

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

**PROYECTO DE TRANSPORTADOR
VERSÁTIL ELEVABLE E INCLINABLE CON
ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO**

DOCUMENTO 3 - MEMORIA

Alumno/Alumna: Arévalo Garaicoechea, Ane

Director/Directora: Corral Saiz, Javier

Curso: 2017/2018

Fecha: 04/02/2018

DOCUMENTO 3: MEMORIA

1. Introducción	5
2. Contexto	6
3. Descripción de requerimientos	7
4. Objetivos y alcance del trabajo	8
4.1. Análisis funcional del proyecto	8
4.2. Desarrollo técnico de los aspectos funcionales	8
4.3. Estimación de cálculos	9
5. Beneficios que aporta el trabajo	11
6. Análisis de alternativas	12
6.1. Tipo de cilindro	12
6.2. Modo de accionamiento del cilindro	14
6.3. Tipo de transportador	14
7. Descripción de la solución propuesta	16
7.1. Transportador	16
7.1.1. Cálculo de la velocidad	17
7.1.2. Selección de la banda	19
7.1.3. Cálculo-selección de los rodamientos	21
7.1.4. Elección de tubos para los rodillos	34
7.1.5. Selección del rodillo de retorno central	37
7.1.6. Análisis estático de la estructura	38
7.1.7. Otros	46
7.2. Bastidor	47
7.2.1. Máxima inclinación	47
7.2.2. Cálculo-selección de los rodamientos	54
7.2.3. Otros	56
7.3. Sistema de elevación e inclinación	57
7.3.1. Cálculo-selección de los cilindros hidráulicos	57
7.3.2. Selección de la válvula de 3 vías	60
7.3.3. Selección de la bomba manual	62
7.3.4. Selección del depósito	63
7.3.5. Selección del regulador de caudal	64
7.3.6. Selección de la válvula paracaídas	66
7.4. Parte eléctrica	68
7.4.1. Selección del motor eléctrico	68
7.4.2. Selección de la correa y poleas de transmisión	70
8. Análisis de riesgos	74

9. Planificación..... 76

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1: Esquema de la zona de trabajo del cliente. _____ 6

Fig. 2: Formato recortado. _____ 7

Fig. 3: Refuerzo. _____ 7

Fig. 4: Catálogo de cilindro neumático. _____ 12

Fig. 5: Catálogo de cilindro hidráulico. _____ 13

Fig. 6: Transportador de rodillos y transportador de bandejas. _____ 14

Fig. 7: Identificación de los rodillos del transportador _____ 17

Fig. 8: Cinta transportando nº máx. de formatos recortados. _____ 17

Fig. 9: Cinta transportando nº máx. de refuerzos. _____ 18

Fig. 10: Catálogo de la banda. _____ 19

Fig. 11: Características de la banda. _____ 19

Fig. 12: Características de banda proporcionadas por el fabricante. _____ 20

Fig. 13: Fuerza ejercida por la tensión de la banda con abrazamiento de 180°. _____ 21

Fig. 14: Esquema de abrazamiento de la banda. _____ 22

Fig. 15: Factor de carga. _____ 22

Fig. 16: Factor de seguridad. _____ 23

Fig. 17: Cálculo de vida. _____ 24

Fig. 18: Características de la unidad de rodamiento UCFC. _____ 26

Fig. 19: Catálogo de rodamiento UCFC. _____ 26

Fig. 20: Características del rodamiento UCFC207. _____ 27

Fig. 21: Características del rodamiento SKF 6307-2Z. _____ 29

Fig. 22: Esquema de abrazamiento de la banda. _____ 30

Fig. 23: Características del rodamiento 6305-2Z. _____ 31

Fig. 24: Características del rodamiento UCTX05. _____ 33

Fig. 25: Cálculo de la conicidad del tambor según FORBO. _____ 34

Fig. 26: Ejemplo de cálculo de la flecha del tambor según FORBO. _____ 35

Fig. 27: Catálogo de rodillo ROLAC NS-32. _____ 37

Fig. 28: Laterales y distanciadores. _____ 38

Fig. 29: Estructura de la parte superior. _____ 39

Fig. 30: Estructura sujeta por los laterales. _____ 39

Fig. 31: Masas remotas que actúan sobre la estructura superior. _____ 40

Fig. 32: Detalle de control de malla en desahogo de los laterales. _____ 41

Fig. 33: Mallado de la estructura superior. _____ 42

Fig. 34: Tensiones de Von Mises de la estructura con bandejas de 1,5 mm. _____ 43

Fig. 35: Desplazamientos de la estructura con bandejas de 1,5 mm. _____ 43

Fig. 36: Tensiones de Von Mises de la estructura con bandejas de 3 mm. _____ 44

Fig. 37: Desplazamientos de la estructura con bandejas de 3 mm. _____ 44

Fig. 38: Coeficiente de seguridad del análisis estático de la parte superior. _____ 45

Fig. 39: Transportador con todos los elementos. _____ 46

Fig. 40: Detalle del tope del rodillo tensor. _____ 46

Fig. 41: Bastidor inferior de la cinta transportadora _____ 47

Fig. 42: Vista de alzado de la estructura completa del transportador en máxima inclinación. _____ 48

Fig. 43: Estructura inferior en máxima inclinación con conectores. _____ 48

Fig. 44: Cargas aplicadas en el análisis estático de máxima inclinación. _____ 49

Fig. 45: Mallado de la estructura completa en máxima inclinación. _____ 49

Fig. 46: Deformaciones de la estructura completa del transportador en máxima inclinación _____ 50

Fig. 47: Detalle de refuerzo de las bandejas. _____	51
Fig. 48: Mallado y cargas del bastidor en máxima inclinación. _____	51
Fig. 49: Deformaciones de la estructura completa con ocho bandejas (Máx. inclinación). _____	51
Fig. 50: Tensiones de Von Mises de la estructura con 8 bandejas (Máx. inclinación). _____	52
Fig. 51: Detalle de zona con tensión máxima. _____	52
Fig. 52: Coeficiente de seguridad de la estructura en situación de mínima altura. _____	53
Fig. 53: Identificación de las posiciones de los rodamientos del bastidor. _____	54
Fig. 54: Ejemplo de reacciones de dos rodamientos en la misma posición. _____	54
Fig. 55: Bastidor inferior con todos sus elementos _____	56
Fig. 56: Identificación de los cilindros hidráulicos. _____	57
Fig. 57 : Diagrama de elección del vástago en función de la fuerza y la carrera _____	58
Fig. 58: Características del cilindro hidráulico de simple efecto MSK 25 _____	58
Fig. 59: Características generales de los cilindros hidráulicos MSK de Mecanizados ALCOY S.A. _____	59
Fig. 60: Características de la válvula DDF3V02 de Hydronit. _____	60
Fig. 61: Características de la bomba manual PMD-25. _____	62
Fig. 62: Características del depósito. _____	63
Fig. 63: Características del regulador de caudal. _____	64
Fig. 64: Características del regulador de caudal. _____	65
Fig. 65: Características de la válvula paracaídas. _____	67
Fig. 66: Cálculo de la fuerza que tiene que ejercer el transportador para mover la carga según FORBO. _____	68
Fig. 67: Catálogo de motorreductores de SEW. _____	69
Fig. 68: Detalle de la transmisión del transportador _____	70
Fig. 69: Características de la transmisión. _____	71
Fig. 70: Taper Bush 1210 para eje de 25 mm. _____	72
Fig. 71: Detalle de la polea con el taper bush insertado. _____	73
Fig. 72: Diagrama de Gantt _____	77

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Comparativa de cilindro neumático vs cilindro hidráulico. _____	12
Tabla 2: Comparativa de sistema manual vs grupo hidráulico _____	14
Tabla 3: Resumen de cargas para los rodillos motriz y tensor _____	25
Tabla 4: Fuerzas radiales de los rodamientos en diferentes situaciones _____	54
Tabla 5: Fuerzas axiales sobre los cilindros hidráulicos en diferentes situaciones. _____	57
Tabla 6: Análisis de riesgos en la máquina _____	74
Tabla 7: Clasificación del riego _____	76

1. INTRODUCCIÓN

El transportador de banda es un equipo auxiliar destinado a trabajar tanto en un conjunto de máquinas como individualmente. Es un elemento, como otros, muy necesario en la industria. Existen muchos tipos de cintas transportadoras en el mercado; cintas fijas, cintas elevables (manuales y automáticas), cintas telescópicas, cintas elevables y telescópicas, cintas con velocidad constante, cintas con variador de velocidad...etc. Son empleadas para cualquier modalidad de transporte en instalaciones de manipulación o en producciones en cadena.

La misión de este elemento es:

- El transporte de piezas
- Alimentación a robots
- Extracción de piezas al término del proceso de fabricación.

Clientes potenciales para la compra de un producto de este tipo son empresas destinadas al conformado de chapa metálica (Grupo GESTAMP, SOCIMA, CIE Automotive) o a empresas productoras de prensas o grupos de estampación (FAGOR, NIDEC ARISA, SCHULER).

El transportador de banda asegura una correcta calidad de manejo del producto, en particular garantiza una cubierta lisa y continua con ausencia de elementos que pudieran deteriorar las piezas.

2. CONTEXTO

El cliente ya dispone de una cinta transportadora para llevar las piezas salientes de la prensa a los rack de almacenaje. La zona de trabajo donde se encuentra el actual transportador es la siguiente:

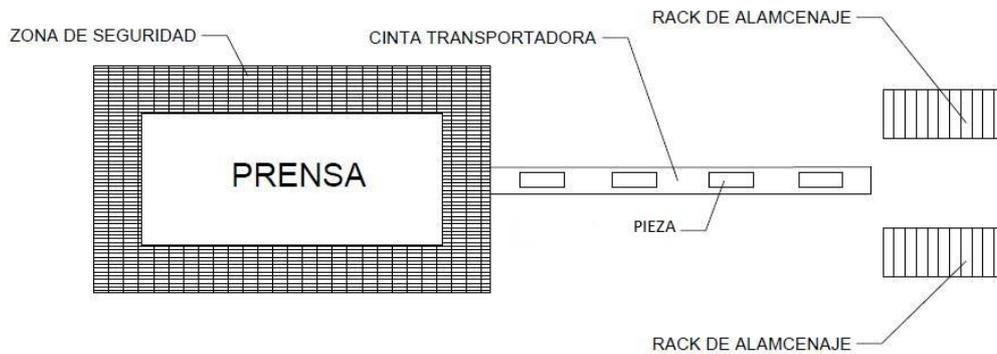


Fig. 1: Esquema de la zona de trabajo del cliente.

No obstante, el cliente ha cambiado la prensa anterior por una prensa de matriz progresiva. La estampación de matriz progresiva se usa para producir un gran número de piezas y mantener los costes lo más bajos posible. Las matrices de una prensa progresiva a menudo tienen diferentes alturas dependiendo de la pieza que se quiera fabricar.

El transportador que se encuentra trabajando en este momento lleva 10 años en funcionamiento, por lo tanto, Gestamp ha solicitado otro transportador completo para sustituir el anterior.

Para un correcto diseño del transportador se necesita conocer la problemática del cliente y los datos de partida que este nos pueda proporcionar.

3. DESCRIPCION DE REQUERIMIENTOS

El cliente, GESTAMP Bizkaia, ha solicitado un transportador que cumpla las siguientes condiciones:

- Sea resistente a rotura por desgarro de chapa
- Cumpla la altura de los diferentes troqueles de la prensa
- Este a una altura ergonómica para los operarios (900-1100mm)
- Tenga una longitud de 4 metros.

y ha facilitado los siguientes datos.

- Un brazo robótico mueve las piezas de la prensa a la cinta
- Número de piezas que salen de su prensa por minuto: 30
- En el troquel que da la anchura máxima de las piezas, genera un formato recortado de dimensiones 1.200 mm x 1.500 mm x 3 mm. Coincide con el troquel que genera las piezas más pesadas (38 kg).
- En el troquel que da la mínima anchura de las piezas, genera refuerzos de dimensiones 1.000 mm x 400 mm x 3 mm (altura 400 mm). Coincide con el troquel que genera las piezas menos pesadas (13 kg).

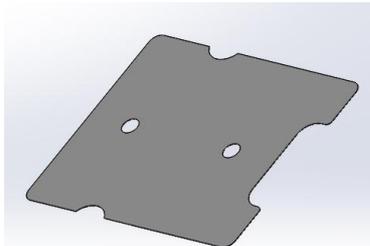


Fig. 2: Formato recortado.

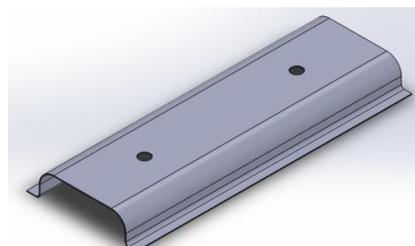


Fig. 3: Refuerzo.

- Altura de los troqueles: 900-1300mm
- La presa trabaja 21 horas/día (3 turnos de 7 h), 21 días al mes, 11 meses al año: 4.851 horas

Cabe aclarar que el cliente estampa diferentes piezas de diferentes formas y tamaños y para esto tiene diferentes matrices. El proyecto se realizará estudiando el caso de las piezas más pesadas y que a su vez dan la altura máxima a la prensa (formato recortado) y estudiando el caso de las piezas que dan la altura mínima de la prensa. Para todo ello se aplicará un coeficiente de seguridad.

4. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO

El presente proyecto pretende dar solución a la problemática presentada por el grupo GESTAMP. Dicho cliente solicita una cinta para transportar piezas salientes de una prensa de matriz progresiva, con troqueles a diferentes alturas, a los rack de almacenaje.

Se pretenderá diseñar un transportador que se ajuste lo máximo posible a las necesidades del cliente dentro de unos valores admisibles de tiempo, calidad y precio.

4.1. Análisis funcional del proyecto

El transportador constará de los siguientes grupos funcionales:

- Sistema de elevado e inclinación: Permite elevar la cinta por cualquiera de los dos lados y en horizontal a la vez, si fuera necesario, pudiendo darle inclinación.
- Bastidor: Estructura sobre la que se montan las ruedas, el sistema que regula la altura y la inclinación del transportador y el propio transportador.
- Transportador: Formado por una estructura que soporta los rodillos, rodamientos y bandejas sobre los que se apoya la banda que permite en transporte de las piezas.
- Parte eléctrica: Es el sistema que genera el movimiento de la cinta.

4.2. Desarrollo técnico de los aspectos funcionales

- Sistema de elevado e inclinación: La fábrica cambia los troqueles de la prensa varias veces al día ya que está obligado a suministrar cierto número de piezas al día. El problema que surge aquí es a qué altura se debe diseñar la cinta. La solución a este problema es sencilla, se diseñará una cinta elevable que permita a los operarios modificar su altura ajustándola a la altura de la prensa.

No obstante, al realizar una cinta basculante, cuando un troquel obligue, por ejemplo, a bajar en exceso un lado de la cinta, el otro lado

quedará muy arriba imposibilitando de esta manera la fácil recepción de las piezas por parte de los operarios. El transportador diseñado en este proyecto permitirá ser elevada por cualquier lado y ser elevada en horizontal al mismo tiempo, si fuera necesario, mediante dos cilindros.

- Bastidor: Para que a la cinta se le pueda dar cierta inclinación, el bastidor debe disponer de un sistema que le permita ser elevada más por un lado que por otro. Para ello el bastidor dispondrá de una columna fija en un lado y de una "tijera" en el otro. En este proyecto, se diseñará una estructura que soporte el propio transportador y la carga que debe mover y, a su vez, permita realizar los movimientos necesarios. Además, en el diseño se van a colocar 4 ruedas, dos giratorias y dos con freno que permitirán un fácil transporte de la cinta para poder ser utilizada en otras prensas o en otras situaciones en las que pueda ser útil. Evidentemente el transportador deberá disponer de una buena estructura que le dé estabilidad y se consiga así una cinta fuerte y firme.
- Transportador: En cuanto al diseño específico de este grupo funcional, se ha optado por colocar cinco rodillos. Todos estos irán dispuestos de rodamientos que les permitirán girar. Dependiendo de la situación del rodillo o de su funcionalidad, los rodamientos irán por fuera o por dentro del propio rodillo. Esta parte de la cinta, también, dispone de una estructura que es sobre la que se apoyan los rodillos, las bandejas, se alojan algunos rodamientos, o se sujetan las tapas.
- Parte eléctrica: La cinta se moverá por la fuerza que ejerce un motor sobre el rodillo motriz. Para poder dar salida a las piezas de los diferentes troqueles, se va a colocar un variador de velocidad que permita ajustar la velocidad.

4.3. Estimación de cálculos

- Sistema de elevado e inclinación: Se calculará la fuerza que debe ejercer el sistema de elevación para poder seleccionar todos los elementos del sistema hidráulico.
- Bastidor: Se diseñará la estructura para dar estabilidad a la cinta a la vez que permite si elevación e inclinación. Además, se hará un análisis estático de la estructura mediante un software de análisis de estructuras para comprobar el diseño. Por último, se seleccionarán los rodamientos que articularan la estructura.

- Transportador: En esta parte del proyecto se harán los cálculos necesarios para:
 - Seleccionar la banda
 - Seleccionar los rodamientos en función de la carga estática y dinámica que soportan
 - Seleccionar los rodillos comerciales
 - Seleccionar el tubo sobre el que se fabricarán los rodillos

Por otro lado, se estudiará la estructura que soporta los diferentes elementos de este grupo funcional mediante un software de análisis estructural de elementos.

- Parte eléctrica: Se calculará la velocidad de la cinta y la potencia necesaria para moverla. Con todo ello se seleccionará el motor. La selección del variador de velocidad y demás elementos eléctricos no formarán parte de este proyecto. Además, se seleccionará la correa y poleas necesarias para transmitir la potencia del motor al rodillo motriz.

5. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

El transportador, por tanto, podrá ser elevado por ambos lados y en horizontal, podrá trabajar a diferentes velocidades y podrá ser transportado con facilidad.

El cliente ha solicitado una cinta para una situación concreta, pero se sabe de la necesidad de una cinta que se adapte a otras funciones dentro de un mismo taller. Mejoras como poner un variador de velocidad o unas simples ruedas en las patas, además de un tamaño adecuado para su transporte (4m) hacen que el transportador de banda sea versátil. Este, por tanto, será útil también en ejemplos como:

- El paso entre prensas situadas a diferentes alturas y a una distancia a la que no llega el robot
- Transporte de piezas soldadas hasta la zona de almacenaje
- Paso entre una prensa y la cinta transportadora (horizontal y mucho más larga) que llevará la pieza a los racks de almacenaje.



Fig. 4: Esquema de cinta versátil.

6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

6.1. Tipo de cilindro

Se ha comentado que la cinta podrá ser elevada por ambos lados por independiente. Para lograr este fenómeno se colocarán dos cilindros. La cuestión que surge ahora es que tipo de cilindros serán más adecuados para esta situación, ¿neumáticos o hidráulicos?

El objetivo que tienen es ejercer la fuerza suficiente como para levantar y mantener la cinta. Para que esta baje los cilindros no tendrán que actuar puesto que se hará por gravedad. Por este motivo los cilindros que se instalen serán de simple efecto.

Suponiendo que el cilindro tiene que ejercer una fuerza de 300 kg y que necesita una carrera de 400 mm, veamos sus características.

Tabla 1: Comparativa de cilindro neumático vs cilindro hidráulico.

	CILINDRO NEUMÁTICO	CILINDRO HIDRÁULICO
DIÁMETRO DEL VÁSTAGO	80 mm	25 mm
PRESIÓN DE TRABAJO	6 bar	75 bar
MODO DE ACCIONAMIENTO	Compresor de aire	Bomba de aceite
MODO DE CONTROL	Cuadro de control	Manual o automático
PRECIO	261,68 € (Metal Work)	98,92 € (Seysu)

PDE2570TCES-ul

Cilindros neumáticos Serie P1D

Cilindro

Fuerzas de los cilindros de doble efecto

Diám. cil. vástago mm	Carrera	Área piston cm ²	Max. fuerza teórica en N (bar)									
			1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
32/12	+	8,0	80	161	241	322	402	483	563	643	724	804
	-	6,9	69	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40/16	+	12,6	126	251	377	503	628	754	880	1005	1131	1257
	-	10,6	106	212	318	424	530	636	742	848	954	1060
50/20	+	19,6	196	393	589	785	982	1178	1374	1571	1767	1963
	-	16,5	165	330	495	660	825	990	1155	1319	1484	1649
63/20	+	31,2	312	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2806	3117
	-	28,0	280	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80/25	+	50,3	503	1005	1508	2011	2513	3016	3519	4021	4524	5027
	-	45,4	454	907	1361	1814	2268	2721	3175	3629	4082	4536
100/25	+	78,5	785	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7069	7854
	-	73,6	736	1473	2209	2945	3682	4418	5154	5890	6627	7363
125/32	+	122,7	1227	2454	3682	4909	6136	7363	8590	9817	11045	12272
	-	114,7	1147	2294	3440	4587	5734	6881	8027	9174	10321	11468

+ = Carrera de salida
- = Carrera de entrada

¡Atención!
Seleccionar una fuerza teórica 50-100% mas grande que la fuerza requerida

Fig. 5: Catálogo de cilindro neumático.

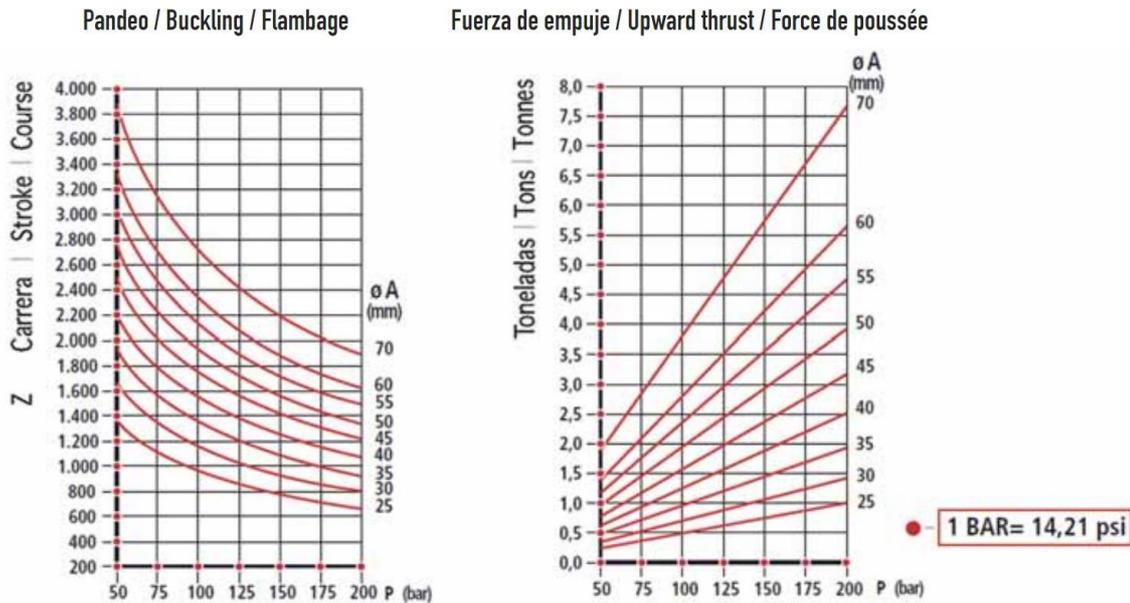


Fig. 6: Catálogo de cilindro hidráulico.

Viendo la comparativa entre un cilindro neumático y uno hidráulico se puede concluir que el cilindro hidráulico ofrece menores dimensiones y menor precio para ejercer la misma fuerza.

Profundizando más en el análisis, se puede observar que un cilindro neumático exige tener un compresor de aire ya sea pequeño o industrial. El aire se comprime más que el aceite y la velocidad que lleva también es mayor. Por eso, en el caso de los cilindros neumáticos, a la hora de bajar la cinta haría falta un control para que la cinta no vibre y baje a una velocidad aceptable. No obstante, en el caso del cilindro hidráulico el accionamiento puede ser a través de una bomba manual y el descenso por gravedad, controlando la velocidad con un regulador de caudal.

Por último, se podría destacar que un cilindro de simple efecto neumático, lleva instalado un muelle en el interior para el retroceso. Para retroceder 300 kg de fuerza habría que colocar un cilindro de doble efecto, lo que posiblemente aumentaría el precio.

Por todos estos motivos, los cilindros que se van a instalar son hidráulicos de simple efecto. Más adelante, se seleccionará el diámetro y la carrera necesarias en función de las necesidades del transportador.

6.2. Modo de accionamiento del cilindro

Siguiendo con el estudio del grupo funcional hidráulico se podrían diferenciar dos modos de accionamiento de los cilindros, mediante un grupo hidráulico (motor, bomba, filtro, deposito...) o mediante un sistema manual. Las diferenciaciones que se pueden hacer en esta parte son dos:

Tabla 2: Comparativa de sistema manual vs grupo hidráulico

	SISTEMA MANUAL	GRUPO HIDRÁULICO
BOMBA HIDRÁULICA	Si	Si
MOTOR ELÉCTRICO	No	Si
PRECIO	237,5 €	1.271,99 € (Bosh)

Evidentemente, una bomba manual es más barata que un grupo hidráulico. Para ejercer una fuerza de unos 300 kg un sistema manual es suficiente por lo se va a seleccionar este tipo de accionamiento.

6.3. Tipo de transportador

Otro aspecto importante que se debe tener en cuenta en el diseño de una cinta es sobre qué elementos deslizará la banda del transportador.

En el mercado existen diferentes tipos de transportadores diseñados en función de las necesidades que deba satisfacer. Estos pueden llegar a tener longitudes muy grandes en las cuales la tensión de la banda no es suficiente para soportar el peso de las piezas que debe transportar. Por este motivo es necesario colocar algún elemento de sujeción que sirva de apoyo. Los diseños más utilizados en el mundo de la estampación son, por un lado, rodillos separados una cierta distancia y por otro, bandejas.

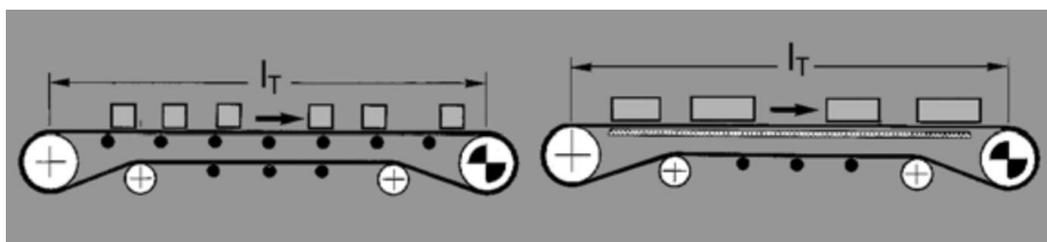


Fig. 7: Transportador de rodillos y transportador de bandejas.

