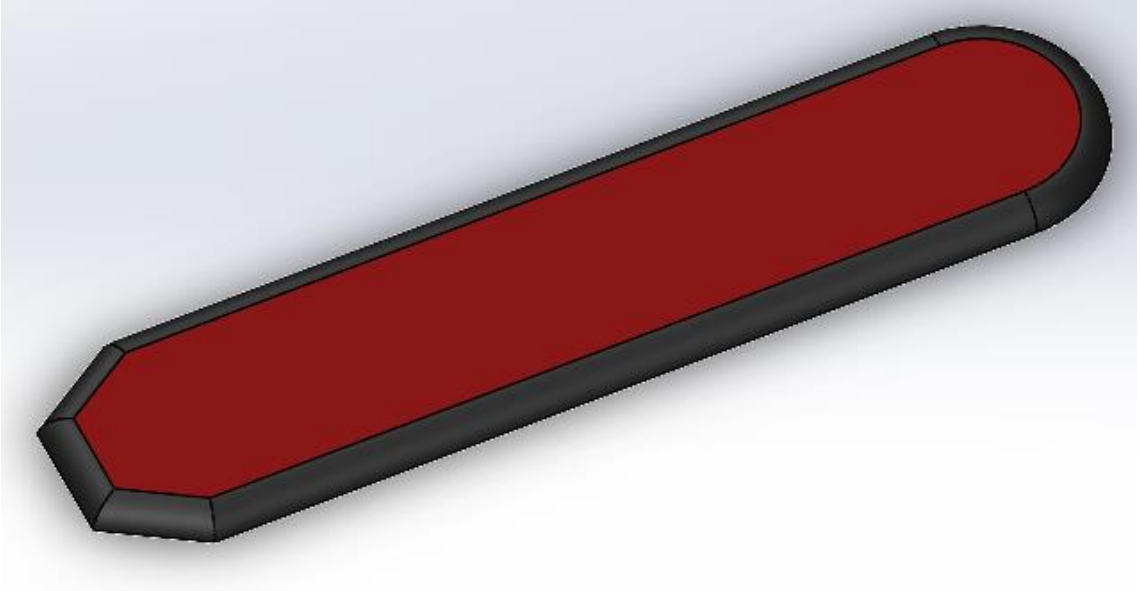


ILUSTRACIÓN 21: DISEÑO DEL BANCO.

En la parte inferior del banco tenemos 6 agujeros roscados de M6 que permitirán la unión con el perfil horizontal de la estructura soldada de la máquina, podemos ver estos agujeros roscados en la ilustración 22.

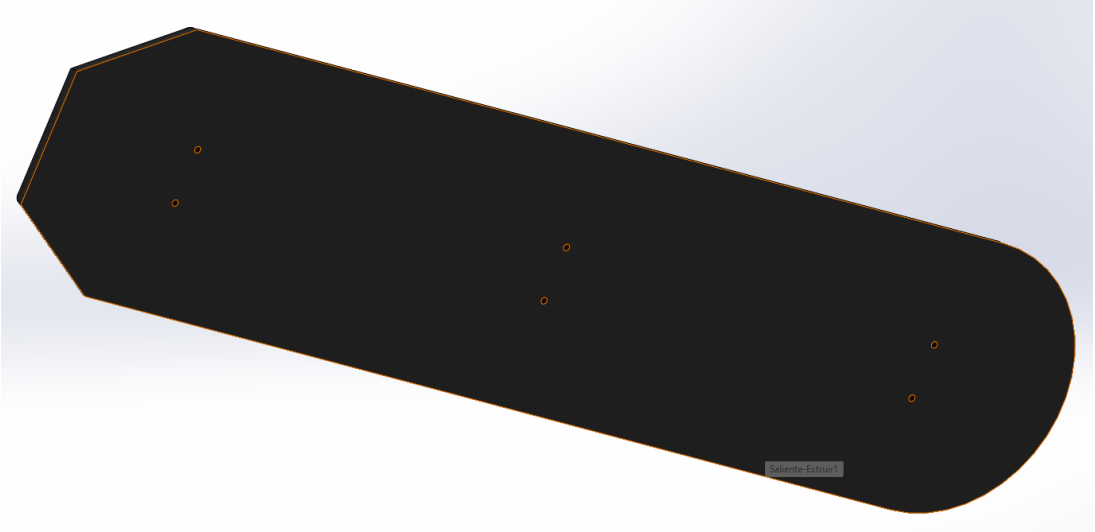


ILUSTRACIÓN 22:AGUJEROS ROSCADOS M6.

8.4. Pasadores (PLANO Nº3,7,8).

Exactamente tenemos 3 pasadores cuya función es unir varias piezas o elementos del conjunto permitiendo un cierto movimiento rotacional entre las mismas.

Tenemos el pasador 1 que se encarga de unir el conjunto del agarre con el pilar principal, el pasador 2 cuya función es la unión del pilar principal con el cilindro hidráulico y por último el pasador 3 que cumple la función de unir el conjunto del agarre con el cilindro.

La estructura de los 3 pasadores es la misma solo que con diferentes medidas, que podemos ver en los planos anejados.

En el tramo final del pasador se distingue una ranura de 4,8 de diámetro interior cuya funcionalidad es la de poner un anillo de retención DIN 471 para evitar que los pasadores se salgan de su sitio.

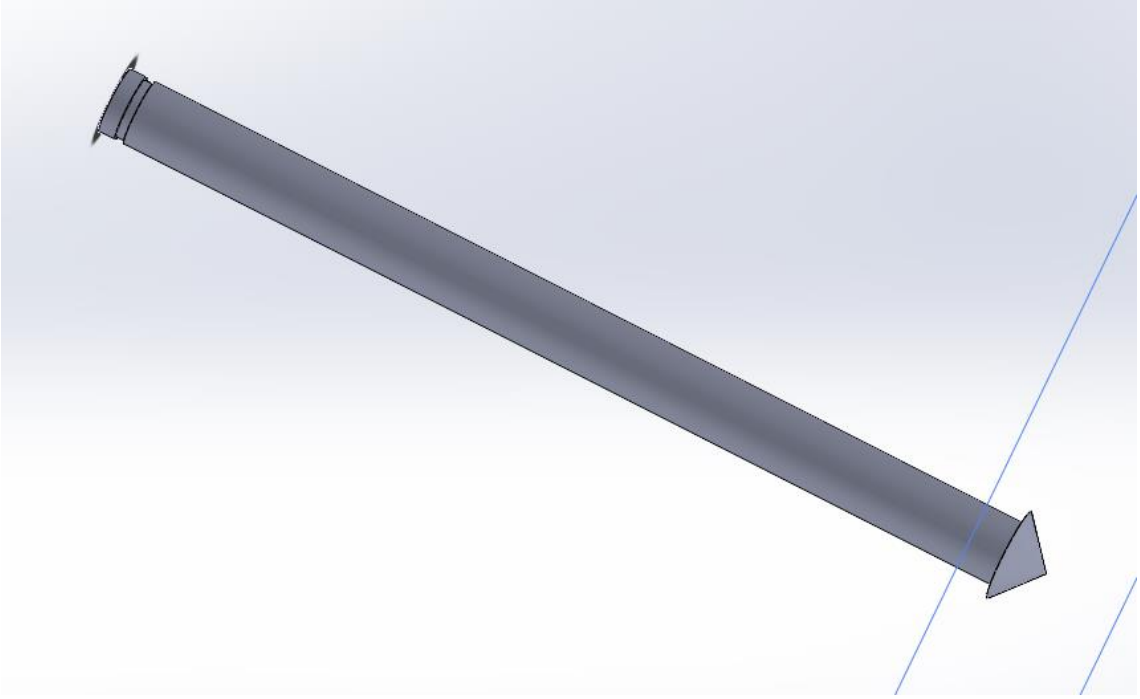


ILUSTRACIÓN 23: PASADORES.

8.5. Cilindro neumático (PLANO Nº5).

Para el modelado del cilindro neumático se ha confiado en los servicios de la empresa TraceParts, cuyas soluciones adaptadas a mis necesidades basadas en los puntos esenciales de la industria se adaptan perfectamente a mis requerimientos.

Esta empresa ofrece gran variedad de actuadores neumáticos y además tiene la opción de descargar el actuador elegido en formato CAD para poder disponer de este componente en formato 3D.

TraceParts es un proveedor líder de contenido digital 3D para procesos y operaciones de ingeniería, diseño, compras, fabricación y mantenimiento.

Tras una exhaustiva búsqueda se elige el **Cylinders to ISO 15552 standard 63/25 X/N,** se trata de un cilindro de doble efecto, con un diámetro de émbolo de 63mm y un vástago de 25mm, así como una longitud de carrera de 50mm.

Se realizará en posteriores apartados una descripción mucho más detallada del actuador neumático, en este apartado nos centraremos simplemente en su diseño 3D.

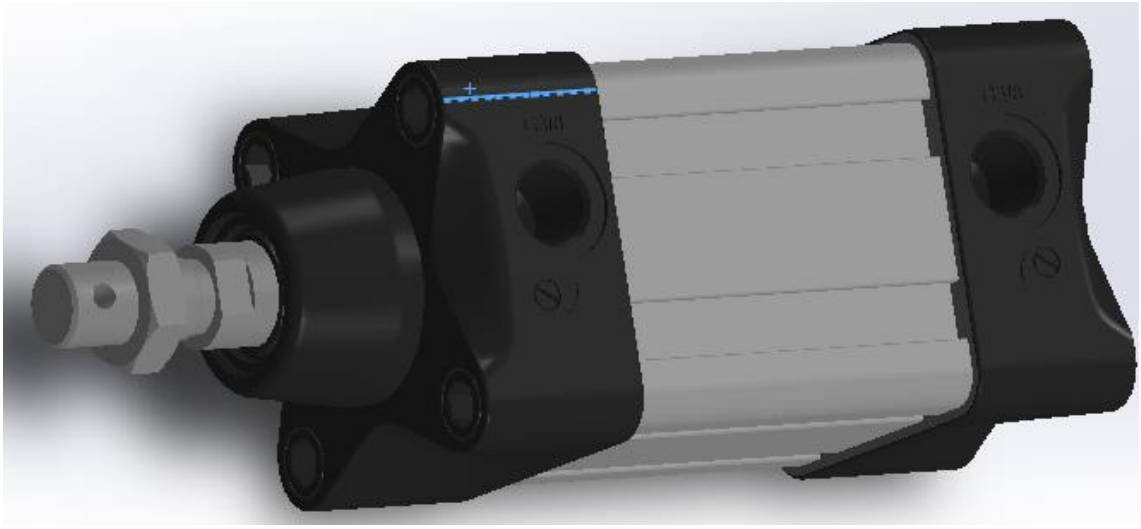


ILUSTRACIÓN 24: ACTUADOR NEUMÁTICO 3D.

8.6. Soporte cilindro neumático (PLANO Nº6).

La funcionalidad de esta pieza es únicamente la de conseguir la unión entre el pistón y la solapa de agarre al pilar, mediante un pasador que permite el juego rotativo en este eje.

La pieza irá atornillada al propio cilindro mediante tornillos de cabeza avellanada ISO 14581 de M6X60mm que se conseguirán en la biblioteca de diseño de Solidworks como podemos ver en la imagen 20.

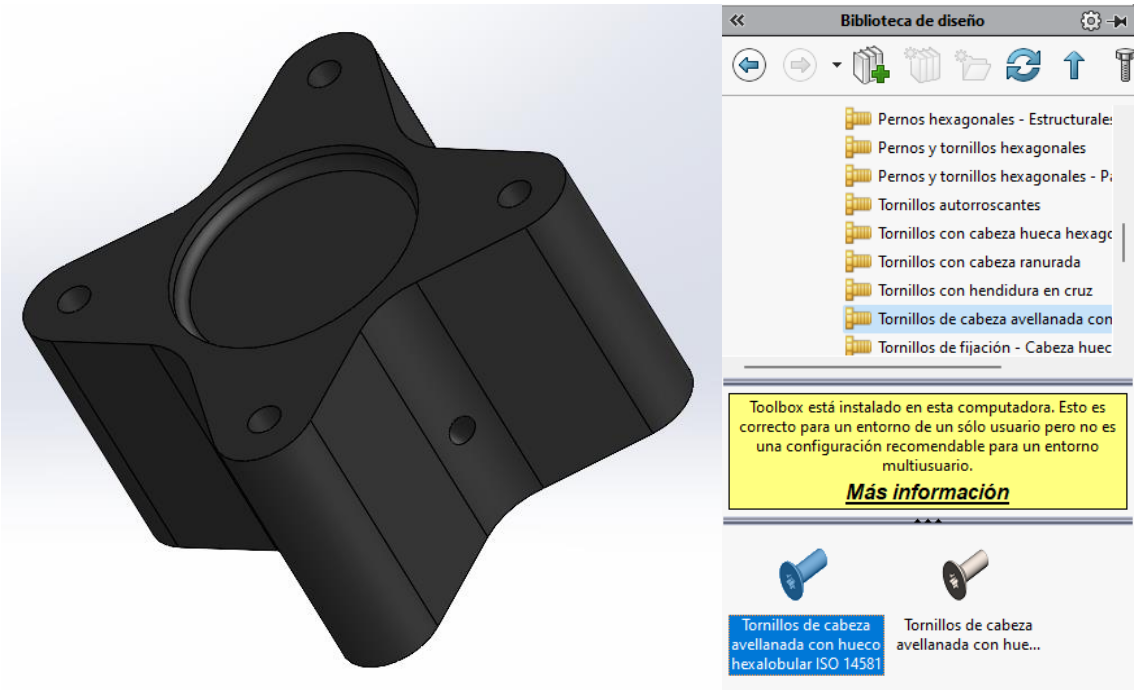


ILUSTRACIÓN 25:SOPORTE PISTÓN Y TORNILLERÍA M6

8.7. Anillos de retención DIN 471.

Se van a emplear tres anillos de retención elásticos o Seeger con el fin de bloquear los pasadores y evitar que se salgan con el movimiento o uso de la máquina. Dichos anillos utilizados siguen las normativa o estándar técnico DIN 471, cuyas designaciones y medidas se pueden observar en la Imagen 24.

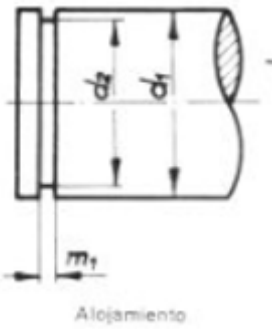
El diámetro del eje (Pasador) d1 será 5 mm y a partir de este dato sacamos todas las medidas necesarias para determinar las dimensiones del anillo de retención así como de las medidas exactas que debe tener la ranura sobre el propio eje.

- Medidas del Seeger para un eje de Ø5 mm según DIN 471:

  Espesor s=0,6 mm.
  d3= 4,7 Con una tolerancia máxima de +0,04 y mínima de -0,15.
  a máx= 2,5 mm.
  b= 1,1 mm.
  ds min= 1 mm.

.

- Medidas del alojamiento en el eje para Anillo DIN 471:



Alojamiento

Según la imagen: m1= 0,7 mm

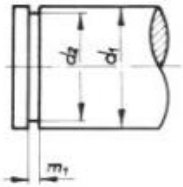
d2 (Ø interior)= 4,8 mm

Anillos elásticos para ejes

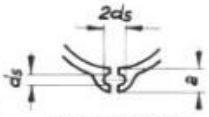
DIN 471

(Ceta 30805)

Anillo sin tensión o libre desde d_1 = 10 a 165 mm.



Alojamiento



Para d_1 hasta 10 mm.

Para d_1 desde 170 mm.

Diámetro del eje d_1	ANILLO ELASTICO							ALOJAMIENTO		
	Espesor s tol. h11	d_3	tol.	a máx.	b ~	d_5 mín.	Peso kgs. 1.000 piezas	d_2	tol.	m_1 tol. H13
4	0,4	3,7	+0,04 −0,15	2,2	0,9	1	0,022	3,8	h11	0,5
5	0,6	4,7		2,5	1,1		0,066	4,8		0,7
6	0,7	5,6		2,7	1,3		0,084	5,7		0,8
7	0,8	6,5	+0,06 −0,18	3,1	1,4	1,20	0,121	6,7		0,9
8		7,4		3,2	1,5		0,158	7,6		
9	1	8,4		3,3	1,7	1,5	0,300	8,6		1,1
10		9,3			1,8		0,340	9,6		
11		10,2					0,410	10,5		
12		11				1,7	0,500	11,5		
13		11,9		3,4	2		0,530	12,4		
14		12,9		3,5	2,1		0,640	13,4		
14,75		13,6	+0,10 −0,36	3,6	2,2		0,660	14,1		
15		13,8		3,6	2,2		0,670	14,3		
16		14,7		3,7			0,700	15,2		
17		15,7		3,8	2,3		0,820	16,2		
18	1,2	16,5		3,9	2,4	2	1,110	17		1,3
19		17,5			2,5		1,220	18		
20		18,5	+0,13 −0,42	4	2,6		1,300	19	h12	
21		19,5		4,1	2,7		1,420	20		
22		20,5		4,2	2,8		1,500	21		
23		21,4		4,3	2,9		1,630	22		
24		22,2	+0,21 −0,42	4,4	3		1,770	22,9		1,6
25		23,2					1,900	23,9		
26		24,2		4,5	3,1		1,960	24,9		
27		25		4,6			2,080	25,8		
28	1,5	25,9		4,7	3,2		2,920	26,6		
29		26,9		4,8	3,4		3,200	27,6		
30		27,9		5	3,5		3,320	28,6		
31		28,7		5,1		2,5	3,450	29,3		
32		29,6		5,2	3,6		3,540	30,3		
33		30,5	+0,25 −0,50	5,2	3,7		3,690	31,3		1,85
34		31,5		5,4	3,8		3,800	32,3		
35		32,2		5,6	3,9		4,000	33		
36	1,75	33,2			4		5,000	34		
37		34,2		5,7	4,1		5,370	35		
38		35,2		5,8	4,2		5,620	36		
39		36	+0,39 −0,78	5,9	4,3		5,850	37		
40		36,5		6	4,4		6,030	37,5		
41		37,5		6,2	4,5		6,215	38,5		
42		38,5		6,5	4,5		6,500	39,5		
44		40,5		6,6	4,6		7,000	41,5		
45		41,5		6,7	4,7		7,500	42,5		

ILUSTRACIÓN 26: TABLA ANILLOS DIN 471.

8.7.1. Ubicación de los tres Anillos de retención.

En primer lugar se encontrarán los anillos de retención normalizados DIN 471 en la biblioteca de solidworks como se puede ver en la siguiente ilustración:

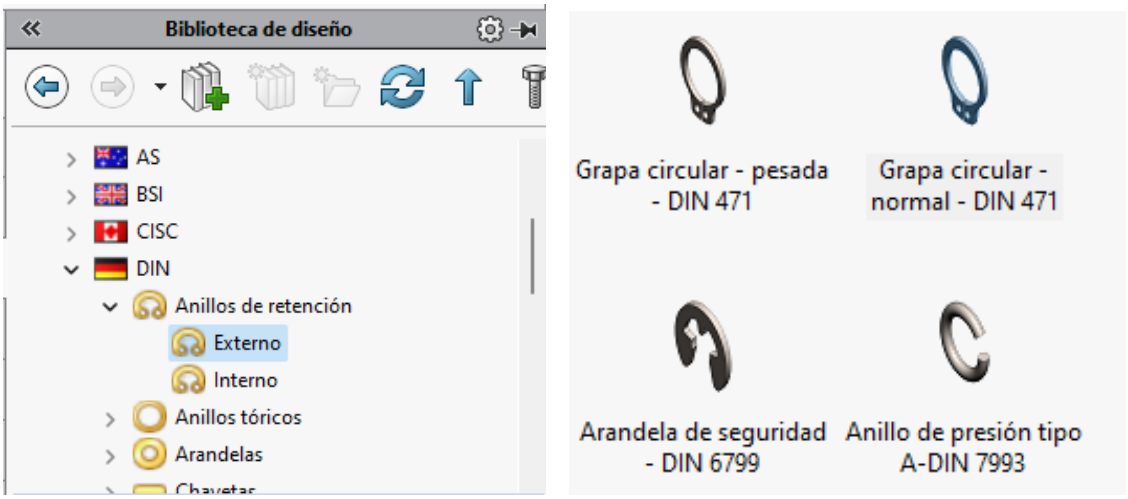


ILUSTRACIÓN 27: ANILLO RETENCIÓN DIN 471 BIBLIOTECA.

A continuación, vamos a ver algunas imágenes de la posición de los anillos en el propio ensamblaje para que quede clara su ubicación y funcionalidad.

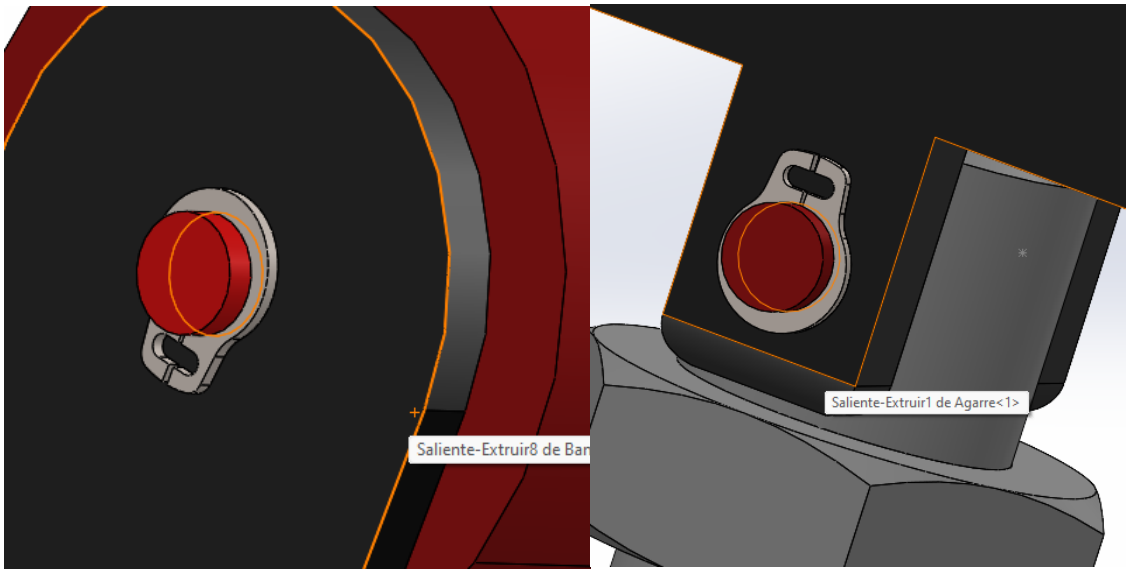


ILUSTRACIÓN 28: ANILLO EN LOS PASADORES 1 Y 3 RESPECTIVAMENTE.

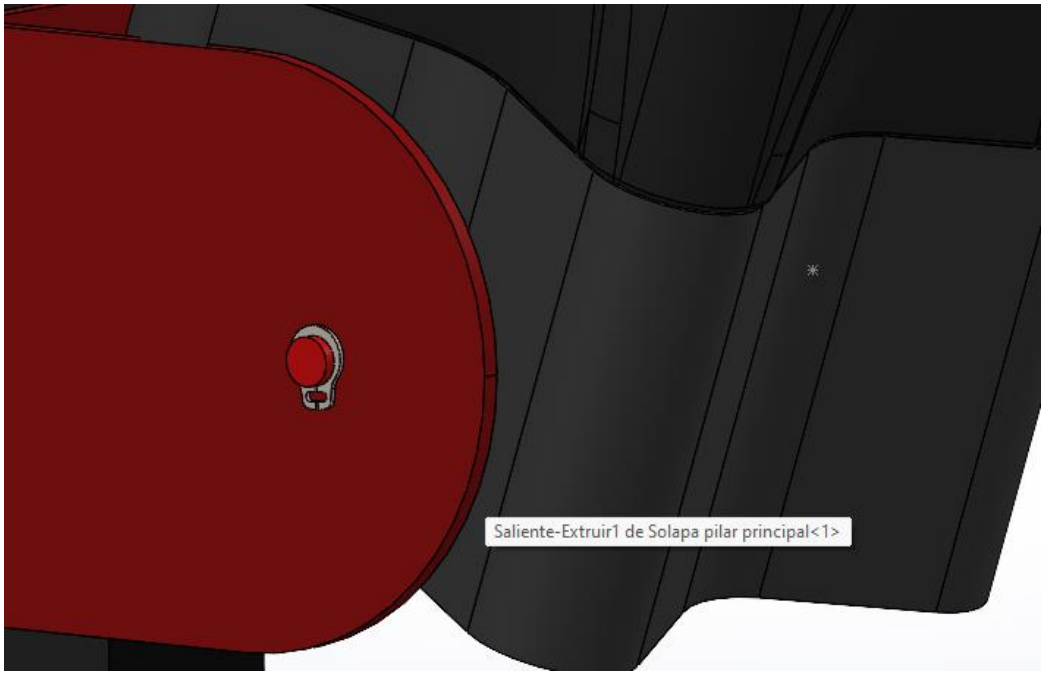


ILUSTRACIÓN 29: ANILLO DE RETENCIÓN PASADOR 2.

8.8. Tornillería utilizada.

Se utiliza tornillería de M6x50 mm con cabeza hexagonal para unir el soporte del cilindro al propio cilindro como se observa en la ilustración 30.

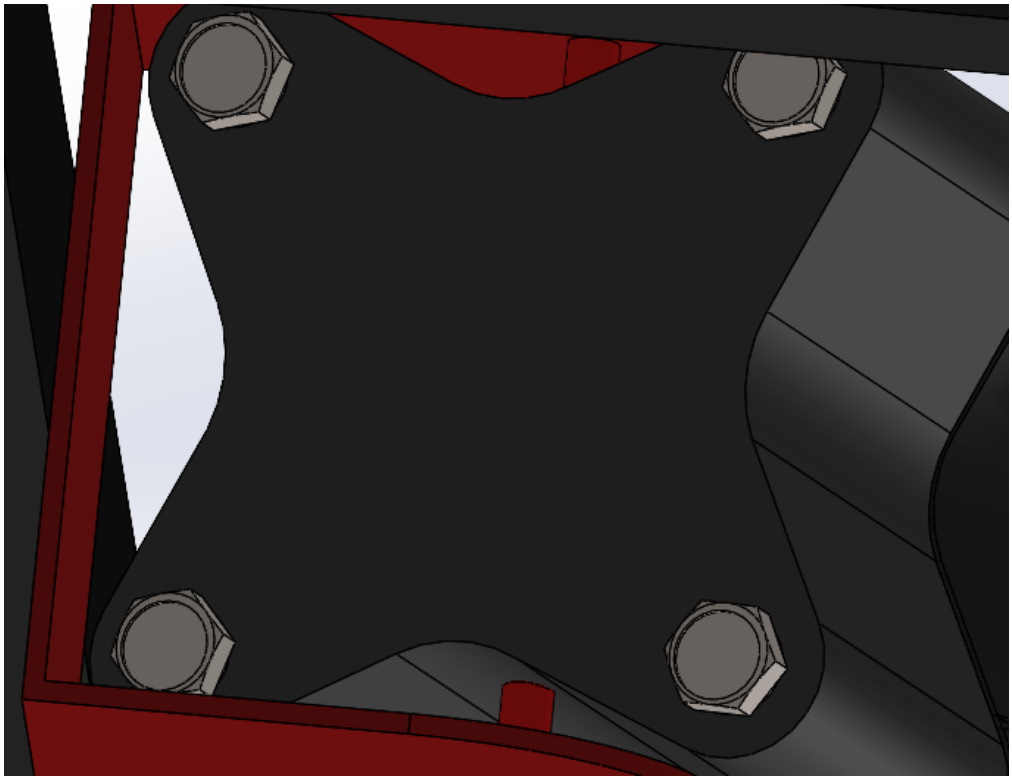
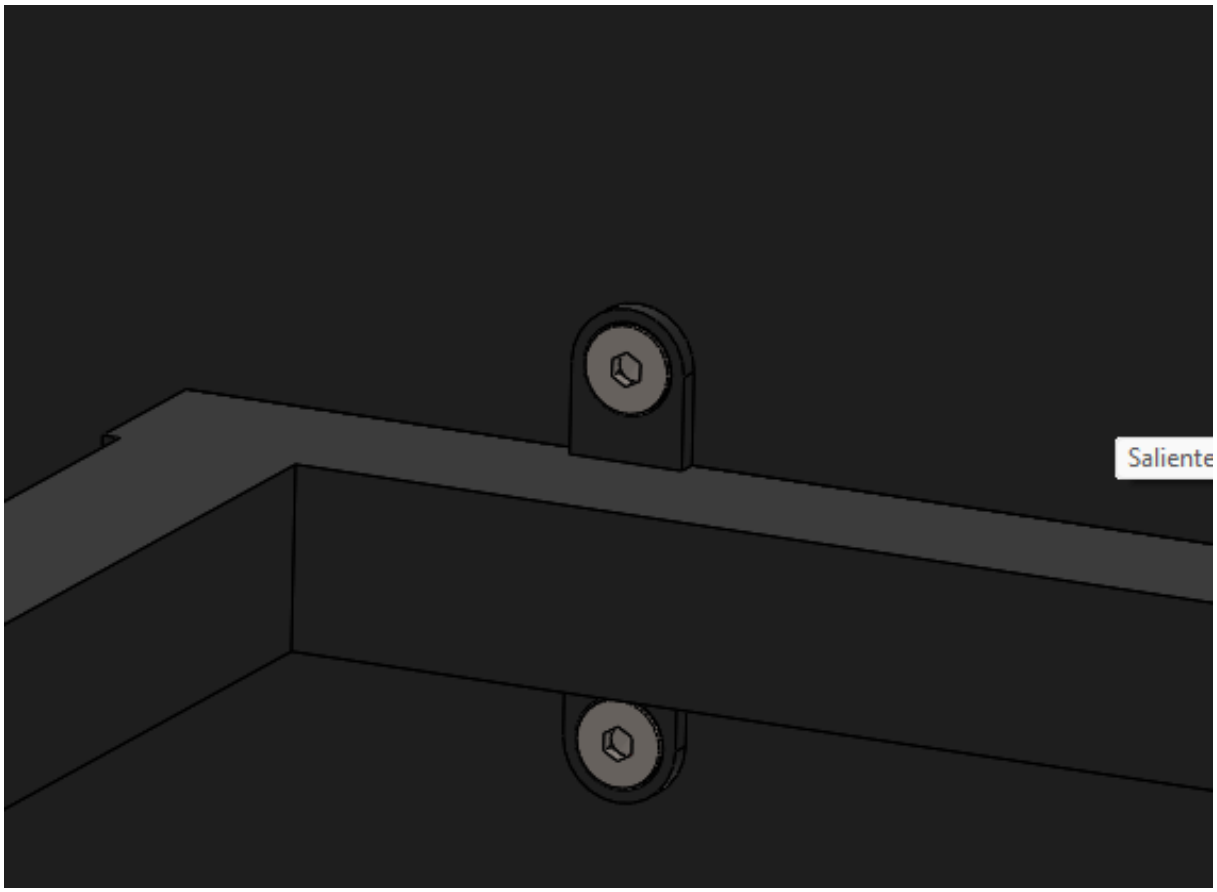


ILUSTRACIÓN 30: TORNILLOS UNIÓN SOPORTE DE CILINDRO CON EL CILINDRO M6.

También se utiliza tornillería de M6x12 mm de cabeza avellanada para la unión del banco con el perfil horizontal de la estructura soldada que mediante unas orejetas permitirá dicha unión conformando el ensamblaje de las piezas.



