UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA
NACIONAL
Facultad Regional Gral. Pacheco

INGENIERÍA BÁSICA DESBLISTEADORA
Grupo N°1

Integrantes:

Biach, Damian

Carrara, Leandro

Racciatti, Matias

Spilberg, Diego

Ulrich, Lucas

Vallero, Lucas

Fecha de presentación: 01/05/2022

Fecha de revisión:

Observaciones del docente:

.....
Firma

Nota del alumno:

Fecha de aprobación: ..../../....

.....
Firma

Índice

Resumen de la idea de proyecto **3**
El problema 3
Nuestra propuesta de solución 3
Alternativas Tecnológicas 4
Factibilidad Económica **7**
Estudio de mercado 7
Volumen de Venta 7
Ciclo de vida del producto 8
Análisis de la competencia 8
Costeo del Producto 9
Plan de Ventas 9
Precio de Venta 9
Análisis de Costo 10
Financiación 12
Gantt de implementación 14
Flujo de Caja 14
Cálculo de Repago, VAN y TIR 15
Factibilidad tecnológica **16**
Esquema 16
Subconjuntos y funciones 16
Tecnologías 17
Componentes y disponibilidad 17
Componentes estándar 17
Componentes no estándar 17
Sistema de Control 18
Selección de Material de Rodillo Engomado 20
Conclusión 20
Factibilidad legal **20**
Normativa aplicable 20
Análisis FODA **22**
Fortalezas 22
Debilidades 22
Oportunidades 23
Amenazas 23
Conclusión 23
AMFE **24**
Dimensionamiento y selección **26**
Sistema reciprocante 26
Motor 26
Engranajes 28
Rodillo engomado 41
Eje con discos regulables 55
Verificación Chavetas 67
Rodamientos **70**

ÁRBOL A 72
ÁRBOL B 78
Sistema de transmisión de movimiento rotativo-rectilíneo 80
Bibliografía 82

Resumen de la idea de proyecto

El problema

Durante el proceso de empaquetado de medicamentos en blísteres, pueden llegar a presentarse una serie de problemas que lleven a tener que desarmar los blísteres para re-empaquetar los comprimidos o cápsulas y así evitar tener que tirar producto.

Este problema se hace especialmente importante en empresas “maquinadoras” que compran los medicamentos a los fabricantes a granel y se dedican exclusivamente a empaquetarlos ya que no disponen de los medios de producción para reponer los productos que deban descartar por errores de proceso.

Algunas causas por las que se puede llegar a tener que re-empaquetar comprimidos o cápsulas pueden ser:

- Errores de trazabilidad
- Errores de codificación
- Problemas de estanqueidad
- Cavidades vacías
- Problemas derivados de administración de inventarios

Cuando hay que desarmar blísteres para reprocesar los medicamentos, es práctica común dedicar a la gente que regularmente se encarga de operar la línea de empaquetado a hacerlo de manera manual, uno por uno, perdiendo no solo la productividad derivada del reproceso, sino también el lucro cesante por tener parada la línea mientras se realiza la tarea.

Nuestra propuesta de solución

Planteamos el desarrollo de una máquina desblisteadora automática. La misma, mediante un sistema de rodillos ajustables recuperará los comprimidos o cápsulas, que son retirados del envase original, y almacenados en un contenedor higiénico donde se encuentran disponibles para reinsertarse en la línea de producción.

La posibilidad de ajustar los rodillos nos permite la versatilidad de trabajar con distintos tamaños y layouts de blísteres, así como distintas fragilidades de producto. Por otro lado, el material del blíster es separado y dispuesto para ser desechado o reciclado.

La desblisteadora no solo es útil para mejorar el proceso de recuperación de materiales, sino también que ayuda a prevenir y reducir las lesiones por esfuerzos repetitivos (RSI), generalmente desarrolladas por los operadores que requieren hacer estallar muchas tabletas y cápsulas.