En este proyecto las piezas que se van a transportar son piezas metálicas, conformadas en una prensa y depositadas en el transportador por un robot.

Este tipo de piezas suelen tener salientes y picos que pueden incidir en la banda. En el caso del transportador de rodillos al existir un espacio entre ellos, se podrían generar vanos y estos salientes podrían generar atascos y rasgar con facilidad la banda. Por otro lado, las bandejas generan una superficie lisa, uniforme y horizontal que facilita el transporte de las piezas. Por este motivo, transportador que se diseñe en este proyecto será de bandejas.

7. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

Vistos los datos de partida del cliente y hecho el análisis de alternativas se puede comenzar con el diseño del transportador. En este apartado habrá que diferenciar entre elementos comerciales y elementos diseñados.

- *Calculo-selección de elementos comerciales:* Como se sabe muchos elementos pertenecientes en la cinta son comerciales. Esto quiere decir que se comprarán a empresas externas pero para seleccionar el modelo es necesario hacer una serie de cálculos previos.
- *Análisis estructural del diseño del transportador:* Los elementos no comerciales se diseñarán. Además, se hará un estudio estático de estos elementos para ver si la estructura principal o los espesores de algunos elementos son adecuados.

Para simplificar la descripción del transportador se va a dividir en los cuatro grupos funcionales: transportador, sistema de elevado e inclinado, bastidor y parte eléctrica.

7.1. Transportador

El transportador estará formado principalmente por una estructura, formada por unos laterales, dos distanciadores laterales y cinco bandejas sobre la que deslizará la banda y después la carga transportada. Apoyados sobre los laterales irán cinco rodillos y sus respectivos rodamientos.

Para poder entender la descripción del diseño se van a definir algunos elementos fundamentales de este grupo funcional.

- *Rodillo motriz:* Rodillo conectado al motor, situado en la cabeza de la cinta, responsable del movimiento de la misma.
- *Rodillo tensor:* Situado en la cola de la cinta, es el rodillo encargado de dar tensión a la banda. Para ello llevará un tornillo en los extremos que hará tope contra el bastidor permitiendo el tensado.
- *Rodillo director:* Rodillo encargado de centrar la banda y corregir el desvío que sufre tras el uso. Además ayuda en el retroceso de la banda y favorece el abrazamiento de esta al rodillo tensor.
- *Rodillo de reenvío:* Como el rodillo director, facilita el retroceso de la banda y favorece el abrazamiento de la banda al rodillo motriz para evitar que patine.
- *Rodillo de retorno central:* Es el único rodillo comercial. Cumple dos funciones, favorecer el retroceso de la banda y ofrecerle a esta un punto de apoyo.

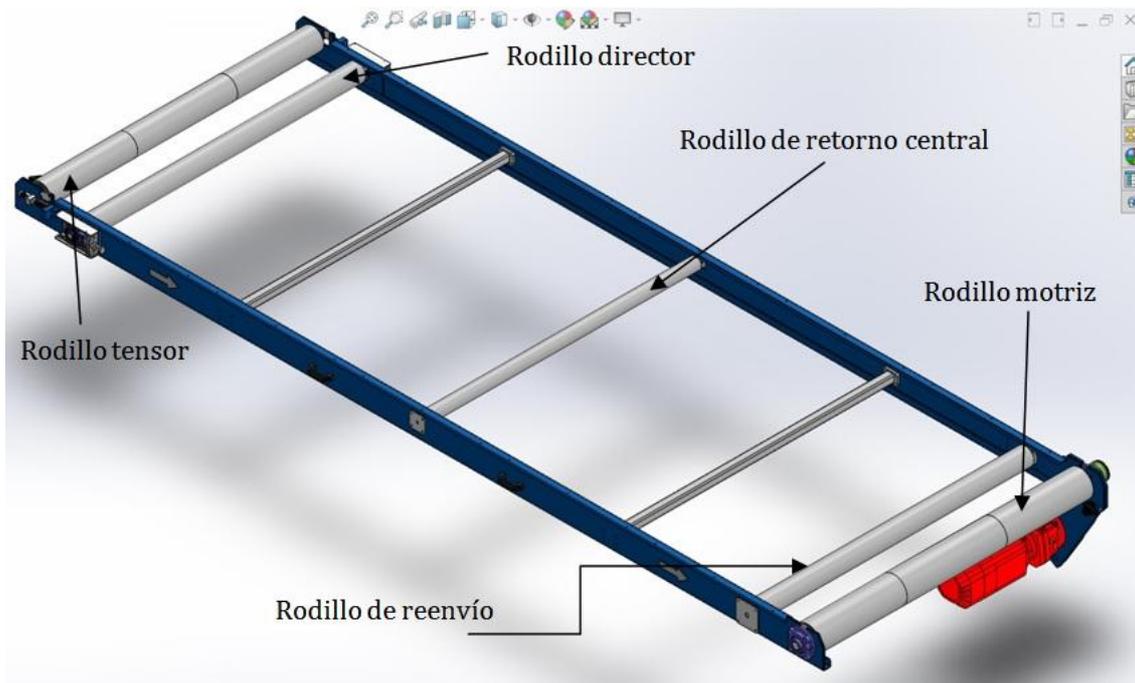


Fig. 8: Identificación de los rodillos del transportador

La mayoría de los elementos de este grupo son comerciales por lo que se harán los cálculos necesarios para seleccionarlos de los catálogos de los fabricantes. Además, se hará un análisis estático de esta estructura para ver si es adecuado el diseño.

7.1.1. Cálculo de la velocidad

Dos características relevantes para comenzar a diseñar la cinta son la velocidad a la que se va a mover y la carga que va a transportar.

En primer lugar, se sabe que la anchura máxima de las piezas va a ser de 1.500 mm. Para ello se destinara un paso entre piezas de 2.000 mm para que haya un espacio de seguridad entre ellas (500mm). La cinta tiene 4.000 mm por lo que se podrán transportar a la vez 2 piezas. El peso de cada formato recortado es de 38 kg, por lo que el peso total que soportara la cinta será de 76 kg.

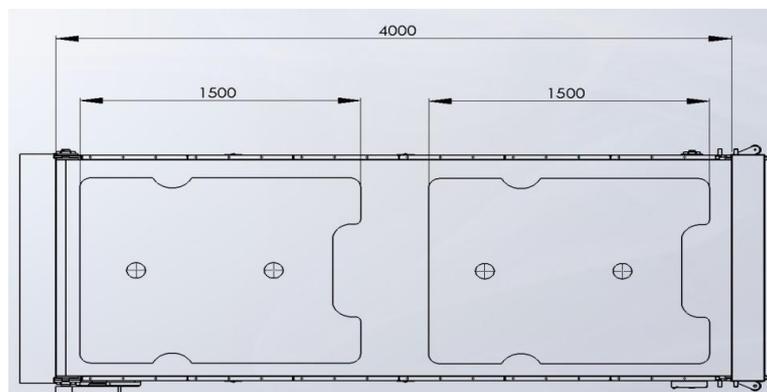


Fig. 9: Cinta transportando nº máx. de formatos recortados.

La prensa saca piezas a razón de 30 golpes por minuto, esto equivale a sacar una pieza cada 2 segundos. Como se destina a cada pieza un espacio de 2 metros y la cinta lleva dos piezas, esta tendrá que mover 4 metros en 4 segundos lo que es igual a 1 metro por segundo.

$$1m/s = 60 m/min$$

Por otro lado, la anchura mínima de las piezas será de 400 mm. Se destinará un paso entre piezas de 1.000 mm por lo que entrarán en la cinta 4 piezas de este tipo. Cada pieza pesa 13 kg por lo que el peso máximo que soportara la cinta será de 52 kg.

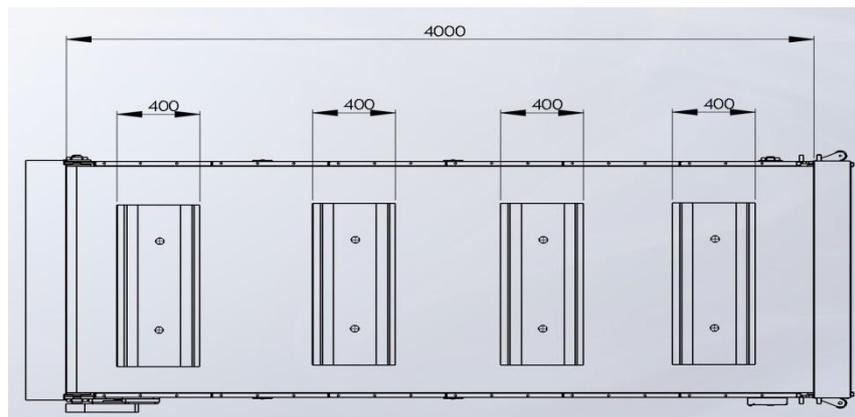


Fig. 10: Cinta transportando nº máx. de refuerzos.

En este caso la prensa sigue trabajando a 30 golpes por minuto, sigue sacando una pieza cada dos segundos pero en este caso como a cada pieza se le ha destinado un metro, la cinta tendrá que moverse 4 metros en 8 segundos.

$$1 \text{ pieza (1 metro)} \rightarrow 2 \text{ segundos}$$

$$4 \text{ piezas (4 metros)} \rightarrow 8 \text{ segundos}$$

$$\frac{4 \text{ metros}}{8 \text{ segundos}} \cdot \frac{60 \text{ segundos}}{1 \text{ minuto}} = 30 \text{ m / min}$$

De todos estos cálculos se obtiene que el peso máximo que transporta la cinta se dará cuando tenga que transportar dos formatos recortados, moviendo un peso de 76 kg. Aplicando un coeficiente de seguridad de 1,5, el peso máximo de trabajo del transportador será de 114 kg. También se obtiene la velocidad a la que trabajara la cinta que será entre 30 y 60 metros por minuto dependiendo de la pieza que este fabricando.

7.1.2. Selección de la banda

El siguiente paso, es elegir la banda que va a llevar el transportador. Para su elección, se sabe que el cliente ha solicitado una banda que sea resistente a desgarros y cortes producidos por chapa. La banda se pedirá a la empresa FORBO MOVEMENT SYSTEM. Según el catalogo 194 se ha seleccionado la siguiente banda: PVK 125 FS X FS-NA negra FR.

		Datos técnicos, recomendaciones, campos de aplicación								Enrolladores de chapa, Transporte de placas/apaladores de chapa, Alimentación de prensas/Transportadores entre prensas, Transportadores magnéticos, Transportadores de vacío, Transportadores tipo sawtooth, Transportadores de recortes de estampación, Accionamiento de prensas, Estampadoras, coxilas, Revestimiento al aceto y goma Recubrimiento/material, Resistencia especial al corte Tejido/material, Degradamiento fácil del producto debido al estructurado superficial										
		Numero de artículo	Espesor total aprox. (mm)	Peso aprox. (kg/m ²)	Fuerza de tracción con presión del 1% (F _{1%} , elijido) (N/mm de ancho)*	Fuerza de tracción perm. (N/mm de ancho de banda)	d _{min} aprox. (mm)** o lb _{min} (mm)**	Temperatura admisible de funcionamiento (°C)	Dureza del recubrimiento de la cara de transporte (Shore A)	Enrolladores de chapa	Transporte de placas/apaladores de chapa	Alimentación de prensas/Transportadores entre prensas	Transportadores magnéticos	Transportadores de vacío	Transportadores tipo sawtooth	Transportadores de recortes de estampación	Accionamiento de prensas, Estampadoras, coxilas	Revestimiento al aceto y goma Recubrimiento/material	Resistencia especial al corte Tejido/material	Degradamiento fácil del producto debido al estructurado superficial
siegling transilon bandas de transporte y de procesamiento	Siegling Transilon																			
	E 8/2 U0/U4 GSTR verde	900152	2,1	2,1	5,0	-	60	-30/+100	90											
	E 8/2 U0/U8 transparente FDA	900204	2,0	2,2	7,5	-	60	-30/+100	85											
	E 8/2 U0/V/U20 verde	900151	3,6	4,2	7,0	-	60	-10/+70	80											
	E 8/2 U0/V20 AR verde	900037	4,9	4,0	6,0	-	60/40 (Z)	-10/+70	45											
	E 10/M U1/U3-NA verde	900064	3,1	3,3	5,0	-	60	-10/+80	80											
	E 10/M U1/U3 GSTR-NA verde	900065	3,5	3,4	5,0	-	60	-10/+80	80											
	E 10/M V1/V10 verde	900066	2,85	3,3	5,0	-	60	+10/+70	65											
	E 12/2 U0/U20 GSTR verde	900168	3,8	3,8	10,0	-	90	-10/+80	80											
	E 12/2 U0/V20 verde	900262	3,35	4,1	11,0	-	60	-10/+70	75											
	E 15/M V1/V10H MT verde	900324	5,0	5,4	10,0	-	125	-10/+70	85											
	E 20/M U1/U3-NA verde	900074	5,4	6,0	9,0	-	160	-10/+80	80											
	E 20/M U1/U3 GSTR-NA verde	900075	5,7	6,0	8,0	-	160	-10/+80	80											
	EP 20/M US/US GUGL-NA verde	900205	7,3	6,5	6,5	-	125	-10/+80	92											
	NOVO 25-NA blanco FDA	996160	2,5	1,3	7,0	-	40	-10/+120	-											
NOVO 25-HC negro	900195	2,5	1,3	7,0	-	40	-10/+120	-												
NOVO 40-NA verde	900222	4,0	2,2	7,5	-	90	-10/+120	-												
NOVO 40-HC negro	900221	4,0	2,2	7,5	-	90	-10/+120	-												
NOVO 60-NA verde	900285	8,5	3,1	8,0	-	125	-10/+120	-												
NOVO 60-HC negro	900286	5,5	3,1	8,0	-	125	-10/+120	-												
siegling transtex bandas de transporte	Siegling Transtex																			
	PVK125 FS X FS-NA negro FR	908103	3,7	3,4	9,0	-	50	-18/+82	-											
	PVK150 FS X FS-NA negro FR	908125	4,6	4,3	10,0	-	90	-18/+82	-											
	PVK160N FS X FS negro FR	908110	5,6	5,4	5,0	-	90	-18/+82	-											
	PVK200 FS X FS-NA negro FR	908111	5,6	5,3	14,0	-	90	-18/+82	-											
PHR2-160 MRT X BB-NA negro FR	908205	3,5	4,4	10,0	-	100	-29/+107	-												
PUZ-150 HC X F-NA rojo	908889	5,1	6,3	7,0	-	60	-7/+82	89												

Fig. 11: Catálogo de la banda.



Fig. 12: Características de la banda.

Se trata de una banda de tejido especial impregnado en PVC con un revestimiento, tanto en la cara de rodadura como en la cara de transporte, de tejido con elevado coeficiente de rozamiento. Como características podemos observar que es apta para:

- Alimentación de prensas/transportadores entre prensas
- Transportadores de vacío
- Resistencia especial al corte tejido/material

Del catálogo también se obtienen los siguientes valores de la cinta:

- Fuerza de tracción con pretensión de 1%: 9 [N/mm de ancho]
- D_{min}: 50 [mm]
- La elongación en el ajuste se encuentra entre el 0,3 y el 1,5%

La hoja de características técnicas del producto aportado por el fabricante es la siguiente:

Data sheet		transtex belting [®]
		PVK125 FSXFS-NA BLACK FR
<p>Tension member</p> <p>Special construction</p> <p>Thickness</p> <p>Weight</p> <p>Minimum drum diameter (for endless belts only)</p> <p>k1% relaxed (effective pull at 1% elongation, established in line with ISO 21181:2005)</p> <p>Working temperatures tolerated</p> <p>Elongation at fitting (from / to)</p> <p>Electrostatic properties</p> <p>Delivery width up to</p> <p>Longitudinal seam possible</p> <p>Belt support:</p> <p>Splice</p> <p>Mechanical fasteners (minimum drum diameter on request)</p> <p>Possible applications</p> <p>Comments</p>	<p>Polyester</p> <p>PVC, Flame Retardant according to ASTM D - 378, Mono-filament</p> <p>3.70 +/- 0.25 mm</p> <p>ca. 3.4 kg/m²</p> <p>50 mm (Z-Splice), 60 mm (Wedge splice)</p> <p>9.0 N/mm belt width</p> <p>approx. -18 to +82°C</p> <p>0.3% (Elongation up to 1.5% possible at rated work load)</p> <p>Not Antistatic</p> <p>1828 mm</p> <p>Yes</p> <p>Slider bed</p> <p>01, 02, 03, 04, 05, 07, 09, 10</p> <p>Auf Anfrage</p> <p>Parcel handling, luggage handling where side loading occurs. Transport of unvulcanized HOT Rubber (Bottomside is transportside)</p> <p>Flame Retardant (ASTM standard). Meets the UPS / DHL / FedEx specifications.</p>	<p>Ordering designation</p> <p>PVK125 FSXFS-NA BLACK FR Art. No.:908103</p>
		 MOVEMENT SYSTEMS
<small>The physical data was determined at normal ambient conditions 23/50 as per ISO 554. Forbo Siegling GmbH QM system is certified to DIN EN ISO 9001. Subject to change. Reprint only with our permission. Printed in Germany. 09/01/2015</small>		

Fig. 13: Características de banda proporcionadas por el fabricante.

7.1.3. Cálculo-selección de los rodamientos

El siguiente elemento a seleccionar van a ser los rodamientos. La compra de estos se hará por un lado a la empresa FYH bearings y por otro a SKF.

Los esfuerzos a los que están sometidos los rodamientos son una carga radial producida por la tensión de la banda.

Como ya se sabe la cinta va a disponer de 5 rodillos (motriz, tensor, director, de reenvío y de retorno central). Los primeros rodamientos que se van a calcular son los de los rodillos motriz y tensor porque son los ejes que tienen más abrazamiento de la banda ($>180^\circ$). Para ambos pares de rodamientos se calculará tanto la carga estática como la dinámica y se calcularán para la máxima velocidad de la cinta (60 m/min) ya que será el caso más crítico para el rodamiento.

7.1.3.1. Rodillos motriz y tensor

Cálculo de carga estática

Para el cálculo de la carga estática no hace falta hacer diferencia entre rodillos ya que sólo depende de la fuerza que deba soportar.

Para conocer de la fuerza radial, producida por la tensión de la banda, se recurre al catálogo 304 de FORBO donde se obtiene la siguiente ecuación:

$$F = \varepsilon [\%] \cdot k_{1\%} \cdot b_o = 0,35 \cdot 9 \cdot 1.400 = 4.410 \text{ N}$$

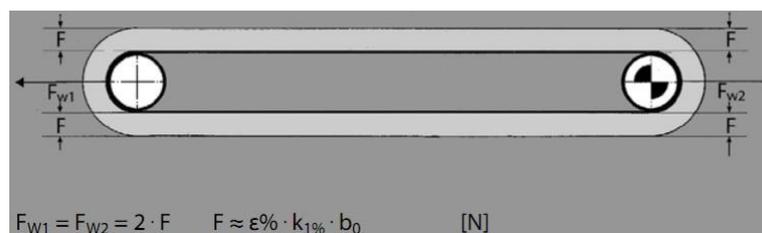


Fig. 14: Fuerza ejercida por la tensión de la banda con abrazamiento de 180° .

Donde $\varepsilon[\%]$ es la elongación de montaje (el fabricante da un rango de valores admisibles), $k_{1\%}$ es la fuerza de tracción relajada de la banda con un elongación del 1% por unidad de anchura, y b_o es el ancho de la banda.

El caso que aquí se presenta es un caso general de una banda con abrazamiento de los rodillos de 180° . De esta manera la fuerza que tendrá que soportar cada rodamiento será el valor de $F=Fr$.

Sin embargo, el abrazamiento tanto del rodillo motriz como del rodillo tensor, de la cinta del presente proyecto, tienen mayor abrazamiento.

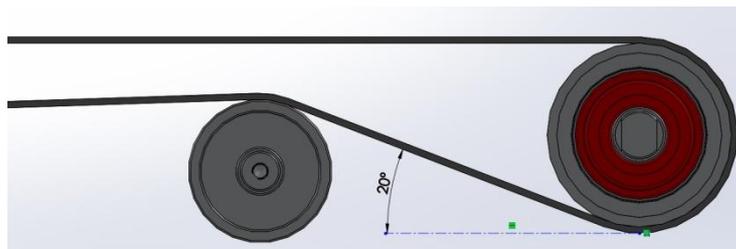


Fig. 15: Esquema de abrazamiento de la banda.

Esto quiere decir que la fuerza radial que tendrá que soportar cada rodillo será:

$$F_{rcx} = \frac{F + F \cdot \cos 20}{2} = \frac{4.410 + 4.410 \cdot \cos 20}{2} = 4.277,022 \text{ N (Cada rodamiento)}$$

$$F_{rcy} = \frac{F \cdot \sin 20}{2} = \frac{4.410 \cdot \sin 20}{2} = 754,15 \text{ N (Cada rodamiento)}$$

$$F_{rcTotal} = \sqrt{4.277.022^2 + 754.15^2} = 4.343 \text{ N (Cada rodamiento)}$$

En primer lugar, se calcula la carga estática del rodamiento. Para ello el catálogo de FYH ofrece una serie de ecuaciones y factores de mayoración que se tienen que tener en cuenta.

Para pasar de la fuerza radial calculada teóricamente a la fuerza radial real que va a sufrir el rodamiento hay que aplicar un factor de carga.

5.1 Loads Applied to Bearings

5.1.1 Load factor

Even if the static radial load and the axial load can be accurately calculated, the actual loads are generally greater than the calculated figures. This is due to the presence of vibration and shock load during actual machine operation.

To find the loads actually applied to a bearing, multiply the values determined for the static load by the following load factors.

$$F = f_w \cdot F_c \dots\dots\dots (5.1)$$

Whereas,

F: Load actually applied to bearing, N

F_c: Theoretically calculated load, N

f_w: Load factor (see **Table 5.1**)

Table 5.1 Load factor *f_w*

Operating conditions	Applications	<i>f_w</i>
Virtually no vibration or impact	Electric machines and instruments	1 -1.2
Ordinary operation (light impact)	Agricultural machines and blower	1.2-2
Great vibration and impact	Construction machines and grinders	2 -3

Fig. 16: Factor de carga.

$$F_r = F_{rc} \cdot f_w = 4.343 \cdot 1,2 = 5.211,6 N$$

En cuanto al cálculo de la carga estática, el catalogo FYH propone lo siguiente:

5.4.2 Static equivalent loads

Static equivalent load is the equivalent of the combined (vectored) load converted to the equivalent direct radial load. The term "static" refers to no rotation or very little rotation.

Static equivalent radial load (P_{0r}) can be calculated by using the formula below.

$$P_{0r} = 0,6 F_r + 0,5 F_a \dots\dots\dots (5.14)$$

$$P_{0r} = F_r \dots\dots\dots (5.15)$$

Whereas,

P_{0r} : Static equivalent radial load, N

F_r : Radial load, N

F_a : Axial load, N

5.4.3 Safety factor

The static equivalent load that can be withstood by a bearing, in addition to the above considerations, is sometimes dependent upon unforeseen conditions in the operating environment. Therefore, a safety factor is always built in to insure success in the application.

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_{0r}} \dots\dots\dots (5.16)$$

Whereas,

f_s : Safety factor (see **Table 5.6**)

C_{0r} : Basic static radial load rating, N

P_{0r} : Static equivalent radial load, N

Table 5.6 Safety factor f_s (recommended)

Operating conditions		f_s (Min.)
Being rotated	High rotating accuracy is required	2
	Ordinary operating conditions	1
	Impact	1.5
Not always being rotated (sometimes oscillated)	Ordinary operating conditions	0.5
	Impact, unevenly distributed load	1

Fig. 17: Factor de seguridad.

$$P_r = F_r = 5.211,6 N$$

$$C_{0r} = P_r \cdot f_s = 5.211,6 \cdot 2 = 10.423,2 N$$

Cálculo de carga dinámica

Para calcular la carga dinámica sí que es necesario diferenciar entre rodillo motriz y rodillo tensor, puesto que depende de la velocidad a la que gira y esta depende del diámetro del rodillo.

En primer lugar se calculara la carga dinámica del rodillo motriz. Volviendo al catálogo de FYH se obtiene lo siguiente:

4.2 Calculation of Rating Life

The relationship between the basic rating life, the basic dynamic load rating, and the dynamic equivalent load of the ball bearing is indicated in **Formula (4.1)**. If the ball bearing unit is being used at a fixed rotating speed, the life is indicated as time. This is shown in **Formula (4.2)**.

$$\text{(Total rotating frequency)} \quad L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\text{(Time)} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \dots\dots (4.2)$$

Whereas,

- L_{10} : Basic rating life, 10^6 rotations
- L_{10h} : Basic rating life, hr
- C_r : Basic dynamic load rating, N
- P_r : Dynamic equivalent load, N
(see “5 Bearing load”)
- n : Rotating speed, min^{-1}

Calculation of the basic rating life using the life factor (f_h) and the speed factor (f_n) in **Formula (4.2)** are shown below.

$$L_{10h} = 500 f_h^3 \dots\dots\dots (4.3)$$

$$\text{Life factor} \quad f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P_r} \dots\dots\dots (4.4)$$

$$\begin{aligned} \text{Speed factor} \quad f_n &= \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{1/3} \\ &= (0.03n)^{-1/3} \dots\dots\dots (4.5) \end{aligned}$$

Values of f_n , f_h and L_{10h} can be found using the nomogram of **Fig. 4.1**.

Fig. 18: Cálculo de vida.