8.9. Ensamblaje final (PLANO Nº12).

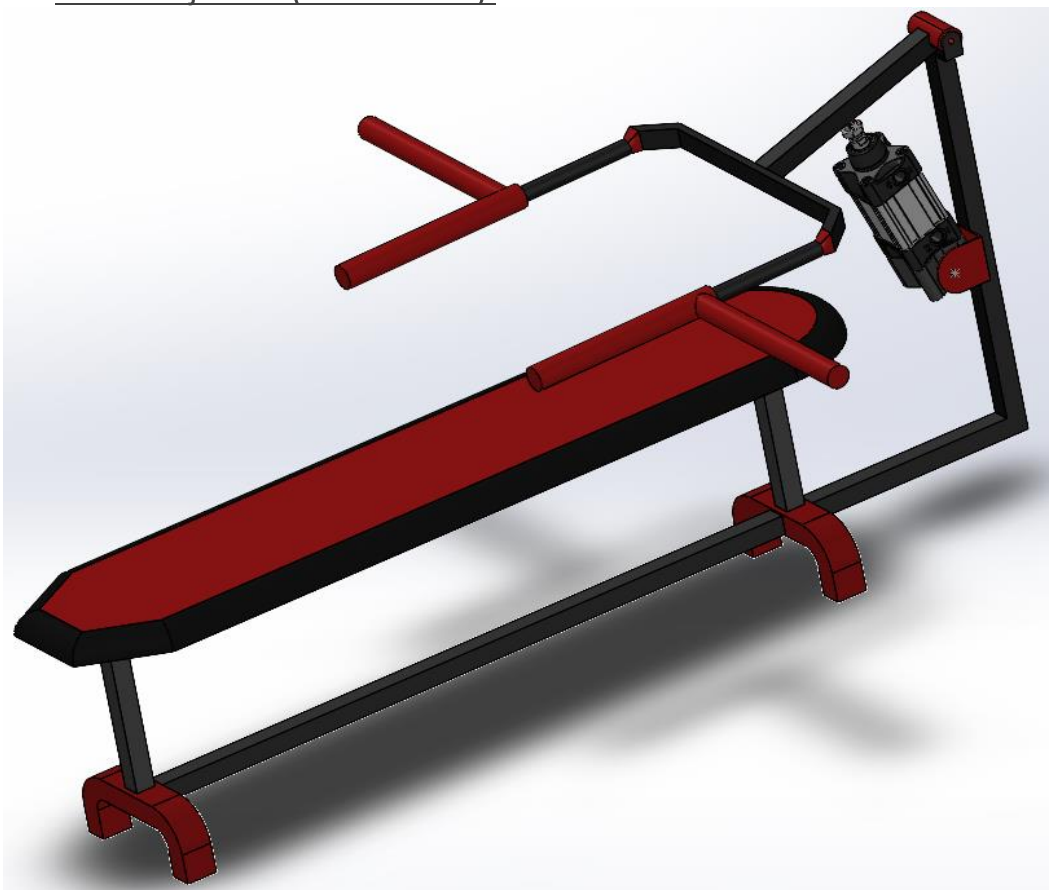


ILUSTRACIÓN 31: ENSAMBLAJE FINAL.

Este va a ser nuestro modelado o ensamblaje final (Imagen 31), se trata de una máquina de pres banca que opone fuerza de resistencia mediante un cilindro neumático, toda su estructura está hecha con tubos de acero S275JR de sección rectangular y las uniones entre elementos se realizan por soldadura, roscadas y en algunos casos mediante pasadores.

La estabilidad se consigue mediante una base formada cuatro apoyos que se encuentran situados dos a la parte delantera y dos a la trasera, unidos entre sí por un perfil o travesaño que aseguraría su rigidez. El asiento o banco donde se tumbaría el usuario se sostiene gracias a dos barras verticales unidas a los apoyos de la base.

Los apoyos traseros y delanteros sostienen el banco, recibiendo el peso repartido del usuario que se tumbaría en el mismo. En el pilar principal va amarrado el cilindro neumático mediante un pasador (P2) y en el extremo superior del mismo mediante un pasador (P1), conseguimos la unión al soporte de los brazos. En el extremo del vástago del cilindro se realiza la fuerza de retroceso, unido mediante pasador (P3) al perfil del conjunto de agarre. En los extremos del conjunto del agarre tenemos soldados las manetas que suman un peso de 5 kg cada una de ellas donde el usuario realizará una fuerza vertical tanto en posición neutra como en prono.

El banco está conformado por una plancha de metal, recubierta de goma espuma para mejorar la comodidad del usuario y se une a la estructura soldada mediante unión atornillada con tornillos de M6.

9. DESCRIPCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE.

Como se ha comentado en el resumen la idea en un futuro es la instalación de un gimnasio neumático pero en el presente proyecto nos centraremos en esta máquina.

Vamos a realizar un plano de situación donde podremos ver ubicada la máquina en el espacio así como el compresor en una pequeña sala a parte. También mostraremos la pequeña instalación necesaria para llevar la red de presión hasta la máquina.

Como se ha comentado anteriormente esta instalación se ampliará en un futuro por toda la sala, ramificando la red de presión y consiguiendo distribuir por todo el gimnasio distintas salidas de presión para poder instalar otras máquinas alimentadas con aire consiguiendo de esta manera automatizar los procesos y máquinas de este gimnasio neumático que supondrá una gran innovación de futuro.

9.1. Ubicación en el espacio.

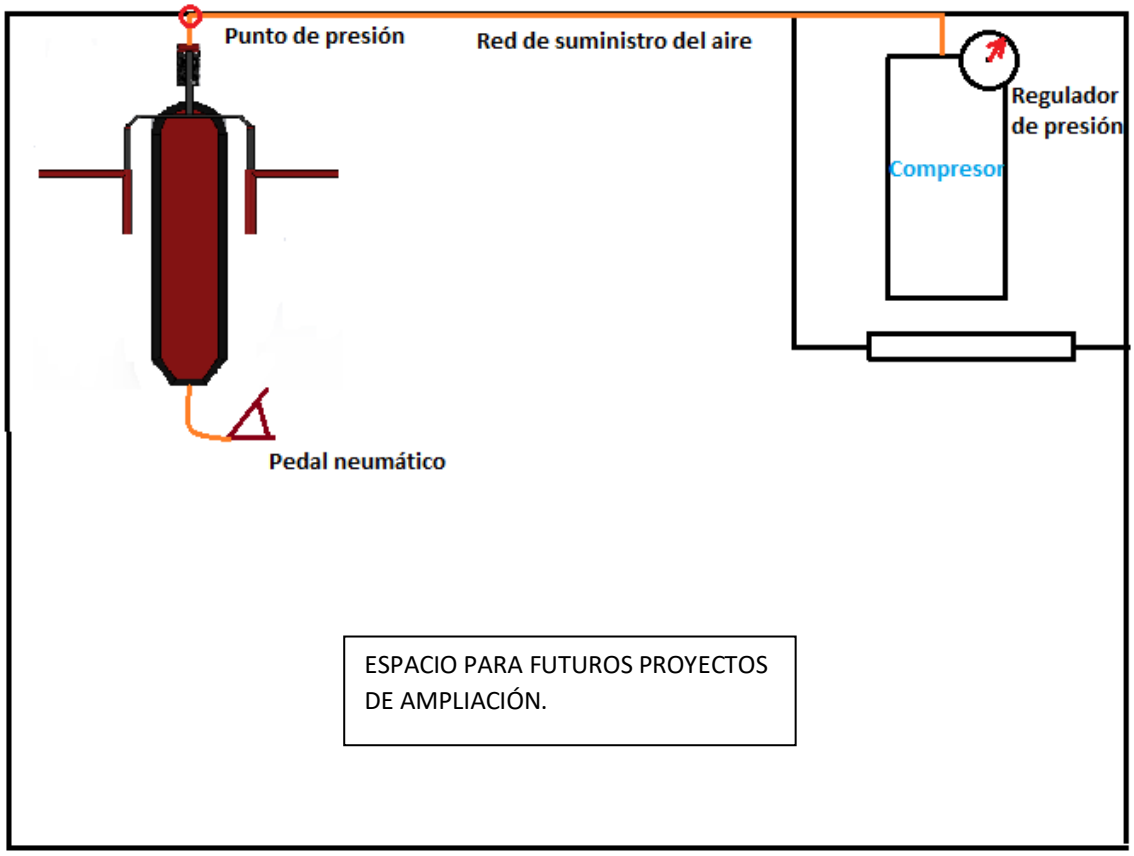


ILUSTRACIÓN 32: PLANO UBICACIÓN

Como se puede observar en la ilustración 32 es un plano general de cómo se ubicaría la máquina, así como los distintos elementos que permiten su funcionamiento. No hay cotas ya que es un esbozo generalizado para crear una primera idea.

El sistema de creación de aire (Compresor), como ya nombramos en el resumen se encuentra en una pequeña sala separada de la máquina para evitar así el molesto ruido que este produce. En naranja podemos ver la red de presión que iría desde el compresor hasta la máquina. Justo en la ubicación de la máquina se pondría un punto de presión para poder abastecerla de aire junto a otro regulador de presión para permitir la regulación en la propia máquina regulando así la fuerza que ejercerá el usuario.

Se puede observar mucho espacio restante en la sala, esto es porque la idea a futuro es expandir la red de presión por toda la sala, creando distintos puntos de presión a lo largo del espacio. Se llenaría la sala con distintas maquinas alimentadas neumáticamente con el fin de crear un gimnasio accionado por aire que proporcionará a este gimnasio muchas ventajas de futuro.

9.2. Detalles de funcionamiento y circuito neumático.

Esta máquina ha sido ideada para sustituir el hierro por aire comprimido; la resistencia proporcionada por la tecnología neumática permanece constante a lo largo de varias velocidades de entrenamiento, permitiendo optimizar la combinación de fuerza y velocidad (potencia).

Igualmente, la resistencia neumática impone una mínima carga de impacto a nivel articular y resulta de gran utilidad en tratamientos de rehabilitación.

El funcionamiento de la máquina neumática es muy sencillo; el sistema dispondrá de dos reguladores de presión, uno en el propio compresor para regular la presión de distribución de la red general y otro en el punto de presión de salida a la máquina, cuya función será la de regular la presión de alimentación de la máquina consiguiendo que cada usuario pueda regular la presión en función de la fuerza que pueda ejercer.

Para ello se dispondrá de una tabla de equivalencias entre presión y peso que se pegará en la propia máquina para que los usuarios que la utilicen sepan que presión deben regular para realizar el ejercicio con el peso adecuado. Los cálculos para esta tabla de equivalencias los podemos ver en el apartado 9.4.

El proceso de accionamiento de la máquina tendrá lugar gracias a una válvula 5/2, la posición de reposo de dicha válvula implicará que el aire saque el pistón fuera como posición de seguridad evite que se cierre el agarre.

El usuario que utilice la máquina dispondrá de un pedal neumático a modo de pulsador, que le permitirá una vez se encuentre acostado en el banco con los agarres cogidos y en posición de realizar el ejercicio, pisar este pedal que cambiará a la segunda posición de la válvula 5/2 cambiando la dirección del aire y efectuando una fuerza de retroceso en el cilindro cuya fuerza del individuo que esté realizando el ejercicio se encargará de contrarrestar para así ejercitar el pecho. Una vez el individuo llegue al número de repeticiones que desee solo tendrá que dejar de presionar el pedal neumático y la válvula volverá a la posición inicial de seguridad, cambiando el sentido de suministración de aire. El cilindro y los agarres subirán solos en caso de que se encuentren bajo y se quedarán hacia arriba en posición de brazos estirados, es decir en la posición de seguridad.

Al realizar el movimiento el propio embolo en el interior del cilindro comprime el aire y se incrementa progresivamente la resistencia a medida que el recorrido de los brazos aumenta; estas máquinas igualan el movimiento muscular natural del cuerpo a través de un sistema de “Transmisión Natural de la Fuerza”, basado en tecnología de carga neumática.

El resultado es un entrenamiento más seguro y con ejercicios más efectivos para personas de todas las edades y capacidades.

A continuación, en la imagen 34 se observa la posición de seguridad de la válvula en la que el pistón esta fuera y por tanto los agarres están descansando, la cavidad trasera del émbolo se encuentra llena de aire y el pistón esta en su máxima extensión para evitar posibles accidentes. El pedal obviamente se encuentra en reposo.

En la imagen 33 el pedal está pulsado y por tanto le da señal a la válvula 5/2 que pasa a su segunda posición, dejando pasar el aire proporcionado por el compresor en la parte delantera del émbolo y realizando así la fuerza de retroceso que deberá ser contrarrestada por el usuario para ejercitar el pecho.

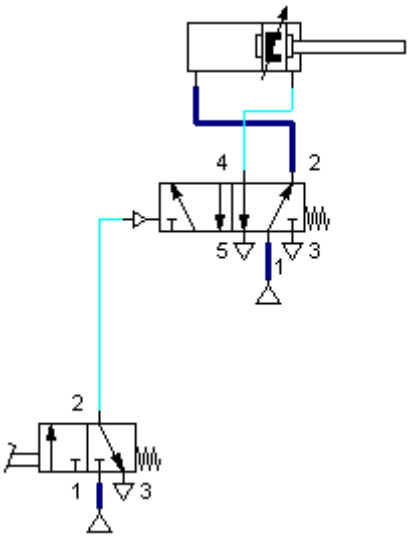


ILUSTRACIÓN 34: POSICIÓN DE SEGURIDAD

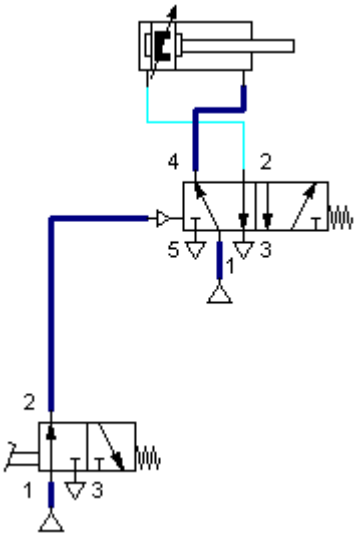


ILUSTRACIÓN 33: POSICIÓN DE RETROCESO

Este sería el funcionamiento de la máquina que como podemos ver es bastante sencillo.

En el momento en que el pedal deja de ser presionado, como podemos deducir tanto la válvula general como el propio pedal vuelven la posición de seguridad (ilustración 34) automáticamente gracias al retorno de muelle del que disponen.

De esta forma es muy difícil que se produzca un accidente ya que en el momento en el que el usuario pierda la fuerza o no sea capaz de realizar una última repetición solo tendrá que soltar el pedal para que los agarres suban solos.

Estos circuitos están muy simplificados, son simplemente para entender el funcionamiento de la máquina. Falta poner los reguladores de caudal, el regulador de presión etc. En el apartado 9.10 podemos ver el circuito completo con todo incorporado.

9.3. Descripción del actuador neumático.

El cilindro que vamos a utilizar es un Cylinders to ISO 15552 standard 63/25 X/N, proporcionado por Traceparts. Los cilindros serie “X”, y sus accesorios de fijación, cumplen con la norma ISO 15552 estándar, siendo de esta forma completamente intercambiable con el anterior cilindro, según la norma ISO 6431/VDMA 24562. Están disponibles en los diámetros de Ø 32 a Ø 100 con pistón de tecnopolímero de serie.
El cañón del cilindro, está fabricado en aleación de aluminio extrusionado, tiene unas ranuras en “T” en tres lados donde es posible montar directamente los sensores magnéticos serie “FM100”.
Bajo pedido, los cilindros serie “X” cumplen con la directiva ATEX, categoría 2GD.
Las tiras de cubierta, dan a los cilindros un perfil realmente limpio y resultan aptos también para entornos difíciles como el alimentario.
Otra característica es la posibilidad de ensamblar algunas series de válvulas directamente en el cilindro gracias a los soportes tipo “X/P/M”

En la imagen 35 podemos observar una representación gráfica del modelo.

ILUSTRACIÓN 35: CILINDRO 63/25 X/N .

9.3.1. Especificaciones técnicas.

Las especificaciones técnicas del cilindro elegido y los materiales del mismo son los siguientes.

TECHNICAL DATA

Operating pressure	1÷10 bar
Working temperature	0 ÷ +80 °C (–35 °C with dry air) 0 ÷ +150 °C with seals for high temperature (–10 °C with dry air)
Fluid	Compressed air, filtered, continuous lubricated, unlubricated or dry lubricated
Versions	Double acting, single acting front spring, single acting rear spring, through rod, double push tandem, double stroke tandem, opposed tandem
Bore	Ø 32, 40, 50, 63, 80, 100
Port size	Ø 32 = G 1/8 Ø 40 - 50 = G 1/4 Ø 63 - 80 = G 3/8 Ø 100 = G 1/2
Standard strokes (mm)*	25, 50, 75, 80, 100, 125, 150, 160, 200, 250, 300, 320, 350, 400, 500, 550, 600, 650, 700, 800, 900, 1000
Decelerators lenght	Ø 32 40 50 63 80 100 mm 24 29 29 35 35 40
Maximum stroke (mm)	Ø 32 ÷ 100 = 3000; versione T, P, V = 1000
Max. stroke single acting (mm)	Ø 32 ÷ 63 = 50, Ø 80 - 100 = 100
Spring theoretical tractive force	See technical data on page 0.13

*Cylinders, with strokes shorter than the decelerators lengths, are NOT cushioned as standard.

ILUSTRACIÓN 36: DATOS TÉCNICOS ACTUADOR

Como podemos observar existe gran variedad de medidas, a continuación se realiza un resumen del modelo concreto elegido con las medidas que más se necesitarán:

- Diámetro del émbolo: 63 mm
- Diámetro del vástago: 25 mm
- Carrera: 50 mm

Materiales de los que se compone:

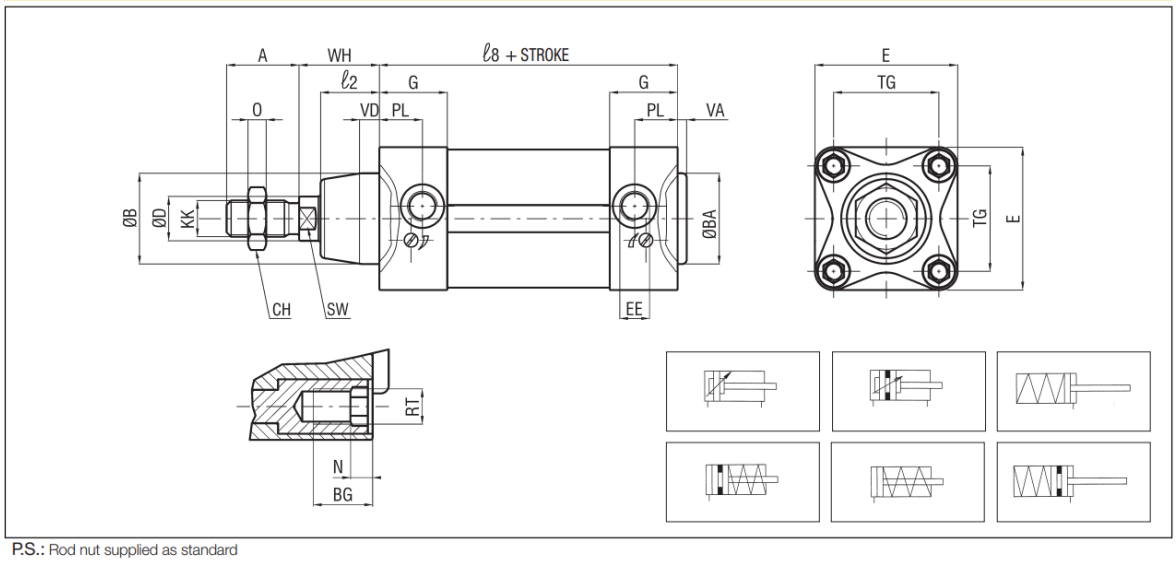
.

MATERIALS	
End caps	Painted die-cast aluminium alloy
Cylinder barrel	Extruded profile, 20 µm anodized aluminium alloy
Screws	Steel (self-forming)
Piston rod	C45 chromium-plated steel AISI 303 rolled stainless steel
Rod nut	Steel Stainless steel
Piston rod bearing	Bronze-iron 20%, sintered, self-lubricating
Piston	Techno-polymer (with or without magnet) Aluminium alloy (with or without magnet): for high temperatures, for applications without the effective use of the cushioning and for strokes over 1000 mm.
Seals	Polyurethane FKM (Viton®)
Cover strips	Polyvinylchloride
Spring	Spring steel

ILUSTRACIÓN 37:MATERIALES ACTUADOR

9.3.2. Plano de dimensiones y pesos.

X BASIC CYLINDER



P.S.: Rod nut supplied as standard

DIMENSIONS AND WEIGHTS BASIC CYLINDER

Ø	A*	BA* B*	BG*	CH	D	E*	EE*	G	KK*	ℓ	ℓ2*	ℓ8*	N	O	PL*	R	RT*	SW*	TG*	VA* VD*	WB	WH*	WEIGHT (g)	INCR. (g) every 10 mm
32	22	30	16	17	12	47	G1/8	27	M10x1,25	175	20	94	5,5	6	18	9	M6	10	32,5	3	86	26	555	31
40	24	35	16	19	16	52	G1/4	31	M12x1,25	201	22	105	5,5	7	20,5	9	M6	13	38	3	100	30	809	41
50	32	40	16	24	20	63	G1/4	30	M16x1,5	191	26	106	5,5	8	19	9	M8	17	46,5	3	127	37	1178	59
63	32	45	16	24	20	75	G3/8	35,5	M16x1,5	217	27	121	6,5	8	22	9	M8	17	56,5	4	127	37	1683	60
80	40	45	16	30	25	93	G3/8	36	M20x1,5	240	29	128	6,5	9	23	9	M10	22	72	4	156	46	2683	92
100	40	55	16	30	25	113	G1/2	39	M20x1,5	258	35	138	6,5	9	24	9	M10	22	89	4	161	51	3645	96

* STANDARDIZED DIMENSIONS

ILUSTRACIÓN 38: PLANO DE DIMENSIONES Y PESOS

Se puede observar en un recuadro naranja el modelo elegido con sus dimensiones correspondientes cuyo significado se puede comprobar en el plano superior.

El catálogo se adjuntará en los archivos adjuntos a este proyecto.

9.4. Compresor.

El compresor eléctrico de aire Abac Pole Position OS20P es uno de los productos de la serie OS Series. Esta gama de productos se ha proyectado específicamente para reducir el ruido que se produce cada vez que se utiliza un normal compresor de aire.

El nivel de ruido producido es de apenas 59 db, que equivale a una normal conversación y asegura mayor confort al usuario.

Además de ser una máquina silenciosa, destaca por tener las características a continuación descritas: potencia desarrollada 2 HP, desplazamiento de aire hasta 230 l/min, presión máxima 9 bar.

Este modelo forma parte de la categoría oilless-sin aceite, es decir que puede funcionar sin aceite y que el mantenimiento resulta ser más sencillo y rápido.

Este compresor pertenece a la línea de compresores ABAC “PRO”, y representa el rango “alto” de ABAC. Se trata de compresores con una atención espasmódica a cada detalle y equipados con la mejor gama de cabezales de producción ABAC.

Incorpora ya en su diseño un regulador de presión que permitirá la regulación de esta en la salida a la red de presión principal.

En la imagen 39 observamos como es el compresor elegido.

ILUSTRACIÓN 39: COMPRESOR DE AIRE ELÉCTRICO ABAC POLE POSITION OS20P

9.4.1. Ficha técnica.

A continuación podemos ver la ficha técnica del compresor elegido con todas las características fundamentales del mismo:

Características producto

Modelo: POLE POSITION OS20P	Accionamiento: monofásica 230 V	Depósito compresor: 24 L
Tipología compresores: horizontal	presión máx. de ejercicio: 9 bar	Nivel emisiones sonoras: 59 dBA
Tipología: Oilless	Número depósitos: 1	País de producción: RPC

Datos motor

Tipo motor: eléctrico monofásico	Silencioso: sí	País de producción: RPC
Potencia nominal: 2 HP	Alimentación: eléctrica 220V	

Datos bomba

Marca bomba: ABAC	Tipo bomba: una etapa	Colector refrigeración: no
Modelo: Pole Position OS20P	Lubricación: sin aceite	País de producción: RPC
Aire aspirado: 230 l/min	Número cilindros: 1	

Datos transmisión

Tipo transmisión: directa coaxial	RPM cabezal: 1420 RPM	

Equipamiento

Número racores salida: 1	Empuñadura blanda revestida de goma: no	
Dimensiones ruedas traseras: 190 mm	Manija integrada transporte: no	

Accesorios de serie/gratis

Palé de madera (envio seguro): sí	Racor rápido: sí	Manual de instrucciones: sí

Dimensiones

Dimensiones producto cm (LxAnxAl): 57x28x58 cm	Caja: Sobre palé	Peso completo de embalaje: 29.7 kg
Peso neto: 28.8 kg	Dimensiones embalaje/s cm (LxAnxAl): 75x42x69 cm	Tiempo de montaje: 5 minutos

La ficha técnica del compresor se añadirá a todos los documentos adjuntos al proyecto entregados al finalizar el mismo.

9.4.2. Resumen datos técnicos.

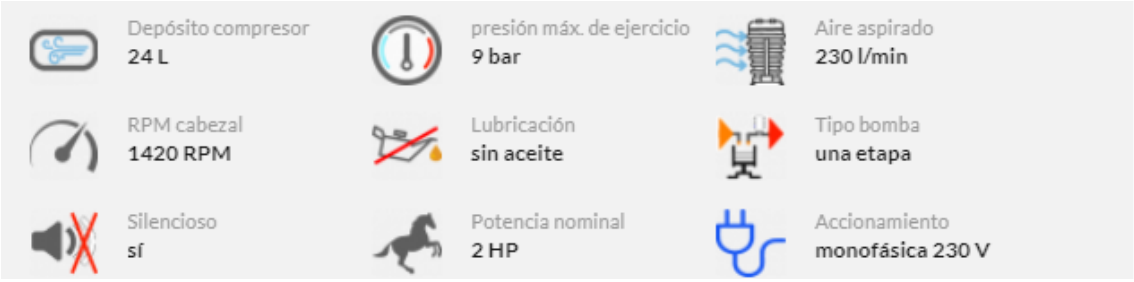


ILUSTRACIÓN 40: RESUMEN DATOS TÉCNICOS COMPRESOR

Como podemos ver se trata de un compresor que se adapta muy bien a los requerimientos de presión necesarios. Sus características físicas también se adaptan perfectamente, pesa poco, fácil mantenimiento, fácil manejo y emite poco ruido, que junto a su ubicación en una sala a parte evitará por completo molestar a los clientes.

También cabe resaltar que el accionamiento es monofásico a 230V por lo que con una simple toma de corriente podremos alimentarlo sin problemas.

9.5. Reguladores de presión.

Como se ha comentado disponemos de dos reguladores de presión, el que utilizamos en el punto de presión que alimentará la máquina es el siguiente, proporcionado por el proveedor Festo, es un regulador neumático Festo, G 1/4, Velocidad 1600l/min, Presión Máxima 16bar.

ILUSTRACIÓN 41: REGULADOR DE PRESIÓN.

En el manómetro de regulación ubicado en el punto de presión de la máquina se va a poner una escala de equivalencia en kg para que los usuarios que van a utilizar la máquina sepan cuantos kilos de fuerza van a realizar dependiendo de la presión que se regule.

En el apartado 9.9.4 se puede observar una tabla comparativa entre las presiones de retroceso que realiza el cilindro dependiendo de la presión suministrada por el compresor y la fuerza equivalente que realizará el usuario sobre la máquina.

Dispondremos de otro regulador de presión incorporado directamente en el compresor que permitirá regular directamente el aire suministrado a la red general de presión, pero este no lo obtenemos de forma individual ya que al comprar el compresor ya vendrá dentro de la oferta.

9.6. Reguladores de caudal.

Un regulador de caudal de aire es un elemento de control que funciona sin alimentación externa y que está situado en los conductos con el objeto de obtener un caudal constante aumentando la eficiencia del sistema.

En el circuito propuesto se han puesto finalmente dos reguladores de caudal a la entrada y a la salida del pistón tarados al 50% para permitir un movimiento más controlado del actuador, la empresa suministradora de estos elementos es Soluciones Eficientes para la Automatización Industrial- SMC, una empresa con gran poder en el mercado que ofrece soluciones adaptadas a las necesidades del cliente basadas en los puntos esenciales de la industria.

El regulador de caudal elegido que más se ajusta a la necesidad del proyecto es el modelo con conexión instantánea, concretamente se han elegido controladores de caudal de uso general, con conexión instantánea, enclavamiento, gran caudal y codo-AS*-X778.

- Mayor caudal mediante mayor orificio de paso
- Tamaño de conexión: 1/8
- Diám. ext. tubo aplicable: Ø 6 a Ø 10 mm
- Rango de presión de trabajo: 0.1 a 1 MPa.

ILUSTRACIÓN 42: REGULADOR DE CAUDAL SMC

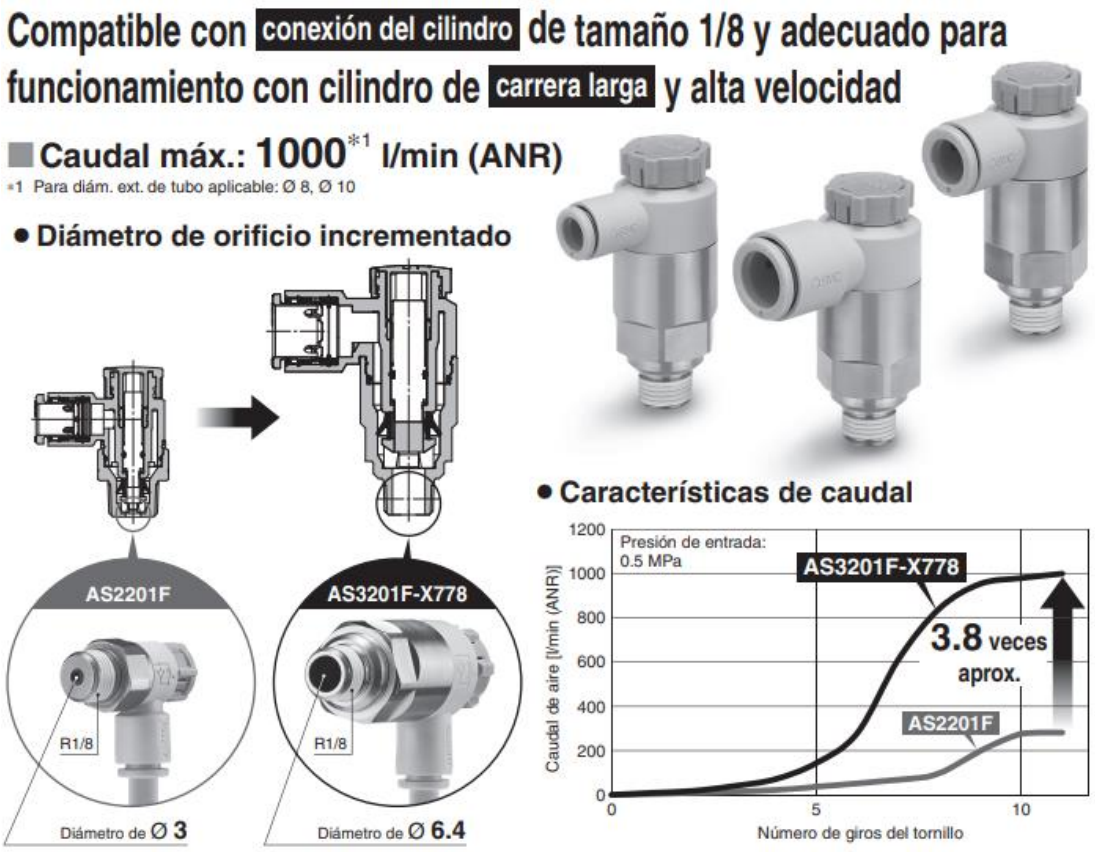


ILUSTRACIÓN 43: CARACTERÍSTICAS GENERALES

9.6.1. Especificaciones técnicas.

Forma de pedido

AS3201F−01−06 SA−X778

Diám. ext. de tubo aplicable
Sist. métrico

06	Ø 6
08	Ø 8
10	Ø 10

Especificaciones

Fluido	Aire
Presión de prueba	1.5 MPa
Tipo de control	Sistema de salida
Rango de presión de trabajo	0.1 a 1 MPa
Temperaturas ambiente y de fluido	-5 a 60 °C (sin congelación)
Material de tubo aplicable	Nylon, nylon flexible, poliuretano*1, FEP, PFA

*1 Ten cuidado al utilizarlo a la presión máxima de trabajo cuando se utilicen tubos de nylon flexible o poliuretano.
(Consulta el **catálogo WEB** para obtener más información sobre el tubo).