Este tipo de máquinas ya existen en el mundo y se comercializan principalmente en Alemania, Estados Unidos y China. Se pretende la realización de una versión local con componentes fácilmente conseguibles para reducir su costo.

Vamos a incluir esta máquina dentro de la oferta comercial de una empresa ya establecida como fabricante de maquinaria para la industria farmacéutica para ofrecerla como un producto comparativamente barato que le proporcione mayor flujo de caja y le permita la utilización de toda su capacidad productiva.

Alternativas Tecnológicas

Previo a la selección del modelo tecnológico del producto, se realizó una investigación de las posibles alternativas para la fabricación de producto.

A nivel global, cuando se habla de grandes capacidades de reproceso de blísters, los modelos tecnológicos son similares al seleccionado.

Sin embargo, existe un modelo a base de “engrapado” semiautomático el cual aumenta la velocidad de reproceso, pero requiere del posicionamiento constante del blíster por parte del trabajador.

Este tipo de maquina es justificada para producciones pequeñas y requiere un menor costo de fabricación. En el mercado en el que estamos ubicados las producciones son mayores y justifican el desarrollo de un modelo de rodillos que sea capaz de automatizar completamente y aumentar la velocidad de reproceso exponencialmente.

A continuación, un ejemplo de modelo “engrapadora”:

Como se puede observar, el trabajador debe ir deslizando manualmente el blíster mientras que la máquina ejecuta la presión para liberar el blíster.

Este modelo presenta como punto negativo, el hecho de no independizarse del trabajador lo cual es un factor determinante para los fabricantes a la hora de seleccionar este tipo de máquinas de reproceso.

Fuente: Medical Expo. (2022). ROFESSIONAL POPPITT. Recuperado de https://www.medicalexpo.com/prod/pharma-innovations-ltd/product-130654-966690.html

Del otro extremo, existe otra alternativa de diseño que es capaz de reprocesar a grandes velocidad (superiores al modelo que nosotros planteamos) pero son de mayor rigidez ya que requiere un herramental especial con la forma del blíster que se quiere reprocesar. Esto es una gran contra para los compradores a la hora de seleccionar una máquina ya que implicaría un mayor costo y limitaría las capacidades de reproceso.

A diferencia de este modelo, nuestro diseño permite el reproceso de cualquier blíster sin importar la forma y el tamaño de la pastilla garantizando un mayor alcance a la hora de vender el producto y un gran punto a favor al comparar con otras máquinas de reproceso.

Finalmente, este modelo también afronta un costo adicional debido a que utiliza una interfaz la cual se justifica debido a su complejidad. En nuestro caso no se utilizará para poder tener un costo menor y llegar a mas clientes.

A continuación, imágenes de la alternativa tecnológica mencionada:

Imagen 1: Se puede observar el diseño completo. Se debe modificar el herramental para cada tipo de blíster.

Fuente: Sepha. (2022). Automatic deblistering machine up to 16 packs per minute. Recuperado de https://sepha.com/products/deblistering/pressout-universal-mini/

Imagen 2: Vista del lado de los eyectores que expulsan a los blísters

Imagen 3: Se puede observar por donde se expulsan las pastillas. El herramental debe cumplir con la forma del blíster.

Factibilidad Económica

Estudio de mercado

Dado que los lotes de scrap para recuperar medicamentos útiles son elevados y que su recuperación se realiza con procesos manuales, vemos atractivo satisfacer este mercado. A su vez, vemos que no existen representantes de las marcas que comercializan estas máquinas en el país, teniendo que pagar los costos de importación para poder obtenerlas. El producto que desarrollamos está dedicado a cualquier empresa que se dedique al empaquetado de medicamentos en blíster, proceso llamado acondicionamiento primario.

Posibles clientes

Identificamos algunos potenciales clientes que se dedican total o parcialmente al acondicionamiento primario de comprimidos y cápsulas en el mercado argentino. Cabe aclarar que aquellos que vemos más propensos a adquirir nuestro equipo son los que no tienen producción propia de los medicamentos, sino que los compran a terceros y solamente hacen el empaquetamiento.