La prensa trabaja 21 horas al día durante 21 días al mes, 11 meses al año. Estimando una vida para los rodamientos de dos años, se calcularán los rodamientos para 10.000 horas.

$$\frac{21 \text{ horas}}{\text{dia}} \cdot \frac{21 \text{ dias}}{\text{mes}} \cdot \frac{11 \text{ meses}}{\text{año}} \cdot 2 \text{ años} = 9.702 \text{ horas} \approx 10.000 \text{ horas}$$

El factor de vida se obtiene según la siguiente ecuación:

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_{10h}}{500}} = \sqrt[3]{\frac{10.000}{500}} = 2,71$$

Se sabe que va a ser de 140 mm de diámetro. El desarrollo del rodillo, por tanto, será:

$$0,140 \text{ m} \cdot \pi = 0,439 \text{ m/rev.}$$

La velocidad por tanto a la que girará el eje:

$$n = \frac{60 \text{ m/min}}{0,439 \text{ m/rev}} = 136,418 \text{ rpm}$$

El factor de velocidad se obtiene según la siguiente ecuación:

$$f_n = (0,03 \cdot n)^{-\frac{1}{3}} = (0,03 \cdot 136,418)^{-\frac{1}{3}} = 0,625$$

$$C_r = P_r \cdot \frac{f_h}{f_n} = 5.211,6 \cdot \frac{2,71}{0,625} = 22.597,49 \text{ N}$$

Para calcular la carga dinámica de los rodamientos alojados en el rodillo tensor se debe calcular a la velocidad a la que girará el eje. Se sabe que el diámetro del rodillo es de 115 mm, por lo que el desarrollo será:

$$0,115 \text{ m} \cdot \pi = 0,361 \text{ m/rev.}$$

La velocidad por tanto a la que girara el eje:

$$n = \frac{60 \text{ m/min}}{0,361 \text{ m/rev}} = 166,074 \text{ rpm}$$

El factor de velocidad se obtiene según la siguiente ecuación:

$$f_n = (0,03 \cdot n)^{\frac{1}{3}} = (0,03 \cdot 166,074)^{\frac{1}{3}} = 0,585$$

$$C_r = P_r \cdot \frac{f_h}{f_n} = 5.211,6 \cdot \frac{2,71}{0,585} = 24.142,62 \text{ N}$$

En resumen tenemos lo siguiente:

Tabla 3: Resumen de cargas para los rodillos motriz y tensor

	Carga estática [N]	Carga dinámica [N]
Rodillo motriz (Ø=140 mm)	10.423,2	22.597,49
Rodillo tensor (Ø=115 mm)		24.142,62

Selección de rodamientos

Con esta información ya se puede pasar a seleccionar el rodamiento adecuado. Se debe elegir un rodamiento que soporte tanto la carga dinámica como la carga estática.

Para el rodillo motriz se va a seleccionar un “pillow block”. Es una unidad de rodamiento con soporte, engrasador y rodamiento de bolas. Para facilitar el cambio de rodamientos se elegirá un rodamiento que pueda estar instalado en los laterales.

Para este caso se ha seleccionado un "pillow block" UCFC.

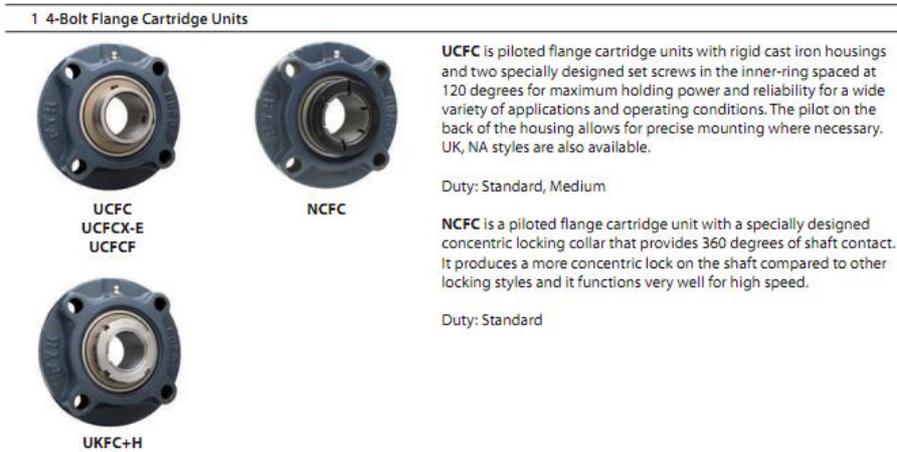


Fig. 19: Características de la unidad de rodamiento UCFC.

Dentro del catálogo de los rodamientos UCFC se selecciona uno que soporte tanto la carga estática como la carga dinámica. Para este proyecto se escoge el UCFC207 que exige un diámetro interior de 35mm.

4-Bolt Flange Cartridge Units

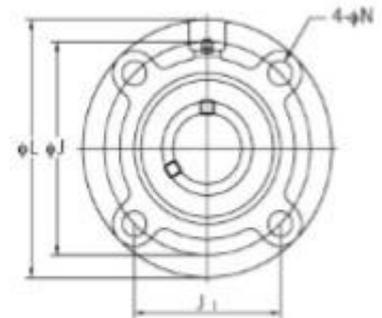
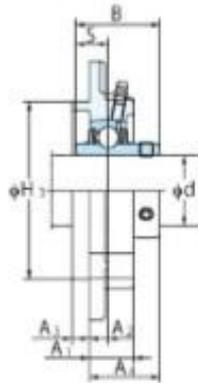
UCFC
Cylindrical bore (with set screws)
d 12 ~ 50 mm

Shaft Dia. mm	inch	Dimensions										Bolt Size inch	Unit No.	Standard Housing No.	Bearing No.	Mass kg	Basic Load Ratings				
		L	H	J	J ₁	N	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	B						S	C _r	C ₁₀	f ₀	
12	1/2																				
15	5/8	3 15/16	2.4409	3 3/64	2 11/64	15/32	19/16	23/64	13/64	1 1/8	1.220	0.500	3/8	UCFC201 UCFC201-8 UCFC202 UCFC202-10 UCFC203 UCFC204-12 UCFC204	FC204	UC201 UC201-8 UC202 UC202-10 UC203 UC204-12 UC204		0.78 0.78 0.76 0.75 0.75 0.73	12.8	6.65	13.2
17	3/4	100	62	78	55.1	12	20.5	10	5	28.3	31	12.7	M10								
20	7/8																				
25	1 1/8	4 17/32	2.7559	3 31/64	2 1/2	15/32	19/16	23/64	13/64	1 7/16	1.343	0.563	3/4	UCFC205-14 UCFC205-15 UCFC205 UCFC205-16	FC205	UC205-14 UC205-15 UC205 UC205-16		0.95 0.95 0.95 0.95	14.0	7.85	13.9
30	1 1/4	4 3/8	2.9921	3 3/8	2 5/16	3/8	19/16	23/64	13/64	1 9/16	1.500	0.626	7/16	UCFCX05 UCFCX05-16	FCX05	UCX05 UCX05-16		1.2 1.2	19.5	11.3	13.9
30	1 1/4	4 29/32	3.1496	3 11/16	2 29/32	15/32	29/32	23/64	3/16	1 9/16	1.500	0.626	3/8	UCFC206-18 UCFC206 UCFC206-19 UCFC206-20	FC206	UC206-18 UC206 UC206-19 UC206-20		1.3 1.3 1.3 1.3	19.5	11.3	13.9
30	1 1/4	5	3.3465	4 3/8	2 29/64	15/32	7/8	3/8	3/8	1 9/16	1.689	0.689	3/8	UCFCX06 UCFCX06-19 UCFCX06-20	FCX06	UCX06 UCX06-19 UCX06-20		1.5 1.5 1.5	25.7	15.4	13.9
35	1 3/8	5 1/8	3.5433	4 17/64	3 1/8	23/64	1 1/32	7/8	3/8	1 7/8	1.689	0.689	7/16	UCFC207-20 UCFC207-21 UCFC207-22 UCFC207 UCFC207-23	FC207	UC207-20 UC207-21 UC207-22 UC207 UC207-23		1.7 1.7 1.7 1.7 1.7	25.7	15.4	13.9

Fig. 20: Catálogo de rodamiento UCFC.



UCFC207J



Specifications	
Housing Number	FC207
Bearing Number	UC207
Shaft Size	35 mm
Bolt Size	M12 7/16 in
Weight	1.7 kg 3.75 lb
Locking Style	Set Screw Locking
Grease Fitting	A-1/4-28UNF

Dimensions	
L	135 mm 5-5/16 in
H3	90 mm 3.5433 in
J	110 mm 4-21/64 in
J1	77.8 mm 3-1/16 in
N	14 mm 35/64 in
A1	26 mm 1-1/32 in
A2	11 mm 7/16 in
A3	8 mm 5/16 in
A4	36.4 mm 1-7/16 in
B	42.9 mm 1.689 in
S	17.5 mm 0.689 in

Basic Load Rating	
Cr	25.7 kN 5778 lbf
Cor	15.4 kN 3462 lbf
Factor fo	13.9

Fig. 21: Características del rodamiento UCFC207.

El rodillo motriz está formado por un cuerpo exterior hueco y soldado a él se encuentran los extremos del rodillo. Como esta operación se hace manualmente, puede haber un error en la coaxialidad de los ejes, y esto se salva con este tipo de rodamientos, ya que permite ajustar el rodamiento $\pm 20^\circ$. Estos rodamientos se dice que son "autoalineantes".

Otra ventaja de este tipo de rodamientos, es que no es necesario parar la cinta para engrasar el rodamiento. El soporte tiene una pestaña en la parte superior que permite introducir la grasa. Al estar alojados en los laterales de la cinta tampoco hay que desmontar ningún elemento.

Por otro lado, en el rodillo tensor no se puede poner el mismo tipo de rodamiento, no porque no soporte las cargas sino porque este rodamiento debe ir alojado dentro del rodillo. En este caso, el rodillo exterior gira loco mientras que el eje es fijo y entre medio irá el rodamiento. Esto es debido a que fuera, en los laterales de la cinta, se encuentra es sistema de tensado de la cinta.

Para cumplir estas condiciones se ha cambiado de fabricante de rodamientos y se ha ido a SKF. Para un eje también de 35 mm se ha seleccionado un rodamiento rígido de bolas 6307-2Z.

Como en el rodillo motriz, podría producirse un error en la coaxialidad del eje y el rodillo. Para solucionarlo lo que se hará es mecanizar el interior del rodillo donde va alojando el rodamiento.

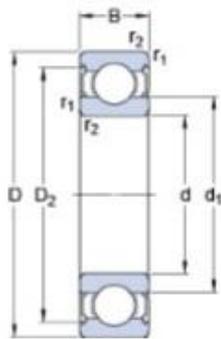
El rodamiento rígido de bolas 6307- 2Z tiene como ventaja, sobre el 6307, que al tener tapas en los laterales del rodamiento, se dice que están engrasados para toda su vida. Como ya se ha dicho, los rodamientos están alojados dentro del rodillo tensor, de tal manera que si se tuvieran que engrasar, habría que parar y desmontar la cinta para poder hacerlo.



6307-2Z

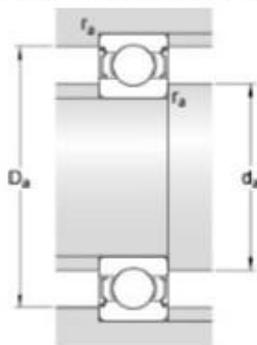
SKF Explorer

Dimensiones



d	35	mm
D	80	mm
B	21	mm
d ₁	≈ 49.56	mm
D ₂	≈ 69.2	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 44	mm
d _a	max. 49.5	mm
D _a	max. 71	mm
r _a	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	35.1	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	19	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.815	kN
Velocidad de referencia		19000	r/min
Velocidad límite		9500	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	13.1	

Masa

Rodamiento de masa		0.47	kg
--------------------	--	------	----

Fig. 22: Características del rodamiento SKF 6307-2Z.

7.1.3.2. Rodillos director y de reenvío

La disposición de los rodillos es simétrica respecto al plano de perfil de la cinta. Tanto el rodillo director como el de reenvío son del mismo diámetro (90 mm) y obligan a la banda a subir 20°. Al tener estas condiciones iguales con calcular las cargas de los rodamientos de un rodillo las del otro serán las mismas.

En este caso, el rodamiento sufre mucho más en un eje que el otro. La banda genera esfuerzos en el rodamiento en los dos ejes. Los esfuerzos horizontales a un lado y otro del rodillo se restan y al ser prácticamente iguales, se pueden despreciar, ya que sería casi cero. No obstante, los esfuerzos que la banda genera en el eje vertical son los que hacen sufrir al rodamiento y en función de estos se seleccionará uno u otro rodamiento.

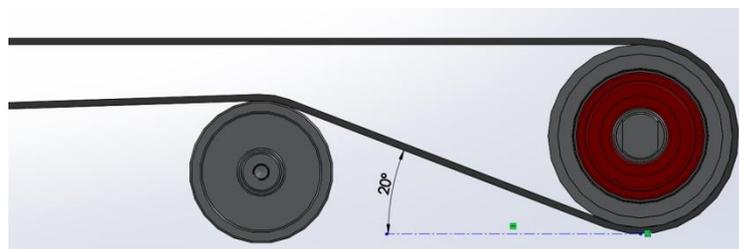


Fig. 23: Esquema de abrazamiento de la banda.

$$F_{rcy} = \frac{F \cdot \sin 20}{2} = \frac{4.410 \cdot \sin 20}{2} = 754,15 \text{ N (Eje vertical)}$$

$$F_r = F_{rc} \cdot f_w = 754,15 \cdot 1,2 = 904,98 \text{ N}$$

$$P_r = F_r = 904,98 \text{ N}$$

$$C_{or} = P_r \cdot f_s = 904,98 \cdot 2 = 1.809,96 \text{ N}$$

$$0,09 \text{ m} \cdot \pi = 0,282 \text{ m/rev.}$$

$$n = \frac{60 \text{ m/min}}{0,282 \text{ m/rev}} = 212,206 \text{ rpm}$$

$$f_n = (0,03 \cdot n)^{-\frac{1}{3}} = (0,03 \cdot 212,206)^{-\frac{1}{3}} = 0,539$$

$$C_r = P_r \cdot \frac{f_h}{f_n} = 904,98 \cdot \frac{2,71}{0,539} = 4.550,08 \text{ N}$$

Por tanto, se escogerán rodamientos que aguanten estas cargas pero tampoco unos rodamientos que exijan un diámetro de eje demasiado pequeño.

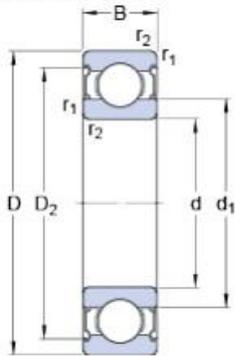
Para el rodillo de reenvío se instalará un rodamiento, montado según el mismo concepto que el rodillo tensor, de SKF 6305-2Z. Este irá alojado en el interior del rodillo simplemente para facilitar el montaje. Es más sencillo instalar un rodillo amarrándolo en los extremos, que tener que colocar el rodillo y después los rodamientos en el exterior.



6305-2Z

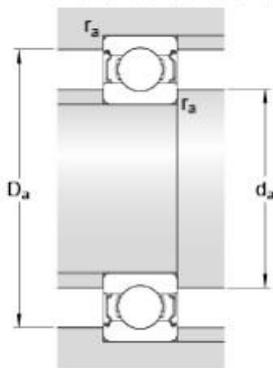
SKF Explorer

Dimensiones



d	25	mm
D	62	mm
B	17	mm
d ₁	≈ 36.6	mm
D ₂	≈ 52.7	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 32	mm
d _a	max. 36.5	mm
D _a	max. 55	mm
r _a	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	23.4	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	11.6	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.49	kN
Velocidad de referencia		24000	r/min
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	12	

Masa

Rodamiento de masa	0.23	kg
--------------------	------	----

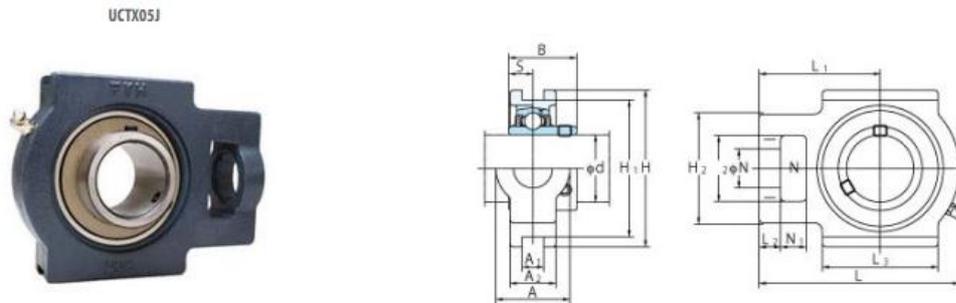
Fig. 24: Características del rodamiento 6305-2Z.

Para el rodillo director, sin embargo, hay que tener en cuenta la función de este.

El rodillo director tiene dos objetivos, en primer lugar ayudar en el retroceso de la banda, y en segundo lugar corregir el desvío que se pueda producir en la banda tras su uso.

Hay que tener mucho cuidado con la utilización del rodillo de dirección ya que movimientos muy pequeños de su eje producen derivas importantes y rápidas de la banda. La zona más adelantada del rodillo de dirección proporciona a la banda un movimiento transversal en su misma dirección. Debido a que la componente del movimiento normal al eje del rodillo coincidía con el eje del transportador, a medida que adelantamos o retrasamos uno de los extremos de estos rodillos cambiamos la dirección de la normal al eje del rodillo generando una nueva componente cuyas proyecciones coinciden con eje longitudinal del transportador y con el eje transversal del mismo. Produciendo esta última componente la deriva en uno u otro sentido.

Para esto existen rodamientos, que también se utilizan en tensado de banda, que permiten inclinar más por un lado que por otro el rodillo (como los UCTH, SBPTH o SBNPTH de FYH). No obstante, el soporte que llevan estos rodamientos no se ajustan al ancho de los laterales de la cinta de este proyecto por lo que se va a comprar el rodamiento y se va a diseñar un soporte que pueda ir atornillado en los laterales y en el que se alojará en rodamiento. El rodamiento seleccionado es el UCTX05 de FYH.



Specifications	
Housing Number	TX05
Bearing Number	UCX05
Shaft Size	25 mm
Weight	1.4 kg 3.09 lb
Locking Style	Set Screw Locking
Grease Fitting	B-1/4-28UNF

Dimensions	
A	37 mm 1-15/32 in
A1	12 mm 15/32 in
A2	28 mm 1-3/32 in
H	102 mm 4-1/32 in
H1	89 mm 3-1/2 in
H2	56 mm 2-7/32 in
L	113 mm 4-7/16 in
L1	70 mm 2-3/4 in
L2	10 mm 13/32 in
L3	57 mm 2-1/4 in
N	22 mm 7/8 in
N1	16 mm 5/8 in
N2	37 mm 1-15/32 in
B	38.1 mm 1.500 in
S	15.9 mm 0.626 in

Basic Load Rating	
Cr	19.5 kN 4384 lbf
Cor	11.3 kN 2540 lbf
Factor fo	13.9

Fig. 25: Características del rodamiento UCTX05.

7.1.4. Elección de tubos para los rodillos

La cinta dispone de 5 rodillos. Todos, excepto el de retorno central, se fabricarán siguiendo unas especificaciones concretas.

Para fabricar el rodillo motriz hay que tener en cuenta el diámetro mínimo que exige el fabricante de la banda (50 mm). No obstante interesa mayor diámetro para conseguir un mayor abrazamiento. Se elige una barra perforada de diámetro 146 mm y espesor 14,2 mm del catálogo de TUBOS CORTINA. Estas barras vienen en longitudes de 6000 mm. Lo primero que se hará será cortar la longitud necesaria y después mecanizar el exterior para dejarlo según las especificaciones de este proyecto. En esta operación se pierden unos 5 mm de espesor, por eso se ha elegido ese diámetro y ese espesor. En este caso se devastará el tubo hasta un diámetro de 140 mm y espesor 8,2 mm.

El rodillo no será cilíndrico en toda su longitud, sino que se hará cónico por sus extremos. La razón de este diseño es ayudar a la banda a que este centrada y no se desplace a las esquinas. Un cálculo importante en este apartado, es comprobar la flecha que pueden sufrir los rodillos producida por la tensión de la banda.

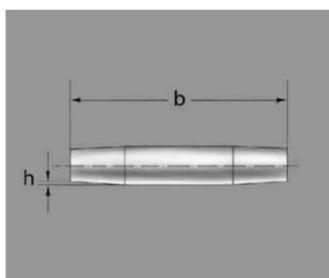
Para ello FORBO facilita una serie de cálculos. En primer lugar, se necesita conocer la conicidad del rodillo. Esta depende del tipo de banda que va a trabajar con el rodillo.

Tambor motriz

Los valores de altura de abombado mencionados para las filas II y III son valores máximos que en casos excepcionales deben ser menores (conforme a la fila I), cuando se originan fuerzas transversales que ya no pueden ser asimiladas por la construcción de la banda y provocan la formación de pliegues longitudinales.

Esto se aplica también al accionamiento intermedio y cuando la distancia entre el tambor de reenvío y el tambor motriz es demasiado corta e insuficiente para compensar la tensión de la banda cuando ésta es ancha.

El tambor motriz puede ser cilíndrico si se utilizan dispositivos de control.



Se recomienda que el tambor motriz tenga una forma cónico-cilíndrica. La longitud de la parte cilíndrica del tambor debe ser $b/2$.

Encontrará más información al respecto en la página 11.

Si el ancho de la banda es mucho menor que la longitud del tambor, será determinante el ancho de la banda para la distribución del tambor motriz.

Valores aproximados de conicidad h [mm]	Diámetro del tambor motriz [mm]		
	Hasta 200	> 200 hasta 500	> 500
I Bandas de 1 capa	0,5	0,8	1,0
II Bandas de 2 capas NOVO, E10/M, E15/M, E20/M	0,7	1,3	1,5
III Bandas de 3 capas	1,0	1,6	2,0

Fig. 26: Cálculo de la conicidad del tambor según FORBO.

Para este caso, la banda PVK 125 se trata de una banda multicapa por lo que h tendrá un valor de 1.

A continuación, se calcula la flecha que sufrirá el tambor producido por la tensión de la banda.

Flecha de los tambores y los rodillos

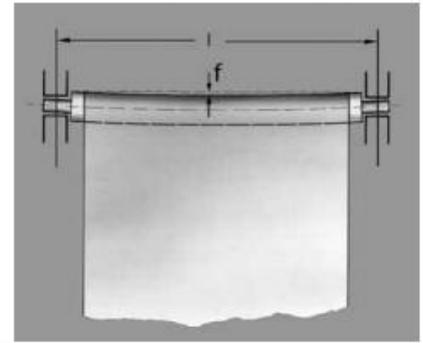
Una flecha excesiva de los tambores suele causar dificultades en el guiado de bandas anchas.

Motivos de la flecha:

- Fuerza de tracción de la banda en crecimiento lineal con el ancho.
- Diámetros de tambor pequeños condicionados por el funcionamiento.

Por ello, procure que no se superen los siguientes valores:

- Tambores cónico-cilíndricos: flecha $y_{Tr} \leq 0,5 h$.
- En tambores cilíndricos una flecha igual o mayor de $y_{Tr} \leq h$ está permitida.
- Valores para h , véase "Tambor motriz".



- F_R = fuerza incidente [N] (carga lineal), resultante de las fuerzas de tracción de la banda y el peso propio del tambor
- $$F_R = \sqrt{(2 \cdot \varepsilon \cdot k_{1\%} \cdot b_0)^2 + (9,81 \cdot m_{Tr})^2}$$
- l = distancia entre los centros de los rodamientos [mm]
- d, d_a, d_i = diámetro del eje [mm]
- y_{Tr} = flecha del tambor [mm]
- m_{Tr} = peso del tambor [kg]
- $k_{1\%}$ = fuerza de tracción de la banda después de la relajación [N/mm] con un alargamiento del 1 %

Ejemplo de cálculo

Un tambor de acero de $\varnothing 150$ mm y un grosor de pared de 4 mm tiene un ángulo de contacto de 180° con una banda Siegling Transilon de 2500 mm de ancho del tipo E 12/2 U0/UH. La banda se desplaza en horizontal.

E 12/2 tensada aprox. 0,2 % hasta 0,3 %
 Peso del tambor = 27 kg
 E = elasticidad N/mm²
 E para acero = $2,1 \cdot 10^5$ N/mm²

l = 2600 mm
 d_a = 150 mm
 d_i = 130 mm
 $k_{1\%}$ = 12

$$F_R = \sqrt{(2 \cdot 0,3 \cdot 12 \cdot 2500)^2 + (9,81 \cdot 27)^2}$$

$$= 18002 \text{ N}$$

$$y_{Tr} = \frac{80 \cdot 18002 \cdot 2600^3}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (150^4 - 130^4) \cdot \pi}$$

$$y_{Tr} 1,81 > 0,35 \text{ mm} = f_{zul}$$

Apoyo por medio de un travesaño en el centro

$$y_{Tr} = \frac{80 \cdot 9001 \cdot 1300^3}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (150^4 - 130^4) \cdot \pi}$$

$$y_{Tr} = 0,23 \text{ mm} < 0,35 \text{ mm}$$

Eje macizo

$$y_{Tr} = \frac{80 \cdot F_R \cdot l^3}{E \cdot d_a^4 \cdot \pi \cdot 96} \quad [\text{mm}]$$



Eje hueco

$$y_{Tr} = \frac{80 \cdot F_R \cdot l^3}{E \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot \pi \cdot 96} \quad [\text{mm}]$$



Fig. 27: Ejemplo de cálculo de la flecha del tambor según FORBO.

$$F_R = \sqrt{(2 \cdot \varepsilon \cdot k_{1\%} \cdot b_0)^2 + (9,81 \cdot m_{Tr})^2}$$

$$= \sqrt{(2 \cdot 0,35 \cdot 9 \cdot 1400)^2 + (9,81 \cdot 40,14)^2} = 8.828,78 \text{ N}$$

$$y_T = \frac{80 \cdot 8.828,78 \cdot 1.470^3}{21 \cdot 10^5 \cdot (140^4 - 123,6^4) \cdot \pi \cdot 96} = 0,023$$

$$y_T < 0,5 \cdot h \rightarrow 0,023 < 0,5 \cdot 1 = 0,5 \quad \text{cumple}$$

Para el rodillo tensor se parte de un tubo (también CORTINA) de diámetro 118 mm (>50 mm) y espesor 11,5 mm. Como se ha indicado anteriormente se mecanizará hasta dejar el diámetro 115 mm y espesor 8,2 mm. La h para este caso sigue siendo 1 y el cálculo de la flecha el siguiente:

$$F_R = \sqrt{(2 \cdot \varepsilon \cdot k_{1\%} \cdot b_0)^2 + (9,81 \cdot m_{Tr})^2}$$

$$= \sqrt{(2 \cdot 0,35 \cdot 9 \cdot 1400)^2 + (9,81 \cdot 46,32)^2} = 8.831,69 \text{ N}$$

Para este caso se tiene en cuenta el peso de los rodamientos ya que van incorporados dentro del rodillo.

$$y_T = \frac{80 \cdot 8.831,69 \cdot 1.470^3}{21 \cdot 10^5 \cdot (115^4 - 98^4) \cdot \pi \cdot 96} = 0,042$$

$$y_T < 0,5 \cdot h \rightarrow 0,042 < 0,5 \cdot 1 = 0,5 \quad \text{cumple}$$

Por último, para los rodillos director y de reenvío se parte de una barra perforada (CORTINA) de diámetro exterior 95 mm y espesor 13 mm y tras mecanizarla queda un tubo de diámetro exterior 90 mm y espesor 8 mm. Estos rodillos serán cilíndricos en toda su longitud y uno de ellos será el encargado de llevar el sistema de guiado de la banda para corregir el desvío que pueda sufrir. Al ir en la parte inferior de la cinta y no tener casi abrazamiento no es necesario calcular la flecha que sufren.