ILUSTRACIÓN 44: FICHA TÉCNICA REGULADOR DE CAUDAL

9.6.2. Características de caudal.

Características de caudal

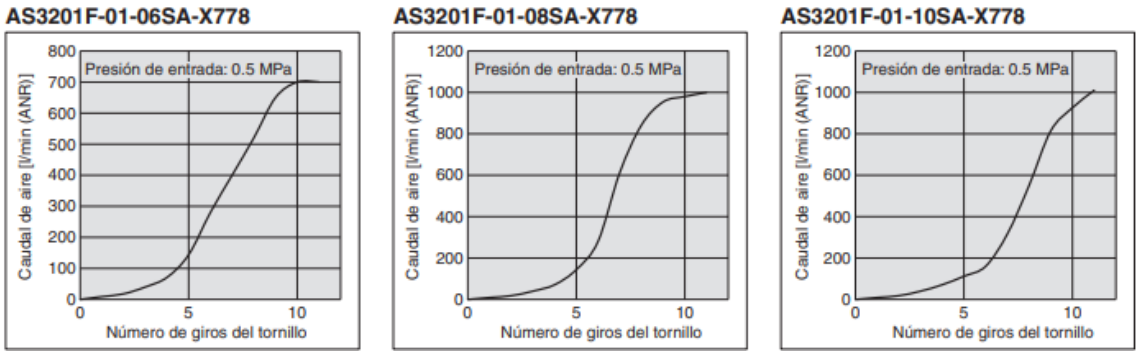
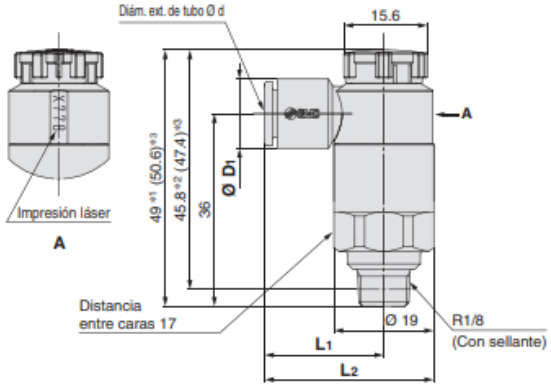


ILUSTRACIÓN 45: CARACTERÍSTICAS DE CAUDAL REGULADOR

9.6.3. Dimensiones.

Dimensiones



*1 Dimensiones de referencia
*2 Dimensiones de referencia para las roscas después de la instalación
*3 Dimensiones de referencia cuando está bloqueado

[mm]

Modelo	d	D1	L1	L2
AS3201F-01-06SA-X778	6	10.4	21.8	31.3
AS3201F-01-08SA-X778	8	13.2	22.7	32.2
AS3201F-01-10SA-X778	10	15.9	26.7	36.2

⚠ Advertencia

1. **Utilízalo dentro del rango de velocidad del cilindro y de energía cinética especificados. De lo contrario, pueden producirse daños en el cilindro y la junta.**
2. **Si la pieza desplazada se mueve a alta velocidad o es pesada, resultará inviable que la amortiguación del cilindro absorba por si sola los impactos. Por tanto, dispón de un circuito de reducción de velocidad para reducir la velocidad del cilindro o dispón de un amortiguador hidráulico externo para amortiguar los impactos.**

ILUSTRACIÓN 46: DIMENSIONES REGULADOR DE CAUDAL

9.7. Electroválvula 5/2 monoestable.

Se ha encontrado un distribuidor de componentes con muy buenos precios y calidades que es RS Components, se trata de una marca comercial de Electrocomponents plc, distribuidor global multicanal de productos de electrónica, electricidad, neumática y mantenimiento industrial. RS ofrece seiscientos mil productos a más de un millón de clientes de todo el mundo, entregando cada día cincuenta mil pedidos.

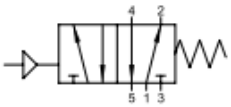
La electroválvula neumática elegida finalmente es la RS PRO 5/2 monoestable, que se puede encontrar en el catálogo de RS Components incorporado en los archivos adjuntos al proyecto con los demás catálogos.

A continuación podemos ver unos planos de dimensiones dependiendo del tamaño del modelo elegido.

5/2 Ways - *Vie - Wege - Voies - Vías - Vias*

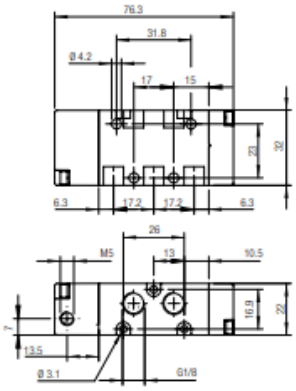
MONOSTABLE SPRING RETURN

MONOSTABILE CON RITORNO A MOLLA
MONOSTABIL MIT FEDERRÜCKSTELLUNG
MONOSTABLE À RAPPEL PAR RESSORT
MONOESTABLE CON RETORNO POR MUELLE
MONOESTÁVEL COM RETORNO POR MOLA

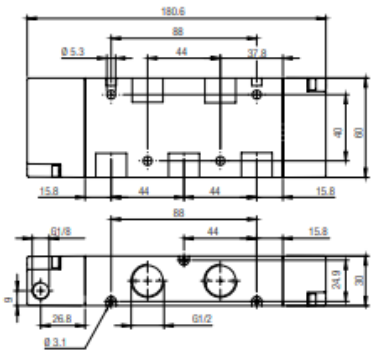


Codice *Code* *Nummer* *Code* *Código* *Código*	Vie *Ways* *Wege* *Voies* *Vías* *Vias*	Misura *Size* *Größe* *Dimension* *Medida* *Tamanho*	Pack.
176-2106	5/2	1/8	1
176-2107	5/2	1/4	1
176-2108	5/2	1/2	1

176-2106



176-2108



176-2107

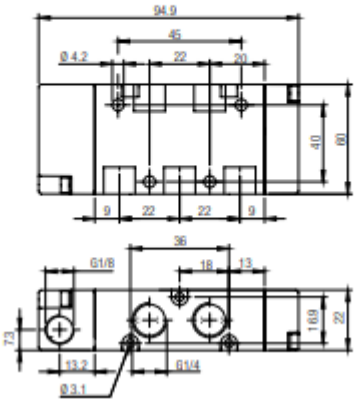


ILUSTRACIÓN 47: DIMENSIONES ELECTROVÁLVULA 5/2

9.7.1. Datos del producto.

La gama de válvulas RS Pro destaca por su resistencia y versatilidad, y combina un elevado rendimiento con unas dimensiones compactas. Hay modelos de tipo solenoide, eléctricos, mecánicos y manuales. Gran capacidad de caudal, tiempos de conmutación cortos y baja presión de conmutación. Disponibles en 3 tamaños: 1/8, 1/4 y 1/2. Admiten una presión de trabajo de hasta 10 bar. Varios colectores para que pueda crear su propio bloque de válvulas. Las bobinas solenoide destacan por su bajo consumo y están disponibles con cualquier valor de tensión. Válvulas ATEX: II 2 GD c T6 –10 °C.

- Principales ventajas:

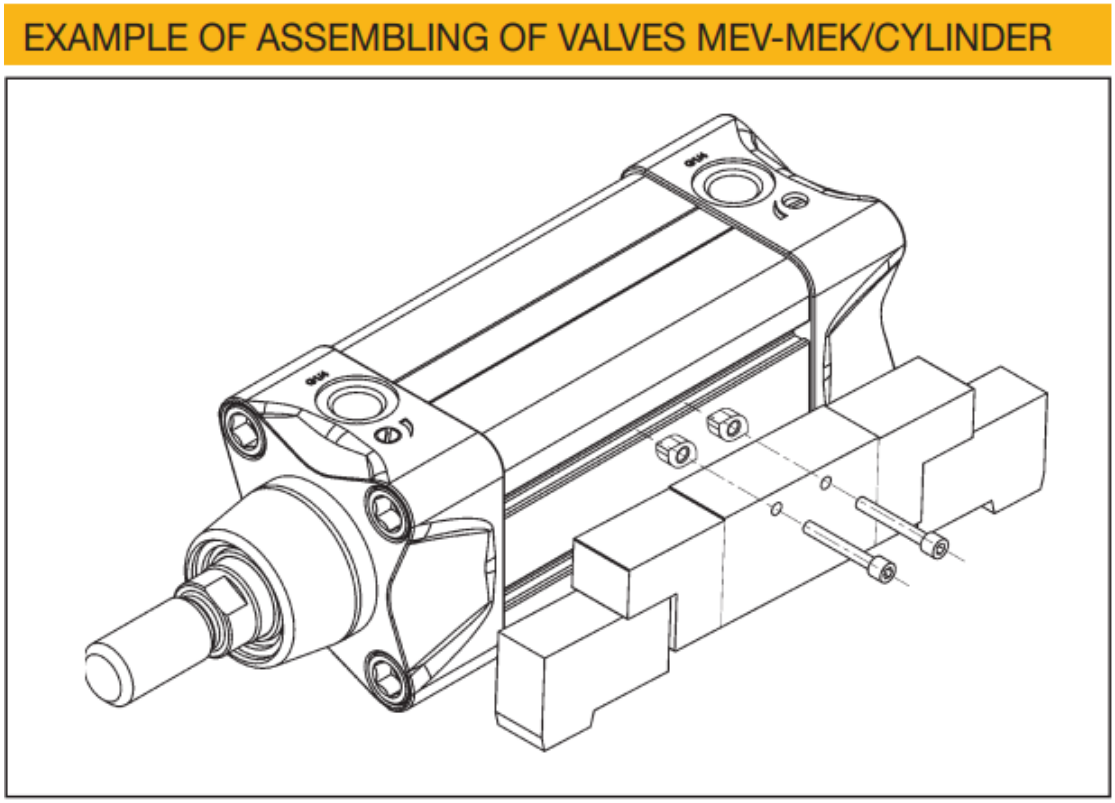
  Gran durabilidad
  Flujo alto con un tamaño compacto
  Instalación fácil
  Amplio rango
  Bajo consumo
  Aplicaciones:
  Automatización neumática, robótica, manipulación
  Procesos de automoción
  Industria textil, envasado, servicio pesado
  Elaboración de alimentos
  Zona ATEX

9.7.2. Especificaciones técnicas.

Atributo	Valor
Tipo de Montaje	Montaje en base
Función	5/2 Monostable
Rosca del Puerto de Conexión	G 1/4
Tipo de Actuación	Neumático
Material del Cuerpo	Aluminio
Máximo Caudal Unitario	1200Nl/min
Mínima Presión de Funcionamiento	2bar
Mínima Temperatura de Funcionamiento	-10°C
Número de Posiciones	1
Tamaño de la Rosca	1/4pulgada
Máxima Temperatura de Funcionamiento	+60°C
Máxima Presión de Funcionamiento	10bar
Configuración	5/2
Certificación para atmósferas explosivas ATEX	ATEX
Número de Puertos	5/2
Rosca Estándar	G

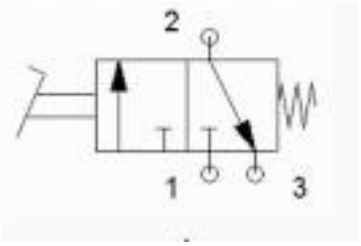
9.7.3. Ejemplo de ensamblaje en cilindro.

En la imagen observamos como va a ir ensamblada la electroválvula sobre el propio cilindro para optimizar al máximo el espacio de montaje de la máquina y evitar así el tener que poner un soporte o una caja de componentes con la única función de albergar esta electroválvula.



9.8. Pedal neumático (3/2).

Se trata de una válvula 3/2 vías, de accionamiento manual (en este caso con el pie), monoestable, que cuando se actúa cambia de posición la válvula y cuando se deja de actuar, retorna a la posición de reposo.



INTEC suministros industriales es una empresa que aposta por la especialización, conglomerando una serie de marcas y productos específicos que abarcan desde las necesidades más básicas hasta los proyectos más exigentes para su industria. A un solo golpe de clic su suministro online te acerca la herramienta industrial que necesites a cualquier parte en un corto espacio de tiempo. Esta empresa dispone de un catalogo muy amplio de componentes, este catálogo es el AIGNEO_IBERICA_Catalogo_Trifa_2021, que se adjuntará en archivos anexos al proyecto junto a todos los demás catálogos.

Tras una gran variedad de componentes y un gran stock, encontramos un pedal neumático 3/2 Vías como podemos ver en la imagen 48.

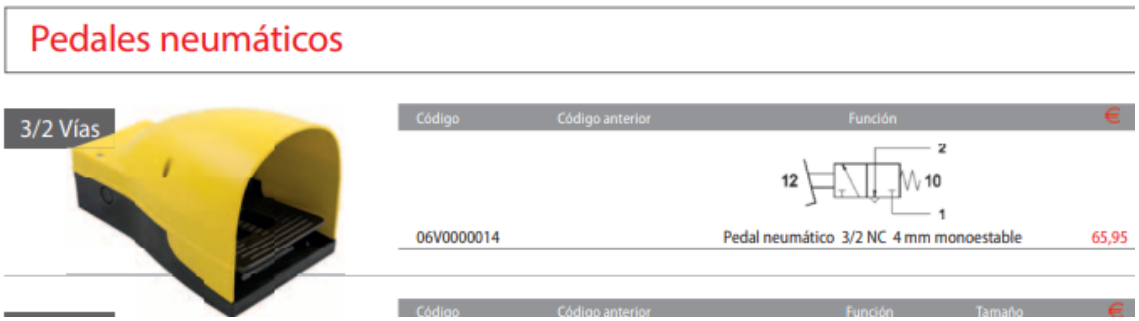


ILUSTRACIÓN 48: PEDAL NEUMÁTICO 3/2

Este será por tanto el pedal que se va a utilizar para el mando del circuito.

9.9. Cálculo de fuerzas en función de la presión y el área del cilindro.

En primer lugar se calculará la fuerza máxima de retroceso que realizará el cilindro, para ello debemos saber que la presión máxima que proporciona el compresor son 9 bar, que será la presión general de la red y en el regulador de caudal que encontramos en el punto de presión de la máquina, se podrá regular esta presión en un rango de 0 a 9 bares que será la que entrará por tanto en el cilindro.

Por tanto la presión máxima a la que trabajará el cilindro serán 9 bar.

Los datos de los que partimos son los siguientes.

Datos:

d.émbolo = 63 mm

d.$vástago$ = 25 mm

P.máx=9 bar= 0,9 N/mm2

$$F.máx = \frac{Px\ \pi\ x\ (d.pist^2 - d.vastago^2)}{9{,}81}$$

$$F.máx = \frac{0{,}9\ x\ \pi\ x\ (63^2 - 25^2)}{9{,}81} = 963{,}81\ N$$

Por tanto en este caso, el cilindro neumático esta realizando una fuerza de retroceso de 963,81 N cuando trabaja a la máxima presión de ejercicio. Esta fuerza de retroceso será contrarrestada por el usuario que realizará el ejercicio, teniendo en cuenta que dicha fuerza será menor a causa de la palanca.

Seguidamente vamos a calcular la fuerza de retroceso que realizaría el pistón para distintos niveles de presiones que regulará el usuario mediante el regulador de presión que tiene el compresor, dependiendo de la fuerza que pueda ejercer cada cliente.

Vamos a realizar los cálculos empezando con una presión de 1 bar y realizaremos los distintos cálculos incrementando en cada uno 2 bares, es decir, calcularemos para 1,3, 5,7 y 9 bares.

- Para una presión de 1 bar:

$$F.máx = \frac{Px\ \pi\ x\ (d.pist^2 - d.vastago^2)}{9{,}81}$$

$$F.máx = \frac{0{,}1\ x\ \pi\ x\ (63^2 - 25^2)}{9{,}81} = 107{,}50\ N$$

- Para una presión de 3 bar:

$$F.máx = \frac{Px\ \pi\ x\ (d.pist^2 - d.vastago^2)}{9{,}81}$$

$$F.máx = \frac{0{,}3\ x\ \pi\ x\ (63^2 - 25^2)}{9{,}81} = 321{,}27\ N$$

- Para una presión de 5 bar:

$$F.máx = \frac{Px\ \pi\ x\ (d.pist^2 - d.vastago^2)}{9{,}81}$$

$$F.máx = \frac{0{,}5\ x\ \pi\ x\ (63^2 - 25^2)}{9{,}81} = 535{,}45\ N$$

- Para una presión de 7 bar:

$$F.máx = \frac{Px\ \pi\ x\ (d.pist^2 - d.vastago^2)}{9{,}81}$$

$$F.máx = \frac{0{,}7\ x\ \pi\ x\ (63^2 - 25^2)}{9{,}81} = 749{,}63\ N$$

- Para una presión de 9 bar:

$$F.máx = \frac{Px\ \pi\ x\ (d.pist^2 - d.vastago^2)}{9{,}81}$$

$$F.máx = \frac{0{,}9\ x\ \pi\ x\ (63^2 - 25^2)}{9{,}81} = 963{,}81\ N$$

Estos parámetros serían las diferentes fuerzas de retroceso que realizaría el pistón regulando la presión de entrada de aire con un incremento constante de 2 bares. Como podemos ver la máquina podrá ser utilizada por usuarios con distintas capacidades y fuerzas. El propio usuario regulará la entrada de aire y podrá bajar y subir dicha fuerza de retroceso a su gusto ya que dispondrá de una escala de equivalencia entre presión y kg de fuerza que realizará el propio usuario.

9.9.1. Equivalencia de fuerzas aplicando palanca de segundo grado.

La palanca de segundo grado permite situar la carga (R, *resistencia*) entre el *fulcro* y el esfuerzo (P, *potencia*). Con esto se consigue que el brazo de potencia siempre será mayor que el de resistencia (BP>BR) y, en consecuencia, el *esfuerzo menor que la carga* (P<R). Este tipo de palancas siempre tiene ganancia mecánica.

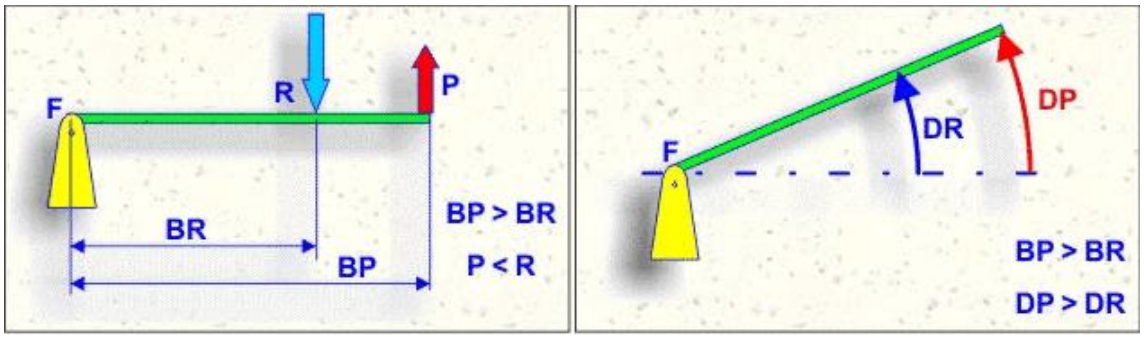


ILUSTRACIÓN 49: PALANCA SEGUNDO GRADO

En el apartado 9.9 se han calculado las fuerzas de retroceso que ejerce el pistón para cada una de las presiones determinadas. A continuación, se procederá a calcular cual es la fuerza equivalente que se realiza en el extremo de la palanca (Agarre) para cada uno de los casos obtenidos anteriormente.

La fórmula a utilizar es la siguiente:

$$PxBP - RxBR = 0$$

Donde R será la fuerza o resistencia ejercida por el pistón y P la fuerza realizada por el usuario con sus respectivas distancias hasta el punto de apoyo (F).

Las distancias BP= 75cm y BR=20cm las podemos comprobar en el apartado 7.4.

- Tabla de resultados:

Presión (N/mm^2)	R.retroceso (N)	P.usuario (N)
0,1	107,50	51,24
0,3	321,27	153,12
0,5	535,45	255,20
0,7	749,63	357,28
0,9	963,81	459,36

9.9.2. Tabla de equivalencias en kilogramos.

Una vez tenemos la fuerza que realizarán los usuarios dependiendo de la presión regulada en la máquina para unas presiones estándar (estos cálculos son orientativos, el usuario podrá regular perfectamente presiones intermedias a los cálculos estándar como por ejemplo de 0,2 N/mm^2, etc.), se va a proceder a realizar una conversión de Newtons a kilogramos para facilitar la lectura a los usuarios y se va a realizar una tabla que se pondrá en la propia máquina con las equivalencias de presión y kilogramos para

que los usuarios puedan regular la presión mediante el manómetro en función del peso que quieran levantar.

- Aquí tenemos una tabla de equivalencia general de todos los resultados incluyendo el paso a kilogramos.

Presión (N/mm^2)	R.retroceso (N)	P.usuario (N)	Kilogramos
0,1	107,50	51,24	5,23
0,3	321,27	153,12	15,62
0,5	535,45	255,20	26,02
0,7	749,63	357,28	37,43
0,9	963,81	459,36	46,84

9.9.3. Peso adicional en los agarres.

Se debe tener en cuenta para el cálculo final de los kilogramos que levantará el usuario según la presión establecida, que las manetas de los agarres de una sección circular mayor al resto del perfil utilizado están hechas de acero desnudo macizo, proporcionando al agarre una suma de +20kg adicionales a la fuerza ejercida por el cilindro.

Esto quiere decir que el peso mínimo disponible para la realización del ejercicio serán 20kg si no se le proporciona presión al cilindro, a partir de este peso, mediante la alimentación del cilindro se irá proporcionando más peso en función de la presión regulada, a medida del usuario.

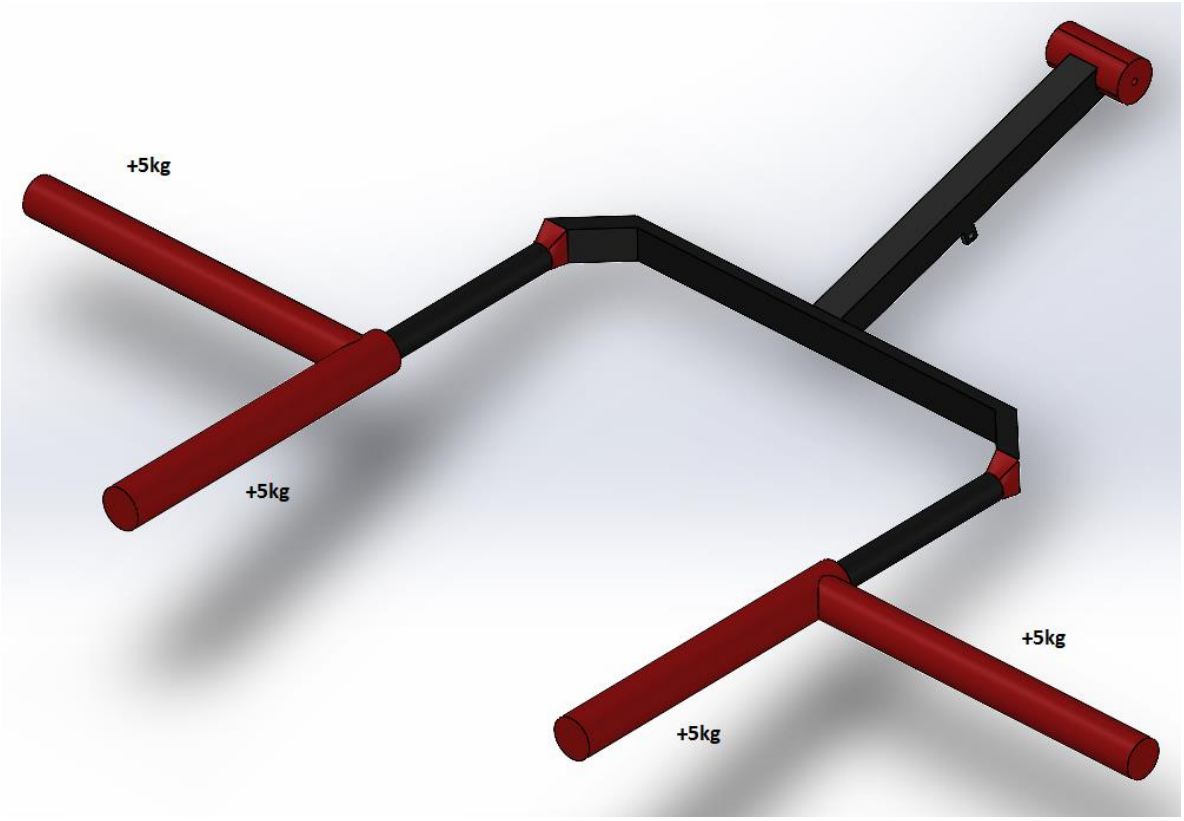


ILUSTRACIÓN 50: PESOS ADICIONALES EN LOS AGARRES.

Como se observa en la imagen 50 cada una de las manetas suman un peso adicional de 5kg, por tanto aproximadamente la suma total del peso adicional que se incorporará a las fuerzas calculadas es +20kg.

9.9.4. Tabla final de información al usuario.

Por tanto la distribución de kilogramos será la siguiente según la presión administrada:

Presión (N/mm^2)	**Peso (Kg)**
0 (Sin presión)	20 (Peso del agarre)
0,1	5,23 + 20= 25,23
0,3	15,62 + 20= 35,62
0,5	26,02 + 20 = 46,02
0,7	37,43 + 20= 57,43
0,9	46,84 + 20= 66,84

Finalmente la tabla de información que se le proporcionara a los usuarios es la siguiente:

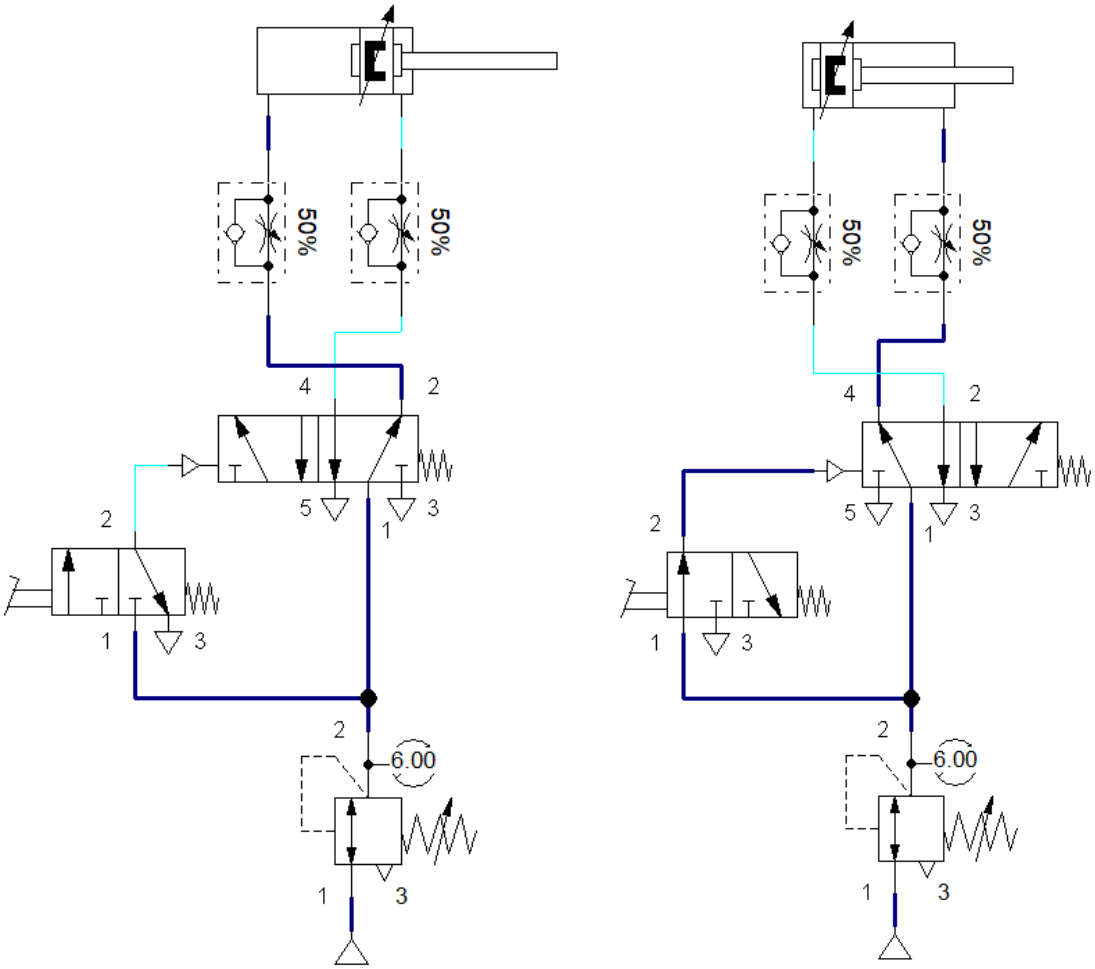
Presión (N/mm^2)	**Peso (Kg)**
0	20
0,1	25
0,3	40
0,5	50
0,7	60
0,9	70

Se han redondeado los pesos de esta forma ya que realmente solo se ha tenido en cuenta el peso de las manetas, pero el peso sería mayor debido a que el agarre tiene más perfiles que le proporcionan un mayor peso. Esto no se tiene en cuenta en estos cálculos ya que no es un peso excesivo y no varía mucho el resultado pero si a la hora del redondeo para que la tabla quede más perfilada a nivel visual de los usuarios.

El peso máximo por tanto que se podría regular en la maquina son 70 kg, este peso como se puede deducir no sería óptimo para un usuario de nivel avanzado ya que se quedaría corto, pero la función de esta máquina es ser utilizada por usuarios de nivel bajo y medio e incluso para tratamientos de rehabilitación ya que la resistencia neumática impone una mínima carga de impacto a nivel articular y son capaces de igualar el movimiento muscular natural del cuerpo a través de un sistema de "Transmisión Natural de la Fuerza", basado en tecnología de carga neumática.

En este diseño se mezcla tanto la resistencia de carga neumática como la carga del peso adicional de 20kg, cuya conjunción crea un ejercicio con muchos beneficios para los usuarios.

9.10. Resumen circuito neumático general.



Consiste en realizar un mando indirecto de un cilindro de doble efecto a través de un pedal (pulsador), accionado por presión proporcionada por un compresor, con doble regulador de caudal a la entrada y la salida del pistón para realizar un movimiento controlado del actuador. El pilotaje del cilindro se realiza por medio de un pedal, cuando este actúa, conmuta de posición y el vástago retrocede a velocidad controlada. En ese momento el usuario deberá contrarrestar la fuerza ejercida por el cilindro con su propia fuerza. Simplemente hay que soltar el pedal para que el vástago vuelva a la posición de seguridad, es decir, salga lentamente.