- ARCANO S.A.
- BAYER S.A.
- BIOTENK S.A.
- BLIPACK S.A.
- CARTER PACK S.R.L.
- EVEREX ARGENTINA S.A
- FERRER ARGENTINA S.A.
- FRANCELAB S.A.
- GADOR S.A.
- GLAXOSMITHKLINEARGENTINA S.A.
- IDEFARMA S.R.L.
- INGERICS S.A
- IVAX ARGENTINA S.A.
- LAB FACTORY SOLUTION S.A.
- QUIRAL PHARMA S.R.L.
- ROSSMORE PHARMA S.A.
- SERYLAB S.R.L.
- SLANGER S.A.
- URBEX LABORATORIO S.R.L.
- SERYLAB S.R.L.

Como estos, existen en nuestro país más de 200 plantas manufactureras de medicamentos, de las cuales alrededor del 70% son PYMES. Estimamos que podremos venderles al menos una máquina al 10% de estas PYMES durante el primer año.

Volumen de Venta

Según la Cámara Industrial de Laboratorios Farmacéuticos Argentinos (CILFA), la industria de los medicamentos está en crecimiento en la región y particularmente en el país. Si bien en los últimos años la tendencia es a la baja, desde el 2013 al 2019 se ve un incremento del volumen de mercado del 15% que se proyecta a mediano y largo plazo.

En el año 2019 el mercado local fue de 670 millones de unidades, un crecimiento del 14% desde el año 2010, lo cual nos da una idea de que el potencial mercado que estamos queriendo satisfacer esta proporcionalmente en crecimiento.

En una primera instancia apuntaríamos a consolidarnos como proveedor entre las empresas de capitales nacionales de menor tamaño, que componen un 78% del total de los laboratorios que la CILFA toma para sus informes.

La empresa PEM, dentro la cual vamos a desarrollar nuestro proyecto ha realizado instalaciones de líneas de empaquetado en múltiples empresas de acondicionamiento primario durante el año pasado, y frecuentemente recibe consultas sobre máquinas desblisteadoras que actualmente no ofrece.

A partir del análisis de la información propia de la industria y la empresa en particular, consideramos prudente estimar el volumen inicial de ventas en 2 unidades mensuales, con un período de run-up hasta que se conozca el producto de hasta 3 meses en los que venderemos una sola unidad. Luego, consideramos proyectar el crecimiento de nuestra demanda acompañando a la industria, en un 3% anual, sumando una máquina más por año.

Ciclo de vida del producto

Nuestra desblisteadora automática va a presentar desgaste en las piezas mecánicas que la componen y tendrá una vida útil estimada de 5 años. Luego de ese período, habrá que realizarle un overhaul, cambiando todas las piezas que estén fuera de especificación, o reemplazarla por una nueva.

Asimismo, creemos que, al probar la utilidad y simplicidad de uso de la máquina, las empresas van a dejar en cada línea de envasado una desblisteadora dedicada para responder rápidamente a la necesidad de reproceso, por lo que esperamos que cada cliente adquiera más de una unidad a lo largo de su relación comercial con nosotros.

Durante el plazo de vida útil de la máquina, proveeremos repuestos y asistencia técnica según sea necesario, aprovechando la estructura de soporte post-venta ya existente dentro de la compañía.

Análisis de la competencia

Para el diseño del producto y determinación de estrategias, realizamos una investigación del mercado. Los posibles competidores son extranjeros y obtuvimos de ellos información valiosa para el proyecto.

Al pie de cada una de las opciones se encuentra el precio estimado comparable con el nuestro, valor total por recibir la máquina en Buenos Aires, derechos de importación, etc.