Tanto el rodillo motriz como el director se fabricaran de la siguiente manera:

1. Se parte de una barra perforada comercial
2. Se mecaniza el exterior
3. Se le da forma cilíndrico - cónica (cónica en los extremos)
4. Se sueldan al rodillo las cabezas con ejes en los extremos

Sin embargo, el rodillo tensor tiene una limitación. Para poder realizar el sistema de tensado los rodamiento van en el interior del rodillo. El rodillo de reenvío también se fabrica de esta manera para facilitar el montaje. El proceso de fabricación para estos será el siguiente:

1. Se parte de una barra perforada comercial
2. Se mecaniza el exterior
3. Se le da forma cilíndrico - cónica (cónica en los extremos)
4. Se mecaniza el interior del rodillo para generar los espacios necesarios donde alojar los rodamientos y circlips
5. Se mecaniza el eje
6. Se mecaniza el interior del rodamiento para conseguir coaxialidad
7. Se monta el rodamiento en el eje y en el rodillo

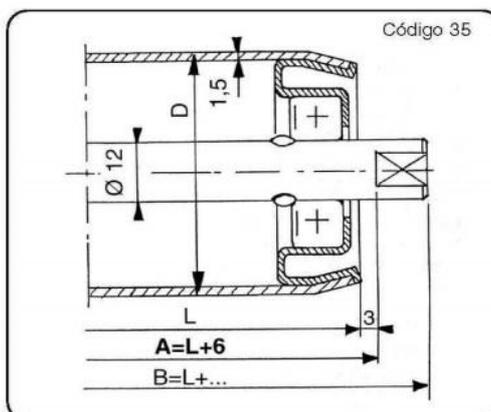
7.1.5. Selección del rodillo de retorno central

El transportador lleva instalado en el medio de la cinta un rodillo para evitar que la banda haga vano y para ayudar en el retorno de esta. Este rodillo no tiene prácticamente esfuerzos que soportar. En fabricante de donde se seleccionará el rodillo es ROLAC. Este fabricante aporta diferentes tipos de rodillos con diferentes tipos de rodamientos ya incorporados. Para este caso se elige un rodillo con rodamientos de precisión.

Rodillo con rodamientos de precisión tipo NS 32

COMBINACIONES TUBOS / EJES		
d	Dxe	
	50 x 1,5	60 x 1,5
12	X	X

Materiales / Revestimientos: página 8 - 9



DESCRIPCION: SERIE ECONOMICA
 Cabezal metálico – Rodamientos 6201 Z (ZZ, RS, 2RS bajo pedido)
 eje sostenido por muescas interiores.

UTILIZACION:
 Cargas aisladas medias – Manipulación por gravedad – Utilización preferentemente en rodillos accionados por correa redonda (página 51) o plana.
 - 20°C < T°C < + 80°C

Cargas máximas admisibles (Kg) / Peso (Kg) / L máximas aconsejadas															
Dxe \ L	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
50x1,5	100	100	100	100	75	68	56	48	42	38	35	32	29	27	25
	0,46	0,73	0,99	1,26	1,53	1,80	1,98	2,33	2,64	2,87	3,14	3,40	3,67	3,90	4,21
60x1,5	120	120	120	120	95	85	70	60	53	48	44	40	37	34	32
	0,55	0,77	1,15	1,46	1,76	2,07	2,37	2,68	2,98	3,29	3,59	3,90	4,20	4,51	4,81

Fig. 28: Catálogo de rodillo ROLAC NS-32.

Las longitudes que aparecen en el catalogo son orientativas que se pueden solicitar a medida. Se ve que se suministra en diámetros de 50 y 60 mm. Para este proyecto se selecciona el rodillo ROLAC NS-32 de diámetro 60mm.

7.1.6. Análisis estático de la estructura

Para realizar el análisis estático de la estructura se va utilizar el software "SolidWorks". Se puede subdividir el análisis en tres partes, pre-proceso, cálculo y post-proceso.

7.1.6.1. Pre-proceso

En este subapartado se explicará la geometría y material de la estructura a analizar así como las conexiones que hay entre los elementos.

Este grupo funcional dispone de una estructura formada por unos 'laterales' conformados en chapa metálica. En los extremos se han reforzado con chapa de mayor espesor debido a las ranuras que se tienen que hacer para poder instalar los rodillos, rodamientos, motor y demás elementos. La chapa inicial es de espesor 4mm y de acero st-37. Para unir estos se atornilla a ellos dos perfiles metálicos, tubo cuadrado 40x40x3 que trabajarán como distanciadores.

Sobre los laterales apoyan cinco bandejas, también de acero st-37, que facilitan el transporte de la carga. Por ellas desliza la banda y ofrecer una superficie lo mas horizontal posible será un aspecto importante a tener en cuenta. Inicialmente son de 1,5 mm de espesor. Las bandejas estar unidas a los laterales mediante tornillos.

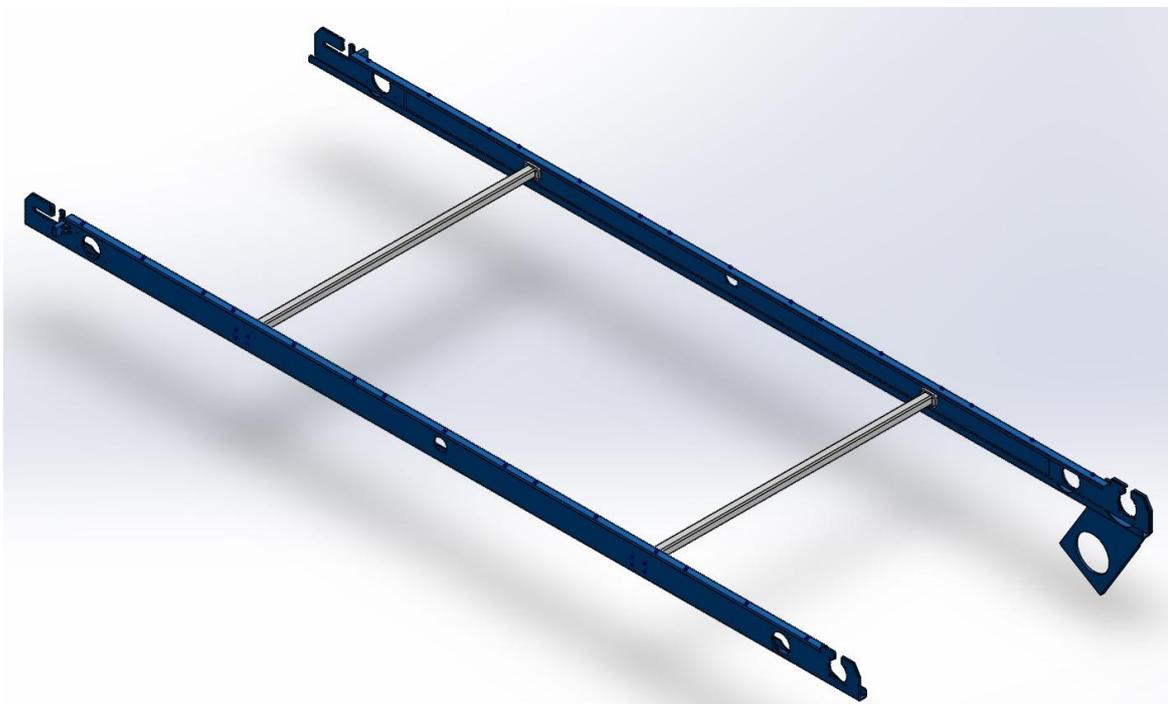


Fig. 29: Laterales y distanciadores.

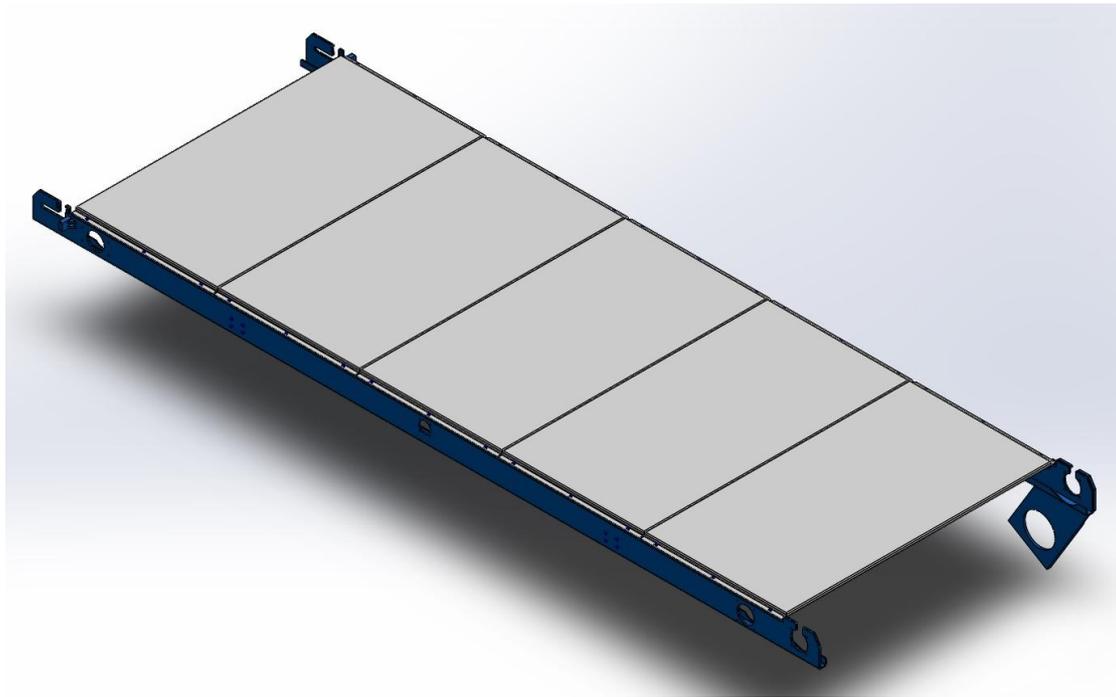


Fig. 30: Estructura de la parte superior.

Los laterales se encuentran sujetos al bastidor inferior mediante soldadura. No toda la base de los laterales está sujeta al bastidor, solo una superficie central por lo que este dato tendrá que ser introducido en el software.

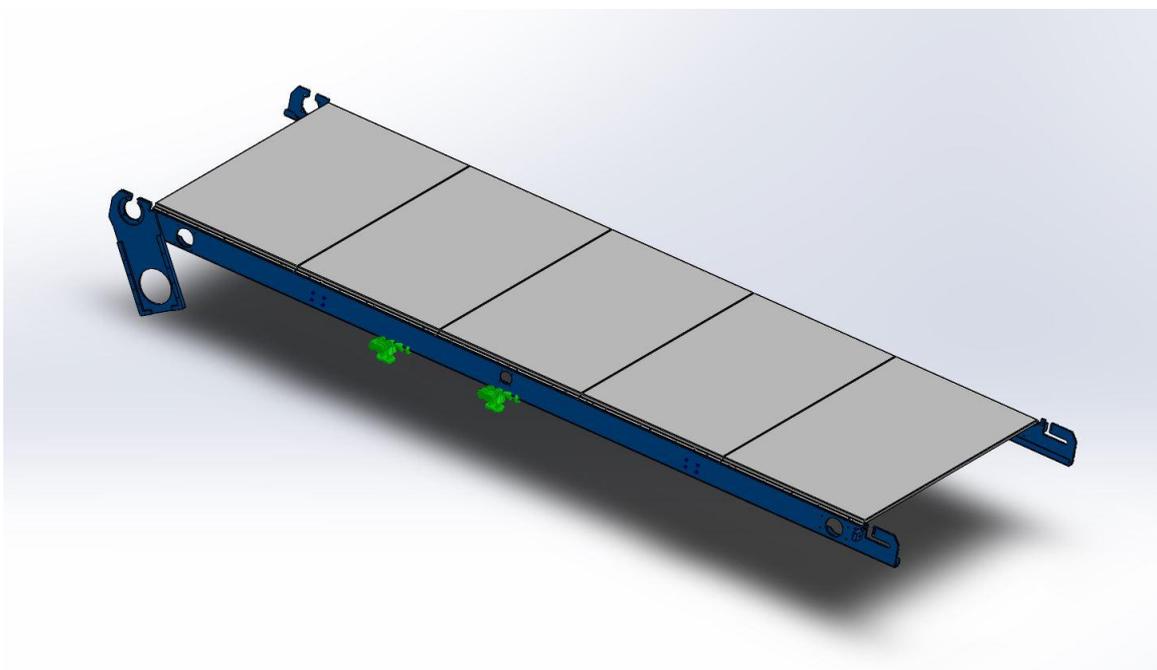


Fig. 31: Estructura sujeta por los laterales.

7.1.6.2. Cálculo

Para que el programa pueda realizar el cálculo del análisis estático hay una serie de datos que debemos introducir. Entre ellos están las cargas que soporta la estructura.

Por un lado, las cargas que debe soportar esta estructura son el peso de todos los elementos de los que se conforma el transportador (tensión de la banda, rodillos, rodamientos...). Estos son ofrecidos por los fabricantes en sus catálogos. Estas cargas se introducirán en el software como una masa/carga remota indicando sobre que superficies actúan.

Poniendo como ejemplo el rodillo motriz, este generará una masa remota en el plano de alzado de la cinta. Este rodillo está apoyado en unos rodamientos que a su vez están sujetos por un soporte de rodamiento que se atornilla a los laterales. De tal forma, las superficies sobre la que actuará la masa remota del rodillo motriz serán los talados donde irán alojados los tornillos de sujeción del soporte de rodamiento.

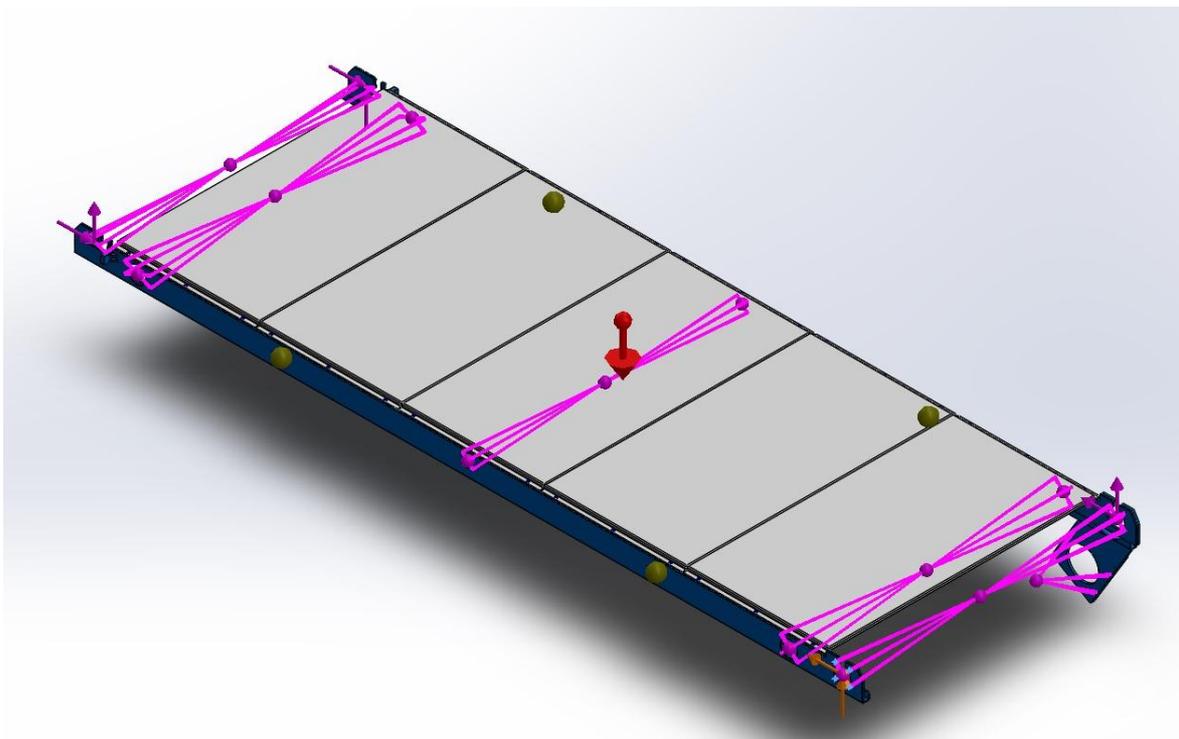


Fig. 32: Masas remotas que actúan sobre la estructura superior.

Por otro lado, la estructura también soportará la carga que debe transportar (calculada en el apartado 7.1.1) e irá distribuida a lo largo de las bandejas.

Una vez conocidas todas las cargas que soporta la estructura, los contactos y como está sujeta se puede realizar el mallado. El mallado es muy importante ya que conseguir un mallado adecuado para cada pieza permitirá obtener unos resultados más realistas. Para ello el programa ofrece diferentes

simplificaciones como tratar a las bandejas y los laterales como elementos "shell" ya que están fabricados en chapa metálica y los elementos estructurales como elementos viga.

Además, en algunas zonas, dependiendo de la geometría, es necesario aplicar un control de malla. En este caso los laterales tienen un desahogo para permitir el plegado de la chapa. Es un radio demasiado pequeño comparado con toda la geometría por lo que se aplica un control de malla que reduce el elemento de mallado en esa zona. Con esto se consigue que el cociente de aspecto sea cercano a uno en todos los elementos de la estructura a estudiar.

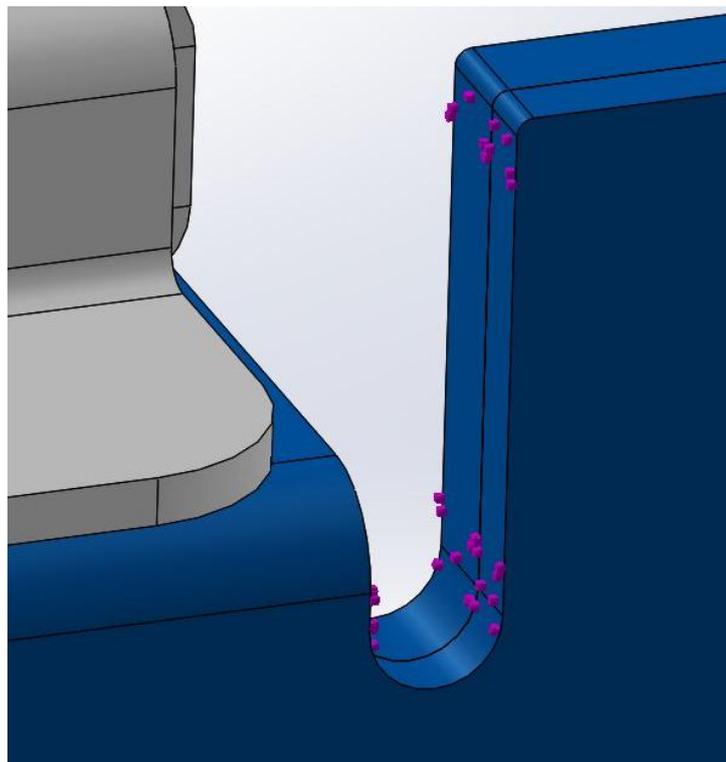


Fig. 33: Detalle de control de malla en desahogo de los laterales.

Para obtener una malla óptima hay que valorar los resultados obtenidos y el gasto computacional. Introduciendo una malla gruesa el software hará el análisis estático relativamente rápido pero los resultados no serán muy exactos. Sin embargo, aplicando una malla extremadamente fina los resultados serán muy realistas pero el gasto computacional muy alto y llevará mucho tiempo resolver el estudio. A medida que se va haciendo la malla más fina, llega un punto donde los resultados casi no varían. El elemento más pequeño del rango donde los resultados casi no varían será el elemento óptimo para mallar la estructura.

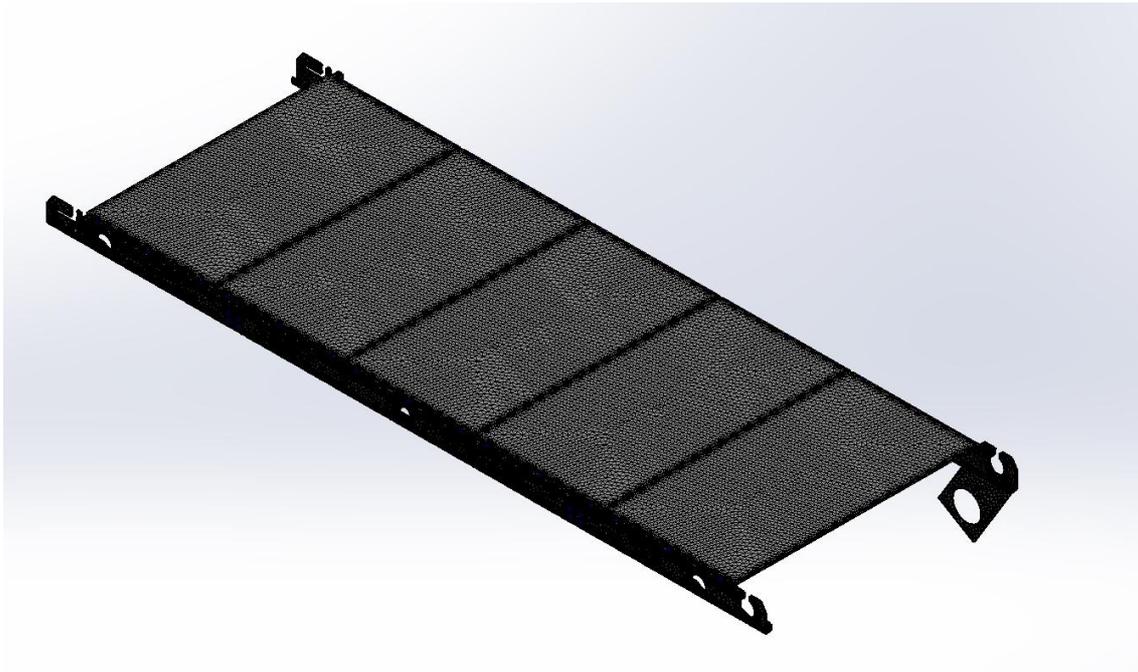


Fig. 34: Mallado de la estructura superior.

Al ser la cinta elevable, ésta va a encontrarse en diferentes situaciones de inclinación y elevación. Sin embargo, esta parte de la estructura sólo se analizará en una posición, la más crítica, cuando se encuentra totalmente horizontal, independientemente de la altura.

7.1.6.3. Post-proceso

Una vez el programa ha realizado el análisis estático, ofrece diferentes resultados los cuales se deben interpretar para ver si la estructura es o no apta para la situación estudiada.

Se comentarán las tensiones a las que está sometida la estructura, las deformaciones que sufre y el coeficiente de seguridad.

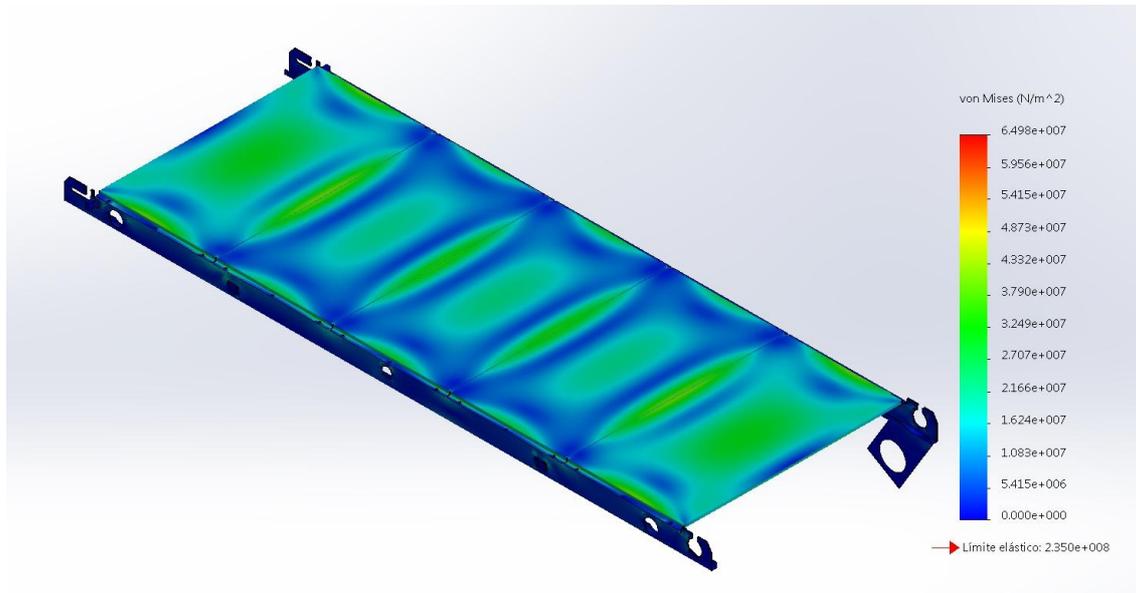


Fig. 35: Tensiones de Von Mises de la estructura con bandejas de 1,5 mm.

Observando la tensiones de Von Mises la estructura sería apta para la situación estudiada ya que en ningún punto se supera el límite elástico del material. También, cabe destacar que los elementos más solicitados son las bandejas.