Como podemos observar tenemos un regulador de presión tarado a 6 bares, el rango de este sería de entre 1 y 7 bares para regular la fuerza a realizar en la máquina.

Podemos observar el mando de la instalación con un pedal neumático y una válvula 5/2 general. Finalmente, también se observan dos reguladores de caudal a la entrada y a la salida del pistón tarados al 50% para permitir un movimiento más controlado del pistón.

El programa empleado para el diseño y simulación del circuito neumático es el FluidSIM Pneumatics V4.2 de FESTO, que es una aplicación pensada para la creación, simulación, instrucción y estudio electroneumático, electrohidraúlico y de circuitos digitales. El programa nos permitirá crear circuitos muy fácilmente mediante el clásico procedimiento de arrastrar y soltar.

10. CÁLCULOS ANALÍTICOS EN POSICIÓN NEUTRA.

10.1. Cálculo en la posición más crítica.

La posición más desfavorable es la posición final es decir cuando los brazos de la persona que utiliza la máquina están completamente estirados y el pistón está realizando la máxima fuerza de retroceso dependiendo de la regulación en la que se encuentre.

Como explicamos en anteriores apartados el ángulo de movimiento del brazo del agarre oscila entre 71,62º a 90º que sería la posición donde más fuerza se le está aplicando.

Por tanto, el cálculo que se va a realizar a continuación va a ser a los 90º.

- Posición inicial (71,62º):

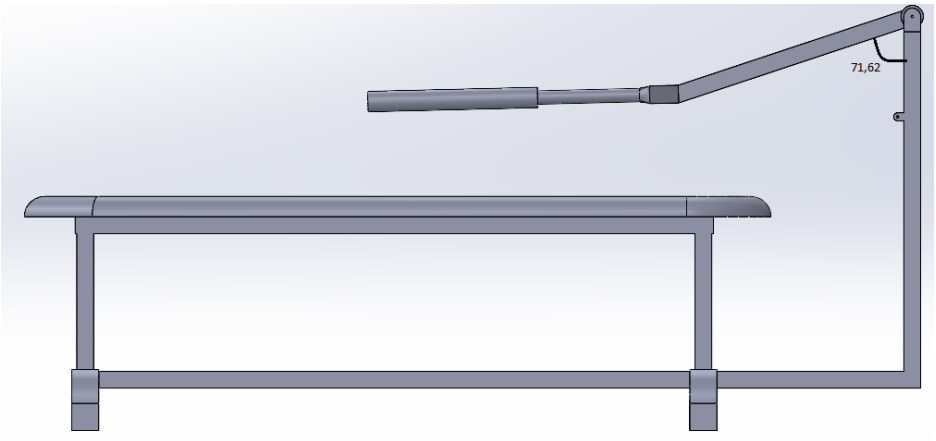


ILUSTRACIÓN 51: POSICIÓN INICIAL.

- Posición final (la que vamos a calcular, 90º):

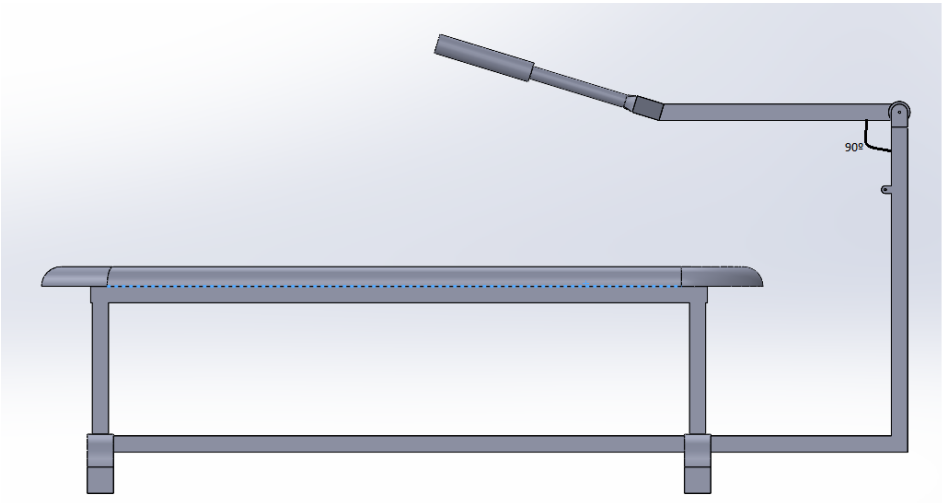


ILUSTRACIÓN 52: POSICIÓN FINAL.

A continuación, vemos de forma simplificada las medidas que utilizaremos para el cálculo de las reacciones en las distintas partes de la máquina. Algunas de ellas pueden variar un poco del diseño principal en Solidworks ya que aquí lo hacemos de forma simplificada y no tenemos en cuenta los espesores, las solapas donde van los pasadores, etc.

Todas las medidas están en m y las fuerzas en N.

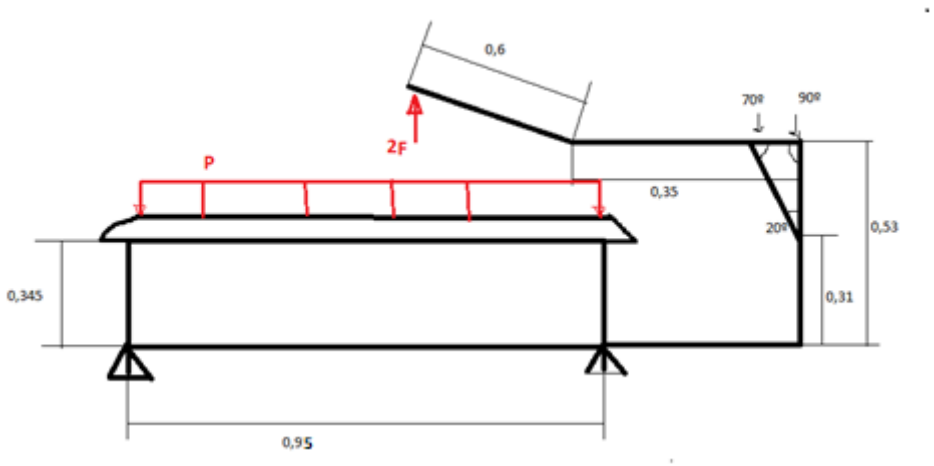


ILUSTRACIÓN 53: MODELO CON MEDIDAS Y FUERZAS.

Para la simplificación de los cálculos hemos supuesto que el agarre es recto en su totalidad.

También tenemos en cuenta que hay que calcular las dos fuerzas generadas en los apoyos FA1 y FA2 y estas deben ser mayores que 0 para asegurar que el conjunto es estable y no se producirá un vuelco de la máquina cuando se apliquen las fuerzas correspondientes sobre ella.

Como se puede ver la fuerza ejercida sobre el mango la nombramos como 2F, esto es debido a que tenemos dos brazos idénticos por tanto F será la fuerza que ejerce el cliente sobre un solo agarre.

Por tanto, la simplificación quedaría así:

.

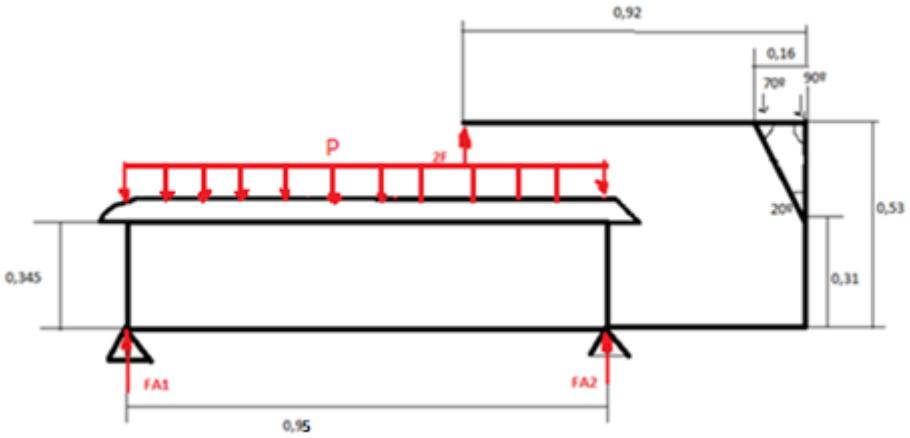


ILUSTRACIÓN 54: SIMPLIFICACIÓN MODELO.

En primer lugar, plantearemos todas las ecuaciones necesarias y seguidamente con ayuda del programa Engineering Equation Solver (EES) obtendremos todas las incógnitas de dichas ecuaciones.

También nos ayudaremos del software SKYCIV para el cálculo de reacciones y concretamente para el cálculo de diagramas de axiles, cortantes y flectores.

En primer lugar, sacamos las siguientes ecuaciones:

$\sum Fy = 0$; $FA1 + FA2 - P + (2 * F) = 0$

$\sum MA2 = 0$; $-FA1 * 0.95 + P * 0.53 - (2 * F) * 0.92 = 0$

10.1.1. Cálculo de reacciones en los agarres.

Solo calculamos el agarre de un brazo ya que son simétricos por tanto el otro es igual. Consideramos que se encuentra a 90º.

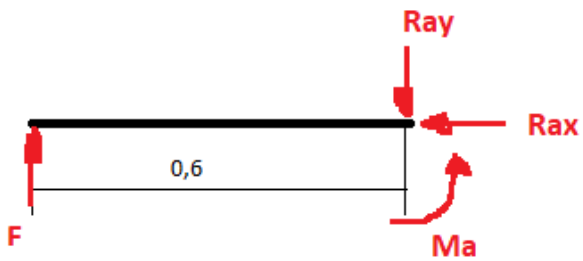


ILUSTRACIÓN 55: CÁLCULO REACCIONES AGARRES.

$\sum Fx = 0;$ $\quad -Rax = 0$

$\sum Fy = 0;$ $\quad -Ray + F = 0$

$\sum Ma = 0;$ $\quad Ma - F * 0.6 = 0$

10.1.2. Cálculo de reacciones en los soportes de los agarres.

En el punto del principio se multiplicarán las fuerzas por 2 ya que son dos brazos simétricos. Como podemos ver en la imagen 51 la fuerza del pistón forma un ángulo de 70 grados con respecto a la barra.

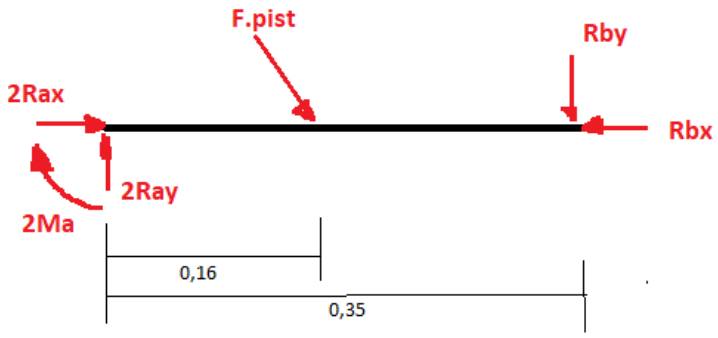


ILUSTRACIÓN 56: CÁLCULO SOPORTE AGARRES.

$\sum Fx = 0;$ $\quad 2Rax - Rbx + F.\text{pist}\, x = 0$

$\sum Fy = 0;$ $\quad 2Ray - Rby - F.\text{pist}\, y = 0$

$\sum Ma = 0;$ $\quad -2Ma + F.\text{pist}\, y * 0.16 - 2 * Ray * 0.35 = 0$

10.1.3. Cálculo de reacciones en el pilar principal.

Suponemos en este caso debido a que las barras no tenían inclinación que: Rbx'=Rbx y Rby'=Rby.

El pistón ejerce la misma fuerza que en el caso anterior, pero en sentido contrario.

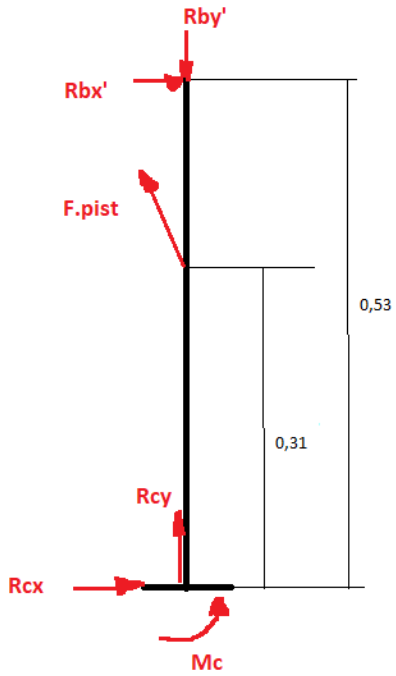


ILUSTRACIÓN 57: CÁLCULO PILAR PRINCIPAL.

$$\sum Fx = 0; \qquad Rbx' - (F.\text{pist}*\text{sen}20) + Rcx = 0$$

$$\sum Fy = 0; \qquad Rby' + (F.\text{pist}*\cos 20) + Rcy = 0$$

$$\sum Mc = 0; \qquad Mc - Rbx' * 0{,}53 + (F.\text{pist}*\text{sen}20) * 0.31 = 0$$

Debemos tener en cuenta que:

$F.\text{pist x} = F.\text{pist} * sen20$

$F.\text{pist y} = F.\text{pist} * cos20$

10.1.4. Fuerza repartida banco.

En este caso utilizaremos una fuerza P repartida ya que como comentamos al principio del apartado el peso se reparte por todo el banco por igual.

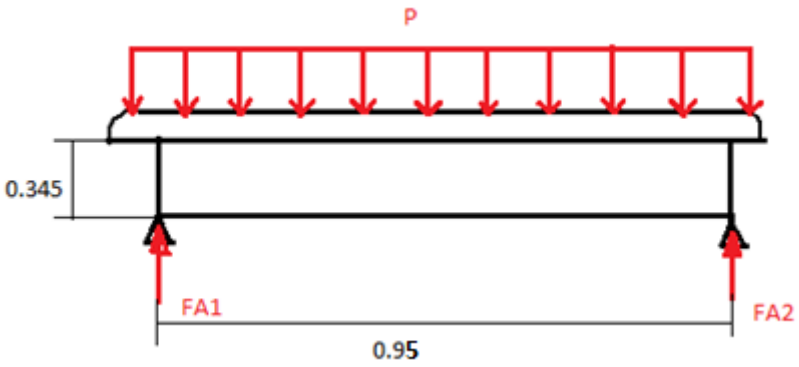


ILUSTRACIÓN 58:CÁLCULO FUERZA REPARTIDA.

$$\sum Fx = 0; \qquad 0$$

$$\sum Fy = 0; \qquad -P*0.95 + FA1 + FA2 = 0$$

10.1.5. Resultados finales de todas las reacciones.

Como hemos nombrado anteriormente obtenemos los resultados utilizando un software que nos permite insertar las ecuaciones y obtener el resultado inmediato, este software es el Engineering Equation Solver (EES).

Suponemos para el cálculo que el peso P es el máximo permitido es decir 140Kg=1470N, y que el pistón estará regulado para ejercer una fuerza de retroceso media (a una regulación de 7 bares en el cilindro), de 75,41kg=749,763 N. La fuerza equivalente realizada por el usuario en el agarre para poder vencer a los 749,763 N de retroceso que presenta el pistón es F=357,28 N.

- Tabla de resultados finales (resultados en N):

F	357,28
Rax	0
Ray	357,28
Rbx	253,10
Rby	-580,50
Rbx’	253,10
Rby’	-580,50
Rcx	0
Rcy	-114,66
Rdy	1470
P	1470
Ma	45,50
Mc	73,80
F.pist	749,76
F.pist x	323,10
F.pist y	676,57
FA1	10,05
FA2	14,50

10.2. Diagramas de esfuerzos.

Las fuerzas se dibujarán en el primer diagrama (de Axiles), en los otros ya las obviamos.

10.2.1. Agarres.

En este caso no tenemos Esfuerzo Axil ya que es 0.

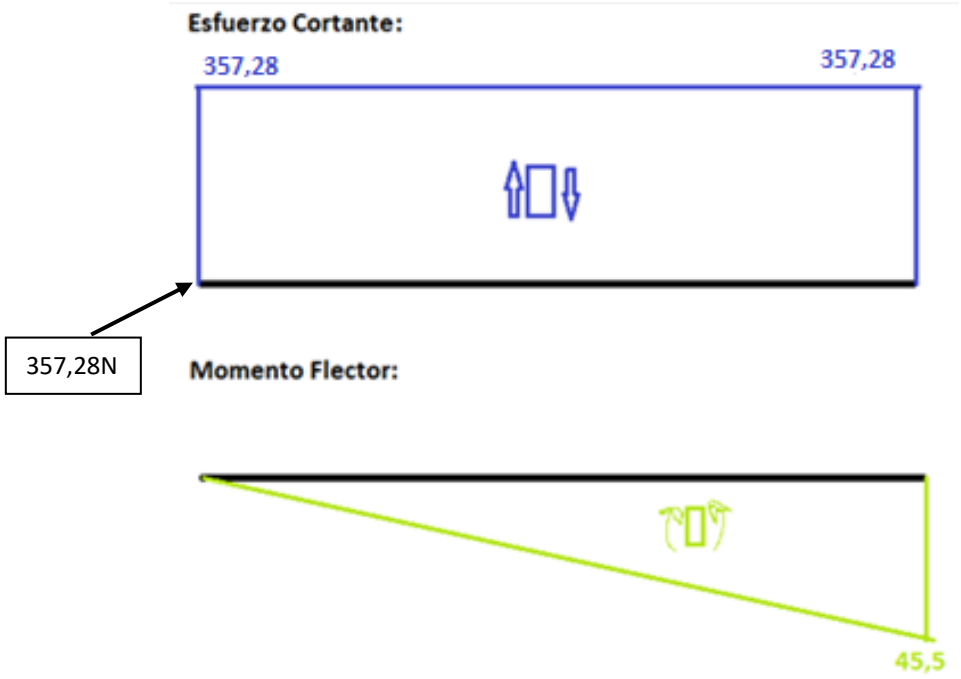


ILUSTRACIÓN 59: DIAGRAMA ESFUERZOS AGARRES.

10.2.2. Soportes de los agarres.

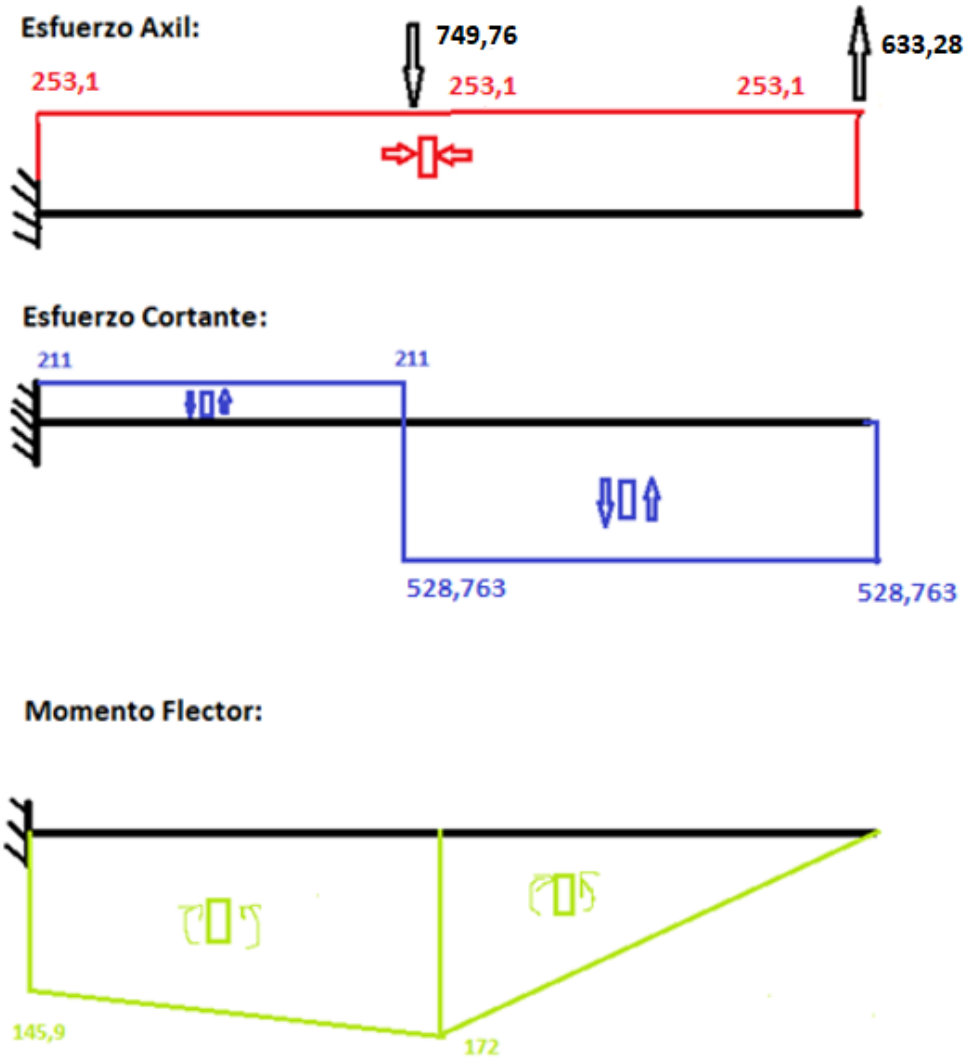
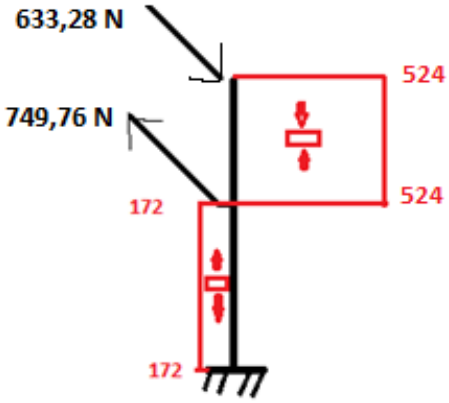


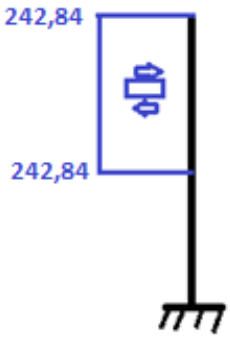
ILUSTRACIÓN 60: DIAGRAMA SOPORTES AGARRES.

10.2.3. Pilar principal.

Esfuerzo Axil:



Esfuerzo Cortante:



Momento Flector:

ILUSTRACIÓN 61: DIAGRAMA ESFUERZOS PILAR PRINCIPAL.

10.2.4. Interpretación de los diagramas obtenidos.

- **En los agarres:** Podemos observar que el punto más desfavorable se encuentra en la unión entre los agarres y la barra soporte de los agarres (punto A) en esa soldadura se puede ver que se produce el mayor momento, que es de 45,5 N*m.
- **En los soportes de los agarres:** En este caso el punto más desfavorable lo encontramos en el lugar donde el pistón aplica la fuerza de retroceso. En este punto tenemos el máximo momento flector que es de 172N*m.
- **En el pilar principal:** En esta barra el punto más desfavorable es donde se aplica la fuerza del pistón. En este punto se produce el máximo momento flector que es de 213N*m.

10.3. Cálculo de los coeficientes de seguridad en los perfiles.

Partimos de la hipótesis nombrada en el apartado 7.2, en la que decimos que el coeficiente de seguridad debe ser mayor que 3 para asegurar que la capacidad máxima de los elementos sea al menos 3 veces mayor que el requerimiento real al que está sometido para asegurar una gran seguridad en nuestra máquina.

Por ello el cálculo de los coeficientes para cada uno de los perfiles debe dar mayor que 3, de lo contrario deberíamos cambiar ese perfil.

Tomamos como referencia los perfiles comerciales descritos en el apartado 7.5, se trata de un perfil hueco de 60x30x2 mm con la ayuda del prontuario que tenemos en anejos, así como de los datos del fabricante que nos ofrece en su página.

Necesitamos los valores del área, módulo elástico resistente en x y en y, como no los encuentro en el prontuario ni en la página de la empresa he enviado un correo a la misma para obtener los datos necesarios para dichos cálculos, en anexos podemos encontrar la referencia a la empresa de donde obtenemos los datos que son los siguientes:

- Área: A=350,5 mm^2
- Modulo elástico resistente en x: Wx=5120 mm^3
- Modulo elástico resistente en y: Wy=3272 mm^3
- Límite elástico: σf= 275 MPa

10.3.1. Agarres.

Como hemos visto anteriormente el punto más desfavorable en estas barras aparece en el punto A, ya que es una unión soldada entra el agarre y la barra soporte del agarre.

Para comprobar que el coeficiente de seguridad de estos perfiles cumple tomaremos los valores obtenidos en los diagramas de sólido libre del apartado anterior:

Axil= 0 N

Momento flector= 45,5 Nm= 45500 Nmm

$$\sigma x = \frac{Mf}{Wx} + \frac{N}{A} = \frac{45500Nmm}{5120mm^3} + \frac{0N}{350{,}5\ mm^2} = 8{,}89\frac{N}{mm^2}$$

$$Cs = \frac{\sigma f}{\sigma x} = \frac{275\ MPa}{8{,}89\ MPa} = 30{,}93$$

Podemos observar que el coeficiente obtenido es mucho mayor a 3 por tanto cumple de sobra el requerimiento establecido.

10.3.2. Barras soporte agarre.

El punto más desfavorable en este caso como podemos ver en los diagramas es la zona donde el pistón hidráulico aplica la fuerza de retroceso. Tomamos por tanto los datos necesarios de los diagramas.

Axil= 253,1 N

Momento flector= 172 Nm=172000 Nmm

$$\sigma x = \frac{Mf}{Wy} + \frac{N}{A} = \frac{172000Nmm}{3272mm^3} + \frac{253{,}1N}{350{,}5mm^2} = 53{,}29\frac{N}{mm^2}$$

$$Cs = \frac{\sigma f}{\sigma x} = \frac{275\ MPa}{53{,}29\ MPa} = 5{,}16$$

Aquí está un poco más justo, pero vemos que es mayor que 3 también por tanto cumple perfectamente con el requerimiento establecido.

10.3.3. Pilar principal.

Como ya sabemos aquí el punto más desfavorable es donde se encuentra amarrado el pistón hidráulico. Por tanto, tomamos los datos pertinentes de estos diagramas.

Axil= 524 N

Momento flector= 213 Nm=213000 Nmm

$$\sigma x = \frac{Mf}{Wy} + \frac{N}{A} = \frac{213000Nmm}{3272mm^3} + \frac{524N}{350{,}5mm^2} = 66{,}59\frac{N}{mm^2}$$

$$Cs = \frac{\sigma f}{\sigma x} = \frac{275\ MPa}{66{,}59\ MPa} = 4{,}13$$

Sigue siendo el coeficiente obtenido mayor que 3 por tanto el perfil cumple.

10.4. Cálculo del diámetro de los pasadores empleados.

Debemos calcular los diámetros mínimos que deben tener los pasadores para que soporten a cortadura. Vamos a suponer que estos pasadores están hechos del mismo material del que fabricaremos la máquina, es decir acero S275 y siguiendo las hipótesis establecidas con anterioridad deberán tener un coeficiente de seguridad mínimo de 3 cosa que también vamos a comprobar.

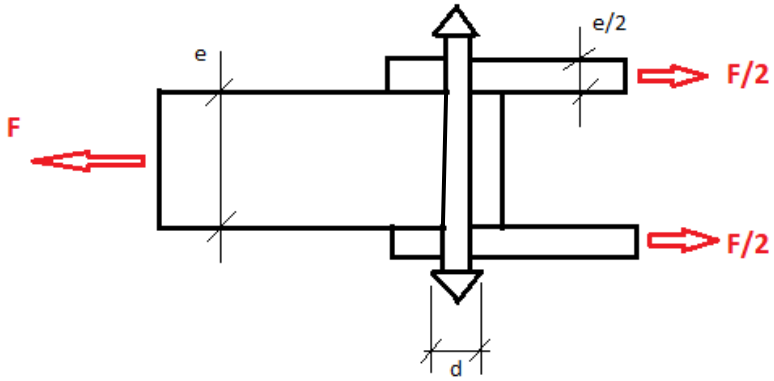


ILUSTRACIÓN 62: ESQUEMA PASADORES.

En el esquema que encontramos en la imagen, 62 la F es la fuerza resultante que actuará en cada pasador y la d es el diámetro mínimo que debe tener el pasador, es decir uno de los resultados que buscamos.

La d=7mm y el espesor de la pared e=5mm.

Para el ensamblaje de la máquina utilizamos 3 pasadores que explicaremos a continuación.

10.4.1. Pasador 1.

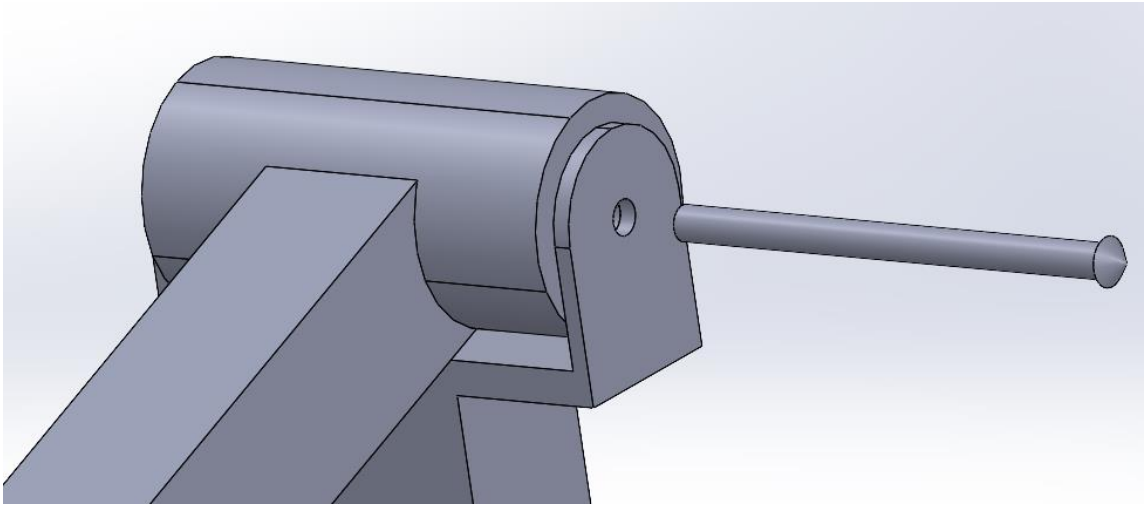


ILUSTRACIÓN 63: PASADOR 1.