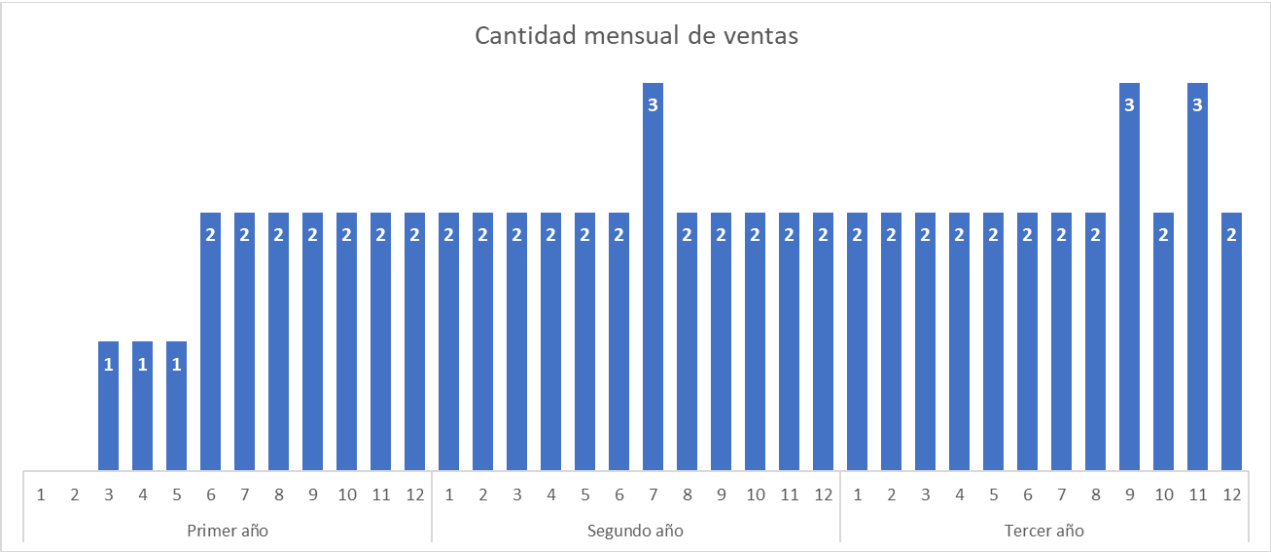
Todas estas máquinas cuentan con una velocidad máxima de 60 blisters por minuto, pueden procesar tanto comprimidos como cápsulas y cápsulas blandas y admiten un blíster de hasta 150mm x 120mm.

Estas son características que debemos poder ofrecer para competir en el mercado.

Costeo del Producto

Plan de Ventas

Para definir el plan de ventas consideramos un leadtime de fabricación de 1 mes y en base a los análisis del mercado antes expuesto, trazamos un plan mes a mes con una producción incremental en 3 años.



Precio de Venta

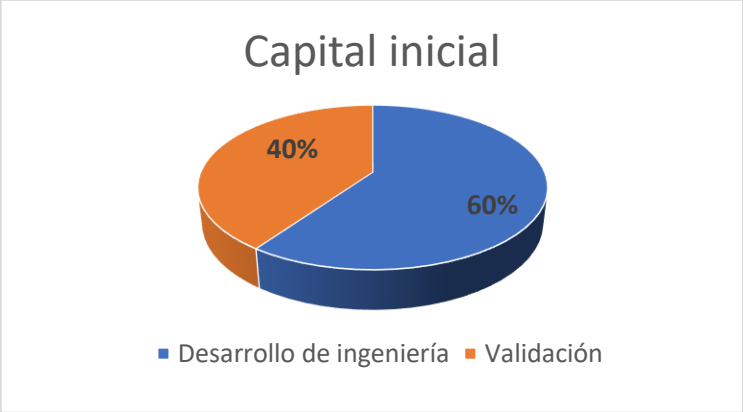
El precio de venta se determina en base a la competencia y teniendo en cuenta nuestro costo de fabricación objetivo de hasta US$ 2.500. Se determinó un precio de venta de US$ 4.200 con una condición de pago de 50% en adelanto y 50% contra entrega.