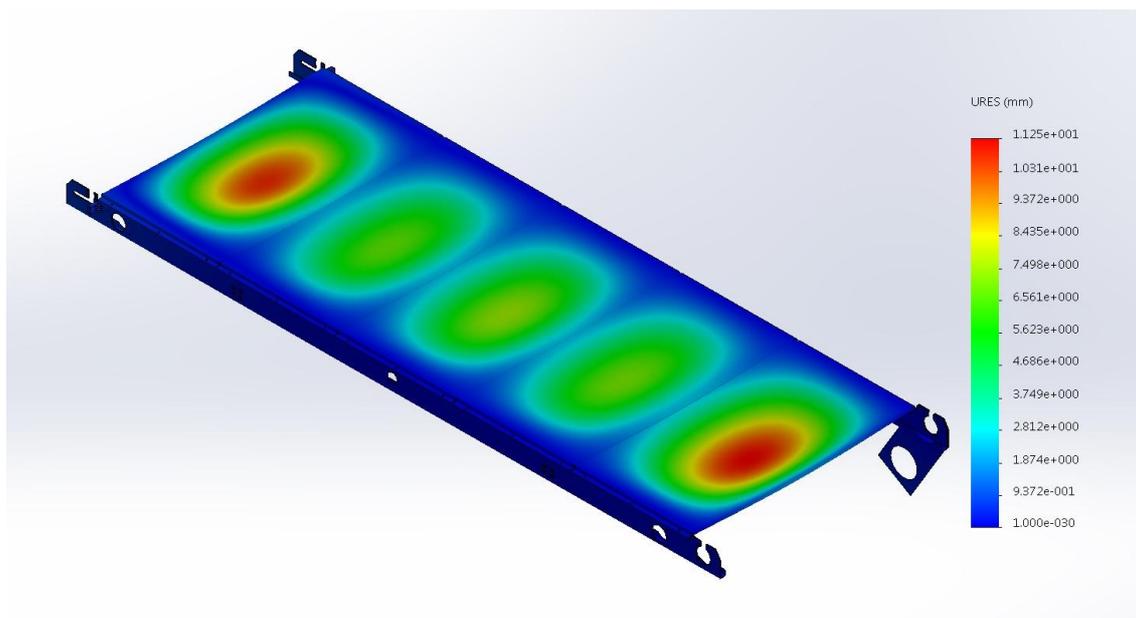


Fig. 36: Desplazamientos de la estructura con bandejas de 1,5 mm.

No obstante, en los desplazamientos se puede ver que la bandeja más solicitada sufriría una flecha de más de 11 mm. Este valor de deformación es inaceptable ya que las bandejas perderían su funcionalidad. Por este motivo, se opta por subir el espesor de las bandejas a 3 mm.



Fig. 37: Tensiones de Von Mises de la estructura con bandejas de 3 mm.

Se observa en este caso que las bandejas sufren menos por lo que se espera que haya una deformación máxima de menor valor.

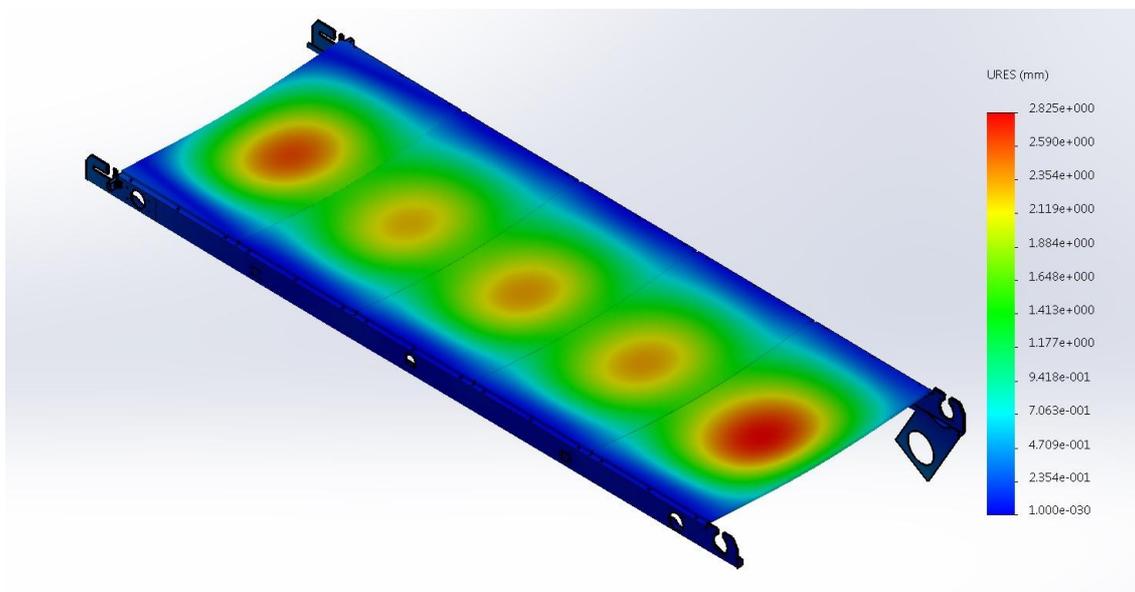


Fig. 38: Desplazamientos de la estructura con bandejas de 3 mm.

Efectivamente, el desplazamiento máximo que sufre una de las bandejas tendría una flecha de 2,825 mm.

Al no existir un código técnico específico para estos elementos, se valorará si la deformación máxima es admisible teniendo en cuenta la función que cumple el elemento, el factor estético y si impacta o no con otros elementos.

Como se ha comentado anteriormente es importante que las bandejas mantengan su forma horizontal para ayudar en el transporte de la carga. Dado que esta deformación no impacta con ningún elemento que haya instalado por debajo y que con esta deformación las bandejas seguirían cumpliendo su función, se puede concluir que esta estructura es apta para la situación estudiada. Además, se podría añadir, que algunas partes de la estructura están sobredimensionadas y se podrían optimizar ya su coeficiente de seguridad es demasiado alto. No obstante, antes interesa ver como se comportaría la estructura completa.

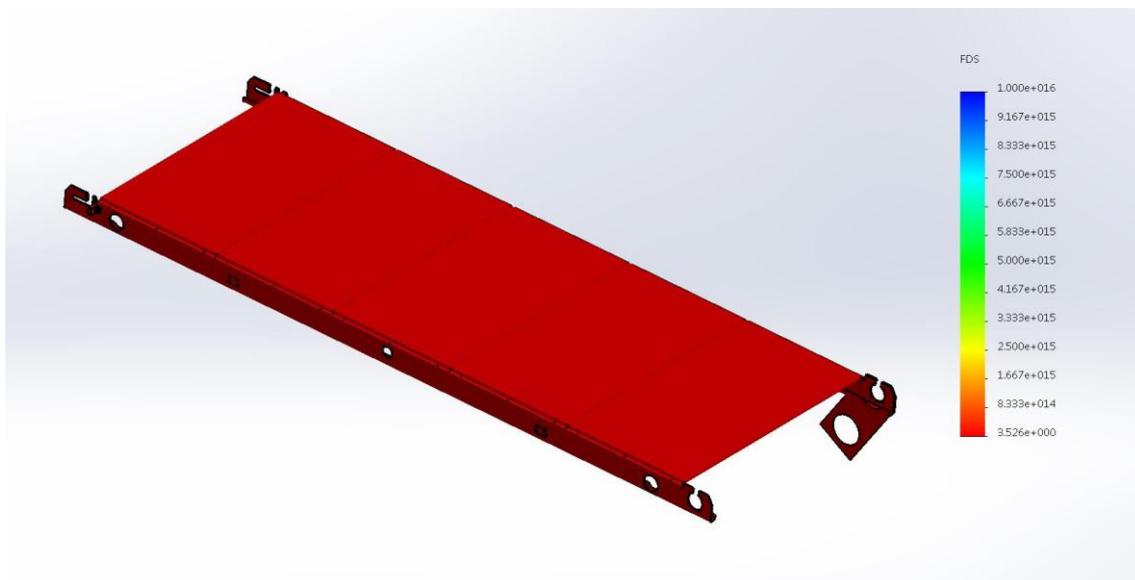


Fig. 39: Coeficiente de seguridad del análisis estático de la parte superior.

7.1.7.Otros

Además, de todos los elementos mencionados anteriormente, esta parte de la cinta dispondrá de los siguientes útiles:

- Cuatro empuñadoras que permiten el transporte de la cinta
- Cuatro flechas que indican el sentido de avance de la cinta
- Cuatro topes que impiden golpes de la cinta contra otros elementos
- Dos bandejas de seguridad en cabeza y cola para evitar atrapamientos
- Dos protecciones en el bastidor en la zona del rodillo tensor para evitar atrapamientos
- Dos tapas para el rodillo director y otras dos para el rodillo de reenvío necesarias para instalar estos.

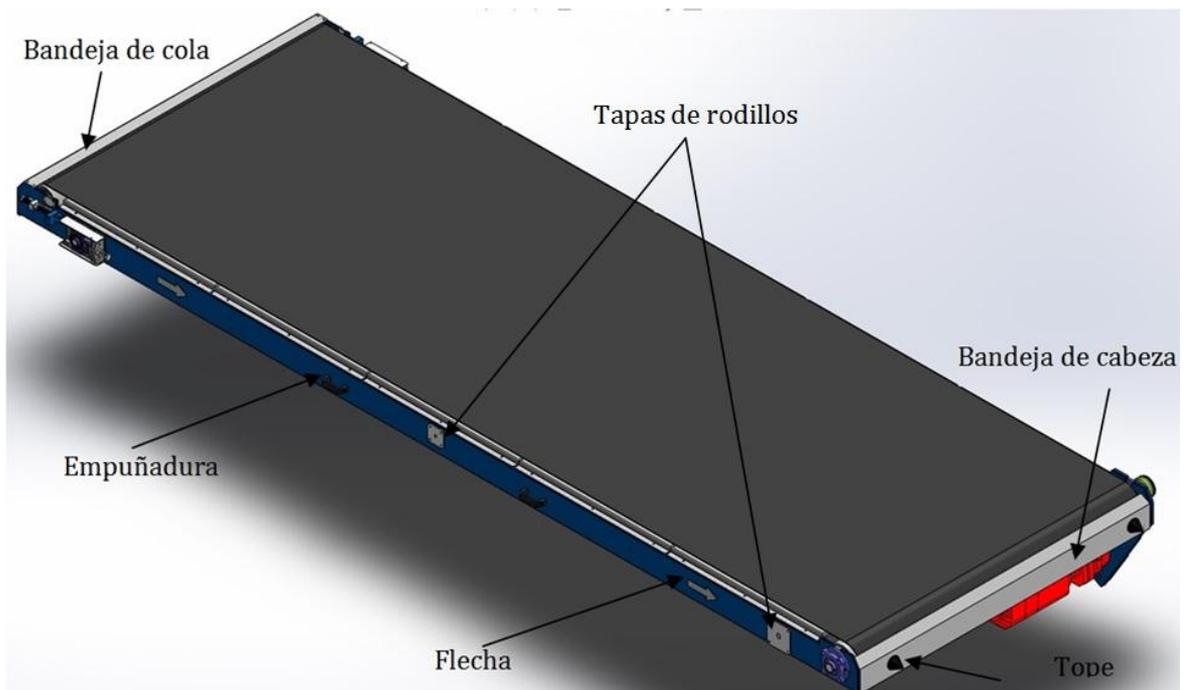


Fig. 40: Transportador con todos los elementos.

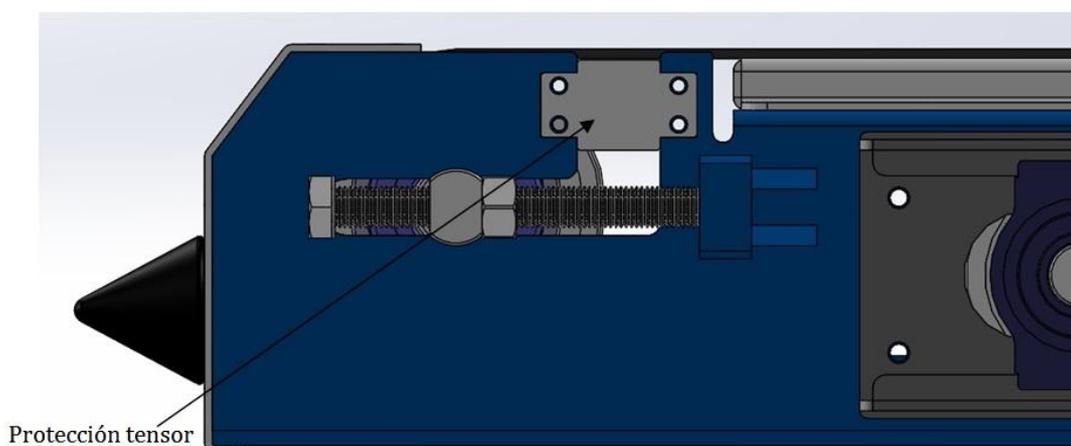


Fig. 41: Detalle del tope del rodillo tensor.

7.2. Bastidor

En este grupo funcional se realizará un análisis estático de la estructura en tres situaciones consideradas las más críticas (máxima inclinación, mínima altura, máxima altura). Para conseguir unos resultados más exactos se dejará la estructura del grupo funcional anterior y se aplicarán ahí las cargas.

Además, se obtendrán los esfuerzos a los que están sometidos los rodamientos y cilindros hidráulicos para dimensionarlos.

7.2.1. Máxima inclinación

La primera situación a estudiar será cuando el transportador se encuentra en inclinación máxima, es decir, en un lado la altura mínima (900 mm) y en el otro la altura máxima (1.300 mm).

7.2.1.1. Pre-proceso

La principal función del bastidor es la de dar estabilidad a la cinta ya que quienes soportan el peso de los elementos son los cilindros hidráulicos. No obstante, si sólo estuvieran los cilindros conectados de la base al transportador esta estructura se comportaría como cuadrilátero articulado. Para restringir el giro se ha diseñado la columna de la izquierda que conecta el bastidor de elevación con la base mediante un pasador.

Además, esta estructura debe permitir que el transportador sea elevable e inclinable. Para esto, se ha diseñado una tijera en el otro lado. Ésta, también, dará estabilidad a la cinta en su plano de perfil ya que los cilindros sólo sujetan al transportador en un punto. El material utilizado en toda la estructura es acero st-37.

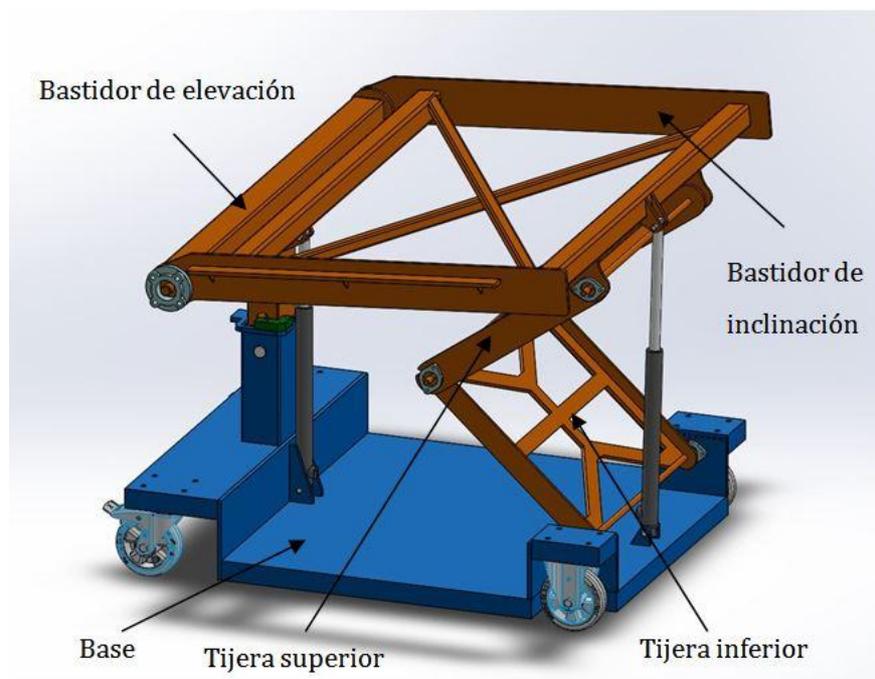


Fig. 42: Bastidor inferior de la cinta transportadora

Igual que en el apartado anterior hay que indicar dónde está sujeta la estructura. En este caso, está fija en la base ya que, una vez situada la cinta en su posición de trabajo, se inmoviliza con los frenos de las ruedas.

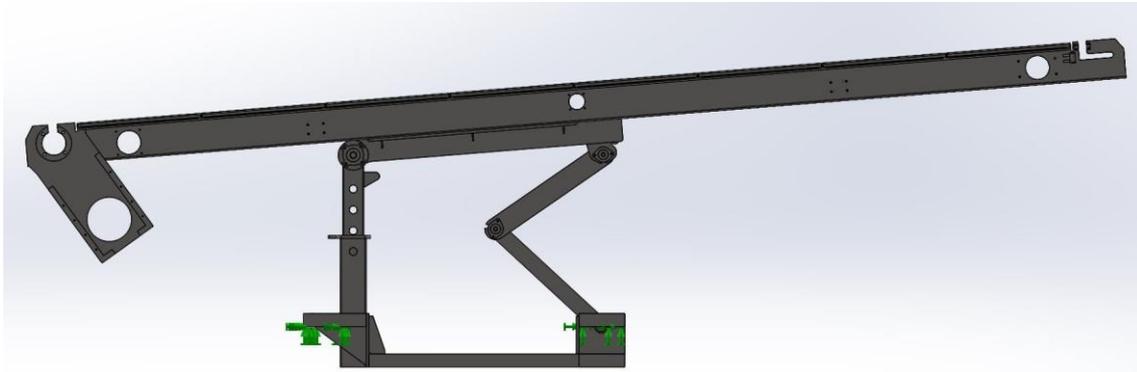


Fig. 43: Vista de alzado de la estructura completa del transportador en máxima inclinación.

En cuanto a los contactos, la parte superior esta soldada al bastidor inferior. Las diferentes piezas de la estructura inferior (bastidor de elevación, bastidor de inclinación, tijera superior, tijera inferior y base) están conectadas con rodamientos. Como se ha mencionado anteriormente el bastidor de elevación está conectado a la base a través de un pasador en la columna. Por último, los cilindros están conectados al bastidor a través de ejes pasadores que permiten el giro. Como no interesa estudiar los cilindros hidráulicos, ya que son elementos comerciales, se sustituirán por una barra rígida articulada en sus dos extremos.

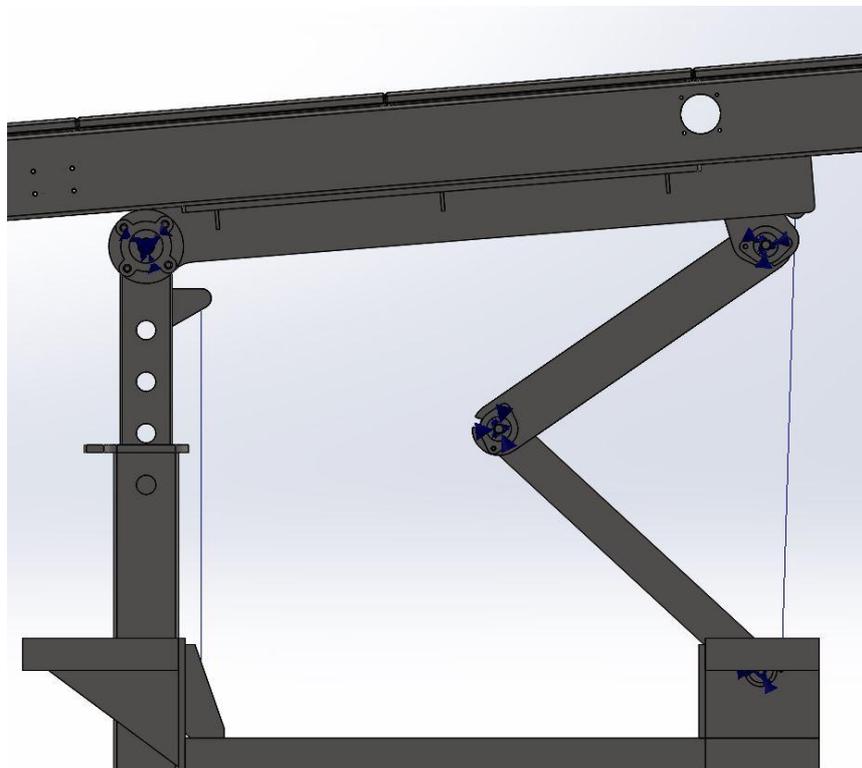


Fig. 44: Estructura inferior en máxima inclinación con conectores.

7.2.1.2. Cálculo

Las cargas son las mismas que en el grupo funcional anterior ya que las cargas a las que está sometida la estructura son los rodillos, rodamientos, y demás elementos que actúan sobre los laterales y las bandejas (estructura parte superior).

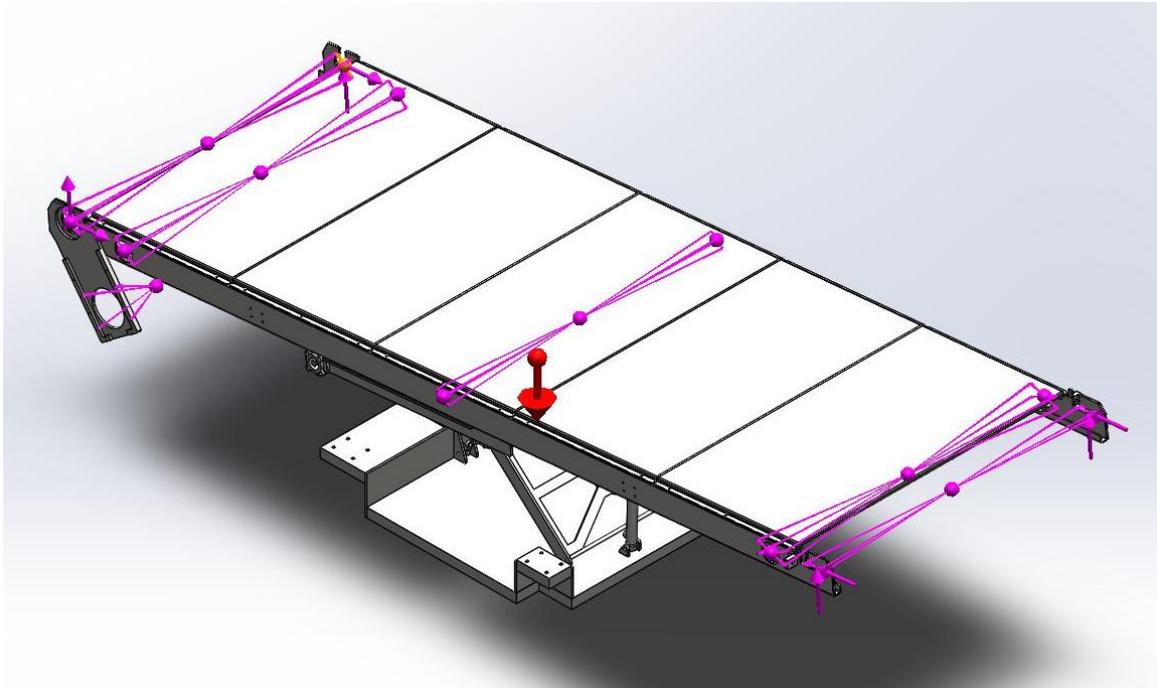


Fig. 45: Cargas aplicadas en el análisis estático de máxima inclinación.

La malla se realiza igual que en el análisis estático del transportador (aparatado 7.1.6.2.).

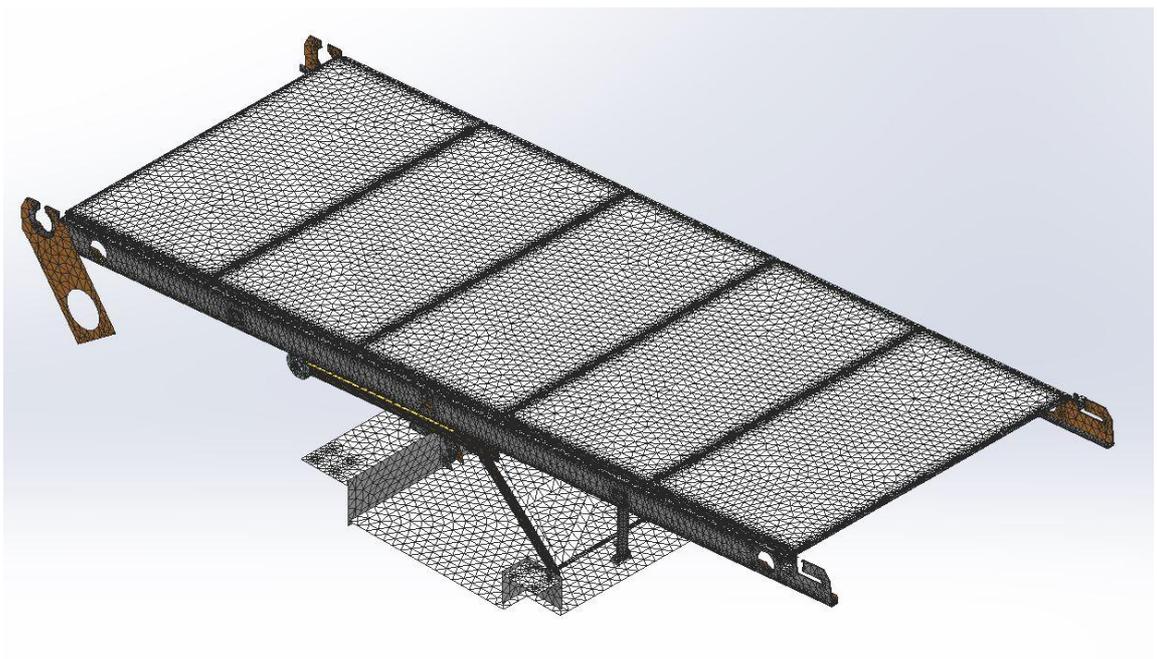


Fig. 46: Mallado de la estructura completa en máxima inclinación.

7.2.1.3. Post-proceso

Igual en el análisis estático del apartado anterior se interpretarán las tensiones, las deformaciones y el coeficiente de seguridad que ofrece el programa de cálculo.

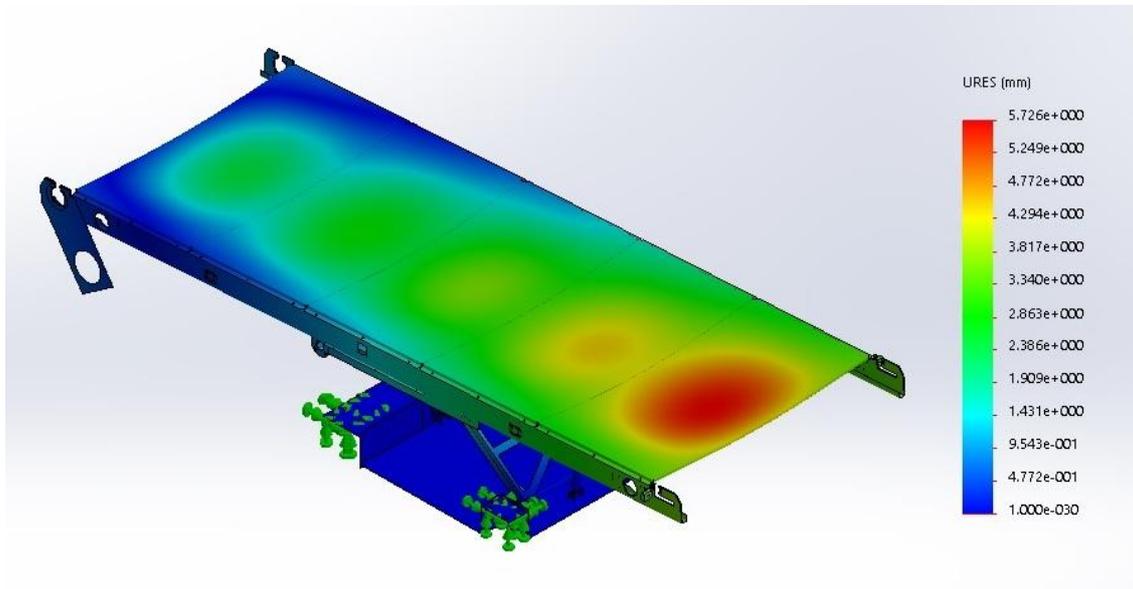


Fig. 47: Deformaciones de la estructura completa del transportador en máxima inclinación

La atención se centra principalmente en los desplazamientos ya que parecen ser el punto débil de este estudio. Efectivamente, una de las bandejas se deforma 5,726 mm en su eje vertical. Independientemente de que no se supere el límite elástico, este valor de la flecha no es aceptable ya que podrían dificultar el transporte de las piezas.