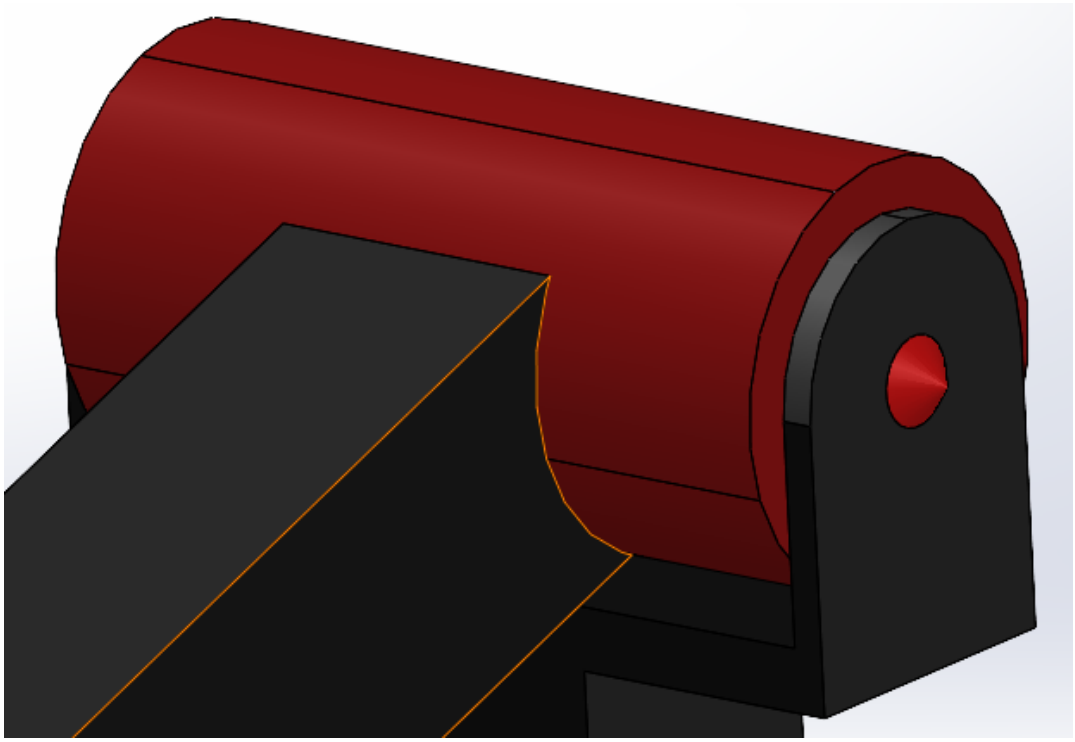


ILUSTRACIÓN 64: PASADOR 1 DENTRO.

Este pasador cumple la función de unir la barra de soporte de los agarres con el pilar principal y dejar un libre movimiento rotacional entre los dos hasta cierto ángulo.

En primer lugar, procederemos a analizar si se produce fallo cuando se aplica la fuerza sobre el pasador a cortadura para obtener así el diámetro mínimo del mismo que nos garantizaría que no rompa. Posteriormente calcularemos a tracción y compresión para comprobar que el espesor que hemos nombrado e, cumple perfectamente con el requerimiento establecido y su coeficiente de seguridad nos da 3 o superior para garantizar que no se produzca fallo.

Para proceder con los cálculos tenemos que saber cuál es la fuerza resultante F, dichas fuerzas las hemos obtenido en el apartado 10.1 y son las que nos aparecen en el punto B.

$$Fres = \sqrt{580,5^2 + 253,1^2} = 633,28\ N$$

- A cortadura:

$$\tau adm = \frac{1}{2} x \frac{\sigma f}{Cs} = \frac{1}{2} x \frac{275}{3} = 45,83\ \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = \tau adm$$

$$\tau = \frac{F/2}{A}$$

Despejamos el Área de forma que: $A = \frac{F/2}{\tau adm} = 6,98\ mm^2$

Una vez tenemos esto simplemente despejamos de la siguiente formula la d que será el diámetro mínimo que debe tener el pasador para garantizar que no se produzca fallo.

$$\boldsymbol{A = \frac{\pi\, x\, d^2}{4}}$$

Despejando la $d = \sqrt{\frac{A\ x\ 4}{\pi}}$ **= 3,01 mm** como mínimo.

Vamos a elegir un diámetro del pasador 1 normalizado de 5mm para garantizar el correcto funcionamiento de este evitando el fallo.

- <u>Cálculo del coeficiente de seguridad:</u>

$$\sigma.aplast = \frac{F/_2}{d\ x\ e} = \frac{633{,}28/_2}{7\ x\ 5} = 9{,}05\frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma.aplast = \frac{\sigma f}{Cs}$$

Cs= 30,4

El coeficiente de seguridad es mayor que 3 por tanto cumple el requerimiento establecido.

10.4.2. Pasador 2.

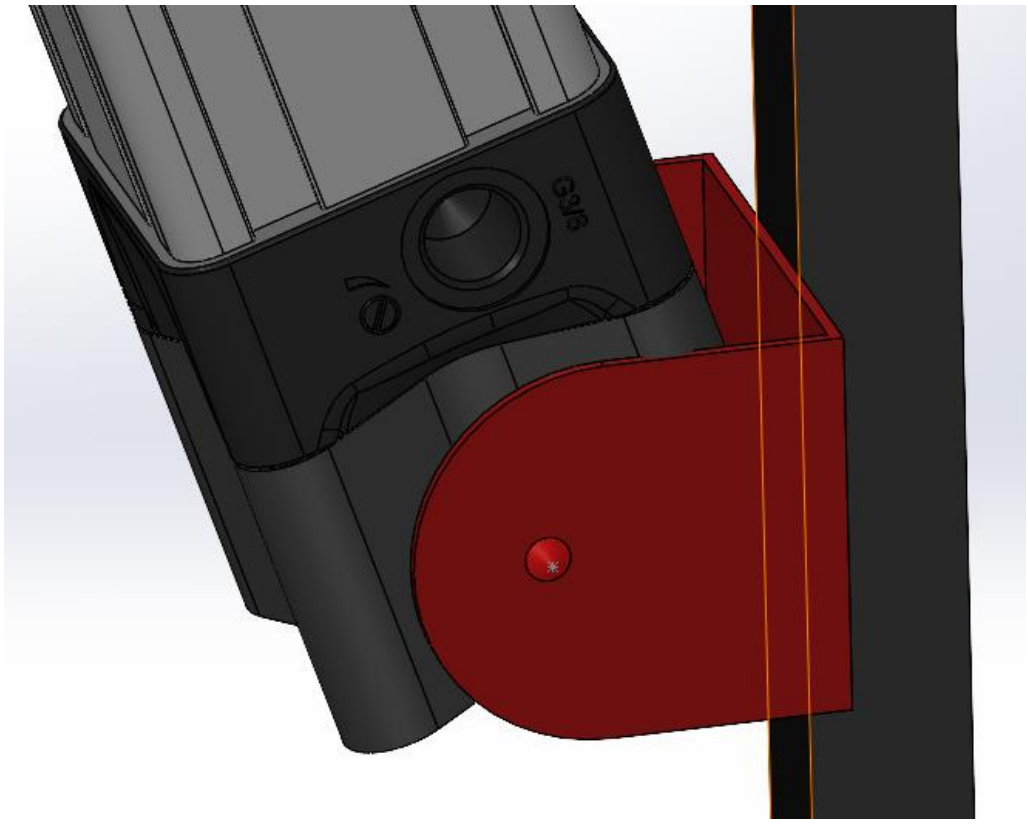


ILUSTRACIÓN 65: PASADOR 2

Este pasador tiene la función de unir el pilar principal con el cilindro hidráulico, realizaremos el mismo proceso que antes para averiguar cuál debe ser su diámetro mínimo garantizando que no rompa a cortadura.

En este caso la fuerza resultante que actúa sobre el pasador es la que ejerce el cilindro, y como hemos mencionado anteriormente hacemos los cálculos utilizando la máxima fuerza que puede ejercer el cilindro, es decir a una presión de 9 bar, F.pist= 963,81 N, como se puede observar en el apartado 9.9.

- A cortadura:

La τadm será la misma que en el apartado anterior y a partir de ahí despejamos el Área y averiguamos por tanto el diámetro mínimo.

$\boldsymbol{\tau = \tau_{adm} = 45{,}83}$ Despejamos el Área de forma que: $\boldsymbol{A = \frac{F/_2}{\tau adm} = 10{,}51 mm^2}$

$\boldsymbol{\tau = \frac{F.cil/_2}{A}}$

$\boldsymbol{A = \frac{\pi\ x\ d^2}{4}}$

Despejando la $d = \sqrt{\frac{A\ x\ 4}{\pi}}$ **= 3,66 mm** como mínimo

Vamos a elegir por tanto un diámetro del pasador 2 normalizado de 5mm para garantizar el correcto funcionamiento de este evitando el fallo.

- Cálculo del coeficiente de seguridad:

$$\sigma.aplast = \frac{F/_2}{d\ x\ e} = \frac{963{,}81/_2}{7\ x\ 5} = 13{,}77 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma.aplast = \frac{\sigma f}{Cs}$$

Cs= 19,97

El coeficiente de seguridad es mayor que 3 por tanto cumple el requerimiento establecido.

10.4.3. Pasador 3.

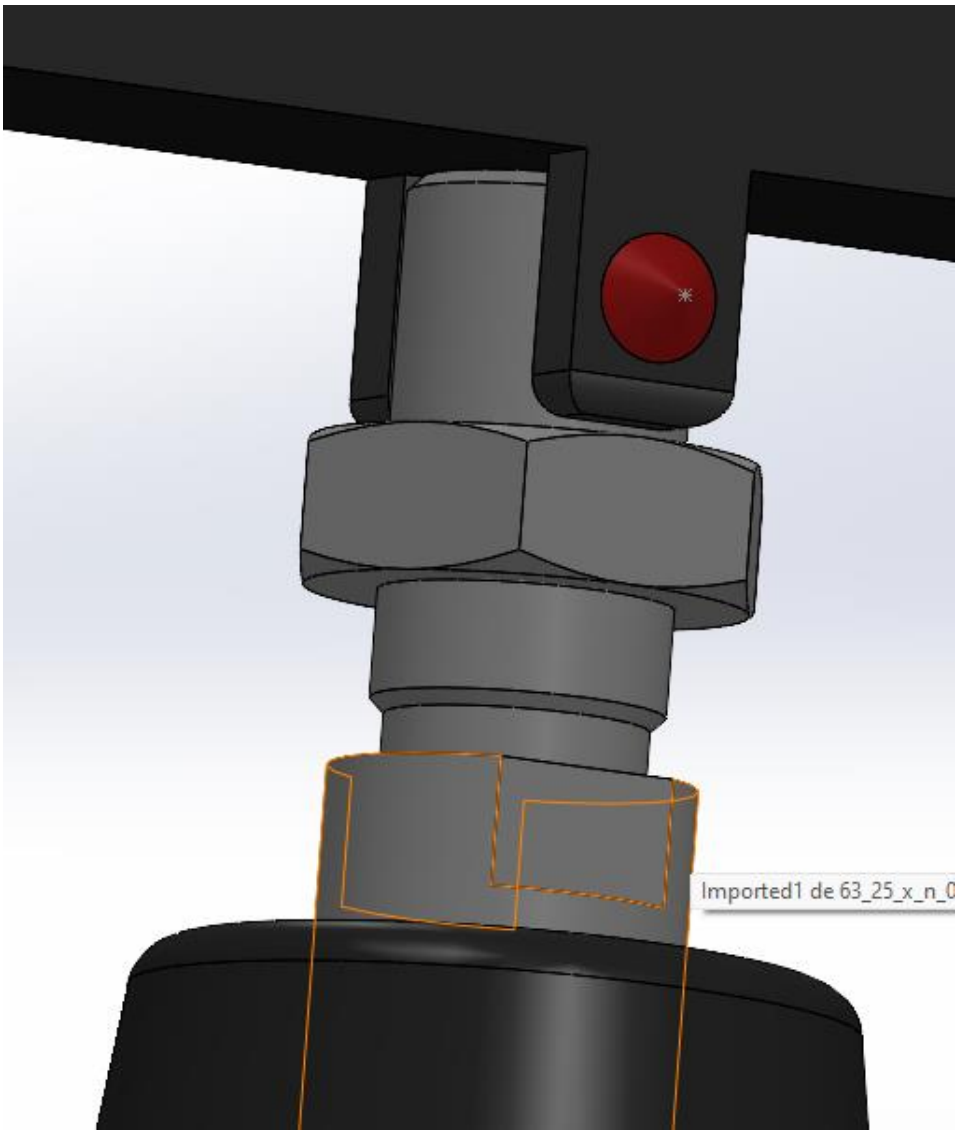


ILUSTRACIÓN 66: PASADOR 3.

El ultimo pasador se encarga de realizar la unión entre la barra soporte de los agarres y el vástago del cilindro, los cálculos van a ser los mismos realizados anteriormente ya que sabemos que se le aplica la misma fuerza resultante del cilindro y está construido del mismo material que el pasador 2 por tanto, sabemos que cumplirá con el coeficiente de seguridad establecido y que escogeremos un diámetro de pasador de 5mm.

11. SIMULACIÓN MEDIANTE ANSYS.

Mediante el software Ansys se va a realizar la simulación del diseño y de algunas de sus partes principales por separado.

Para ello utilizaremos Ansys que ofrece un conjunto de software que abarca todas las gamas de la física, ayudando a las empresas e usuarios a obtener el mejor valor para la inversión en simulación de ingeniería, ya que cuenta con las más avanzadas herramientas de Computer-Aided Engineering (CAE) en el área de fluidodinámica, análisis estructural y electromagnetismo y multifísica.

9.1. Procedimiento empleado.

1. Aplicación del material:

Ansys dispone de una biblioteca de materiales donde a pesar de no tener el acero S275JR como tal tenemos el Acero Estructural que tiene unas propiedades bastante parecidas. En primer lugar, ponemos los componentes de la máquina de este material, vamos a la base de materiales general de Ansys y seleccionamos el Structural Steel.

Engineering Data Sources

	A	B	C	D
1	Data Source		Location	Description
2	Favorites			Quick access list and default items
3	ANSYS GRANTA Materials Data for Simulation (Sample)			Sampling of ANSYS Granta material datasheets. Visit ANSYS GRANTA Materials Data for Simulation to learn about the full product with broader coverage of material data (e.g. linear, non-linear, temperature dependant, fatigue etc.) which includes more than 700 material datasheets.
4	General Materials			General use material samples for use in various analyses.
5	Additive Manufacturing Materials			Additive manufacturing material samples for use in additive manufacturing analyses.
6	Geomechanical Materials			General use material samples for use with geomechanical models.

Outline of General Materials

	A	B	C	D	E
1	Contents of General Materials	Add		Source	Description
7	FR-4			Ger	Sample FR-4 material, data is averaged from various sources and meant for illustrative purposes. It is assumed that the material x direction is the length-wise (LW), or warp yarn direction, while the material y direction is the cross-wise (CW), or fill yarn direction.
8	Gray Cast Iron			Ger	
9	Magnesium Alloy			Ger	
10	Polyethylene			Ger	
11	Silicon Anisotropic			Ger	
12	Stainless Steel			Ger	
13	Structural Steel			Ger	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Properties of Outline Row 13: Structural Steel

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m^-3
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
5	Isotropic Elasticity		
11	Strain-Life Parameters		
19	S-N Curve	Tabular	
23	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa
24	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa
25	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa
26	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

ILUSTRACIÓN 67: ANSYS MATERIAL.

2. Sujeciones (Fixed Support).

Dependiendo de las partes de la máquina que vayamos a analizar cambiarán estas sujeciones que definen los puntos de apoyo de la máquina.

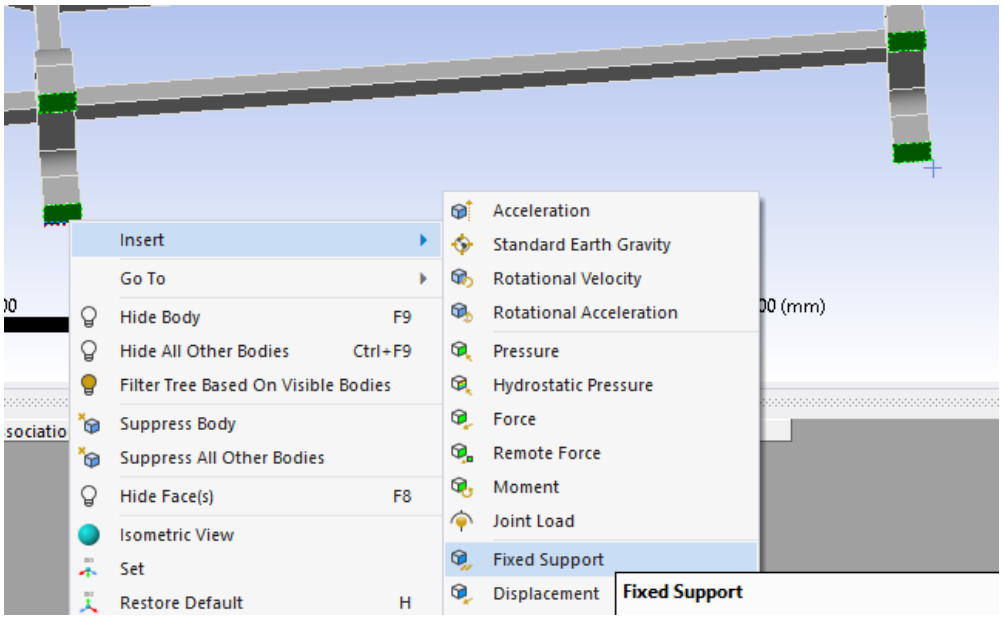


ILUSTRACIÓN 68: SUJECIONES.

3. Cargas y fuerzas.

Se colocan todas las fuerzas y cargas que actúan sobre cada elemento en cada una de las partes de la máquina o componente analizados.

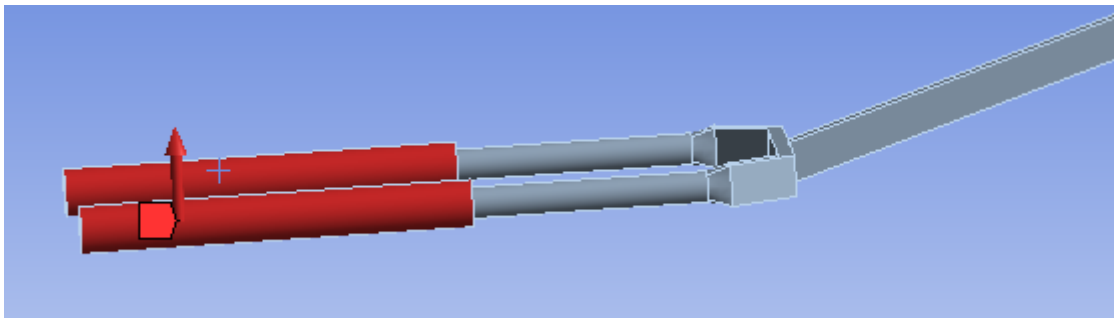


ILUSTRACIÓN 69: CARGAS Y FUERZAS.

4. Conexiones entre elementos.

Se revisarán todas las conexiones para asegurarnos de que están bien puetas. Todas las uniones entre perfiles son soldadas, pero las uniones entre pasadores se deberán cambiar.

.

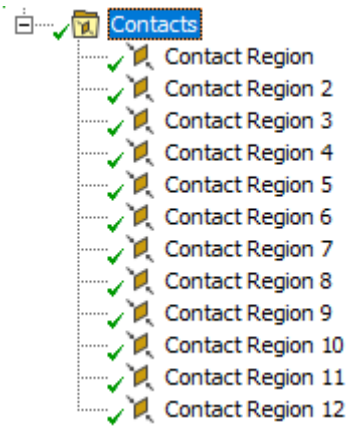


ILUSTRACIÓN 70: CONEXIONES ENTRE ELEMENTOS.

5. Mallado.

Una vez realizados todos los pasos anteriores mallaremos el modelo para intentar optimizar su estructura superficial todo lo que se pueda y conseguir una calidad o Average superficial lo más optimo posible. De esta forma las tensiones, deformaciones, etc. se repartirán mejor sobre el modelo.

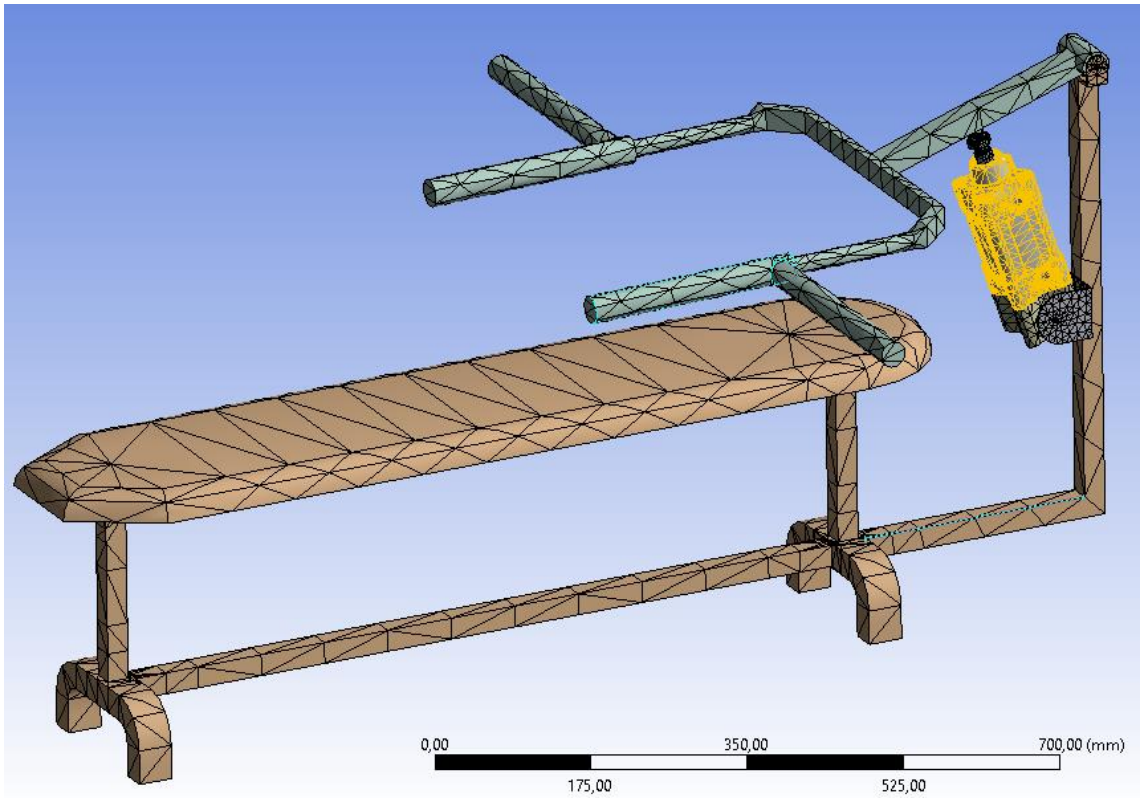


ILUSTRACIÓN 71: MALLADO.

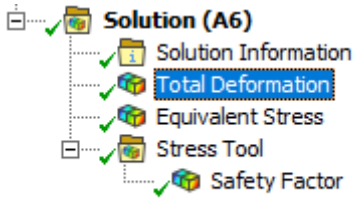
6. Resolver.

Por ultimo resolveremos la simulación mediante Solve, y le diremos al programa que nos muestre las tensiones, deformaciones, desplazamientos y coeficiente de seguridad para posteriormente compararlos con los resultados obtenidos analíticamente. Debemos tener en cuenta que la base de materiales de Ansys no contiene exactamente el acero S275JR con el que hemos calculado analíticamente los resultados, es decir, las propiedades del modelo cambiaran en cierta medida y por tanto los resultados obtenidos de la simulación van a cambiar en cierto rango.

9.2. Cálculos realizados mediante Ansys.

Vamos a realizar los cálculos de las partes principales de la maquina individualmente y después se analizará el conjunto de la máquina.

Las fuerzas que actúan en cada parte ya han sido calculadas analíticamente y por tanto las citaremos sin hacer demasiado hincapié, estarán distribuidas para realizar el correcto simulado en cada uno de los casos.



9.2.1. Conjunto palanca de agarre.

SIMULACIÓN EN AGARRE NEUTRO:

Este conjunto va sometido a las siguientes especificaciones:

- En esta parte de la máquina colocamos dos fuerzas en los agarres neutros de 357,28 N como calculamos anteriormente hacia arriba, es decir, en el eje Y.
- También colocaremos las resultantes Rbx=253,10 N y Rby=-580,50 N en el lugar donde va unido el conjunto mediante un pasador en el extremo final.
- Por último en las plaquetas taladradas donde va fijado el cilindro mediante otro pasador aplicaremos una fuerza resultante F.pist=749,76 N.

Realizamos la simulación con éxito y analizamos los resultados que obtenemos comparándolos con los resultados obtenidos analíticamente.

TENSIONES:

Una vez realizamos la simulación vamos a comparar las tensiones obtenidas con los cálculos analíticos, observado si cumplen o necesitan alguna optimización.

En la siguiente imágen podemos observar las diferentes tensiones que actúan sobre el conjunto.

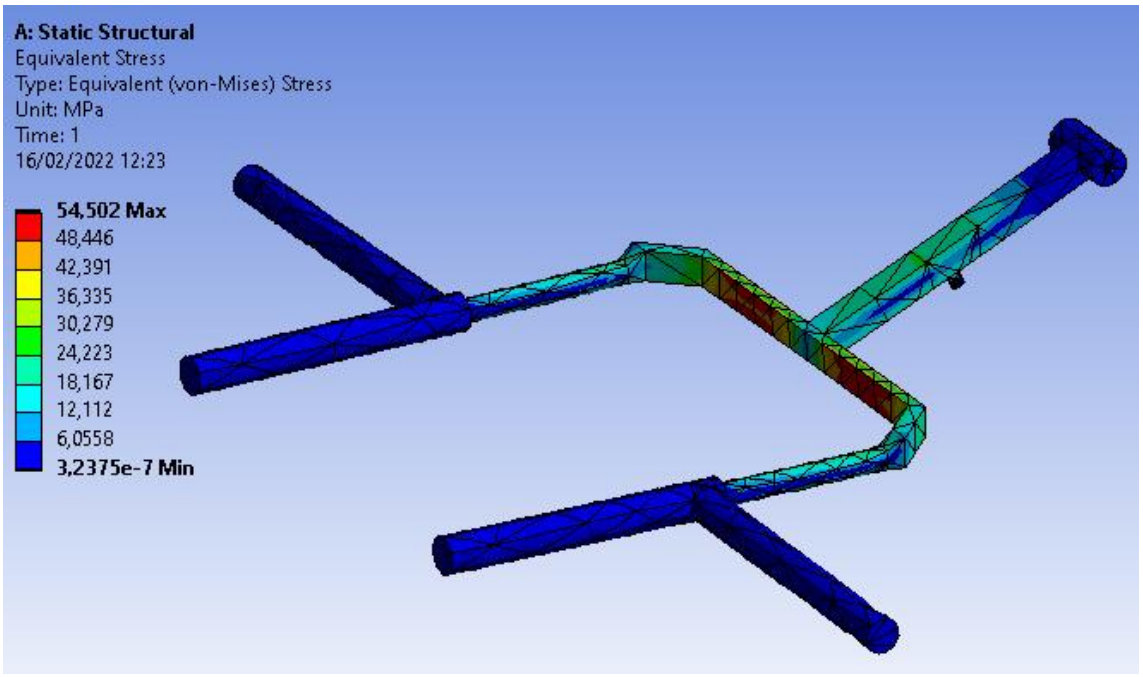


ILUSTRACIÓN 72:TENSIONES EN EL CONJUNTO DE LOS AGARRES NEUTROS.

Como podemos observar las tensiones que actúan oscilan entre 6 MPa en los agarres y en el cilindro de agarre al pilar principal mediante el pasador, hasta aproximadamente 54 MPa en las zonas internas que siguen a los soportes de los agarres.

Como podemos observar en el apartado 10.3.1 y 10.3.2 del proyecto en los cálculos obtenidos analíticamente nos sale que en los agarres y el cilindro tenemos una tensión de aproximadamente 8,89 MPa que se correspondería con los 6 MPa obtenidos en la simulación y 53,29 MPa en las zonas interiores de los soportes de los agarres que se correspondería con los 50 MPa obtenidos en la simulación.

Las simulaciones cumplen y se puede observar cierta variación en los resultados debido como hemos explicado con anterioridad a las variaciones en el tipo de material que a pesar de ser muy parecido varía en poca medida en algunas propiedades.

A pesar de esto los resultados son muy parecidos a los obtenidos en los cálculos analíticos.

DEFORMACIONES:

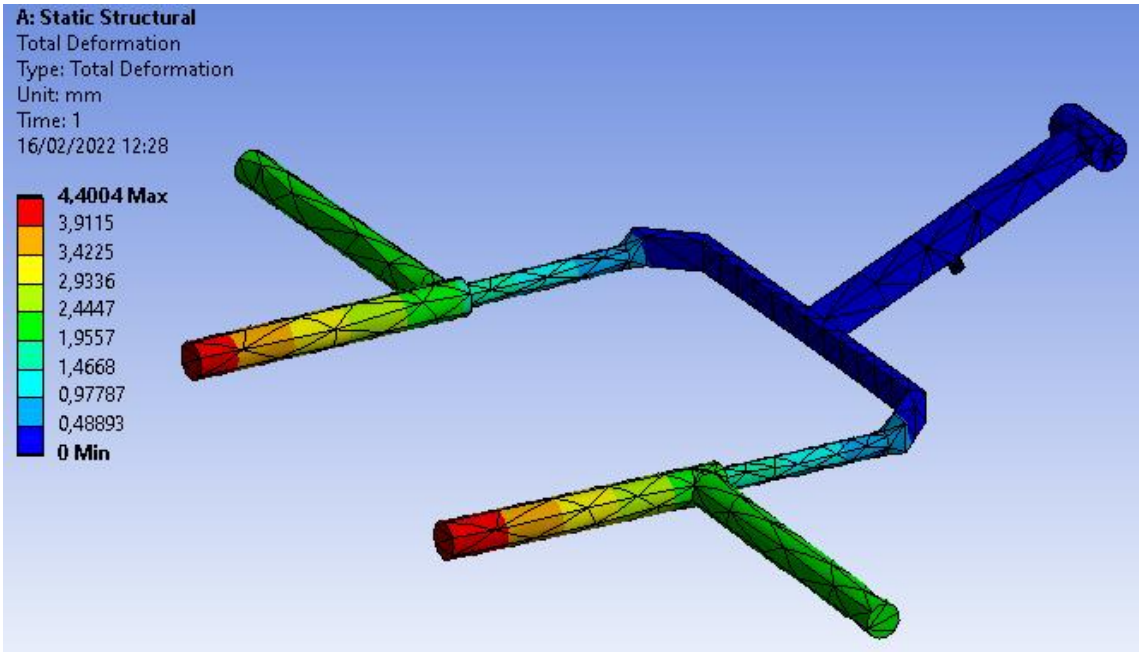


ILUSTRACIÓN 73: DEFORMACIONES EN EL CONJUNTO DE LOS AGARRES NEUTROS.

Apreciamos perfectamente en la imagen que en los extremos de los agarres tenemos la máxima deformación del conjunto que corresponde a 4,4 mm aproximadamente.

Este resultado es totalmente lógico ya que es la zona donde más palanca se genera.

Las deformaciones oscilarían entre 0 mm en la zona del cilindro donde se une el conjunto con el pilar principal mediante un pasador hasta 4,4004 mm en las zonas de los extremos.

COEFICIENTES DE SEGURIDAD:

Se ha elegido una escala del 0 al 15, en la cual las zonas azules corresponden al máximo coeficiente de seguridad.