Análisis de Costo

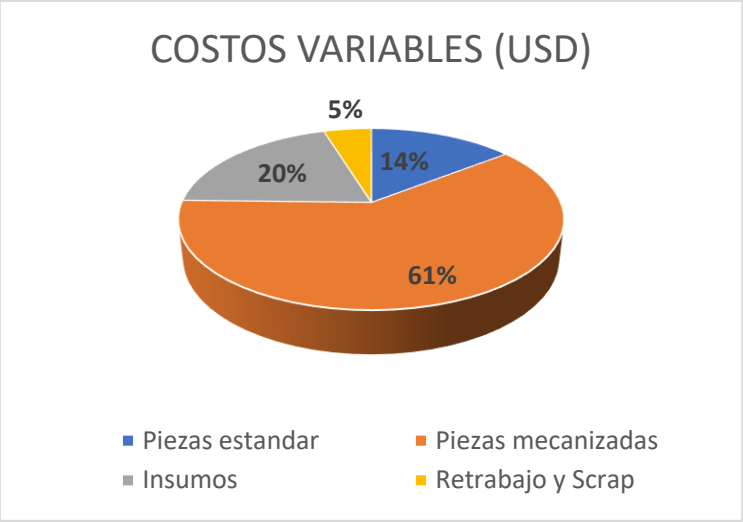
A partir del estudio de factibilidad tecnológica y de los precios estimados de los componentes construimos el siguiente cuadro que resume los costos en que tendremos que incurrir para fabricar la máquina. Los valores están expresados en dólares estadounidenses (US$) y representan un escenario pesimista, probablemente a medida que avancemos con los detalles del proyecto vamos a tener números más bajos.

Estos valores incluyen tanto componentes estandarizados como servicios necesaria para convertirlos en piezas funcionales dentro de nuestro conjunto.

COSTOS FIJOS (USD)	
Capital inicial	**1292**
Desarrollo de ingeniería	772
Validación	520
Imprevistos mensuales	**129**
Total	**1421**



COSTOS VARIABLES (USD)	
Piezas estándar	**336**
Motor	145
Tornillería	11
Rodamientos	12
Componentes mecánicos	20
Componentes electrónicos	15
Engranajes	133
Piezas mecanizadas	**1412**
Servicio de mecanizado	980
Servicio de ensamble	352
Rodillo engomado	80
Insumos	**460**
Embalaje	460
Re trabajo y Scrap	**110**
Total	**2319**



Para calcular los costos de mecanizado de la máquina. Se utilizó una planilla en la cual se muestra la apertura de las operaciones que se llevarán a cabo.

Costos servicio de mecanizado primera máquina:

PEM

TOOL DIVISION

Nombre del Proyecto:	Desblistadora
N° Ppto:	UPEM 040722

Desgloce de Cotización:	**FABRICACIÓN DE COMPONENTES PARA DESBLISTADORA**
Documentos enviados:	**PLANOS CON TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN + CAD 3D**