Una solución sencilla sería aumentar el espesor de las bandejas, como se ha hecho anteriormente, y rehacer el estudio. No obstante, pensándolo detenidamente, los laterales tienen un espesor de 4 mm. ¿Hasta qué punto tiene sentido aumentar el espesor de las bandejas? Además, aumentando el espesor de las mismas se añadiría peso a la estructura total.

Otra solución es la de acotar la longitud de las bandejas. Ésta parece la mejor solución ya que las bandejas tienen un plegado en dos de sus laterales que sirve como refuerzo, para dar estabilidad a la bandeja. Este refuerzo también ayuda a rigidizar la superficie horizontal sobre la que deslizará la banda. Poniendo más bandejas de menor longitud se consigue que haya un refuerzo cada menos distancia y que la superficie que generan las bandejas sea más estable.

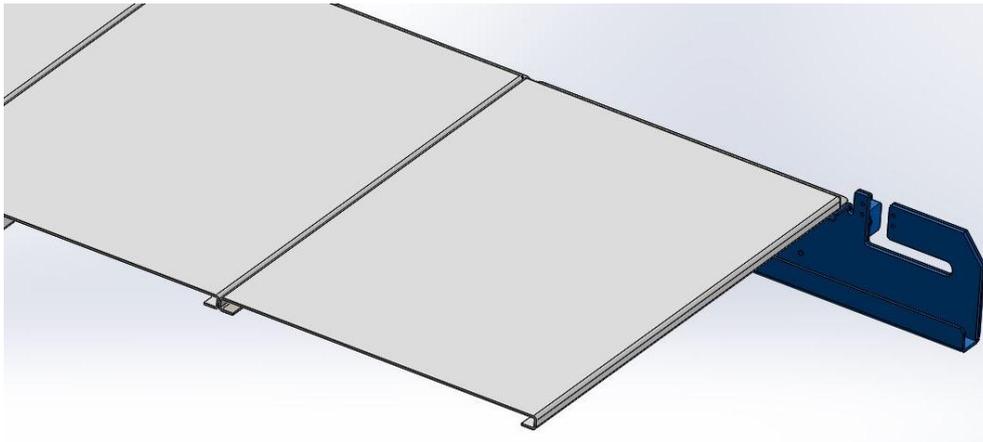


Fig. 48: Detalle de refuerzo de las bandejas.

De esta forma en vez de poner 5 bandejas de longitud 760 mm se colocan 8 de 475 mm. Se malla y se ejecuta el estudio bajo estas condiciones igual que en casos anteriores.

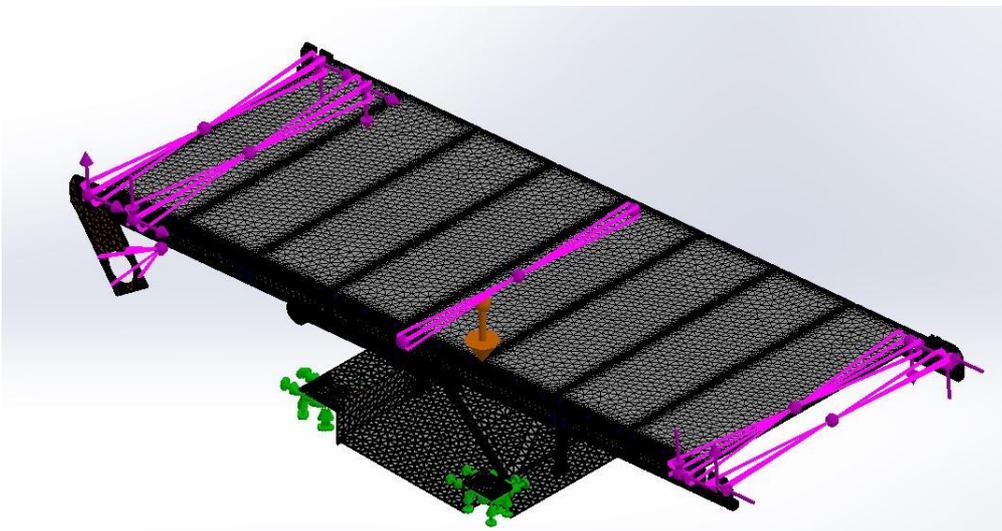


Fig. 49: Mallado y cargas del bastidor en máxima inclinación.

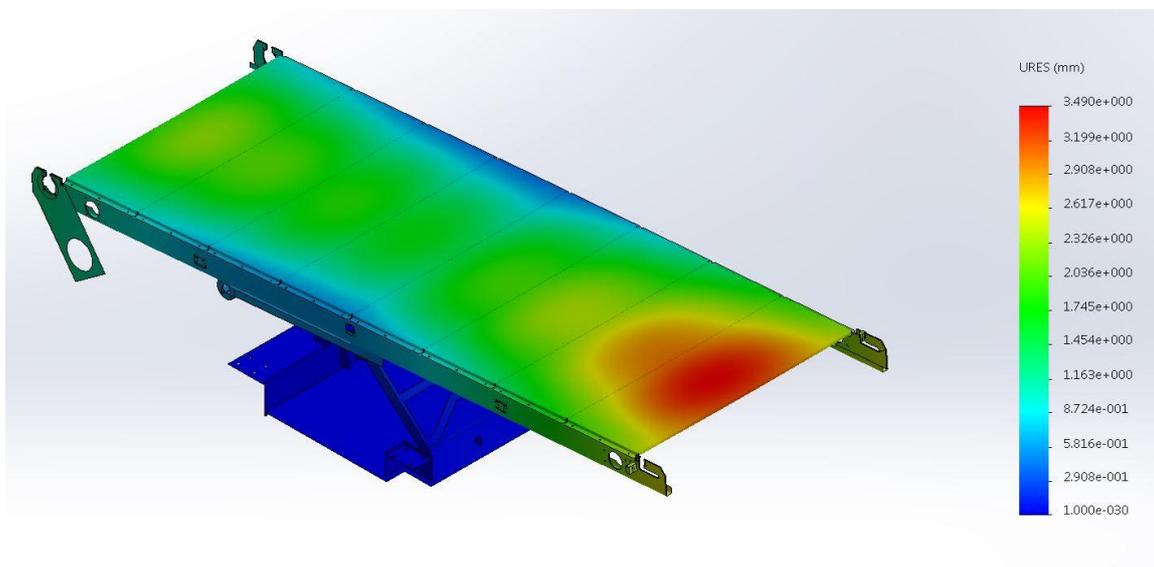


Fig. 50: Deformaciones de la estructura completa con ocho bandejas (Máx. inclinación).

Con esta mejora la deformación máxima que sufre una de las bandejas es 3,490 mm. Este valor ya es aceptable puesto que sigue permitiendo que las bandejas cumplan su función.

Aunque las deformaciones estén dentro de un rango admisible, se comprueba que no se supera el límite elástico del material. Igual que en la parte superior, el bastidor se fabricará en acero st-37 con un límite elástico de 2,35 E008 N/mm².

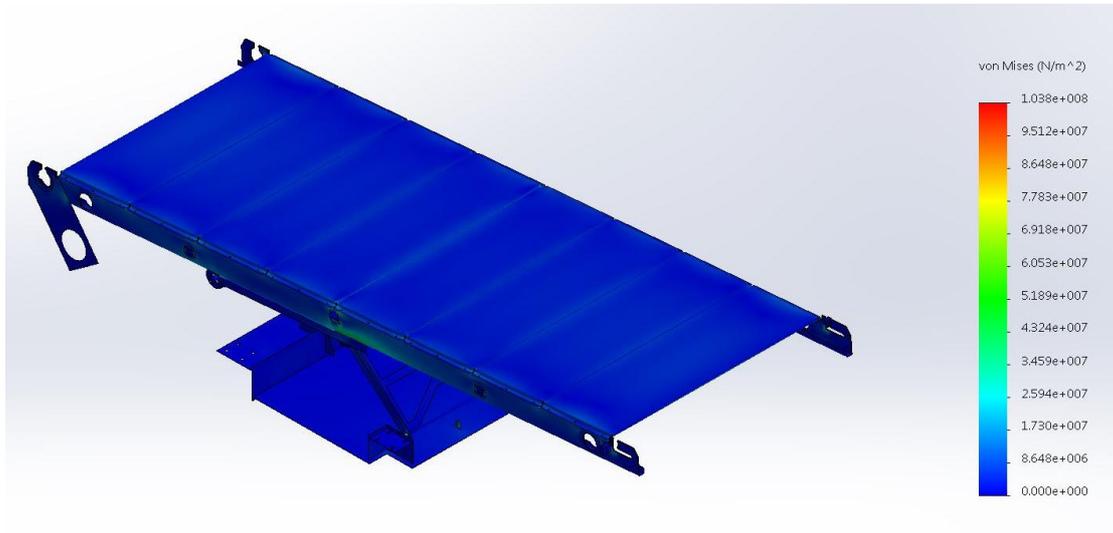


Fig. 51: Tensiones de Von Mises de la estructura con 8 bandejas (Máx. inclinación).

Se puede observar que las zonas más tensionadas son las zonas de unión entre la parte superior y el bastidor inferior. Tiene sentido ya que los laterales tienden a deformarse en la zona donde no hay apoyo (bastidor inferior). El punto de mayor tensión se encuentra en uno de los agujeros roscados de los laterales. Es lógico puesto que este taladro es un punto de aplicación de fuerzas. Además, tiene restringida la deformación ya que justo debajo se encuentra la unión entre el transportador y el bastidor inferior. No obstante, este valor no supone ningún riesgo para la estructura ya que no supera el límite elástico del material.

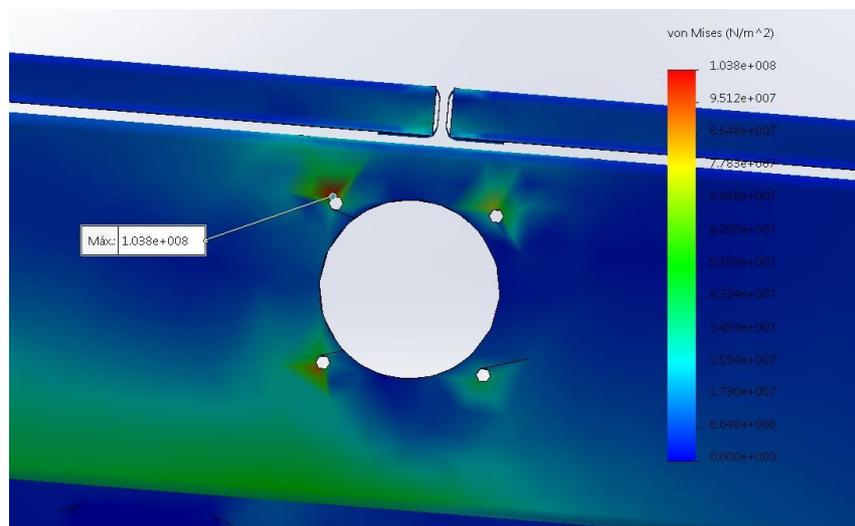


Fig. 52: Detalle de zona con tensión máxima.

Viendo que ningún punto de la estructura supera el límite elástico del material se puede calcular cual es el coeficiente de seguridad. Con ello, se verá qué zonas están en exceso dimensionadas ya que el CS será demasiado elevado.

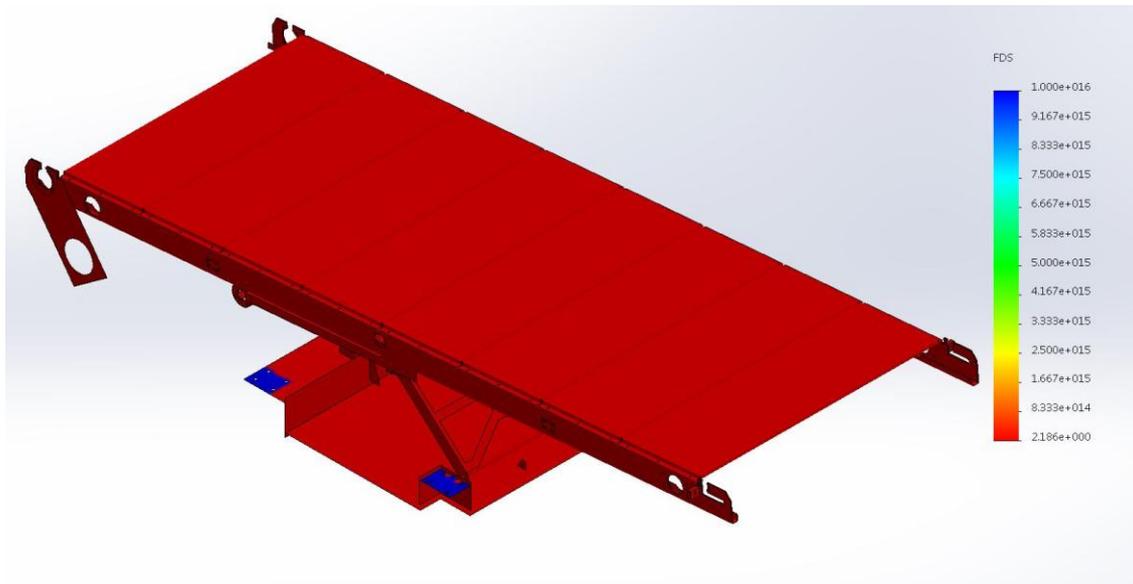


Fig. 53: Coeficiente de seguridad de la estructura en situación de mínima altura.

Se puede observar que toda la estructura el CS es aproximadamente 2,186. Sin embargo en los soportes de las ruedas el CS se dispara. Esto quiere decir que ese elemento se podría rediseñar, por ejemplo disminuyendo su espesor.

A pesar de estar haciendo un estudio del bastidor inferior de la cinta transportadora cabe destacar que los elementos que más sufren son las bandejas. Por ello, los estudios de las siguientes situaciones se centrarán en ellas.

Los estudios de mínima altura y máxima altura se desarrollarán de igual forma que la situación de máxima inclinación pero variando las longitudes de los cilindros. Pueden encontrarse estos estudios en el *ANEXO I: Cálculos*.

Como conclusión, se puede apreciar que todos los elementos del bastidor no sufren deformaciones ni tensiones excesivas en ninguna de las tres situaciones estudiadas por lo que el diseño es apto para el proyecto.

7.2.2.Cálculo-selección de los rodamientos

Como se ha mencionado anteriormente, el bastidor permite que el transportador sea elevado e inclinado. Para ello, lleva instalados en las uniones de elementos unos rodamientos que le permiten girar. El software ofrece valores de reacción en los rodamientos para cada uno de los tres estudios. Para simplificar la explicación se realizará una tabla con los valores obtenidos del análisis estático.

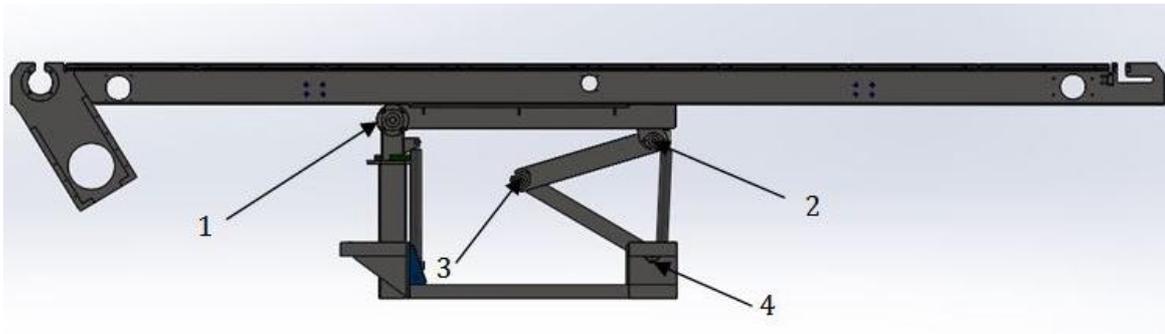


Fig. 54: Identificación de las posiciones de los rodamientos del bastidor.

Identificando los rodamientos como en la Fig. 54 y obteniendo los valores de del SolidWorks en las diferentes situaciones críticas se realiza la siguiente tabla.

Tabla 4: Fuerzas radiales de los rodamientos en diferentes situaciones

	MÁXIMA INCLINACIÓN	MÍNIMA ALTURA	MÁXIMA ALTURA
RODAMIENTO 1	984,43 N	958,48 N	956,55 N
RODAMIENTO 2	358,62 N	294,5 N	448,44 N
RODAMIENTO 3	182,96 N	154,47 N	125,98 N
RODAMIENTO 4	463,5 N	390,81 N	545,66 N

Como ejemplo, se muestra en la Fig. 55 las reacciones de los rodamientos situados en la posición 1, en el estudio de mínima altura. De los dos rodamientos instalados en el bastidor, en la tabla se ha introducido el valor máximo puesto que se dimensionarán los rodamientos para la mayor de las reacciones.

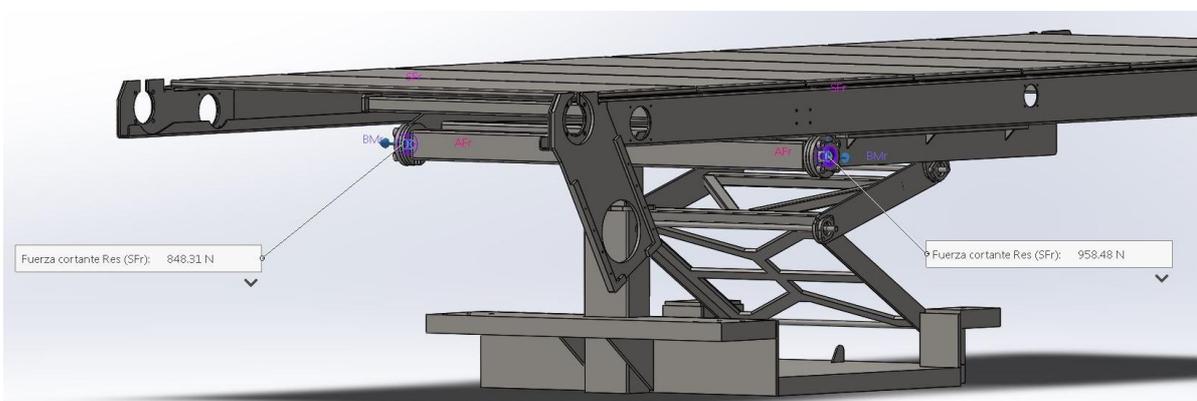


Fig. 55: Ejemplo de reacciones de dos rodamientos en la misma posición.

Se puede observar que los rodamientos 2, 3 y 4 están en un rango de valores parecido (entre 100 y 500 N) y sin embargo, el rodamiento 1 sufre cargas mayores para las tres situaciones. Por eso, se dimensionarán solo dos tipos de rodamientos, uno para la posición 1 y otro para las posiciones 2, 3 y 4.

Como el método de seleccionar los rodamientos es el mismo que en el apartado 7.1.3, este se desarrollará en el *ANEXO I: Cálculos*.

7.2.3.Otros

Además, esa estructura de la cinta dispondrá de los siguientes útiles:

- Dos duroglises para guiar la columna
- Dos ruedas con freno para permitir el traslado
- Dos ruedas sin freno para permitir el traslado

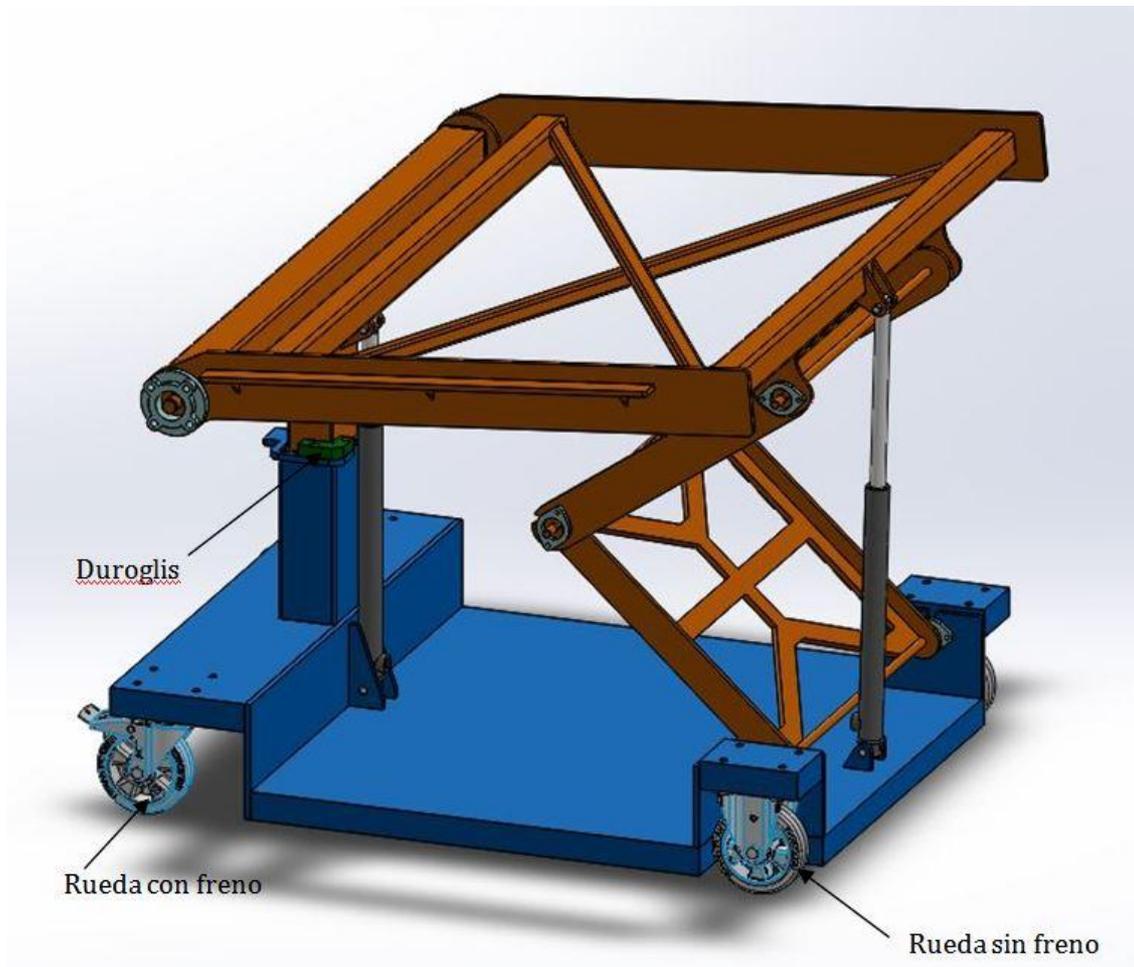


Fig. 56: Bastidor inferior con todos sus elementos

7.3. Sistema de elevación e inclinación

A este grupo funcional pertenecen los elementos hidráulicos de la cinta transportadora. En este apartado se seleccionarán los elementos necesarios para proporcionar a la cinta la elevación e inclinación que necesita.

7.3.1. Cálculo-selección de los cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos ejercen la fuerza necesaria para elevar e inclinar la cinta y también soportan el peso de todos los elementos del transportador cuando está en funcionamiento.

Los cilindros se definen por dos factores; la fuerza que deben ejercer y la carrera que deben tener. Para simplificar el diseño y montaje se colocarán dos cilindros iguales a pesar de que uno necesite ejercer algo más de fuerza que el otro o necesite más carrera. De los análisis estáticos del apartado 7.2. se obtienen los valores que deben soportar los cilindros.

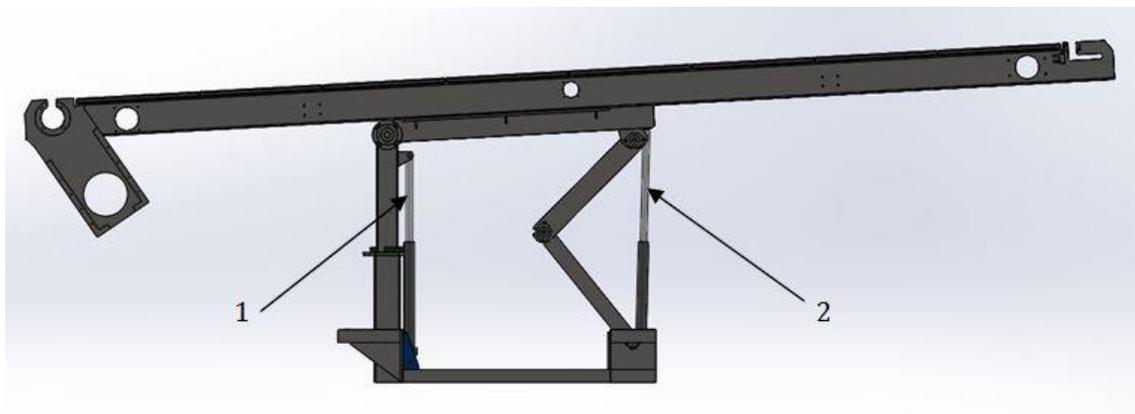


Fig. 57: Identificación de los cilindros hidráulicos.

Evidentemente, los cilindros deberán soportar tanto fuerzas axiales como cortantes, no obstante las cortantes se pueden despreciar por ser muy pequeñas. En caso de que fueran muy altas habría que pensar si el diseño es adecuado ya que un cilindro hidráulico está diseñado para ejercer la fuerza principalmente sobre su eje axial.

Tabla 5: Fuerzas axiales sobre los cilindros hidráulicos en diferentes situaciones.