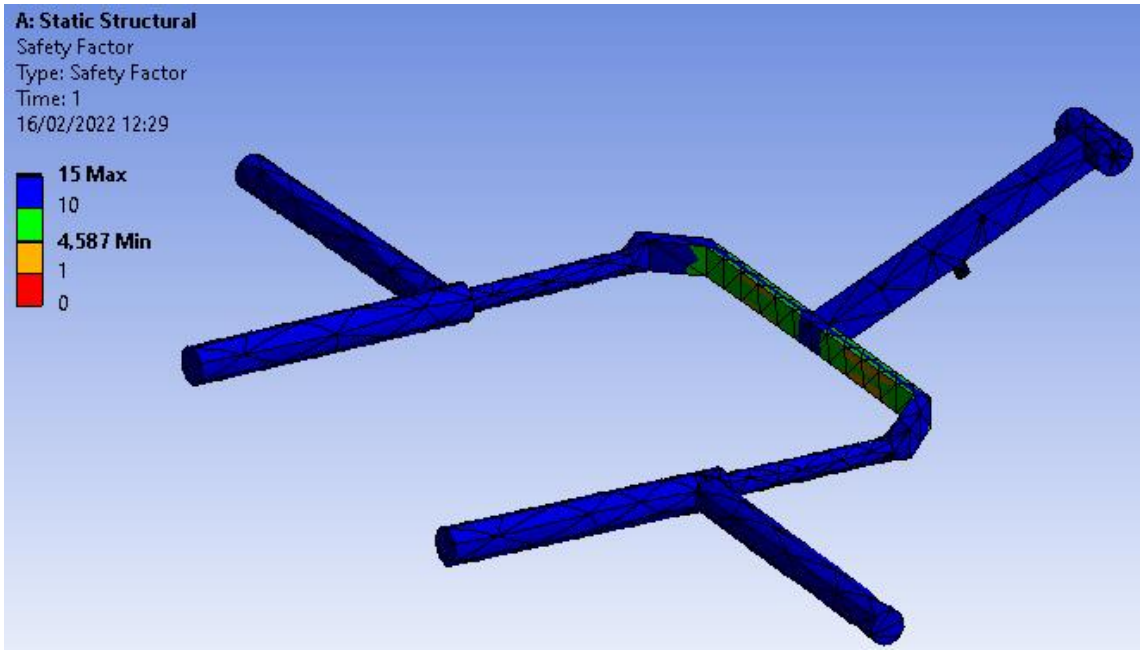


ILUSTRACIÓN 74: COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN EL CONJUNTO DE LOS AGARRES NEUTROS.

Comparando estos resultados con los obtenidos analíticamente, podemos ver algunas diferencias poco significativas. En los apartados 10.3.1 y 10.3.2 obtenemos un rango de coeficientes de seguridad entre 5,16 y 30,93 y en los resultados que obtenemos de la simulación los rangos oscilan entre 5 y 15.

El coeficiente de seguridad mínimo que deben cumplir todos los perfiles es de 3 y por tanto el requerimiento establecido se cumple en los dos casos ya que en todas las zonas es mayor de 5.

Simulación en agarre prono:

Consiste en realizar la misma simulación pero poniendo las fuerzas en los agarres en prono en vez de en los neutros como se ha realizado analíticamente y en el caso anterior.

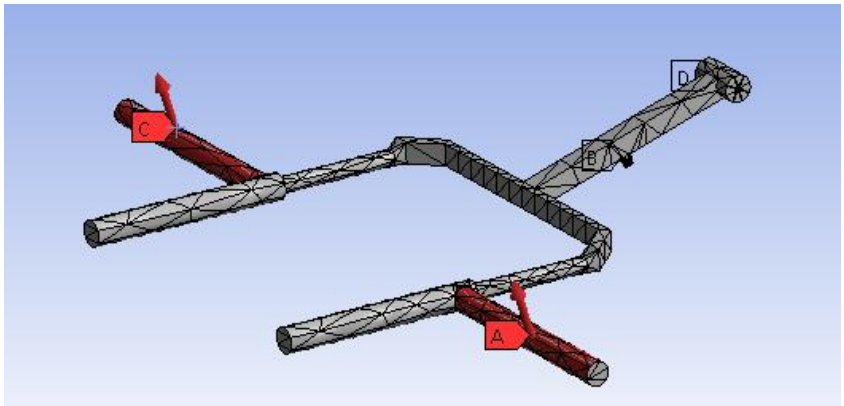


ILUSTRACIÓN 75:AGARRE PRONO

TENSIONES:

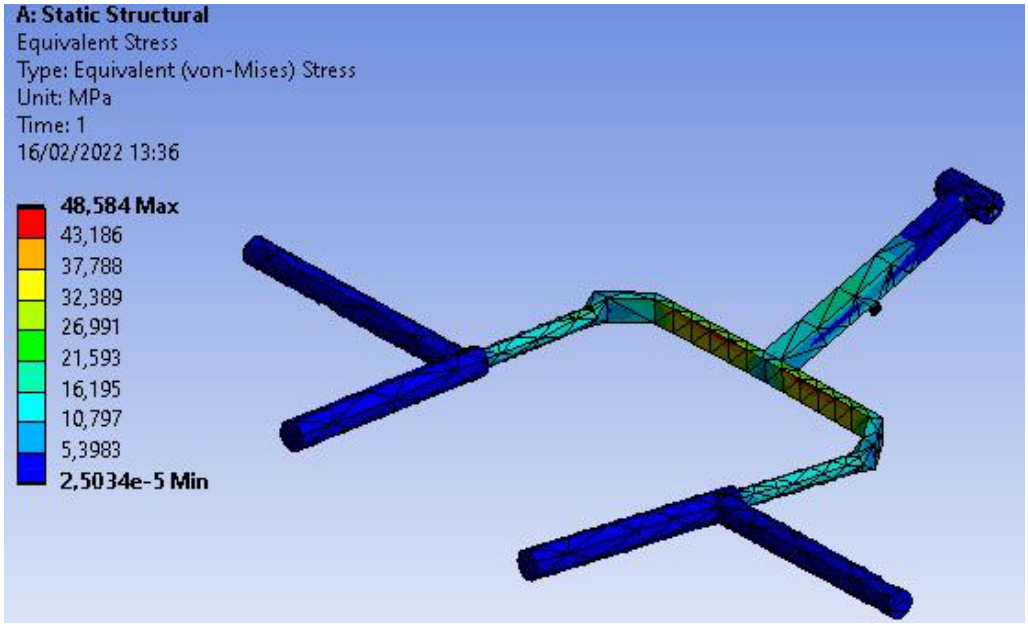


ILUSTRACIÓN 76:TENSIONES AGARRE PRONO.

En este caso no se puede comparar con los cálculos analíticos ya que no se ha realizado el cálculo en agarre prono pero si que se puede observar que el rango de tensiones es muy parecido a la simulación con el agarre neutro, la escala varía entre 5 MPa y 48,584 MPa, por tanto no se detecta ningún fallo en este tipo de agarre y cumple con los estándares mínimos así como con el rango de tensiones correcto para evitar posibles fallos.

DEFORMACIONES:

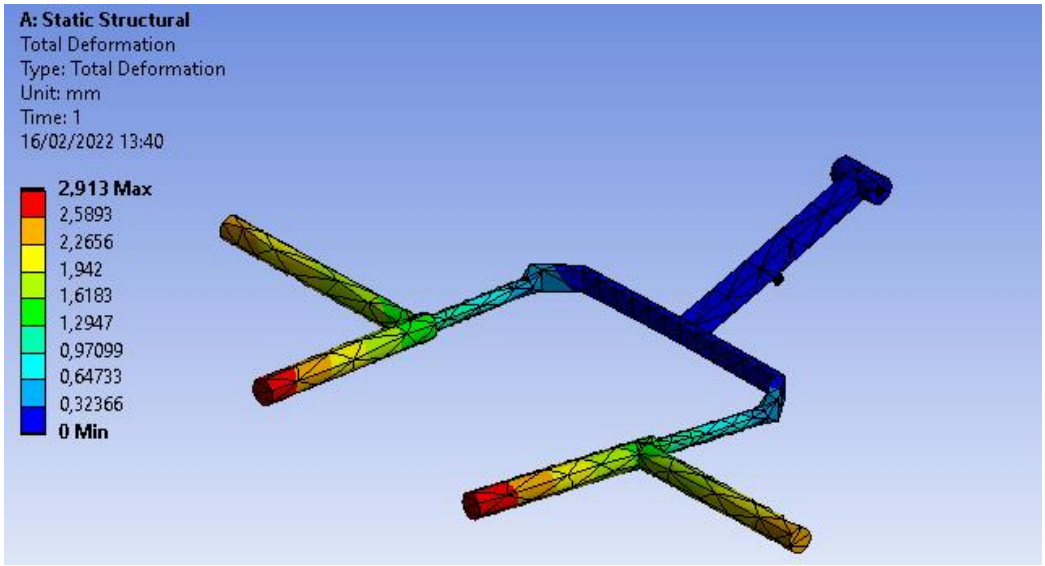


ILUSTRACIÓN 77:DEFORMACIONES AGARRE PRONO.

La escala de deformaciones varía un poco de la simulación en agarre neutro, esta escala como se puede observar tiene un rango de 0 a 2,913 como máximo en los extremos de los agarres.

COEFICIENTES DE SEGURIDAD:

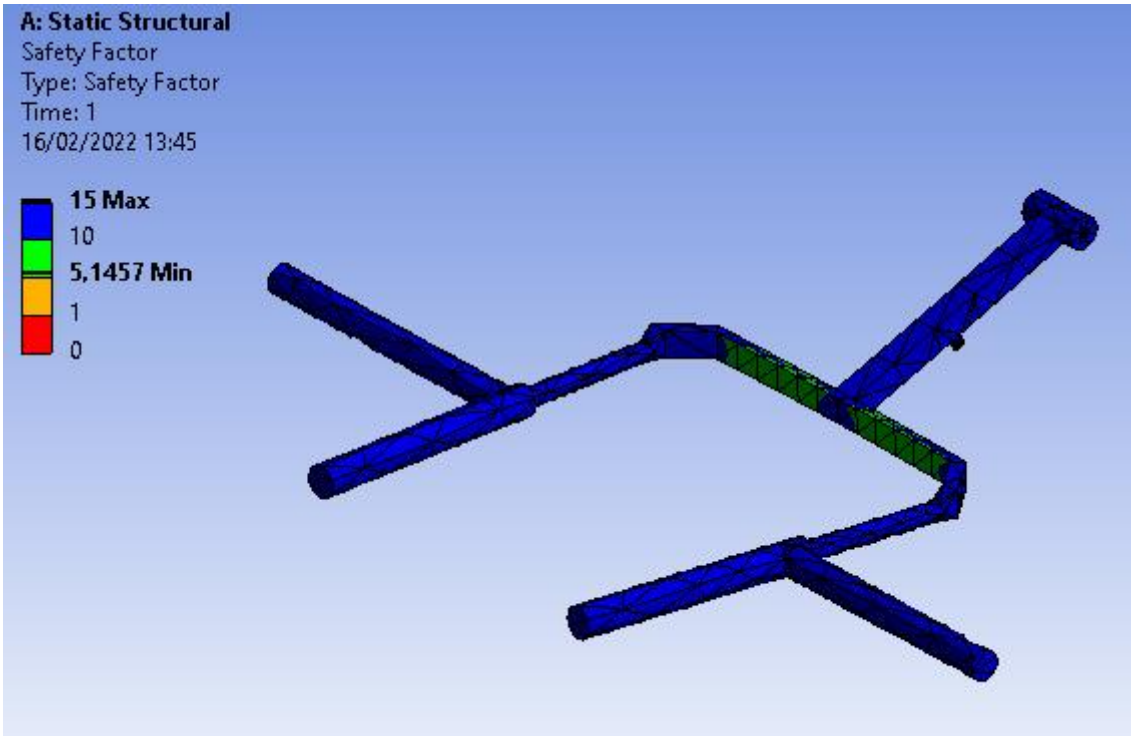


ILUSTRACIÓN 78:COEFICIENTE DE SEGURIDAD AGARRE PRONO.

En el caso del coeficiente de seguridad la escala es la misma que para el agarre neutro, oscilando entre los valores 0 y 15. El coeficiente de seguridad mínimo que deben cumplir todos los perfiles es de 3 y por tanto el requerimiento establecido se cumple en los dos casos ya que en todas las zonas es mayor de 5.

9.2.2. Conjunto pilar principal.

Especificaciones a las que va sometido el conjunto:

- Colocaremos un Fixed Support o empotramiento sobre la base del pilar.

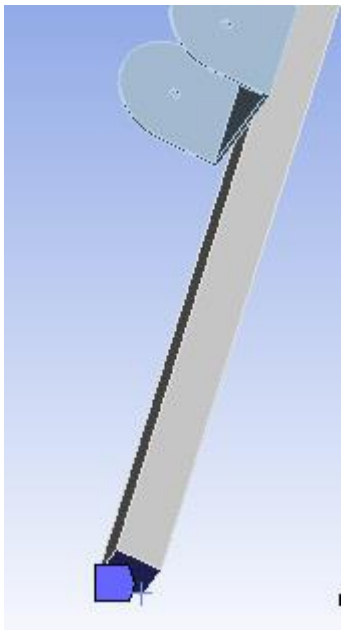


ILUSTRACIÓN 79: FIXED SUPPORT.

- Insertaremos en el soporte superior una fuerza en el eje Z una fuerza Rbx'=253,10 N y en el eje Y la resultante Rby'=-580,5 N cuyas magnitudes han sido averiguadas en los cálculos analíticos.

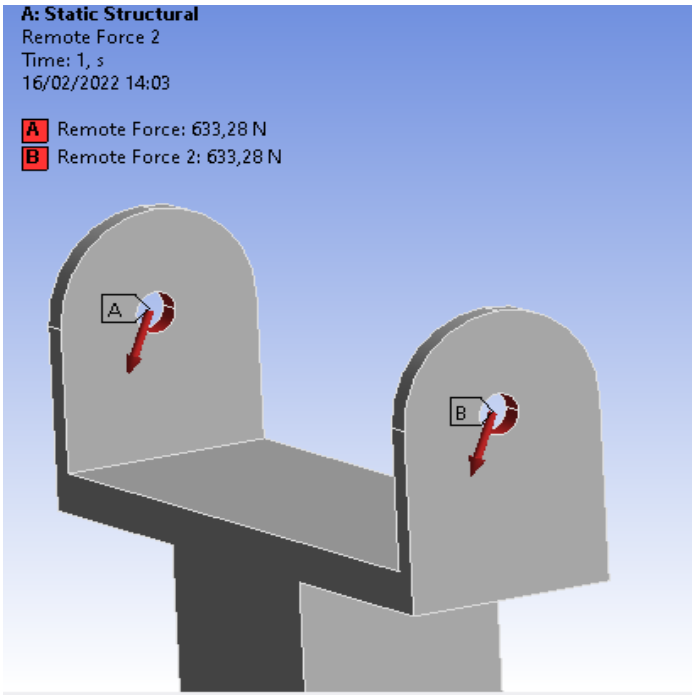


ILUSTRACIÓN 80: REMOTE FORCE.

Los signos de las fuerzas dependen de los ejes que nos proporciona el programa.

Como podemos ver la resultante es de 633,28 N.

- Por último insertamos en las solapas donde va unido el cilindro mediante un pasador, las fuerzas resultantes en el eje Z de 323,10 N y en el eje Y de 676,57 N. La resultante es una fuerza de 749,76N que es la que ejerce el cilindro.

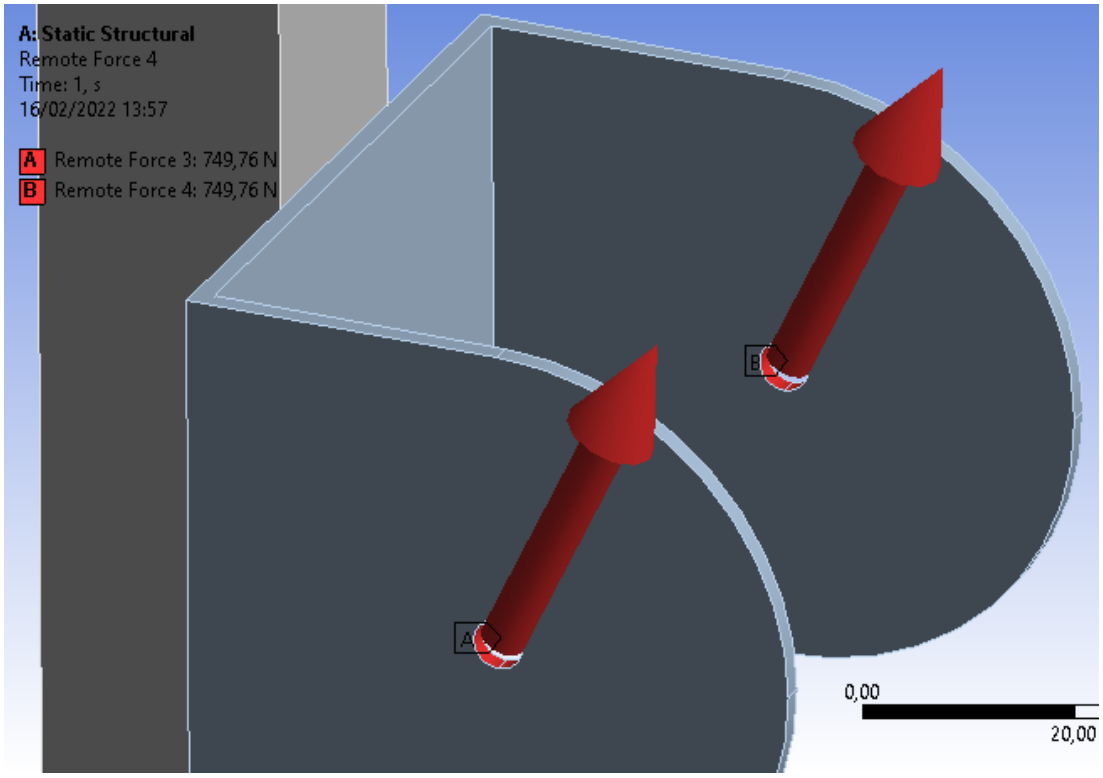


ILUSTRACIÓN 81: REMOTE FORCE 2.

Aquí tenemos un resumen de todas las cargas y restricciones que hemos puesto.

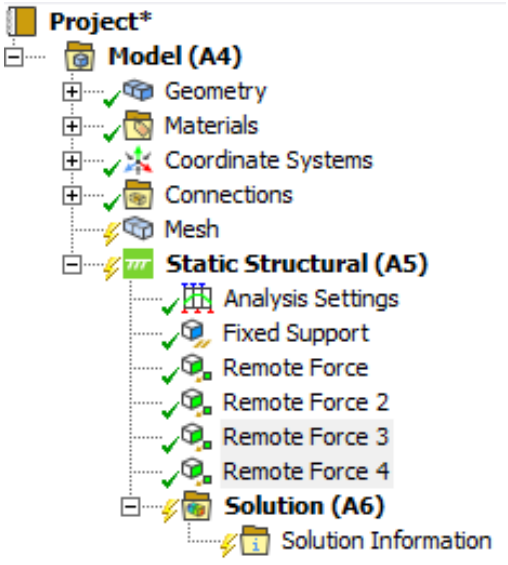


ILUSTRACIÓN 82: RESUMEN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

También debemos asegurarnos de que el contacto entre el agarre del cilindro y el pilar esta soldado.

Realizamos la simulación con éxito y analizamos los resultados que obtenemos comparándolos con los resultados obtenidos analíticamente.

TENSIONES:

Como observamos en los resultados de tensión máxima obtenidos de la simulación las tensiones máximas que obtenemos en azul más claro, están como nos dicen los resultados analíticos a su vez, concentradas en las zonas donde se aplica la fuerza del cilindro hidráulico.

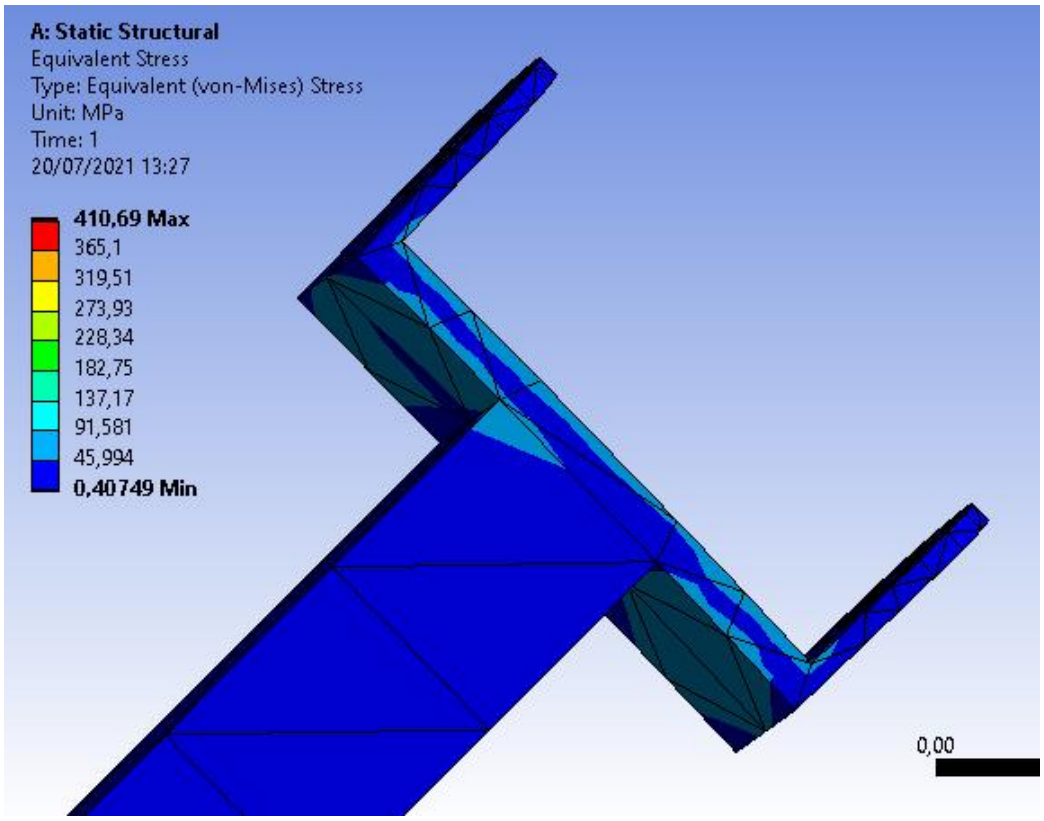


ILUSTRACIÓN 83: TENSIONES PILAR PRINCIPAL.

Estas zonas podemos ver en la escala de valores en MPa, que están sobre los 68,78 MPa. Esto lo calculamos realizando la media entre los 45,994 y 91,581 ya que la tensión que tenemos se encuentra entre estos dos colores.

En el apartado 10.3.3 de cálculos analíticos nos da una tensión de 66,59 MPa por tanto afirmamos que hay una coincidencia muy notable y que cumple con los requerimientos establecidos.

DEFORMACIONES:

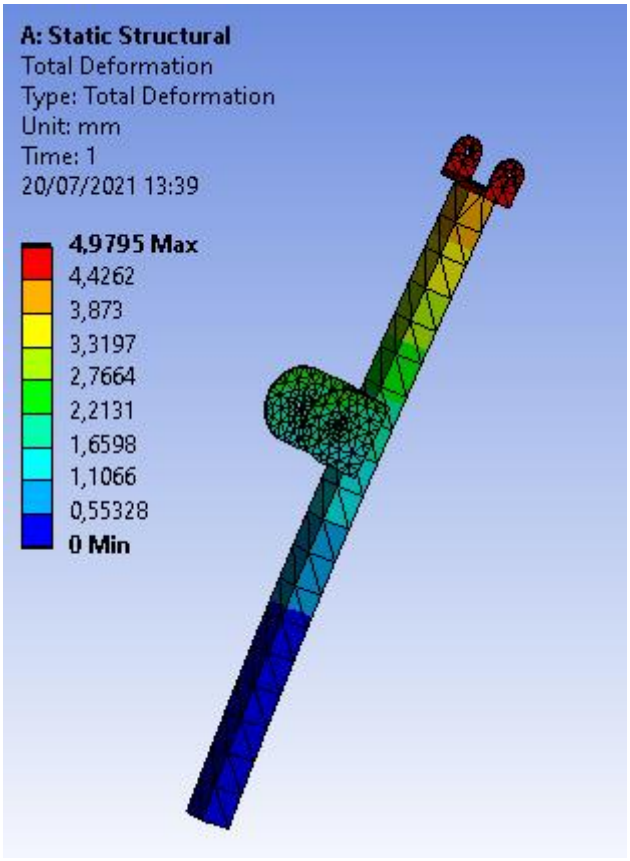


ILUSTRACIÓN 84: DEFORMACIONES PILAR PRINCIPAL.

Se puede distinguir una ligera deformación del pilar. Como vemos cuando nos acercamos al apoyo la deformación es mínima y la máxima deformación se produce en el extremo superior del conjunto ya que es la parte más alejada del apoyo. Esta deformación máxima es aproximadamente de 5 mm.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD:

Como podemos observar en la siguiente imagen tenemos una escala del 0 al 15, siendo los coeficientes más altos los de color azul.

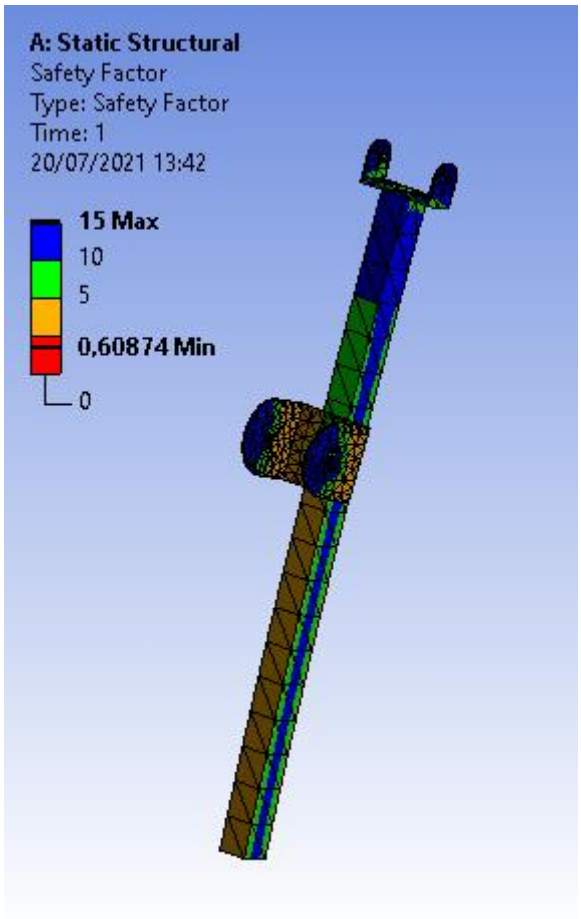


ILUSTRACIÓN 85: COEFICIENTE DE SEGURIDAD PILAR PRINCIPAL.

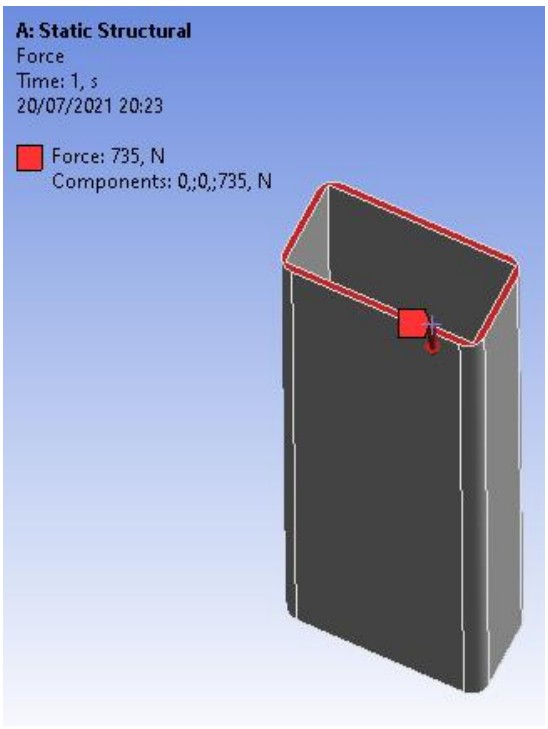
El mínimo coeficiente como podemos ver sale en la zona baja del pilar, así como en las solapas de unión del cilindro, y salen en color naranja lo que nos indica que están sobre 4 o 5. Por tanto cumple con el requerimiento establecido y supera el coeficiente de seguridad de 3 en todas las zonas, oscila entre 4 a 15.

9.2.3. Pilar asiento

El banco consta de dos pilares, pero como bien hemos referenciado en apartados anteriores el peso se reparte entre los dos, es decir, actúan las mismas tensiones y deformaciones en cada uno de ellos por tanto solo simularemos uno de los dos perfiles.

Especificaciones a las que va sometido el conjunto:

- El peso P=1470 N se reparte en cada uno de los pilares como podemos observar en los cálculos analíticos por tanto la fuerza que hay aplicada en la parte superior de la viga es de P/2=735 N, en el eje Z.



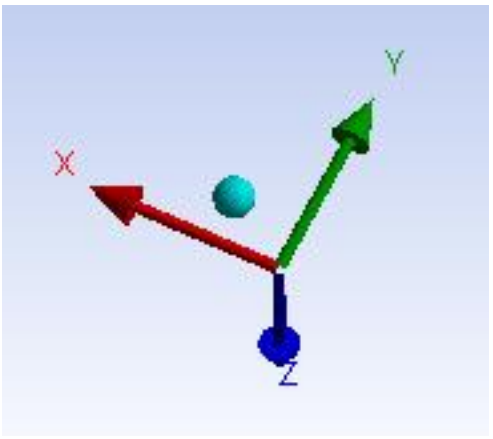


ILUSTRACIÓN 86: FUERZA PERFIL NORMALIZADO.

- Insertamos un empotramiento o Fixed Support en la parte inferior.

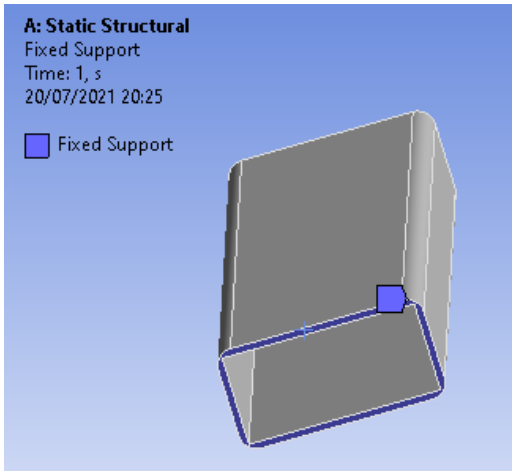


ILUSTRACIÓN 87: FIXED SUPPORT.

Realizamos la simulación con éxito y analizamos los resultados que obtenemos comparándolos con los resultados obtenidos analíticamente.

TENSIONES:

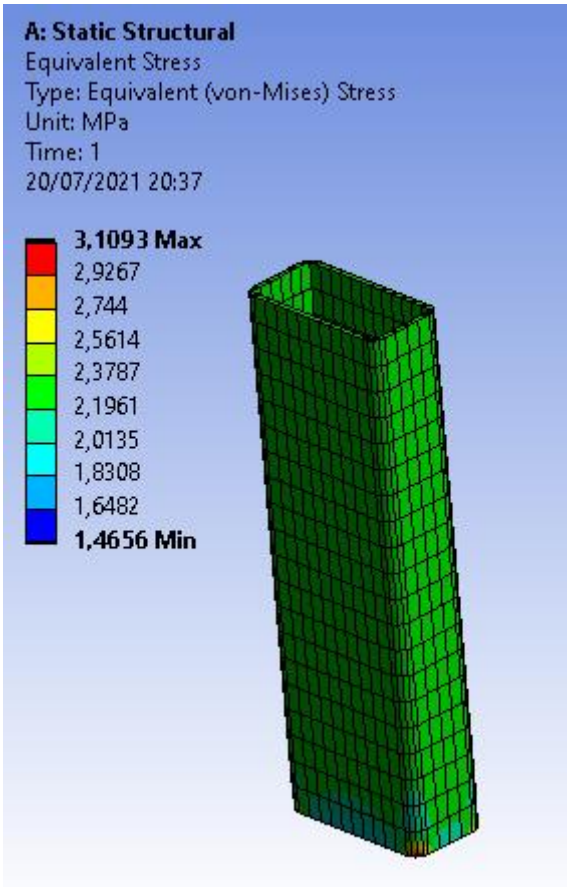


ILUSTRACIÓN 88: TENSIONES PERFIL ASIENTO.