DESCOMPOSICIÓN DE LAS OPERACIONES

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN	CAD 2D	CAD 3D	GP	CAM	Torno CNC	Torno Parallelo	CNC Chica	CNC Mediana	Sierra sin fin	Lagun	Moleteado	EDM corte por Hilo	Plegadora	Rectificado Plano	Taladrado	Pulido	SOLDADURA TIC	Roscado	Soldadura	Erosion Portatil	TOTAL HORAS	DOLARES					**Costo por operación (U$D)**	**Costo por materiales (U$D)**
																						Acero Inoxidable	Accesorios	Tratat. Térmico	Transporte	Aluminio		
Respaldo Principal Posterior				2			2								2						6					26,3	78	26,3
Respaldo Secundario Anterior				2			2								2						6					26,3	78	26,3
Mesa				3			2								1						6					13,7	78	13,7
Pilar															1			1			2					4,2	26	4,2
Taco															1			1			2					1,6	26	1,6
Soportes Varios				3			2								2			2			9					5,3	117	5,3
Soportes Cargador				3			2								2			2			9					3,2	117	3,2
Paleta Cargador				3			2								1						6					3,2	78	3,2
Eje Principal				4	2		1								1						8					5,3	104	5,3
Cabezal Cono Fijo Eje Principal				4	2																6					0,4	78	0,4
Cabezal Cono Móvil Principal				4	2		2											1			9					0,4	117	0,4
Conos Eje Principal				3		1															4					0,3	52	0,3
Buje Para Cabezal Deslizante Ppal				1		1									1						3					0,5	39	0,5
Eje Secundario				4	2		1								1						8	9					104	9,0
Cabezal Cono Fijo Eje Secundario				4	2		2								1						9	0,9					117	0,9
Cabezal Cono Móvil Secundario				4	2		2								1						9	0,9					117	0,9
Conos Eje Secundario				3	2		1														6	0,2					78	0,2
Buje Para Cabezal Deslizante Sec				1		1									1						3	1,1					39	1,1
Discos Regulables				2	2						1										5	6,8					65	6,8
Biela				1			1														2					0,5	26	0,5
Total de Horas del Sector Fabril:				51	16	3	22								18			7	0								1534	110

Observaciones:

COSTO FINAL	USD 1.643,83
PLAZO APROX. (semanas)	
TIPO DE CAMBIO DÓLAR	

Plazo Validez Cotización:	Sin Costo	Firma:	PEM	Fecha del cálculo:	7/4/2022

Costos servicio de mecanizado para vida serie:

PEM
TOOL DIVISION

Nombre del Proyecto:	Desblistadora
N° Ppto:	UPEM 040722

Desgloce de Cotización:	FABRICACIÓN DE COMPONENTES PARA DESBLISTADORA
Documentos enviados:	PLANOS CON TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN + CAD 3D

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN	DESCOMPOSICIÓN DE LAS OPERACIONES																										
	CAD 2D	CAD 3D	GP	CAM	Torno CNC	Torno Parallelo	CNC Chica	CNC Mediana	Sierra sin fin	Lagun	Moleteado	EDM corte por Hilo	Plegadora	Rectificado Plano	Taladrado	Pulido	SOLDADURA TIC	Roscado	Soldadura	Erosion Portatil	TOTAL HORAS	DOLARES					Costo por operación (U$D)	Costo por materiales (U$D)
																						Acero Inoxidable	Accesorios	Tratat. Térmico	Transporte	Aluminio		
Respaldo Principal Posterior							2								2						4					26,3	52	26,3
Respaldo Secundario Anterior							2								2						4					26,3	52	26,3
Mesa							2								1						3					13,7	39	13,7
Pilar															1			1			2					4,2	26	4,2
Taco															1			1			2					1,6	26	1,6
Soportes Varios							2								2			2			6					5,3	78	5,3
Soportes Cargador							2								2			2			6					3,2	78	3,2
Paleta Cargador							2								1						3					3,2	39	3,2
Eje Principal					2		1								1						4					5,3	52	5,3
Cabezal Cono Fijo Eje Principal					2																2					0,4	26	0,4
Cabezal Cono Móvil Principal					2		2											1			5					0,4	65	0,4
Conos Eje Principal						1															1					0,3	13	0,3
Buje Para Cabezal Deslizante Ppal						1									1						2					0,5	26	0,5
Eje Secundario					2		1								1						4	9					52	9,0
Cabezal Cono Fijo Eje Secundario					2		2								1						5	0,9					65	0,9
Cabezal Cono Móvil Secundario					2		2								1						5	0,9					65	0,9
Conos Eje Secundario					2		1														3	0,2					39	0,2
Buje Para Cabezal Deslizante Sec						1									1						2	1,1					26	1,1
Discos Regulables					2						1										3	6,8					39	6,8
Biela							1														1					0,5	13	0,5
Total de Horas del Sector Fabril:				0	16	3	22								18			7	0								871	110

Observaciones:

COSTO FINAL	USD 980,83
PLAZO APROX. (semanas)	
TIPO DE CAMBIO DÓLAR	

Plazo Validez Cotización:	Sin Costo	Firma:	PEM	Fecha del cálculo:	7/4/2022

Financiación

La empresa PEM va a asumir el costo de producción y de lanzamiento de producto y va a proporcionar los canales de venta que normalmente utiliza con sus clientes actuales para colocar la máquina en el mercado. Por este motivo, no vamos a buscar fuentes externas de financiación, pero vamos a tomar como el valor necesario de inversión inicial el costo de cuatro máquinas completas que se va a ver reflejado en el flujo de caja.