	MÁXIMA INCLINACIÓN	MÍNIMA ALTURA	MÁXIMA ALTURA
CILINDRO 1	19,404 N	1,947 N	44,396 N
CILINDRO 2	3.720,2 N	3.948,2 N	3.589,1 N

Sabiendo que los dos cilindros se van a seleccionar del mismo diámetro, se hará con el esfuerzo máximo que debe ejercer el cilindro 2, ya que es el más solicitado. El cilindro por tanto deberá ejercer, como mínimo, 3.948,2 N.

El fabricante Mecanizados ALCOY S.A. ofrece cilindros hidráulicos con carreras a medida hasta 1.000 mm. Para poder elevar la cinta hasta las cotas

que solicita el cliente se seleccionará un cilindro de 400 mm de carrera. Ya se ha comentado anteriormente que se seleccionará un cilindro de simple efecto.

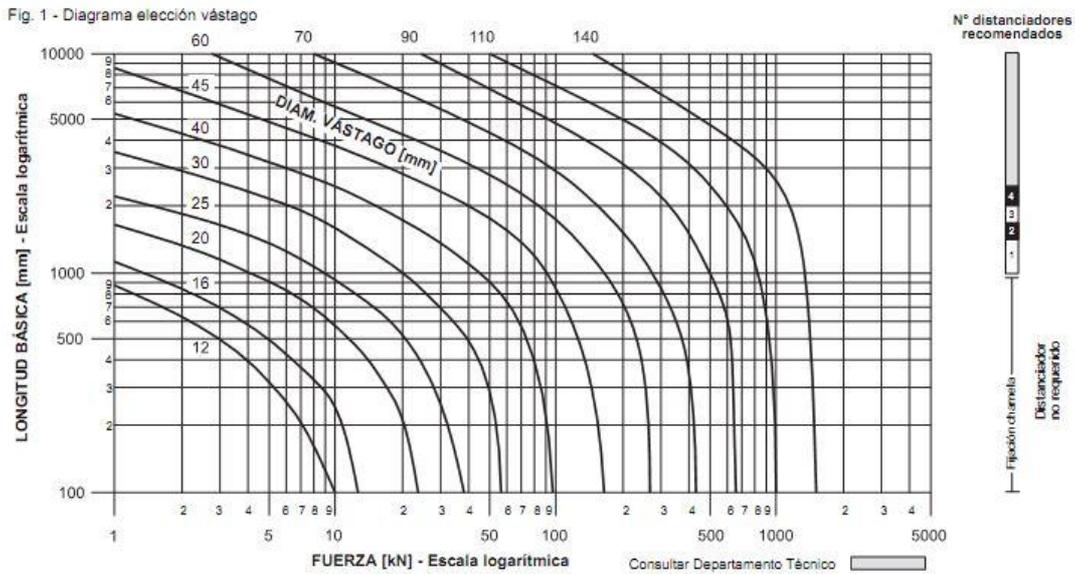
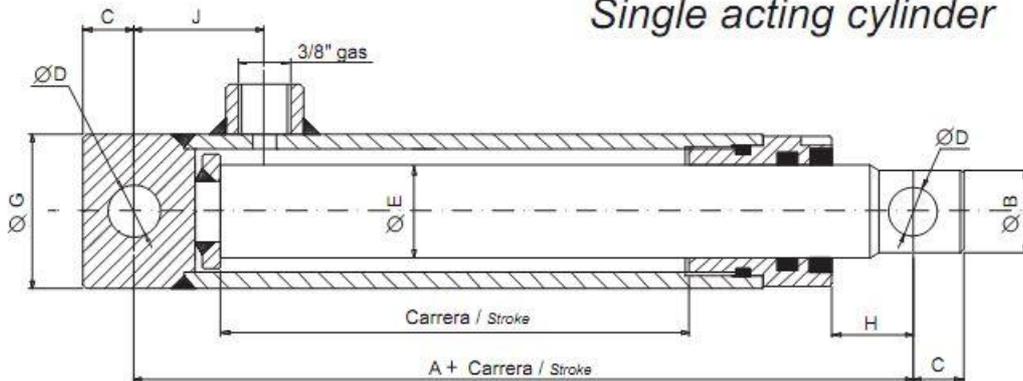


Fig. 58 : Diagrama de elección del vástago en función de la fuerza y la carrera

Para ejercer 3,948 KN y 400 mm de carrera, con un diámetro de 16 mm sería suficiente. No obstante el modelo elegido tiene diámetro mínimo de vástago 25 mm. Por lo que se colocarán dos cilindros hidráulicos MSK 25.

MSK Cilindros Hidráulicos
Hydraulic Cylinders

Cilindro simple efecto
Single acting cylinder



Vástago Rod Ø mm	A	B	C	D ^{+0.1} _{-0.1}	E	G	H	J	O	P
MSK 25	90	22	14	14	25	40	24	40	-	-
MSK 30	100	27	16	16	30	50	26	42	-	-
MSK 40	130	37	22	23	40	60	32	47	-	-

Fig. 59: Características del cilindro hidráulico de simple efecto MSK 25

MSK Cilindros Hidráulicos Hydraulic Cylinders

Presentación

La gama de cilindros MSK ha sido desarrollada por MASA para satisfacer la demanda de mercado en el sector de material móvil y maquinaria agrícola. Se trata de un cilindro de simple efecto, y solamente posee una entrada de aceite. No puede realizar trabajos más que en un sentido. Se aplica aceite en la única entrada presente, lo cual provocará un movimiento de traslación del vástago. El retorno del vástago se produce por su propio peso o por una fuerza externa que le obligue a retroceder.



Características técnicas

- Dimensiones intercambiables: M.A.S.A.
- Presión nominal de trabajo (servicio continuo): 150 bar (15 MPa)
- Presión máxima de trabajo: 200 bar (20 MPa)
- Material camisa: material ST-52.2 DIN 2391 (BK), con una tolerancia interna H9.
- Diámetros vástago: desde 25 hasta 60 mm.
- Material vástago: acero F-1140 cromado y rectificado con una rugosidad Ra = 0.25 µm, y una tolerancia f7
- Carrera : a petición del cliente, con tolerancias dimensionales de 0 a 1 mm para medidas hasta 1000 mm.
- Velocidad máxima estándar: 0.5 m/s
- Temperatura estándar: desde -20 °C hasta + 80 °C
- Fluido hidráulico estándar: aceite mineral según normativa ISO 6743/4 - 1982 con grado de pureza según norma ISO 4406
- Aplicación: el cilindro debe trabajar en vertical y con estructura guiada.
- Recomendaciones: - No soldar sobre el tubo, desmontar el cilindro para soldar sobre el vástago o sobre el fondo.

Características	Descripción	Cód.	Código de pedido		
Serie	Cilindro serie MSK	MSK	MSK	000	X 000
∅ Vástago	∅ 25 mm	025			
	∅ 30 mm	030			
	∅ 40 mm	040			
	∅ 45 mm	045			
	∅ 50 mm	050			
	∅ 55 mm	055			
	∅ 60 mm	060			
Carrera	Especificar carrera en mm (indicar 3 cifras, max. 1000 mm)	-			



Fig. 60: Características generales de los cilindros hidráulicos MSK de Mecanizados ALCOY S.A.

7.3.2. Selección de la válvula de 3 vías

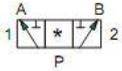
Para seleccionar sobre qué cilindro actuar se instalará una válvula de 3 vías. HYDRONIT ofrece diferentes tipos de válvulas, entre ellas se selecciona la tipo DDF3V02C.



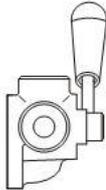
www.hydronit.com
E-mail: sales@hydronit.com
Fax +39 0362 1841214

DDF3V

3 ways flow diverter valve



DDF3V



Description:
They are manual operated 3 ways, 3 positions diverter valves. They can be applied on double effect cylinders, too. The high resistance cast iron body and the high precision tooling are guarantee of low leakage.

Technical features:

Max operating pressure	See table below
Hydraulic fluids	Mineral oils DIN 51524
Fluid viscosity	100 mm ² /sec
Fluid temperature	-20°C / 80°C
Max contamination level	Class 18/14 ISO4406(NAS1638)

Ordering code

DDF3V — In-line 3 ways diverter valve

01 — Size:
01, 02, 03, 04, 05

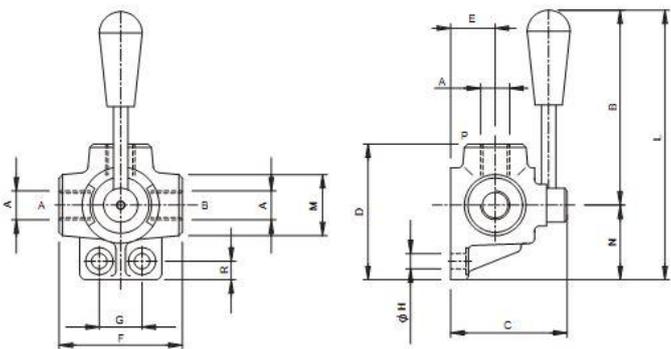
A — Scheme
A = open center
C = closed center

Characteristics:

Code	Size	Max flow l/min	Max pressure bar
DDF3V01	BSPP 1/4	40	300
DDF3V02	BSPP 3/8	60	
DDF3V03	BSPP 1/2	90	250
DDF3V04	BSPP 3/4	120	220
DDF3V05	BSPP 1	200	

On request we can quote NPT or SAE threaded valves

DDF3V- Overall dimensions:



Code	A	B	C	D	E	F	G	H	L	M	N	R	Weight Kg
DDF3V01	BSPP 1/4	128	62	77	21	73	24	8,5	169	35	41	14,5	0,95
DDF3V02	BSPP 3/8	128	62	77	21	73	24	8,5	169	35	41	14,5	0,90
DDF3V03	BSPP 1/2	128	70	96	25	85	32	10,5	180	40	52	17	1,45
DDF3V04	BSPP 3/4	125	80	100	28	90	32	10,5	180	45	55	14	1,80
DDF3V05	BSPP 1	140	90	115	32,5	96	32	11	207	56	67	17	2,50

Pressure drops diagrams:

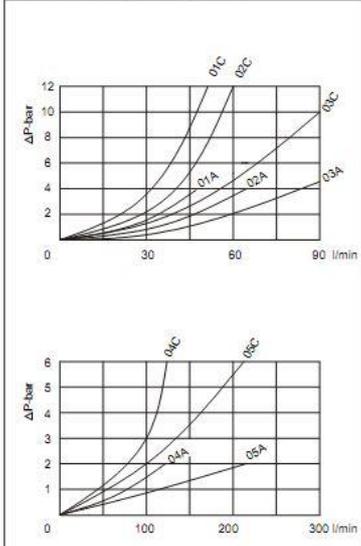


Fig. 61: Características de la válvula DDF3V02 de Hydronit.

Observando las características de la válvula seleccionada, se ve que la conexión es de 3/8 como los cilindros hidráulicos (Fig. 59). Además, también se ve que la máxima presión de trabajo son 300 bar. Los cilindros trabajan a menor presión, entre 75 y 100 bar (Fig.6). Por otro lado, la válvula seleccionada es de tipo C. Esto quiere decir que cuando la maneta se encuentre en el centro la válvula no permitirá el tránsito de aceite.

7.3.3. Selección de la bomba manual

Como se ha argumentado en el análisis de alternativas se instalará una bomba manual para accionar el sistema hidráulico. La bomba seleccionada pertenece al fabricante HV HYDRAULIC S.r.l. La bomba seleccionada es la PMD-25 ya que trabaja a una presión óptima de 120 bar. Es la bomba que mejor trabajará con los cilindros seleccionados. Además, bombeará 25 cm³ por cada empuje de la manilla.

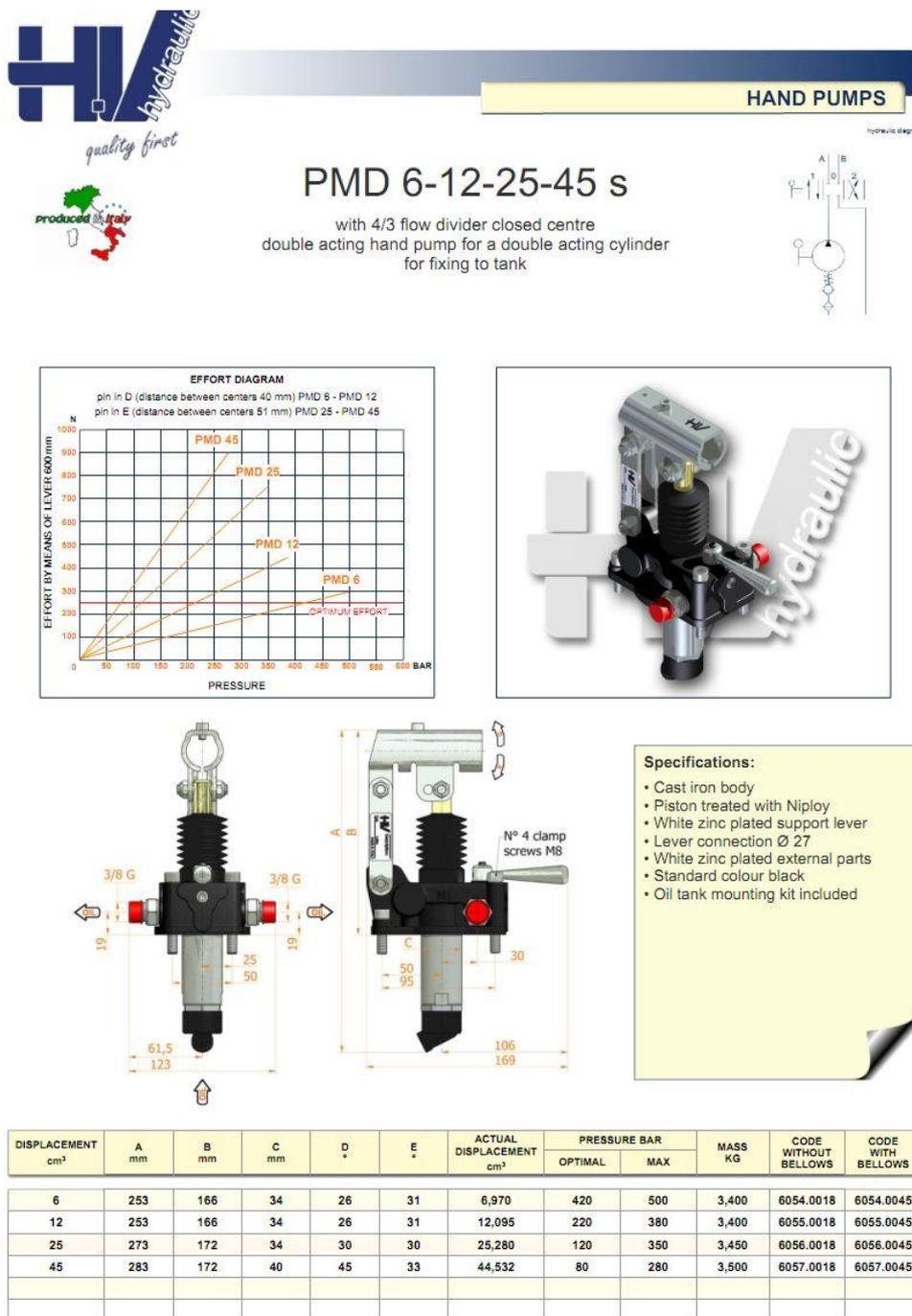


Fig. 62: Características de la bomba manual PMD-25.

7.3.4. Selección del depósito

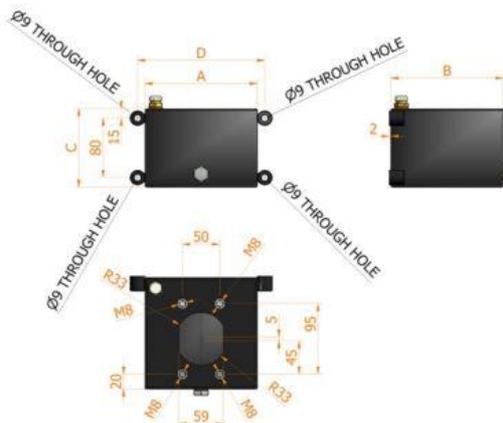
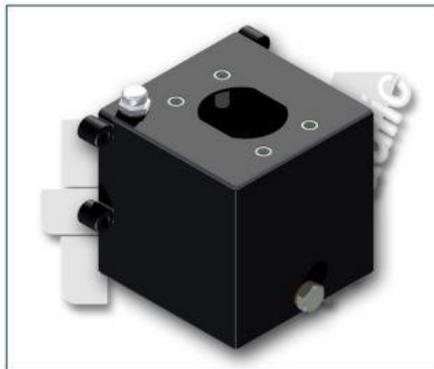
El mismo fabricante de la bomba manual ofrece depósitos para esta. Dado que la cinta no se va a mover muy a menudo y teniendo en cuenta la capacidad de los cilindros seleccionados, se elige una capacidad de depósito. Para este caso, 3 litros son suficiente.



OIL TANK

STEEL OIL TANK

painted steel oil tank for hand pumps
lt. 3



- Specifications:**
- Model S3 ac 150x150x156
 - Suction pipe included
 - Breather cap 1/4 G
 - Release cap 1/4 G
 - Standard colour black

CAPACITY liters	A mm	B mm	C mm	D mm	MASS KG	SUCTION PIPE	CODE
3	150	150	156	170	3,000	Ø10x120 mm	6500.0152

HV Hydraulic S.r.l.
 www.hvhydraulic.com - info@hvhydraulic.com
 Via dell'Agricoltura, 182 - Loc. Castelletto di Serravalle - 40053 Valsamoggia (BO) Italy - Tel. +39 051 670.50.11 - Fax +39 051 670.53.74
© ALL RIGHTS RESERVED

TANKS

Fig. 63: Características del depósito.

7.3.5. Selección del regulador de caudal

El descenso de la cinta se hará por gravedad. Para que el movimiento se pueda hacer a la velocidad deseada se instalará un regulador de caudal.

La bomba dispone de una válvula antirretorno que impide que el aceite retroceda cuando no se está bombeando. Para permitir el retorno del aceite la bomba tiene instalada una manilla que abre la válvula antirretorno.

En el caso de ascenso de los cilindros, el regulador de caudal permite avanzar al aceite por el estrechamiento y por el reenvío a la vez, por lo que puede avanzar a cualquier velocidad. En este caso, la velocidad la define la bomba. Sin embargo, en sentido contrario, cuando los cilindros descienden, el regulador de caudal no permite pasar el aceite por el reenvío por lo que le obliga a pasar por el estrangulamiento, regulando así la velocidad a la que baja la cinta. También permitirá que el movimiento sea continuo y seguro.

El regulador de caudal seleccionado es del fabricante TOGANELLA S.P.A. modelo FT1251/5-01 38 GV.

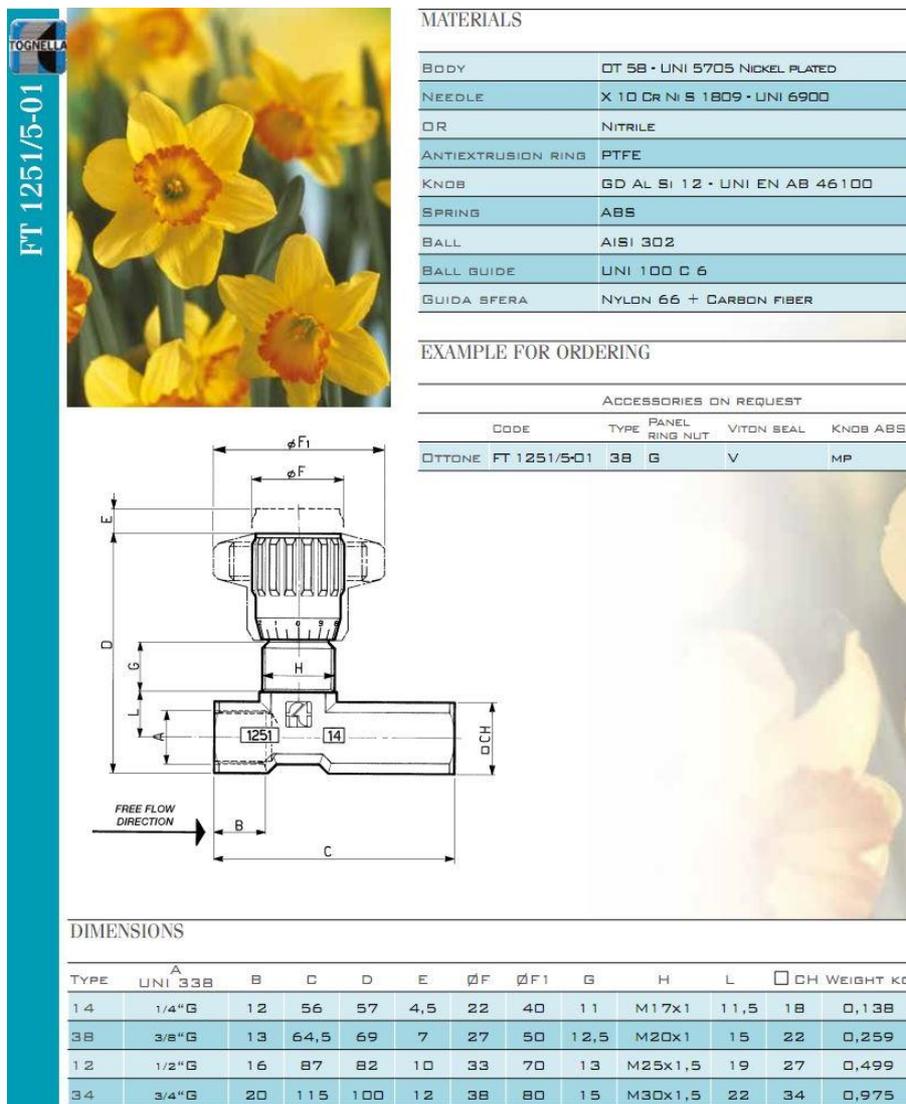
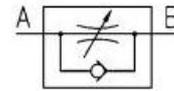


Fig. 64: Características del regulador de caudal.



SINGLE-ACTING CONTROL VALVES FEMALE-FEMALE IN LINE

They allow regulation of flow in one direction and full free flow in opposite direction thanks to the single-acting unit of ball type with guide cage they are equipped with.

As an alternative to FT 257/5 (suitable up to 400 bar) where the working pressure does not exceed 210 bar and where ferrous materials cannot be used.

They have the same characteristics as the FT 257 series:

- accurate flow regulation;
- efficient metallic sealing;
- simple setting of flow rates;
- secure against accidental needle withdrawal;
- secure needle position with locking screw inserted in the knob;
- provision for panel mounting, for which special lock nut (G) is supplied on request.

For use with pressure up to 210 bar

On request

- Viton (V) seals
- NPT threads
- ABS (mp)Knob
- Complete with lock nut (G)



FT 1251/5-01

TECHNICAL DATA

TYPE	FLOW SQ MM ²	MAX WORKING PRESSURE BAR	WORKING TEMPERATURE °C	FILTRATION GRADE μM
14	12,57	210	-20°/+100°	25
38	19,64	210	-20°/+100°	25
12	50,27	210	-20°/+100°	25
34	78,54	210	-20°/+100°	25

Fig. 65: Características del regulador de caudal.

7.3.6. Selección de la válvula paracaídas

En caso de que se rasgara algún latiguillo, el cilindro al que pertenece ese latiguillo perdería el aceite inmediatamente permitiendo que el cilindro descendiera. Esta caída repentina de la máquina, podría producir grandes daños por lo que se instalarán unas válvulas paracaídas en los racores de los cilindros como seguridad.

Las válvulas paracaídas son elementos hidráulicos que actúan con el cambio de velocidad del aceite. Cuando el aceite pasa a velocidad constante por la válvula paracaídas esta permanece abierta permitiendo el tránsito. Sin embargo cuando hay un cambio de velocidad repentino, como en el caso de rotura de un latiguillo, la válvula se cierra impidiendo el paso del aceite y bloqueando así los cilindros. Son un elemento de seguridad fácil de instalar y más barato que hacer todas las conexiones de los cilindros a la bomba en tubería rígida.

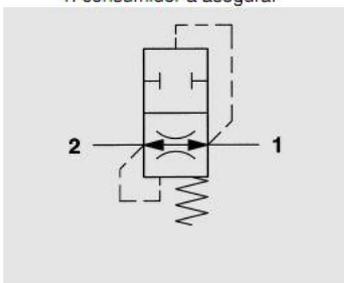
La válvula seleccionada es del fabricante HYDAC, modelo RBE-R3/8-X-50.

2. CARACTERÍSTICAS

2.1. GENERALIDADES

2.1.1. Denominación y símbolo

Válvula paracaídas
1: consumidor a asegurar



2.1.2. Códigos de tipos
(ejemplo de pedido)

Válvula paracaídas _____
Tamaño de conexión _____
Véase 3
R1/4
R3/8
R1/2
R3/4

Serie _____
(fijada por el fabricante)

Caudal de reacción _____
R1/4 4 – 25 l/min
R3/8 6 – 50 l/min
R1/2 12 – 75 l/min
R3/4 25 –150 l/min
Standard=máx. caudal de reacción
Véase 2.1.3.

RBE - R 3/8 - X - 50

Tipos de suministro standard:

Nº art. (= Código de pedido)	Referencia
710025	RBE - R1/4-X- 25
710026	R3/8-X- 50
710028	R1/2-X- 75
710029	R3/4-X-150

En el pedido indicar por favor el nº art.
Los tipos no standard tienen un plazo mayor de entrega y un recargo en el precio.

2.1.3. Nota sobre los códigos de tipos

Las válvulas se suministran en serie con ajuste al caudal máx. de reacción. Se puede realizar un ajuste a cualquier valor según las curvas de ajuste (véase 2.2.7. ajuste de la válvula).
Si se realiza el ajuste en fábrica, el caudal de reacción (en l/min) se debe indicar en el pedido. Este ajuste se refiere al aumento lento del caudal con una viscosidad cinemática del aceite hidráulico de 34 mm²/s.

2.1.4. Tipo de construcción
Válvulas de asiento planas

2.1.5. Tipo de fijación
RBE.. Válvula insertable

2.1.6. Peso RBE
R 1/4"- 9 g
R 3/8"- 16 g
R 1/2"- 31 g
R 3/4"- 57 g

2.1.7. Sentido del montaje

Cualquiera

2.1.8. Sentido del caudal

2-1 caudal libre
1-2 sentido de actuación, válvula bloqueada al superar el caudal de reacción ajustado

2.1.9. Campo de temperatura ambiente

t_{min} ... t_{max}...
-20º C... +80º C

2.1.10. Tipo de conexión

El bloque adecuado con alojamientos correspondientes se pueden suministrar, véase el catálogo de bloques 5.252.../..