Como podemos apreciar en la simulación toda la barra aparece del mismo color verde, que nos está indicando que la tensión que se reparte por el perfil es de aproximadamente 2,1961 MPa.

Podemos observar en las esquinas del empotramiento que la tensión es un poco mayor y llegaría a aproximadamente 3,1093 MPa.

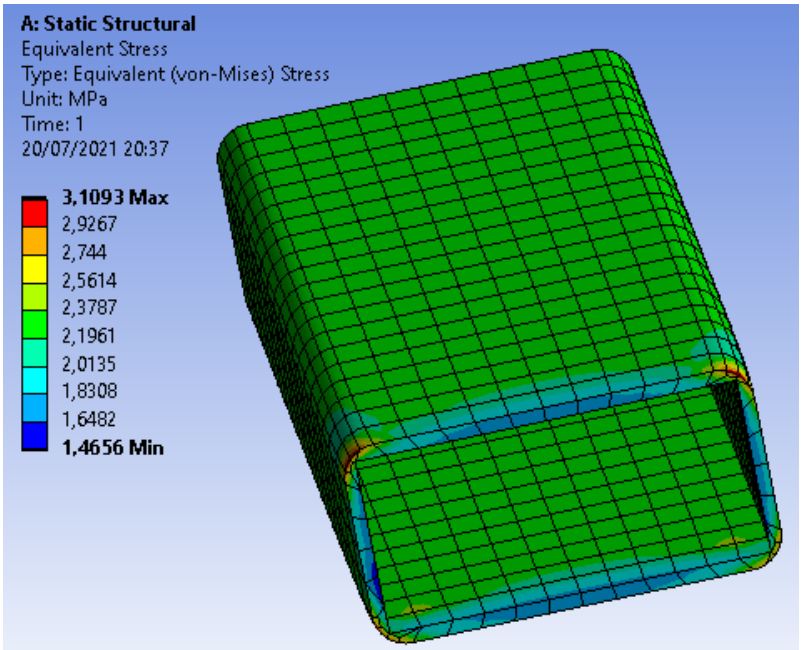


ILUSTRACIÓN 89: TENSIONES PERFIL ASIENTO.

DEFORMACIONES:

Las deformaciones de estos perfiles son muy reducidas ya que la máxima deformación que tenemos en la parte superior de la barra es de 0,0022736 mm.

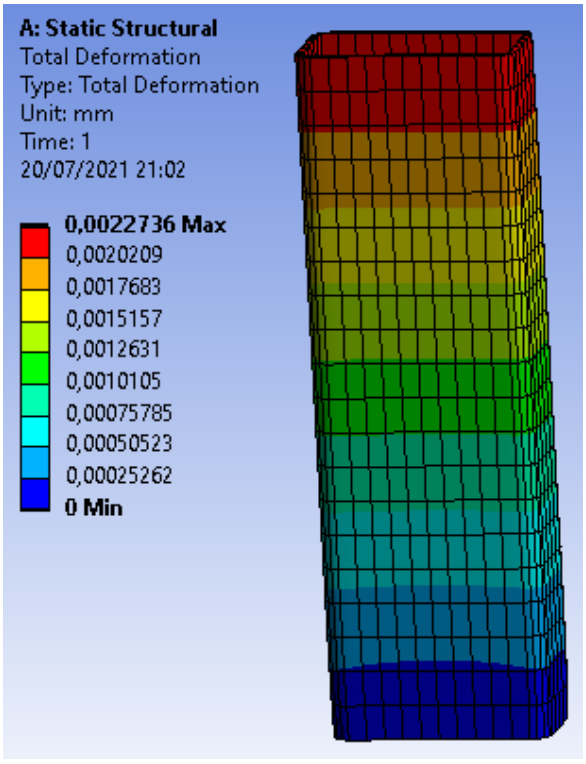


ILUSTRACIÓN 90: DEFORMACIONES PERFIL ASIENTO.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD:

Encontramos el mismo coeficiente de seguridad en todo el perfil, como podemos ver en la imagen el coeficiente de seguridad de esta barra es 15 en toda su sección por tanto cumple perfectamente con las especificaciones establecidas.

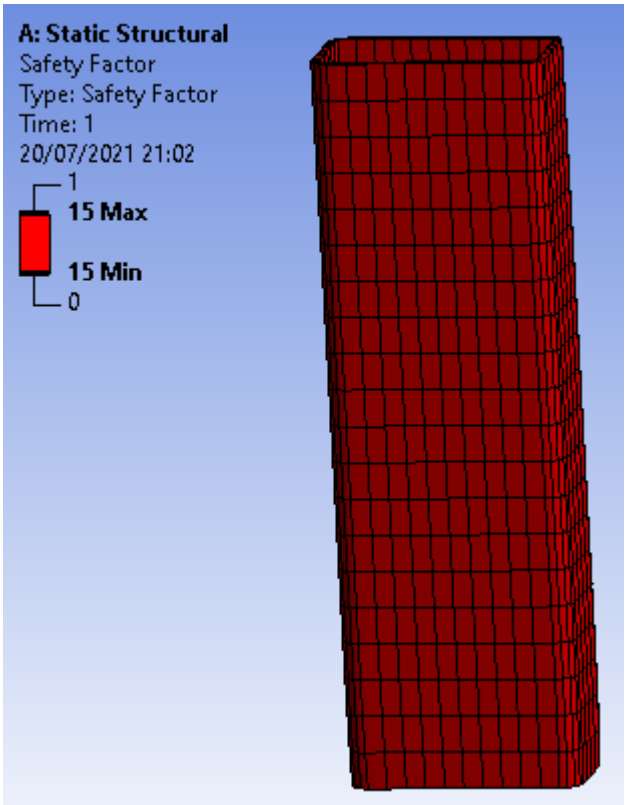


ILUSTRACIÓN 91: COEFICIENTE DE SEGURIDAD PERFIL ASIENTO.

9.2.4. Apoyos de la base.

Se trata de los apoyos que se encargan de estabilizar la máquina en el suelo.

Especificaciones a las que van sometidos:

- En el centro superior del apoyo se aplica una fuerza vertical que será la mitad del peso del usuario, es decir P/2=735 N.

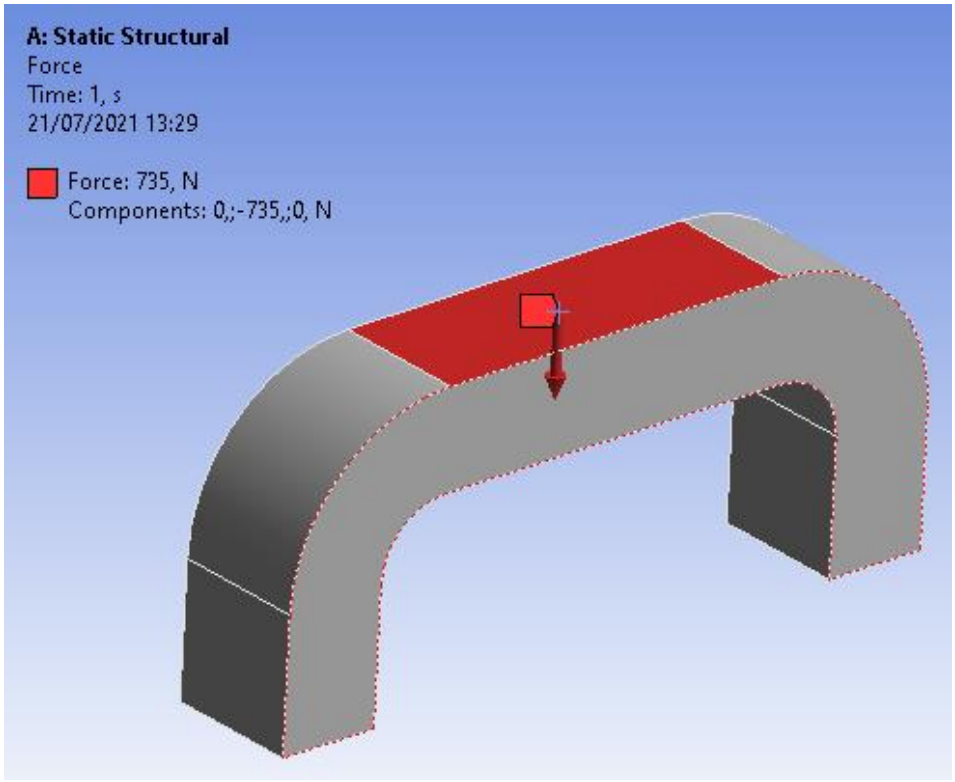


ILUSTRACIÓN 92: FUERZA APOYO DE LA BASE.

- Los dos extremos o apoyos que van en contacto con el suelo los consideramos como empotramientos.

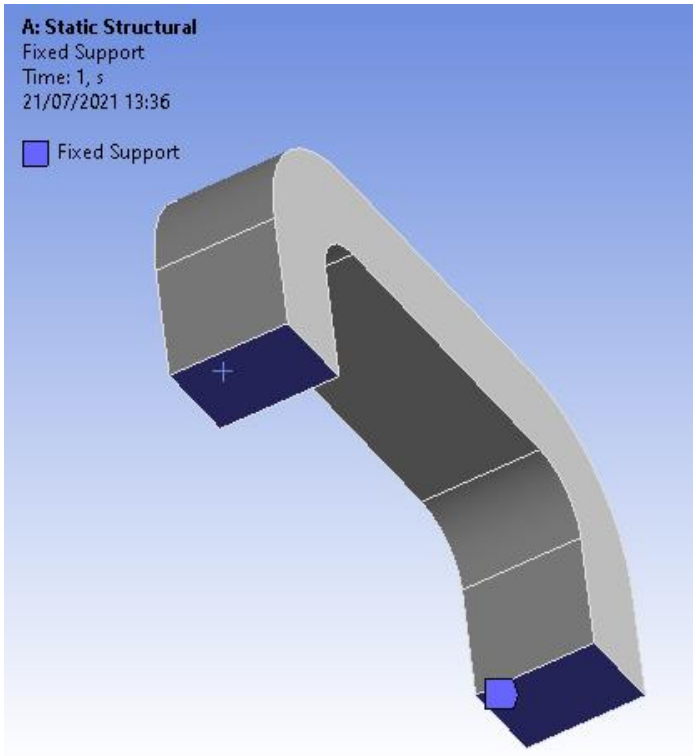


ILUSTRACIÓN 93: FIXED SUPPORT APOYO SUELO.

Realizamos la simulación con éxito y analizamos los resultados que obtenemos comparándolos con los resultados obtenidos analíticamente.

TENSIONES:

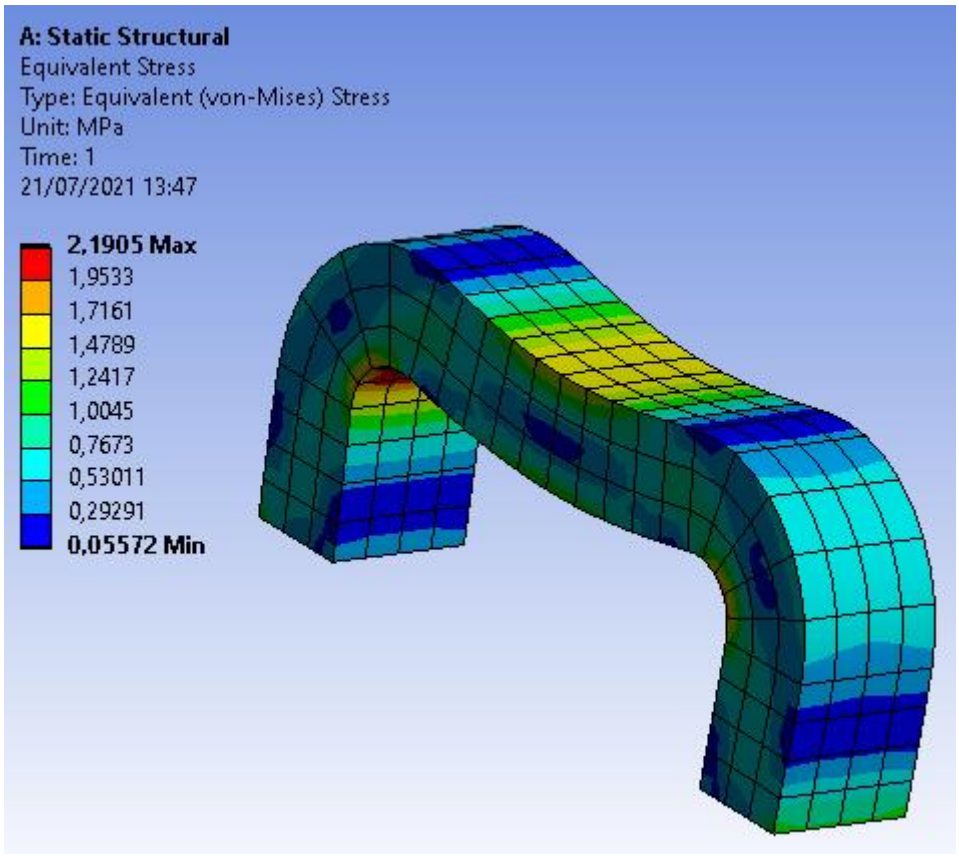


ILUSTRACIÓN 94: TENSIONES APOYO AL SUELO.

Como podemos observar las tensiones máximas se concentran tanto en la parte superior donde incide la fuerza, así como en las zonas de las esquinas inferiores y esta tensión máxima es de 2,1905 MPa.

DEFORMACIONES:

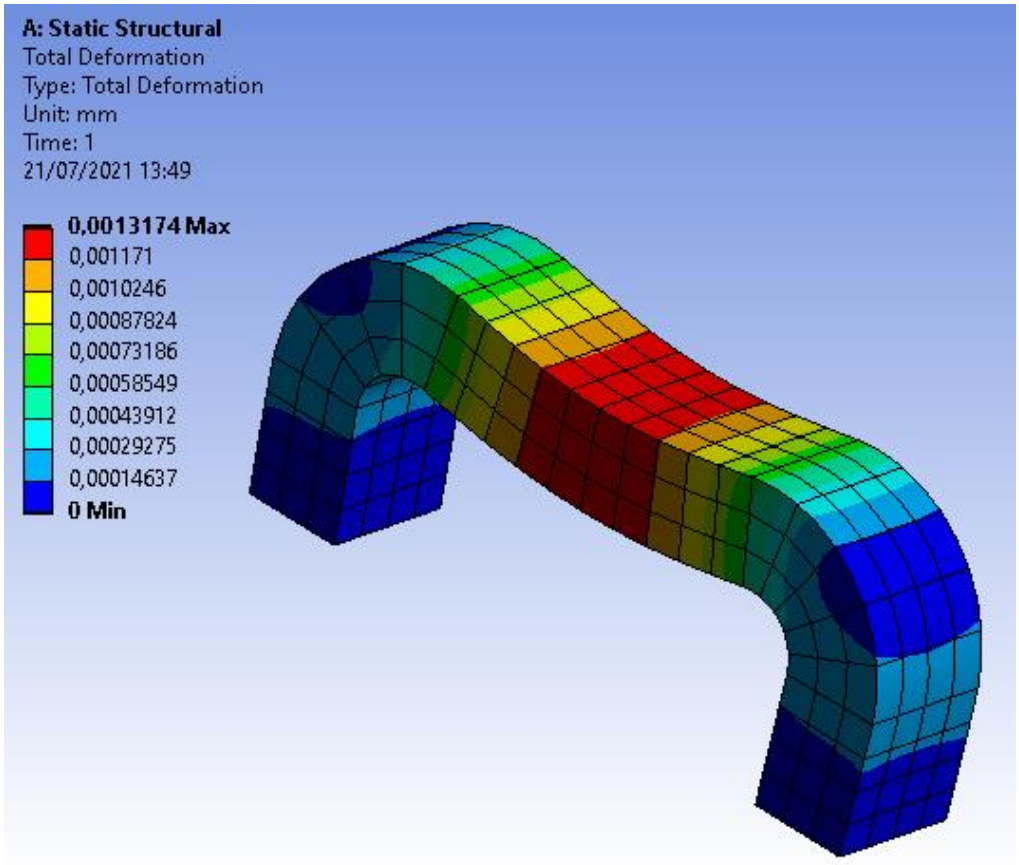


ILUSTRACIÓN 95: DEFORMACIONES APOYO AL SUELO.

Como es lógico las máximas deformaciones se concentran en la zona superior donde incide la fuerza del usuario. Podemos ver una ligera deformación ya que el programa nos la exagera para poder distinguirla, pero podemos ver que las máximas deformaciones que sufre la pieza son de 0,0013174 es decir son muy reducidas.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD:

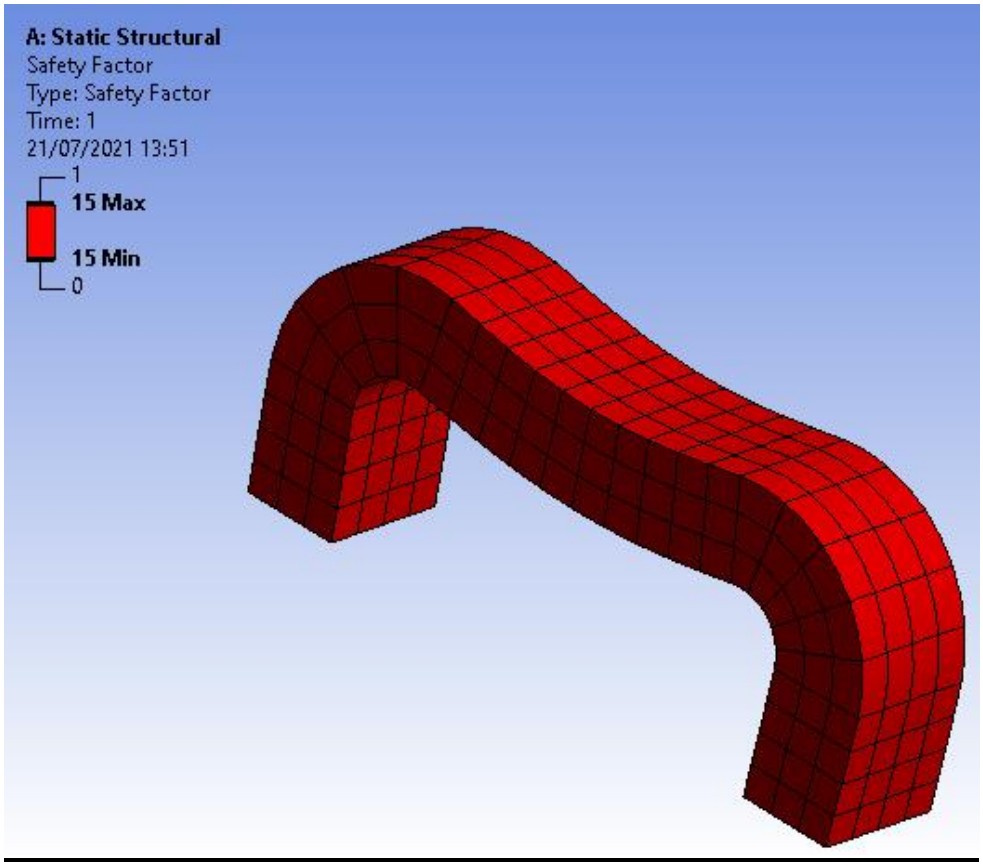


ILUSTRACIÓN 96: COEFICIENTE DE SEGURIDAD APOYO AL SUELO.

El coeficiente de seguridad es aproximadamente de 15 en toda la pieza como podemos ver en la imagen.

9.2.5. Simulación ensamblaje de la máquina completa.

Fuerzas agarre neutro.

Por último, vamos a realizar una simulación de la máquina con todos sus elementos y todas las cargas que actúan sobre ella así como las restricciones.

- En los puntos de agarre neutro vamos a aplicar una fuerza de 357,28 N en cada uno de ellos.
- Aplicamos el peso del usuario repartido por todo el banco, este peso es de 1470 N.
- En los puntos de unión del cilindro tanto en el pilar principal como en el perfil del soporte de los agarres pondremos una fuerza resultante de 749,76 N N.
- No tenemos en cuenta el peso de la estructura.

- En las conexiones debemos tener en cuenta que la estructura de los agarres va unida al pilar principal mediante un pasador por tanto le diremos a Ansys que se trata de un contacto Frictionless.
- El resto de las uniones entre barras son soldadas, es decir le especificamos al programa en cada una de las conexiones que son Bonded.
- Los 4 apoyos los consideramos empotramiento.
- El coeficiente de seguridad en todos los perfiles de la máquina debe ser mayor o igual a 3.
- Para la realización de la simulación quitaremos el cilindro ya que no es necesario, solo con poner las fuerzas que ejerce sobre la máquina es suficiente.

Aquí tenemos un resumen de todas las cargas y restricciones que hemos puesto a la máquina y que hemos nombrado anteriormente.

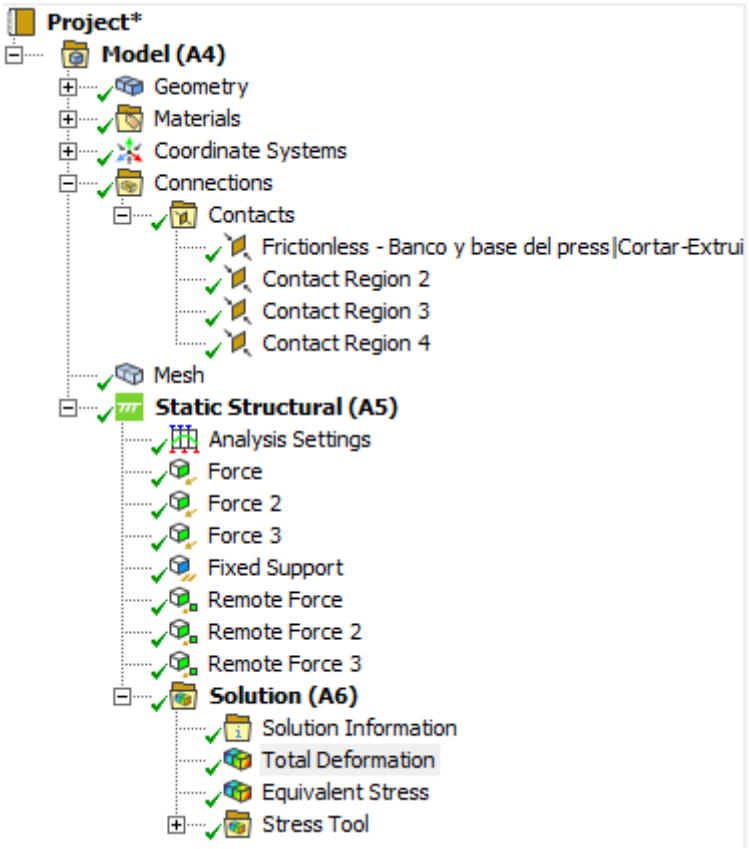


ILUSTRACIÓN 97: RESUMEN CARGAS 2.

Realizamos la simulación con éxito y analizamos los resultados que obtenemos comparándolos con los resultados obtenidos analíticamente.

TENSIONES:

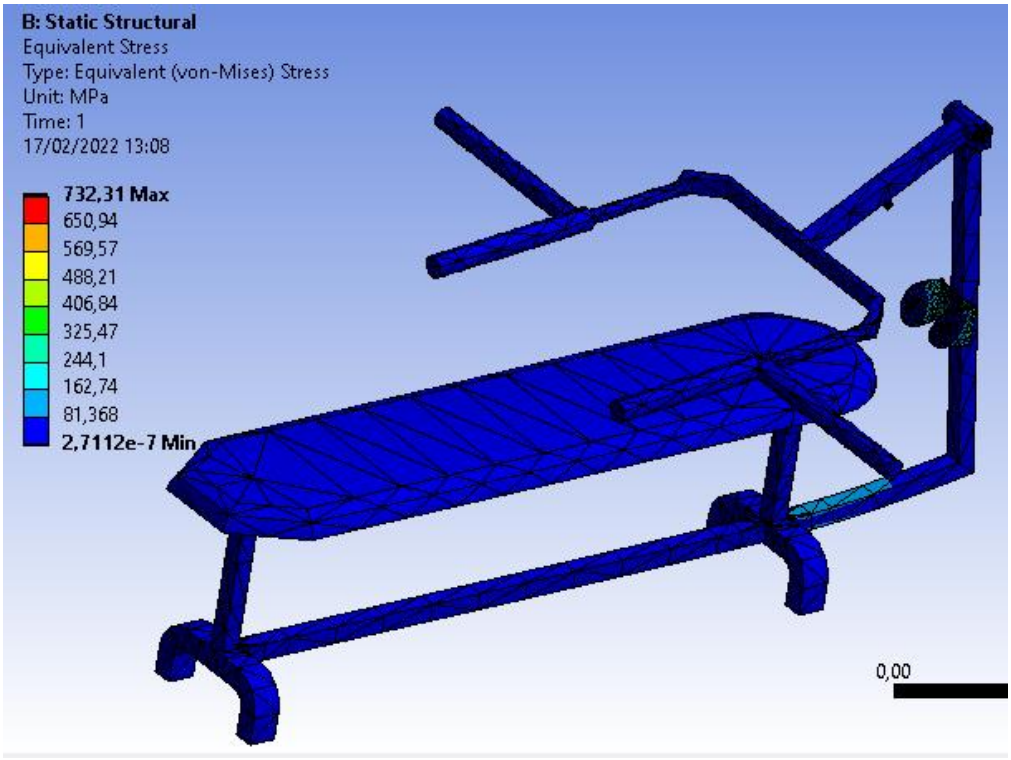


ILUSTRACIÓN 98: TENSIONES CONJUNTO FINAL.

Como podemos observar en la imagen anterior la tensión es bastante uniforme en la mayor parte de componentes de la máquina, y esta aproximadamente entre 2,71x10e-7 MPa y 81,368 MPa.

Las mayores tensiones se generan en la solapa de unión del cilindro al pilar principal y en la zona baja justo al lado del banco del perfil que lo une con el pilar principal. En estas zonas las tensiones llegan a unos rangos de entre 162,74 y unos 300 MPa, según la escala de referencia de colores, como vemos en la imagen 90.

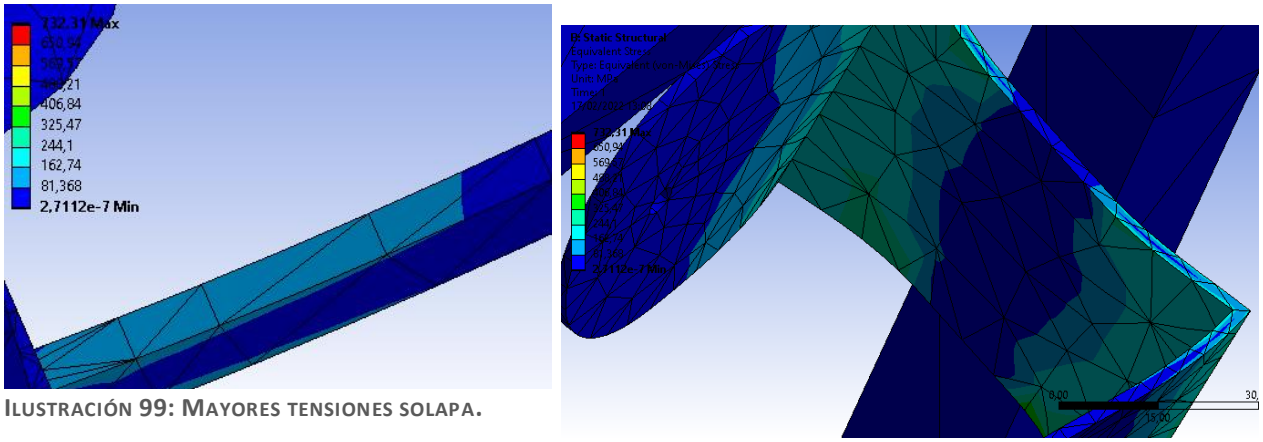


ILUSTRACIÓN 99: MAYORES TENSIONES SOLAPA.

DEFORMACIONES:

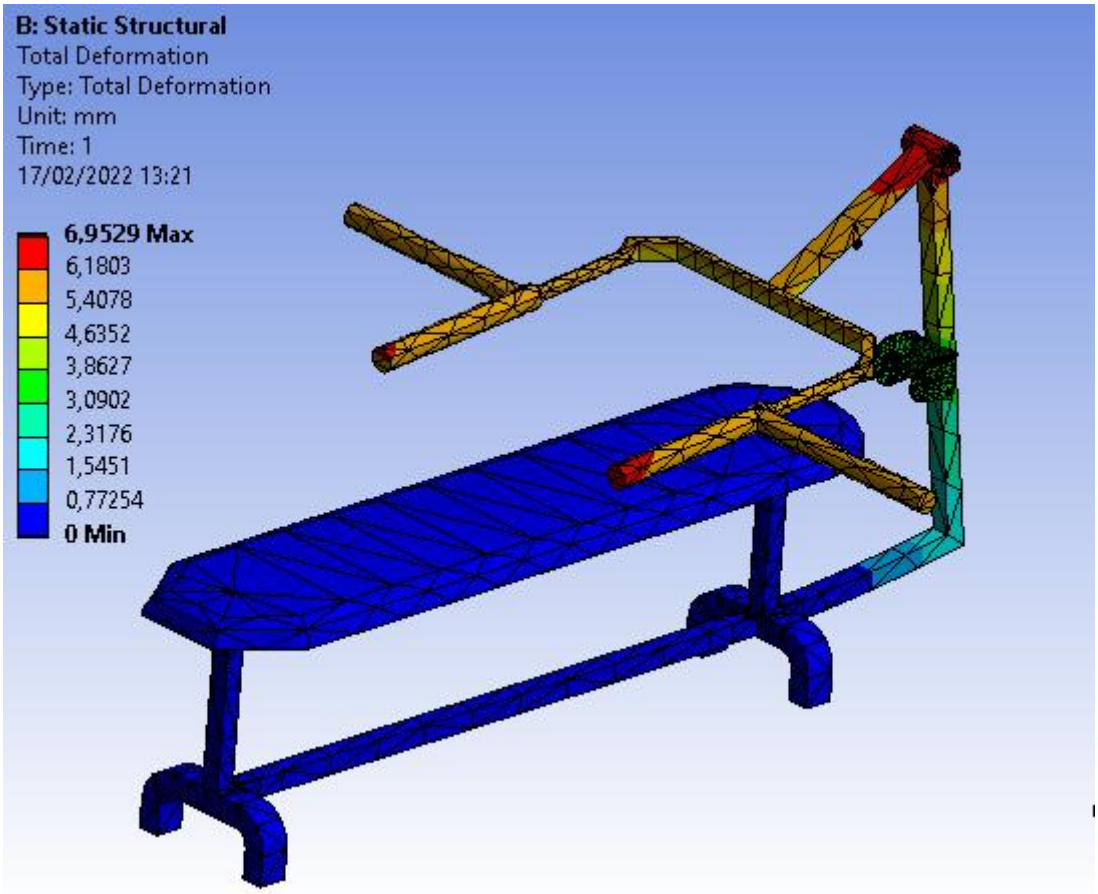


ILUSTRACIÓN 100: DEFORMACIONES ENSAMBLAJE FINAL.