Este valor de inversión tomado como inicial está pensado para cubrir los costos de producción de una unidad piloto, sus pruebas y validación y finalmente los pequeños ajustes que puedan derivar de estas y la fabricación de una primera unidad de producción que quedará en el showroom de PEM.

Plan de Validación

Para la validación del equipo se debe cumplir con lo pautado en un plan maestro de validación según las normas ANMAT y las GMP.

Como fabricantes, asumimos el costo de la etapa DQ (Design Qualification), mientras que el resto de las validaciones (IQ/OQ/PQ) deberán ser asumidas por el cliente.

Para la etapa DQ se estima, teniendo en cuenta el diseño del equipo, 40 hs (1 semana laboral) para su finalización.

En base a esta cantidad de horas, teniendo en cuenta el costo de mano de obra más el costo del laboratorio de metrología requerido para la validación, se determinó un costo por hora de 13 USD.

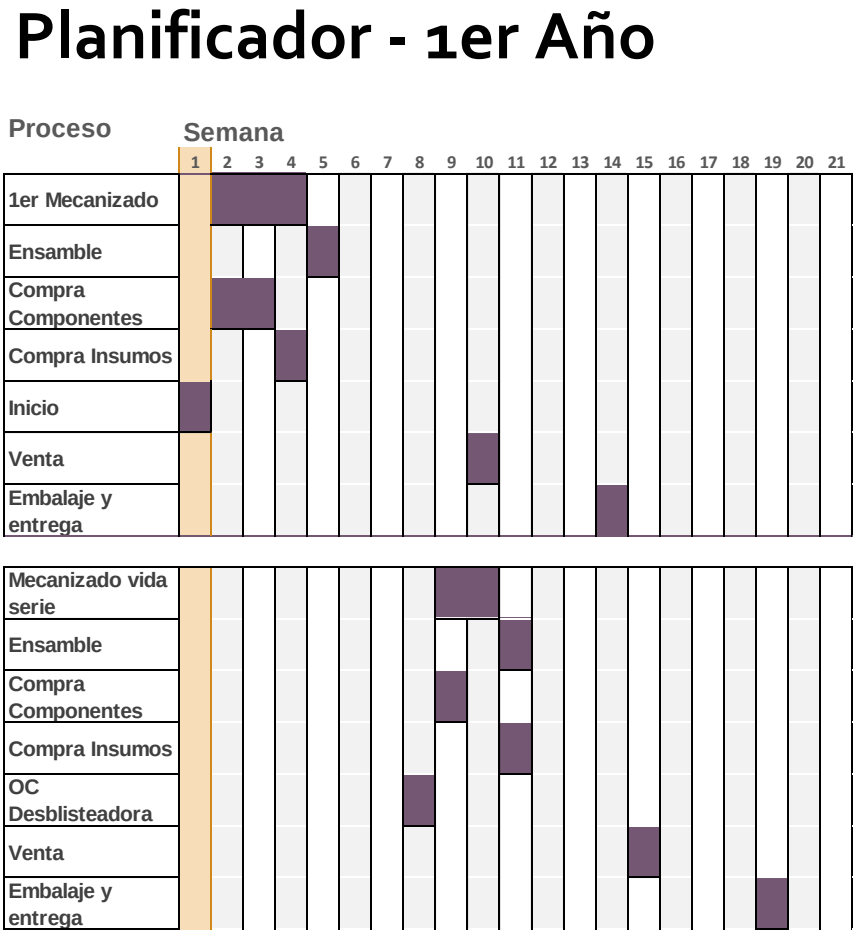
Por ende, el costo total a asumir de validación será de 520 USD. (El mismo se presenta en el análisis de costo de la pág. 10).