Tamaño de conexión	Alojamiento
R 1/4	05520
R 3/8	08520
R 1/2	10520
R 3/4	12520

Fig. 66: Características de la válvula paracaídas.

7.4. Parte eléctrica

7.4.1. Selección del motor eléctrico

Para la selección del motor eléctrico, FORBO aporta una serie de cálculos para obtener la potencia que el motor necesitaría ejercer en función de su forma de trabajo.

Sentido de transporte ascendente:

$$F_U = \mu_T \cdot g \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) + g \cdot m \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$$

Sentido de transporte descendente:

$$F_U = \mu_T \cdot g \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) - g \cdot m \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$$

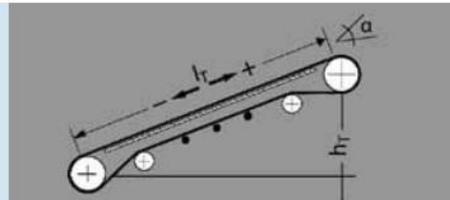


Fig. 67: Cálculo de la fuerza que tiene que ejercer el transportador para mover la carga según FORBO.

Para el caso de este proyecto:

$$\begin{aligned} F_{U(\text{ascendente})} &= \mu_T \cdot g \cdot \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \cdot \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) + g \cdot m \cdot \sin \alpha \\ &= 0,5 \cdot 9,81 \cdot \left(114 + \frac{41,64}{2} \right) + 0,033 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{41,64}{2} + 112,68 \right) \\ &\quad + 9,81 \cdot 114 \cdot 0,1 = 816,344 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{U(\text{descendente})} &= \mu_T \cdot g \cdot \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \cdot \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) - g \cdot m \cdot \sin \alpha \\ &= 0,5 \cdot 9,81 \cdot \left(114 + \frac{41,64}{2} \right) + 0,033 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{41,64}{2} + 112,68 \right) \\ &\quad - 9,81 \cdot 114 \cdot 0,1 = 592,676 \text{ N} \end{aligned}$$

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000} = \frac{816,344 \cdot \frac{60}{60}}{1000} = 0,816 \text{ kW}$$

$$P_m = \frac{F_A}{\eta} = \frac{0,816}{0,9} = 0,907 \text{ kW}$$

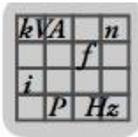
Aplicando un coeficiente de seguridad CS=1,2:

$$P_m = 0,907 \cdot 1,2 = 1,088 \text{ kW}$$

Yendo al catálogo de SEW, se busca un motor que proporcione 1,088 kW de potencia y 136,418 rpm. Evidentemente no va a haber motores que den esos valores exactos. Se elige un motor algo superior y con el variador se modifica la frecuencia para que el eje gire a la velocidad que interesa.

Del catálogo se escoge el motorreductor RF37-DRE-90M4 (Pm=1,1kW ; n_a=v=140 rpm).

8



R..DRE/DRS
R..DRE/DRS [kW]

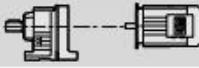
P _m [kW]	n _a [1/min]	M _a [Nm]	i	F _{Ra} ¹⁾ [N]	SEW f _B			m [kg]	
						R	RF		
1.1	50	205	28.13	10200	2.6				
	53	198	26.72	10100	2.7	R	67	DRE	90M4
	61	173	23.44	9690	3.2	RF	67	DRE	90M4
	71	147	19.89	9230	4.1	RM	67	DRE	90M4
	21	510	69.23	6260	0.90	R	57	DRE	90M4
	22	475	64.85	6830	0.95	RF	57	DRE	90M4
	25	420	57.29	6690	1.05	RM	57	DRE	90M4
	27	390	53.22	6600	1.15				
	29	355	48.23	6470	1.25				
	33	320	43.30	6330	1.40	R	57	DRE	90M4
	38	275	37.30*	6120	1.65	RF	57	DRE	90M4
	40	255	35.07	6040	1.75	RM	57	DRE	90M4
	47	220	30.18	5830	2.0				
	53	200	26.97	5670	2.3				
	54	195	26.31	5630	2.3				
	57	185	24.99*	5560	2.4	R	57	DRE	90M4
	65	162	21.93	5380	2.8	RF	57	DRE	90M4
	76	138	18.60*	5150	3.3	RM	57	DRE	90M4
	85	124	16.79	5000	3.6				
	30	350	47.75	3810	0.85				
	33	315	42.87	4840	0.95				
	38	270	36.93	4700	1.10				
	41	255	34.73	4650	1.15	R	47	DRE	90M4
	48	220	29.88	4510	1.35	RF	47	DRE	90M4
	53	198	26.70	4400	1.50				
	60	174	23.59	4270	1.70				
	61	172	23.28	4260	1.75				
	65	161	21.81	4190	1.85				
	74	142	19.27	4070	2.1				
	79	132	17.89	4000	2.2				
	88	120	16.22	3900	2.3	R	47	DRE	90M4
	98	108	14.56	3790	2.5	RF	47	DRE	90M4
	113	93	12.54	3640	2.7				
	120	87	11.79	3580	2.8				
	140	75	10.15	3430	3.1				
	157	67	9.07	3320	3.3				
	44	235	32.40	2950	0.85	R	37	DRE	90M4
	49	210	28.73	3340	0.95	RF	37	DRE	90M4
	58	181	24.42	3750	1.10				
	74	143	19.31	3830	1.40	R	37	DRE	90M4
	79	134	18.05	3780	1.50	RF	37	DRE	90M4
	91	115	15.60	3650	1.75				
	107	98	13.25	3510	1.95				
	120	88	11.83	3410	2.1				
	140	75	10.11	3280	2.3				
	150	70	9.47	3220	2.4	R	37	DRE	90M4
	178	59	7.97	3080	2.6	RF	37	DRE	90M4
	213	49	6.67	2910	2.9				
	251	42	5.67	2780	3.4				
	281	37	5.06	2690	3.6				
	73	143	19.35	2430	0.90				
	79	134	18.08	2410	0.95				
	91	116	15.63	2350	1.10				
	107	98	13.28*	2280	1.30				
	120	88	11.86	2230	1.45				
	140	75	10.13	2160	1.65				
	151	70	9.41	2070	1.75				
	174	60	8.16	2000	1.90	R	27	DRE	90M4
	186	56	7.63*	1980	2.00	RF	27	DRE	90M4
	215	49	6.59	1910	2.2				
	254	41	5.60*	1840	2.4				
	284	37	5.00*	1780	2.6				
	332	32	4.27	1710	2.8				
	355	30	4.00*	1680	2.9				
	421	25	3.37	1610	3.2				

Fig. 68: Catálogo de motorreductores de SEW.

7.4.2. Selección de la correa y poleas de transmisión

Como se sabe el motor tiene que transmitir al eje su potencia y velocidad. Si se conectara el motor directamente al eje motriz, éste estaría sobresaliendo mucho por los laterales. Para evitar golpes y molestias que pudiera causar el motor, se colocará debajo del transportador. Para conectarlo al rodillo motriz es necesario colocar una transmisión. La relación de transmisión será 1 ya que el motor seleccionado, al ser un motorreductor, ya aporta la velocidad (140 rpm) que necesita el rodillo motriz (136,418 rpm). Esta pequeña diferencia de velocidad se soluciona modificando la frecuencia con el variador de velocidad hasta conseguir que la cinta avance a la velocidad deseada (entre 30 y 60 m/min).

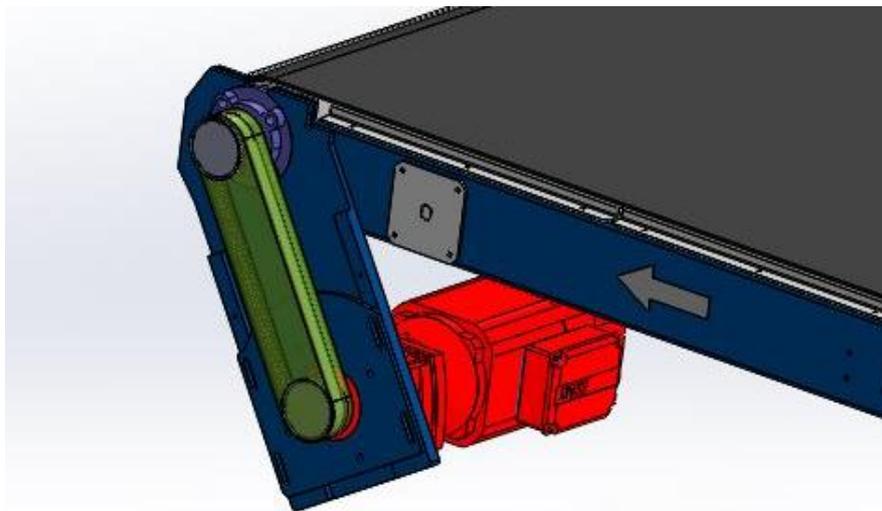


Fig. 69: Detalle de la transmisión del transportador

Conocidas la potencia del motor y la velocidad a la que gira el eje, es necesario seleccionar la correa y las poleas que vayan a transmitir al eje motriz. El fabricante GATES ofrece un software de cálculo donde se introducen el tipo de correa deseada, la potencia del motor, la velocidad del motor, distancia entre ejes, el factor de servicio y la relación de transmisión y te ofrece una serie de correas validas para ese caso y las poleas recomendadas.

Para este proyecto, los datos introducidos en el software son:

- Tipo de correa: Síncrona
- Pot = 1,1 kW
- $v = 140$ rpm
- $d = 400$ mm
- FS = 1,5
- $i = 1$

El fabricante ofrece diferentes posibilidades: se selecciona la que más interesa y da la opción de descargar la hoja de características de la transmisión. En ella se observan diferentes datos de interés. En primer lugar se indica la referencia, para productos GATES, de la correa y las poleas. En este caso, la correa será una 8MGT-960-21 y las poleas (iguales) serán 8M-30s-21.

Además, el fabricante también propone el tipo de conexión entre la polea y el eje. Para este caso se utilizará un casquillo tipo 'taper bush 1210' para eje de 25 mm.

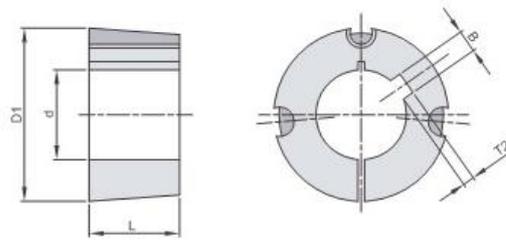


Design Flex® Mobile por la Corporación Gates

Aplicación:	Ane Arévalo Sercame ane_3_ar@hotmail.com 688617437 Teléfono		
DATOS			
8MGT-960 Ratio velocidad: 1,00 Pot. del motor: 1,1 kW, Eficiencia: 92,00 % Factor servicio: 1,5 Potencia cálculo: 1,65 kW Distancia entre ejes: 400 mm +/-0% Estándar motor: Motor eléctrico	RPM: 140,0 Velocidad periférica máxima: 33 m / s Diámetro máx.: 3,94 en Diámetro del eje: 0,9843 en Ancho sup. máx: 50 mm Casquillos evaluados: Cualquiera Correas evaluadas: Poly Chain GT2	139,9 a 140,1 33 m / s 3,94 en 0,9843 en 50 mm	
TRANSMISIÓN ELEGIDA			
Tipo de correa: Ratio velocidad: RPM conducida: Pot. nominal: Fuerza tracción: Distancia entre ejes: 360,0 mm Rango instal. / retens.	Ref. Pieza: 8MGT-960-21 Ref. Producto: 9275-09046 Ancho superior: -- Peso: 95 g Velocidad de correa: 0,6 m / s RPM: 35,0 Ref. casquillo: -- N° Product casquillo: -- Agujero: -- Perno de par: -- Diámetro primit: --	8M-30S-21 7726-22030 31,31 mm 800 g 0,5 m / s 140,0 1210 25MM 7858-0525 25 mm 20 Nm 76,39 mm	8M-30S-21 7726-22030 31,31 mm 800 g 0,5 m / s 140,0 1210 25MM 7858-0525 25 mm 20 Nm 76,39 mm
TENSIÓN			
Tensión estática (por canal/ramal): Tensión de la correa estática (tracción total de): Deflexión por canal/ramal: Fuerza por canal/ramal: Tensímetro sónico: Frecuencia de la correa:	1311 a 1430 N 2622 a 2860 N 7,00 mm 12 a 13 kgf 1311 a 1430 N 160 a 167 Hz	953 a 1073 N 1907 a 2145 N 7,00 mm 9,5 a 11 kgf 953 a 1073 N 136 a 145 Hz	Cuando vaya a reinstalar correas usadas, mida y anote la tensión antes de desmontar y vuelva a instalar con la misma tensión. Datos Sonic 507C/508C: Masa 4,7g / m, Ancho: 21 mm/#R, Long. ramal: 360
NOTAS			
- El margen de recorrido para instalación y tensado no está dentro del rango apropiado para esta distancia entre ejes.			
Este informe: (1) sólo se aplica a los productos de Gates; (2) contiene información confidencial; (3) solamente puede ser revelada a apoyar la venta o el mantenimiento de nuestros productos; y (4) no es una garantía de rendimiento.			
Productos Gates no están diseñados, fabricados o probados para su uso en aplicaciones aeronáuticas, incluidas las hélices de aviones o sistemas de accionamiento de rotor, y todas las aplicaciones en el aire con o sin tripulación de cualquier tipo.			
Sistemas de elevación y el frenado tienen consideraciones especiales. El comprador es el único responsable de la selección y prueba de productos para cualquier uso previsto.			
El presente informe y ningún producto mencionado en este informe están sujetos a Condiciones puertas estándar y condiciones de venta, incluyendo todas las renunciaciones, exclusiones y limitaciones de las garantías, expresas o implícitas. Estos términos pueden ser encontrados en ww2.gates.com/termsofsale .			

Fig. 70: Características de la transmisión.

CASQUILLOS CONICOS (TAPER)
TAPER BUSHES



TAPER 1008			
Diámetro mayor (D1) = 35		Tornillos BSW = 1/4"	
Longitud (L) = 22,3		Par de apriete = 5,6 Nm	
diam. eje d	long. chav. B	prof. chav. T2	Kg.
11	4	1,8	0,13
12	4	1,8	0,12
14	5	2,3	0,12
15	5	2,3	0,11
16	5	2,3	0,11
18	6	2,8	0,10
19	6	2,8	0,10
20	6	2,8	0,09
22	6	2,8	0,08
24	8	1,3	0,07
25	8	1,3	0,07

TAPER 1108			
Diámetro mayor (D1) = 38		Tornillos BSW = 1/4"	
Longitud (L) = 22,3		Par de apriete = 5,6 Nm	
diam. eje d	long. chav. B	prof. chav. T2	Kg.
11	4	1,8	0,16
12	4	1,8	0,15
14	5	2,3	0,15
15	5	2,3	0,14
16	5	2,3	0,14
18	6	2,8	0,13
19	6	2,8	0,13
20	6	2,8	0,12
22	6	2,8	0,11
24	8	3,3	0,10
25	8	3,3	0,09
28	8	1,3	0,07

TAPER 1210			
Diámetro mayor (D1) = 47		Tornillos BSW = 3/8"	
Longitud (L) = 25,4		Par de apriete = 20 Nm	
diam. eje d	long. chav. B	prof. chav. T2	Kg.
11	4	1,8	0,28
12	4	1,8	0,28
14	5	2,3	0,27
15	5	2,3	0,26
16	5	2,3	0,26
18	6	2,8	0,25
19	6	2,8	0,24
20	6	2,8	0,24
22	6	2,8	0,22
24	8	3,3	0,21
25	8	3,3	0,21
28	8	3,3	0,18
30	8	3,3	0,17
32	10	3,3	0,15

TAPER 1215			
Diámetro mayor (D1) = 47		Tornillos BSW = 3/8"	
Longitud (L) = 38,1		Par de apriete = 20 Nm	
diam. eje d	long. chav. B	prof. chav. T2	Kg.
14	5	2,3	0,38
16	5	2,3	0,37
18	6	2,8	0,35
19	6	2,8	0,34
20	6	2,8	0,34
22	6	2,8	0,32
24	8	3,3	0,29
25	8	3,3	0,29
28	8	3,3	0,26
30	8	3,3	0,23
32	10	3,3	0,20

Fig. 71: Taper Bush 1210 para eje de 25 mm.

El montaje del taper es sencillo: se introduce entre la polea y el eje, mediante los tornillos y debido a su forma cónica se va introduciendo más en la polea hasta quedar perfectamente sujeto.

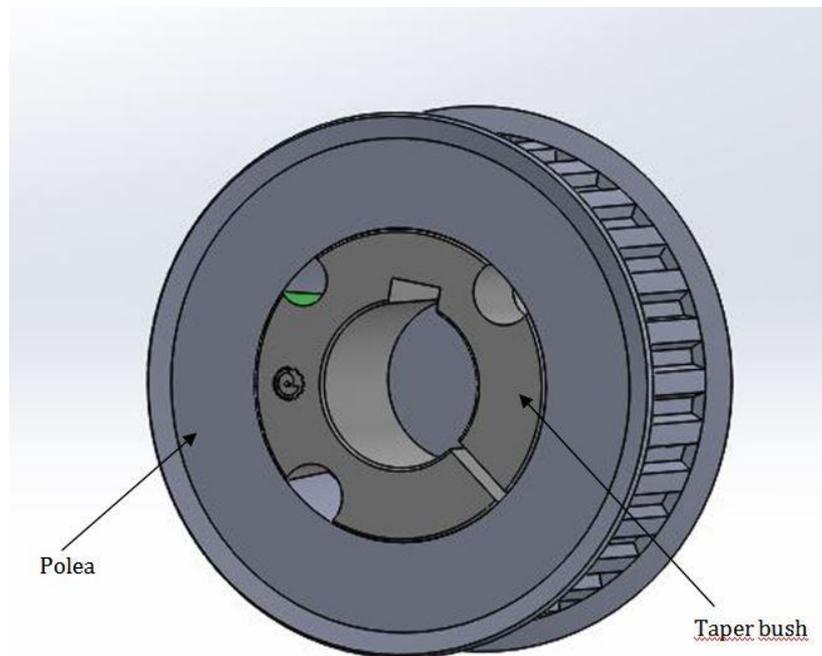


Fig. 72: Detalle de la polea con el taper bush insertado.

8. ANÁLISIS DE RIESGOS

Tabla 6: Análisis de riesgos en la máquina.

RIESGO	VALORACION			RECOMENDACIONES	VALORACION		
	P	C	PXC		P	C	PXC
Rotura en servicio	1	2	2	Existen piezas susceptibles de desgastarse durante el uso común de la máquina, por lo que es necesario seguir las instrucciones de mantenimiento de este manual.	1	1	1
Errores de montaje	1	3	3	Las uniones atornilladas que se abran para la realización de trabajos de mantenimiento o de reparación, una vez finalizados los trabajos, deben volverse a apretar según lo prescrito en el apartado de mantenimiento.	1	1	1
Riesgos producidos por la energía eléctrica	1	3	3	Dentro del armario de la unidad de control no deben instalarse cables ajenos al control. La instalación eléctrica dispone de los dispositivos de protección adecuados frente a contactos directos e indirectos según se recoge en el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. Por parte del cliente se deben realizar revisiones periódicas de la instalación eléctrica en la que se verifique el buen funcionamiento de los dispositivos de seguridad.	1	2	2
Carga admisible	1	3	3	 Preste atención a NO superar los valores especificados de capacidad de carga de un equipo.	1	1	1
Posibilidad de choques o golpes con objetos inmóviles	1	2	2	Se recomienda mantener las zonas de paso libres de obstáculos y extremar las precauciones. Se sugiere iluminar adecuadamente las zonas de tránsito, evitando los fuertes contrastes.	1	1	1
Vibración	2	2	4	Las vibraciones generadas durante el desplazamiento de la cinta se han reducido sustancialmente debido al uso de bandas textiles, rodillos mecanizados, superficies planas y transmisiones directas.	1	2	2
Atrapamiento	2	2	4	Se han limitado las consecuencias de este posible riesgo evitando la colocación de	1	2	2

				<p>elementos rígidos de cierre, tanto en la zona del operario como próximos al rodillo, que pudieran provocar cizalladura al operario por un posible arrastramiento al interior del bastidor debido a la atracción de la banda de transporte.</p> <p>Debido a que el diseño trata de ceñirse a las necesidades de producción no se pueden proteger más las áreas de contacto entre la banda y los rodillos extremos del transportador, por lo que se ha optado por señalar estas zonas con los identificativos correspondientes.</p> <p>El transportador ha sido diseñado para trabajar en el interior de un recinto cerrado con acceso de personal restringido.</p> <p>Los latiguillos hidráulicos están protegidos mediante una válvula paracaídas.</p>			
Ruido	1	2	2	<p>Se recomienda que se realicen mediciones periódicas (sonometrías) para comprobar que no se supera el límite máximo admitido de 85 dB A.</p> <p>Aunque el nivel de ruido actual de las máquinas se encuentra dentro de los límites permitidos, siempre es recomendable el uso de protección auditiva.</p>	1	1	1
Incendio y explosión	1	3	3	<p>Debido a las propiedades de los materiales en la instalación, el riesgo de incendio es mínimo.</p>	1	2	2

Tabla 7: Clasificación del riesgo.

	Criticidad 1	Criticidad 2	Criticidad 3
Probabilidad 1	PxC = 1 Riesgo Leve	PxC = 2 Riesgo Leve	PxC = 3 Riesgo Moderado
Probabilidad 2	PxC = 2 Riesgo Leve	PxC = 4 Riesgo Moderado	PxC = 6 Riesgo Severo
Probabilidad 3	PxC = 3 Riesgo Moderado	PxC = 6 Riesgo Severo	PxC = 9 Riesgo Intolerable
Riesgo Leve	No precisa de Acción correctora		
Riesgo Moderado	No precisa de Acción correctora aunque se debe respetar las recomendaciones		
Riesgo severo	Precisa de Acción correctora y deben respetarse las recomendaciones		
Riesgo Intolerable	No puede comercializarse la máquina si no se adoptan medidas correctoras		

9. PLANIFICACIÓN

Dentro de un proyecto un aspecto muy importante y con el que se puede llegar a perder mucho dinero es el tiempo. El proceso de diseño y documentación de este proyecto se ha llevado a cabo según el cronograma de la Fig. 73.

Respetar la planificación acordada al inicio de un proyecto es determinante para satisfacer al cliente y poder entregar el producto en las fechas propuestas.

El diagrama de Gantt mostrado, sólo muestra la planificación de diseño. Estaría bien que una vez aprobada la oferta se hiciera otro cronograma reflejando los tiempos de fabricación y montaje.

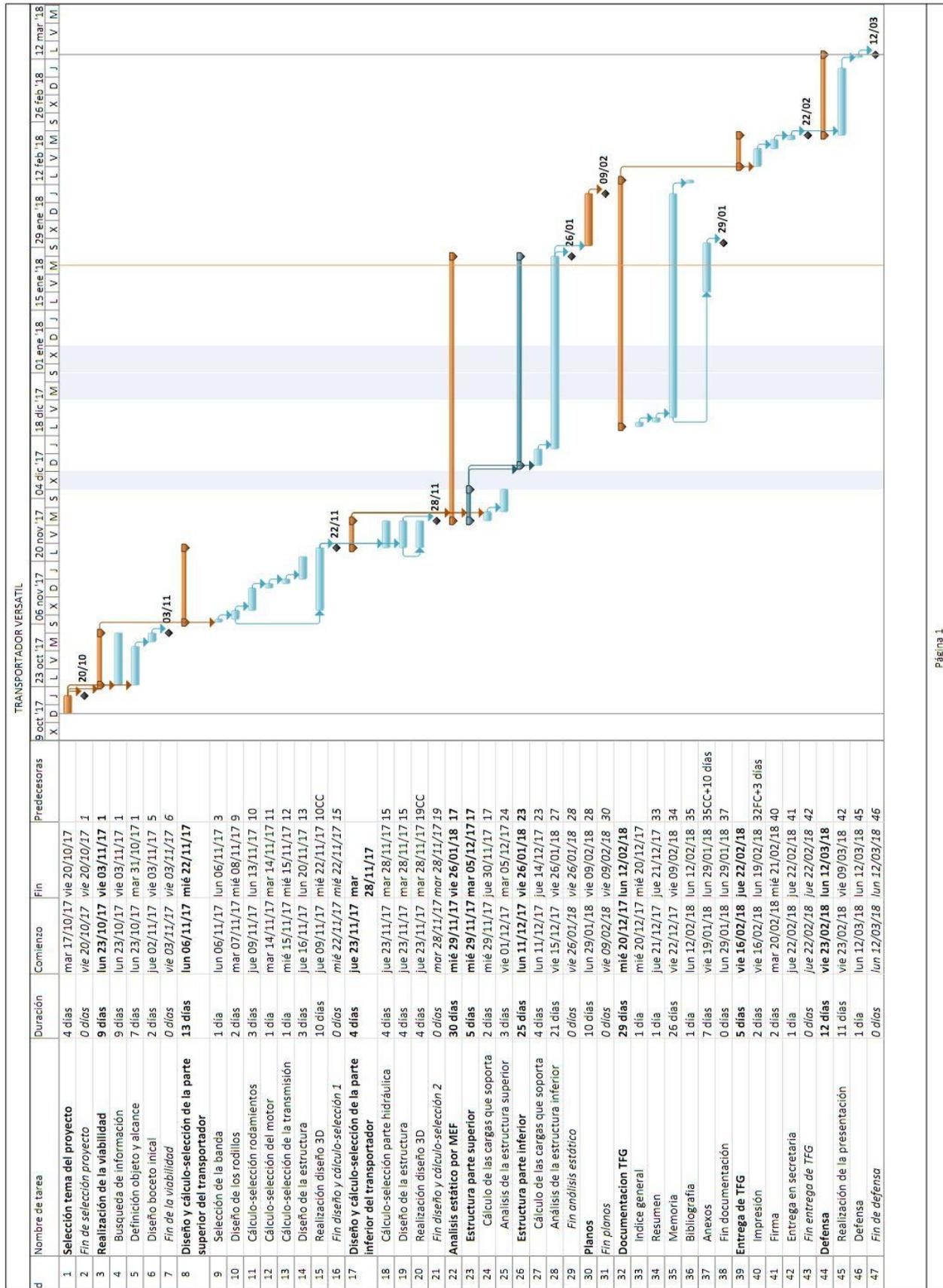


Fig. 73: Diagrama de Gantt

CINTA VERSÁTIL