El desplazamiento máximo lo encontramos en la zona de unión entre el pilar principal y el soporte de los agarres, es decir la zona más crítica ya que permite el giro entre las dos piezas y es de 6,9529 mm, debemos tener en cuenta que este valor debe reducirse en la medida de lo posible todo lo que podamos ya sea aumentando la sección de los perfiles en esta zona y del propio elemento de unión o cambiando el material del mismo. También debemos tener en cuenta que como ya hemos dejado constancia en varias ocasiones el material utilizado para la simulación es acero estructural que tiene unas propiedades muy parecidas al acero S275JR utilizado, pero un poco inferiores en cuanto a los requerimientos buscados. Esto se debe a que Ansys no tiene esta variante del acero en su base de datos y influye en los valores de simulación.

Los desplazamientos mayores los encontramos en los perfiles donde más actúan las fuerzas como es de suponer y a medida que avanzamos hacia el pilar principal y vamos bajando hacia la base de la máquina, estas deformaciones se van transmitiendo a través de los perfiles y disminuyen a lo largo de su sección, como podemos ver reflejado en los colores de la imagen. Se pueden verificar los distintos valores según el color de cada zona mirando la escala que tenemos a la esquina izquierda.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD:

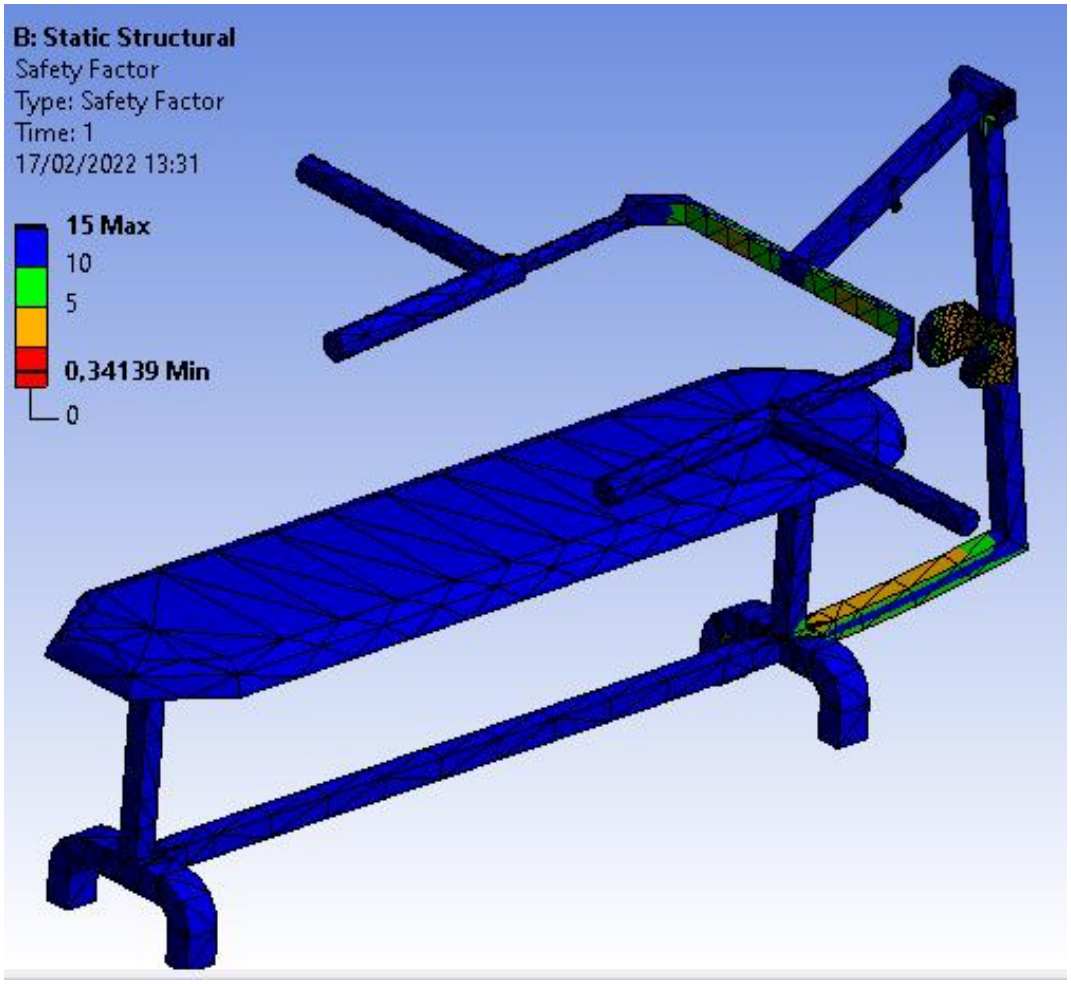


ILUSTRACIÓN 101: COEFICIENTE DE SEGURIDAD ENSAMBLAJE FINAL.

Como se puede observar en la imagen los coeficientes menores que están marcados en color naranja tienen un valor aproximado de 5. En segundo lugar, hay unas zonas en verde donde se observa una variación de coeficientes de entre 5 y 10. Por último todas las demás zonas tienen un coeficiente de 15 por tanto todo el conjunto nos cumple con los requerimientos anteriormente establecidos y no son menores de 3 en ningún caso lo que nos garantiza un correcto funcionamiento de la máquina.

Fuerzas en los agarres prono:

Se realizan de nuevo unas simulaciones idénticas a las anteriores, pero cambiando las fuerzas que actúan en los agarres neutros a los prono, para comparar finalmente los resultados. Los valores obtenidos son prácticamente idénticos a las simulaciones con las fuerzas ubicadas en los agarres neutros ya que la distribución de fuerzas final varía muy poco.

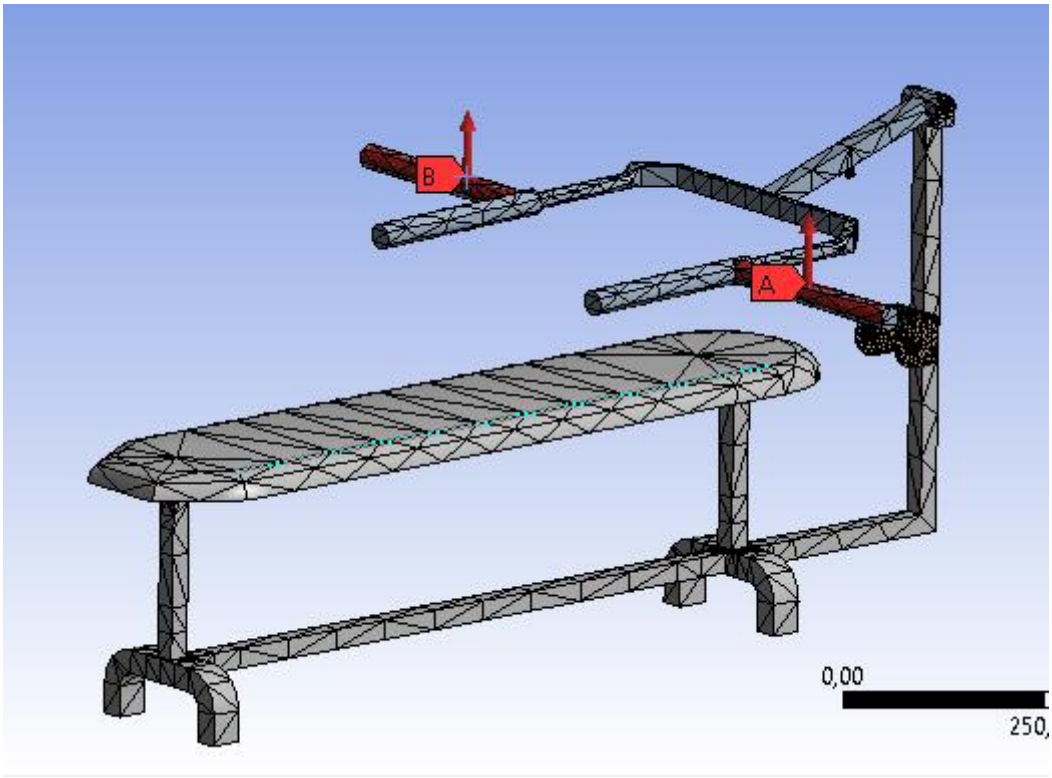


ILUSTRACIÓN 102: SIMULACIÓN MAQUINA FUERZAS AGARRE PRONO.

La distribución final de fuerzas a través de los distintos perfiles hasta llegar a la base de la máquina, las tensiones, los desplazamientos y los coeficientes de seguridad nos salen dentro de las mismas escalas y valores simulados en el apartado anterior, por tanto no serán referenciados de nuevo con imágenes.

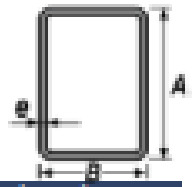
10. PRESUPUESTO.

En este apartado vamos a realizar una estimación de lo que nos costaría el material para la construcción de la máquina, así como el diseño y montaje de la misma.

10.1. Perfiles.

Como ya se hace referencia en el apartado 7.5 el proveedor que se encargará del suministro de los perfiles normalizados de 60x30x2 mm es Cordobesa del Acero empresa comprometida con adoptar los más altos estándares de calidad para asegurarse de que sus productos cumplen con los requisitos estipulados en la UNE-EN ISO 9001, así como los procesos que circunscriben al producto con el fin de garantizar la confianza en el mismo. Por otro lado, también cuidan del medio ambiente y reducen la contaminación de acuerdo a los Sistemas de Gestión Ambiental (SGA) y a la norma UNE-EN ISO 14001.

PESO TUBO RECTANGULAR DE ACERO PARED FINA (Kg/m)



A x B (mm)	Espesor (mm)					A x B (mm)	Espesor (mm)				
	0,8	1	1,2	1,5	2		0,8	1	1,2	1,5	2
15 x 10				0,52		60 x 10		1,06		1,57	2,07
16 x 10	0,31	0,38	0,44	0,54	0,68	60 x 15		1,14	1,37	1,69	2,22
20 x 10	0,36	0,44	0,52	0,63	0,81	60 x 20		1,21	1,46	1,81	2,38
20 x 15	0,42	0,52	0,61	0,75	0,97	60 x 25				1,93	2,54
25 x 10	0,42	0,52	0,61	0,75	0,97	60 x 30				2,05	2,69
25 x 15	0,48	0,60	0,71	0,87	1,12	60 x 40				2,28	3,01
25 x 20	0,54	0,67	0,80	0,99	1,28	60 x 50				2,52	3,32
30 x 10	0,48	0,60	0,71	0,87	1,12	70 x 15				1,93	2,54

Esta empresa nos proporciona un amplio catálogo de perfiles, así como servicios que se adaptan a las necesidades del cliente como por ejemplo corte por sierra, oxicorte, granallado e imprimado, galvanizado y zincado, corte a plasma y a laser, cizallado y punzonado.

En esta empresa no pone un precio estipulado, se rellena un formulario de contacto y se pide un presupuesto dependiendo de los metros de perfil que necesites y de si necesitas algún servicio, es decir, si necesitas también que los perfiles estén cortados de alguna forma, galvanizados, etc.

Por tanto, hemos calculado aproximadamente los metros de perfil que van a ser necesarios realzando un plano acotado de todos los perfiles que componen la máquina, que encontramos en el anexo de planos y enviamos un formulario de contacto pidiendo presupuesto para 4 metros de perfil 60x30x2mm. Realmente los cálculos nos salen

3,603m de perfil, pero vamos a pedir más para asegurarnos que no nos quedamos cortos.

Una vez enviado este formulario en aproximadamente un día hemos recibido un correo donde la empresa nos informa de que el espesor en este caso que nos enseña la empresa es de 5mm, pero nos especifica que el precio para el mismo perfil con un espesor de 2mm es de 7,75 €/metro sin IVA incluido.

Si le sumamos el IVA y lo multiplicamos por los 5 metros que vamos a necesitar nos sale un precio final de:

9,38€/metro*5metros= 46,90 €

Por otro lado se van a pedir perfiles circulares para la fabricación del agarre, el catalogo de donde se obtienen estos perfiles estará anexado al proyecto pero a continuación tenemos una imagen donde se pueden ver las medidas.

PESO TUBO REDONDO DE ACERO ESTRUCTURAL (Kg/m)

Ø (mm)	e (mm)	P (Kg/m)	Ø (mm)	e (mm)	P (Kg/m)	Ø (mm)	e (mm)	P (Kg/m)
30	3	2,00	83	3	5,92	114,30	3	8,23
33,7	3	2,27		4	7,79		4	10,88
40	3	2,74	88,9	3	6,36		5	13,48
42,4	3	2,91		4	8,38		6	16,03
45	3	3,11		5	10,35		7	18,52
48	3	3,33		6	12,27		8	20,97
48,3	3	3,35	90	3	6,44	115	3	8,28
	4	4,37		4	8,48		4	10,94
50	3	3,48		5	10,48		5	13,56
	4	4,53		6	12,42		6	16,12
55	3	3,85	95	3	6,81		7	18,64
	4	5,03		4	8,98	120	3	8,66
57	3	4,00	100	3	7,18		4	11,44
	4	5,23		4	9,47	125	3	9,03
60	3	4,21		5	11,71		4	11,94
	4	5,52		6	13,91		5	14,80
	5	6,78		7	16,05		6	17,61

En el caso del perfil circular se pedirán 2 metros x 8,45 €/metro= 16,90 €.

Finalmente para los agarres tenemos cuatro macizos de unos 5kg de peso cada uno que suman un total de 20kg, y cuyo precio es: 75,46 € x 1,5 metros de donde se sacarán los 4 macizos de aproximadamente 250mm cada uno.

10.2. Actuador neumático.

TraceParts es una de las principales plataformas de contenido CAD del mundo para ingeniería, equipamiento industrial y diseño de máquinas, con un total de 4,5 millones de miembros registrados de 1,2 millones de empresas que obtienen activamente información de productos y datos técnicos de más de 195 países diferentes.

Perteneciente al grupo Trace, fundado en 1990, TraceParts ofrece una exposición de marketing altamente orientada a más de 800 clientes de todos los tamaños y de todas las industrias a través de una potente API basada en la nube y aplicaciones SaaS, como bibliotecas de componentes CAD, catálogos de productos y configuradores.

Los servicios integrales de marketing digital de TraceParts ayudan a los fabricantes y distribuidores de componentes, los proveedores de impresión 3D y prototipos rápidos, y los proveedores de software CAD/CAM/CAE/ECAD y hardware informático a promocionar sus productos y servicios, y a generar clientes potenciales altamente cualificados.

Disponible de forma gratuita para millones de ingenieros y diseñadores de todo el mundo, la plataforma de contenido CAD de TraceParts proporciona acceso a más de 1393 catálogos de productos certificados por el proveedor, a miles de millones de dibujos 2D y modelos CAD 3D, y a fichas de productos que responden perfectamente a las necesidades de digitalización de los procesos y operaciones de diseño, adquisición, fabricación y mantenimiento, en prácticamente cualquier sector industrial.

TraceParts no vende directamente ningún producto pero a través de su página pero se puede realizar una solicitud de presupuesto que se envía directamente al proveedor.

ILUSTRACIÓN 103: ELECCIÓN FINAL PISTÓN.

El precio de este componente esta en 177,79€.

10.3. Compresor.

Para la obtención del compresor se confía en el proveedor ABAC. Son grandes especialistas en aire comprimido así como unos de los principales proveedores mundiales de soluciones de aire comprimido fiables e innovadores. Marcan la diferencia mediante la tecnología, la funcionalidad y el diseño, gracias a su equipo interno de investigación y desarrollo, así como a su amplia experiencia en el sector del aire comprimido.

ILUSTRACIÓN 104: ELECCIÓN FINAL COMPRESOR.

El modelo elegido es un ABAC Pole Position OS20P, con accionamiento monofásico de 230V, 24 litros de depósito, una presión máxima de ejercicio de 9 bares que se ajusta perfectamente al requerimiento establecido y con una potencia nominal de 2HP.

El precio de este elemento es de 460,11€ con el IVA incluido.

10.4. Regulador de presión.

Se trata de un regulador de presión neumático Festo, G ¼, Velocidad l/min con una presión máxima admisible de 16 bares con lo que el requerimiento de presión necesario estaría cubierto.

El precio sin IVA sería de 50,51€ y una vez incluido el IVA el precio total sería de 61,12€.

ILUSTRACIÓN 105: REGULADOR DE PRESIÓN.

10.5. Reguladores de caudal.

SMC- Soluciones Eficientes para la Automatización Industrial es una empresa que proporciona soluciones adaptadas a las necesidades del cliente, toda la experiencia de sus trabajadores a la disposición del cliente y que se basa en los puntos esenciales de la industria.

Los reguladores elegidos son reguladores de gran caudal de uso general, con conexión instantánea y enclavamiento, con Codo- AS*-X778.

- Mayor caudal mediante mayor orificio de paso
- Tamaño de conexión: 1/8
- Diám. ext. tubo aplicable: Ø 6 a Ø 10 mm
- Rango de presión de trabajo: 0.1 a 1 MPa.

ILUSTRACIÓN 106: REGULADOR DE CAUDAL.

El precio por unidad es de 14,40 €. Se utilizan dos uno en la entrada del actuador y otro para controlar la salida por tanto el precio final será de 28,80€.

10.6. Electroválvula 5/2 monoestable.

Se ha encontrado un distribuidor de componentes con muy buenos precios y calidades que es RS Components, se trata de una marca comercial de Electrocomponents plc, distribuidor global multicanal de productos de electrónica, electricidad, neumática y mantenimiento industrial. RS ofrece seiscientos mil productos a más de un millón de clientes de todo el mundo, entregando cada día cincuenta mil pedidos.

La electroválvula neumática elegida finalmente es la RS PRO 5/2 monoestable, que se puede encontrar en el catálogo de RS Components incorporado en los archivos adjuntos al proyecto con los demás catálogos.

ILUSTRACIÓN 107: ELECTROVÁLVULA MONOESTABLE 5/2.

El precio por unidad exento de IVA es de 62,05€ , que incluyendo el IVA se quedará en un total de 75,08€ por unidad.

10.7. Pedal neumático.

INTEC suministros industriales es una empresa que aposta por la especialización, conglomerando una serie de marcas y productos específicos que abarcan desde las necesidades más básicas hasta los proyectos más exigentes para su industria. A un solo golpe de clic su suministro online te acerca la herramienta industrial que necesites a cualquier parte en un corto espacio de tiempo.
Esta empresa dispone de un catalogo muy amplio de componentes, este catálogo es el AIGNEO_IBERICA_Catalogo_Tarifa_2021, que se adjuntará en archivos anexos al proyecto junto a todos los demás catálogos.

ILUSTRACIÓN 108: PRECIO PEDAL NEUMÁTICO 3/2 VÍAS.

Tras una gran variedad de componentes y un gran stock, encontramos un pedal neumático 3/2 Vías cuyo precio es de 65,95€ como podemos ver en la imagen 95.

10.8. Banco.

El banco estará construido con goma espuma para mejorar la comodidad del usuario recubierto con cuero para hacerlo más estético y limpio.

La base del mismo consta de una plancha de acero base sobre la cual se colocará la goma espuma y se recubrirá con cuero.

El banco mide 1160mm de largo y 250mm de ancho.

Para ello se compra una plancha de 1361 x 463 x 4 mm de acero base, la cual cortaremos posteriormente a medida para que cuadre perfectamente con las medidas previamente establecidas.

Especificaciones técnicas de la plancha:

- Fabricante: Cordobesa del Acero
- Número de fabricante: WES53S
- EAN: 4260174666945
- Ancho: 463 mm
- Longitud: 1361 mm
- Espesor: 4 mm
- Peso: 12,5 kg

El precio total de la plancha comentada es de 70,70€.

Esta plancha se la compramos al mismo proveedor que los perfiles, Cordobesa del Acero, en su catálogo que tenemos en archivos anexos al proyecto encontramos todo tipo de chapas perfiladas.

Posteriormente compraremos varios paneles de goma espuma de Amazon con las siguientes propiedades y dimensiones.

- Marca: HMF.
- Color: Antracita.
- Dimensiones del producto (largo x ancho x alto): 44 x 31,5 x 9 centímetros.

El precio de cada panel es de 17,99€, compramos 3 paneles para asegurarnos que llene toda la plancha y por último compraremos cuero para recubrir todo el banco y dejar un perfecto acabado.

El cuero lo compraremos a medida en la empresa Curti Sur.

ILUSTRACIÓN 109: CURTI SUR.

Aproximadamente recubrir toda una zona de 1100x250x50 mm de cuero tendrá un precio de 200 € como podemos averiguar en la web del proveedor que encontraremos en la bibliografía de la memoria.

10.9. Mano de obra.

Por último, tenemos el precio de la mano de obra que se requiere para soldar todos los perfiles conformando la estructura de la máquina así como soldando las placas de agarre del cilindro, los soportes, el banco, etc.

Para ello contamos con la ayuda de Aplimetal.

APLIMETAL ofrece un servicio de soldadura a medida de las necesidades de nuestros clientes y con los más altos estándares de Calidad, que se puede realizar en nuestras instalaciones o, si el trabajo lo requiere, en obra o en las instalaciones del cliente o subcontratista, con el desplazamiento de nuestro personal y los equipos necesarios para la correcta ejecución de los trabajos.
En caso de que se necesite subcontratar empresas de soldadura, se ponen a nuestra disposición para concretar los detalles necesarios para acometer los proyectos con total garantía.

Tienen más de 10 años de experiencia en trabajos de soldadura con materiales tales como el acero al carbono, acero inoxidable, acero corten, hierro forjado… y en los principales procesos de soldadura:

- Soldadura MIG / MAG.
- Soldadura TIG.

- Soldadura con electrodo de rutilo y electrodo básico.

ILUSTRACIÓN 110: MANO DE OBRA.

Por otro lado, en APLIMETAL encontramos personal cualificado y homologado por laboratorio autorizado en una amplia gama de procedimientos de soldadura (según UNE-EN-ISO 15609-1), lo que les permite trabajar con los clientes más exigentes.

Nos ponemos en contacto con ellos para pedir el presupuesto de la mano de obra para realizar toda la estructura de perfile de la máquina teniendo en cuenta que nosotros les proporcionamos todos los perfiles con las medidas necesarias, es decir, ellos solo tienen que soldarlos formando la estructura.

También les pediremos que se hagan cargo de hacer los pasadores a medida de acero 275JR para que sea más sencillo acoplar todo correctamente.

El presupuesto final de la mano de obra para el ensamblaje de la estructura completa así como de los pasadores es de **470,25€**.

10.10. Pintura.

PINTURES PUIG lleva más de 40 años dedicándose a la venta directa al profesional, distinguiéndose por su trato cercano. Es una empresa familiar en su segunda generación, fundada en el año 1980, la cual viene de otra sociedad disuelta en ese mismo año (PINTURAS COALPU), creada en 1967. Empezó fabricando temples y pinturas plásticas. Hoy en día incorpora en su catálogo variedad de pinturas decorativas y de productos para la construcción, consolidándose como marca distinguida en el ámbito profesional. En PINTURES PUIG estamos en evolución constante para innovar y mejorar nuestros productos. Seguimos expandiendo mercado a nivel nacional, abriendo nuevos puntos de venta y estableciendo nuevas líneas de productos novedosos, versátiles, ofreciendo calidad y respeto al Medio Ambiente.

En su página web cuyo enlace tenemos en la bibliografía tenemos todo tipo de pinturas.

Se ha elegido pintar la máquina con los acabados Ral 905 (Negro intenso), y con detalles en Ral 3000 (Rojo intenso), cuyos precios son idénticos.

Con un precio de 42,47 €/cubo de 1,5 L x 2cubos= **82,94 €**

10.11. Presupuesto final.

Una vez sabemos todos los costes realizamos un Excel para averiguar la suma total de nuestro proyecto.

Perfilería (Tubo rectangular) x 5 m	46,90 €
Perfilería (Tubo circular) x 2 m	16,90 €
Macizo de acero x 1,5 m	75,46 €
Cilindro neumático	157,87 €
Compresor	460,11 €
Regulador de presión	61,12 €
Regulador de caudal	28,80 €
Electroválvula 5/2 monoestable	75,08 €
Pedal neumático	65,95 €
Banco	324,76 €
Placa de acero base	70,79 €
Paneles de goma espuma	53,97 €
Cuero	200 €
Pintura x 3L (Ral 3000 y 905)	82,94 €
Mano de obra+ soldadura +pasadores	470,25 €
PRECIO TOTAL DEL PROYECTO	1866,14 €

ILUSTRACIÓN 111: PRESUPUESTO FINAL.

Tenemos los perfiles de sección cuadrada y circular, el macizo de acero, el actuador neumático, el compresor, el regulador de presión, los reguladores de caudal, la electroválvula 5/2 y el pedal neumático por un lado. Después la placa de acero base, los paneles de goma espuma y el cuero se sumarian dentro de Banco como podemos observar y también tendremos en cuenta que en los paneles de goma espuma se multiplica por 3 el precio inicial ya que compramos 3. Por tanto es 17,99€ x 3= 53,97€.

También tenemos la pintura utilizada para el acabado final de la máquina con el Ral de cada uno de los cubos de 1,5 L.

El precio final del proyecto después de realizar la suma de todos los precios es de **1866,14€.**

11. CONCLUSIONES.

Se puede concluir que el estudio y diseño del press de banca neumático se ha dimensionado correctamente y que los esfuerzos y cargas que soporta cada elemento así como el conjunto de todos ellos están dentro de los límites permitidos o establecidos. Esto lo hemos calculado tanto analíticamente como con el programa de simulación Ansys y comparando los resultados hemos podido observar que son muy parecidos y todos nos salen dentro de los límites.

También podemos concluir que hoy en día contamos con softwares muy sofisticados tanto de diseño como de simulación como son Solidworks o Ansys y por tanto cuando se diseña una máquina, una pieza, o cualquier elemento no basta con realizar los cálculos analíticos sino que debe corroborarse con una simulación mediante estos softwares para poder conocer el comportamiento real de la máquina o la pieza y comparar los distintos resultados asegurándose por tanto que nos salen parecidos y que todos cumplen y están dentro de los límites preestablecidos en el proyecto.

Nuestro objetivo era diseñar esta máquina con el objetivo de no tener que ir poniendo y quitando discos. Solamente con regular la entrada de presión del actuador neumático realiza más o menos fuerza de retroceso que es contrarrestada por el usuario y por tanto el objetivo se cumple.

12. BIBLIOGRAFÍA.

- **Teoría y materiales:**

https://solid-bi.es/solidworks/

https://www.infobae.com/salud/fitness/2017/07/16/el-asombroso-origen-de-las-maquinas-del-gimnasio/

https://es.wikipedia.org/wiki/Press_de_banca

https://rutinasentrenamiento.com/fitness/ejercicios/press-banca-inclinado/

https://www.csd.gob.es/es/csd/instalaciones/politicas-publicas-de-ordenacion/normativa-tecnica-de-instalaciones-deportivas/normativa-de-gestion-de

http://www.laservalencia.com/descargas/TABLA_COM_QUIMICA.pdf

https://powerexplosive.com/el-agarre-en-press-banca/

https://www.vitonica.com/entrenamiento/press-banca-asi-varia-activacion-tus-musculos-anchura-agarre-inclinacion-banco#:~:text=Agarre%20ancho%3A%2081%20cm%20entre,(61.5%20%C2%B1%203.5%20cm).

https://antrofor.files.wordpress.com/2020/02/manual-isak-2005-cineantropometria-castellano1.pdf

https://repositorio.ins.gob.pe/xmlui/bitstream/handle/INS/212/CENAN-0054.pdf?sequence=1&isAllowed=y

https://documentacion.fundacionmapfre.org/documentacion/publico/es/catalogo_imagenes/grupo.do?path=1055028

- **Proveedores y presupuesto:**

https://www.profishop.es/placa-de-acero-inoxidable-kunzer-1361-x-463-x-38-mm-wes53s?number=KU3-1230&gclid=CjwKCAjwuvmHBhAxEiwAWAYj-A9YM8YRLwRr63XrtegIBRY4YKenUa-EHqLVG6TXTCPhj8jmEEPDRhoCbEkQAvD_BwE

https://www.amazon.es/HMF-Personalizable-Precortada-Inserciones-Tabletop/dp/B078XDHLLX/ref=sr_1_16?__mk_es_ES=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&dchild=1&keywords=Goma+espuma+para+tapizar&qid=1627300520&sr=8-16

https://www.curtisur.es/cuero/

https://aplimetal.es/soldadura/

http://www.ferrospuig.com/index.php/es/catalogo/producto/ferros/perfiles-comerciales/cuadrado-macizo/102000002

https://www.cordobesadelacero.es/pdf/teoricos/tabla-de-pesos.pdf

https://keiser.es/tecnologia-neumatica/

https://lopezdoriga.com/vida-y-estilo/keiser-vanguardia-en-equipos-de-musculacion-neumaticos/

https://www.festo.com/es/es/?fwacid=7b5ede7ea2b5da65&gclid=CjwKCAjw-sqKBhBjEiwAVaQ9a7pXp3-FJjOqtU1p7pr7HEie8tRBPgcNRCnx7hQ_0foBm6_TNudT1RoCctQQAvD_BwE

https://www.agrieuro.es/compresor-de-aire-silencioso-abac-pole-position-os20p-p-22170.html

https://ciateq.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1020/161/1/Uso%20de%20medidas%20antropometricas%20para%20el%20dise%C3%B1o.pdf

https://www.solerpalau.com/es-es/blog/regulador-caudal/#:~:text=Un%20regulador%20de%20caudal%20de,conductos%20de%20ventilaci%C3%B3n%20o%20climatizaci%C3%B3n.

Gran caudal, Codo - AS*-X778 | SMC España

AS-X778-Info_es.indd (smc.eu)

https://suministrointec.com/catalogos/aignep/AIGNEP_IBERICA_Catalogo_Tarifa_2021.pdf

https://es.rs-online.com/web/p/valvulas-neumaticas-de-accionamiento-electrico/1762107?cm_mmc=ES-PLA-DS3A-_-google-_-CSS_ES_ES_Neum%C3%A1tica_e_Hidr%C3%A1ulica_Whoop-_-(ES:Whoop!)+V%C3%A1lvulas+Neum%C3%A1ticas+de+Accionamiento+El%C3%A9ctrico-_-1762107&matchtype=&aud-821594433763:pla-353689342274&gclid=CjwKCAiAl-6PBhBCEiwAc2GOVBFtn_vUvuCmwRK9WnxpKOkdKHm3YAE2rFxtG1TCrWlHHyBZgZzM2xoCI6QQAvD_BwE&gclsrc=aw.ds

https://www.traceparts.com/es/product/waircom-cylinders-to-iso-15552-standard-4025-xn?Product=10-02072019-076567&PartNumber=40%2F25%20X%2FN

https://pinturespuig.com/pintures-puig/

13. ANEXO 1: PLANOS.

A continuación, tenemos los títulos de todos los planos anexados al proyecto en documentos anexos.

13.1. Plano Nº1. Estructura soldada.
13.2. Plano Nº2. Brazos y agarres.
13.3. Plano Nº3. Pasador 1.
13.4. Plano Nº4. Solapa agarre cilindro.
13.5. Plano Nº5. Actuador neumático.
13.6. Plano Nº6. Pieza soporte cilindro.
13.7. Plano Nº7. Pasador 2.
13.8. Plano Nº8. Pasador 3.
13.9. Plano Nº9. Perfil asiento.
13.10. Plano Nº10. Pilar principal.
13.11. Plano Nº11. Banco.
13.12. Plano Nº12. Ensamblaje final.