En cuanto a las etapas que competen al cliente, se deberá inicialmente realizar una validación IQ (Instalation Qualification) la cual asegura que el equipo debe ser instalado correctamente en el entorno adecuado para la operación y uso del equipo. Se debe confirmar el número de modelo, números de serie, especificaciones, dimensiones, requisitos de potencia y otros flujos de entrada o salida del equipo (En este caso electricidad).

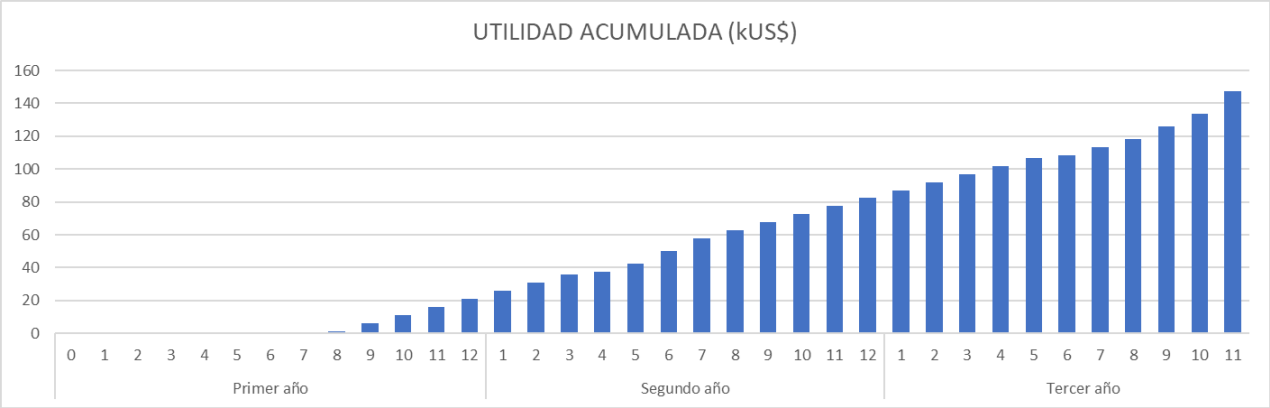
Posteriormente deberá afrontar la etapa OQ (Operation Qualification) que verifica que el equipo este cumpliendo con los estándares de operación requeridos para la operación (tales como RPM). Se debe incluir en el protocolo de esta etapa los procedimientos que pondrán en marcha al equipo.

Finalmente, la etapa PQ (Performance Qualification) deberá verificar que las capacidades de reproceso del equipo sean los especificados.

Gantt de implementación



Flujo de Caja



(): Flujo negativo

Período	Primer año												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ingresos	-	-	-	2.100	4.200	6.300	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400
Costos fijo	-	(1.421)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)
Costos variable	-	(2.319)	(2.319)	(2.319)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)
Inversion inicial	(8.000)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EBIT	(8.000)	(3.740)	(2.448)	(348)	(567)	1.533	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633
Intereses	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EBT	(8.000)	(3.740)	(2.448)	(348)	(567)	1.533	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633
Impuestos	(2.800)	(1.309)	(857)	(122)	(198)	537	1.272	1.272	1.272	1.272	1.272	1.272	1.272
Utilidad	(10.800)	(5.049)	(3.305)	(470)	(765)	2.070	4.905	4.905	4.905	4.905	4.905	4.905	4.905
Utilidad acumulada	(10.800)	(15.849)	(19.154)	(19.624)	(20.389)	(18.320)	(13.415)	(8.511)	(3.606)	1.298	6.203	11.108	16.012

Período	Segundo año											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ingresos	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	10.500	10.500	8.400	8.400	8.400	8.400
Costos fijo	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)
Costos variable	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(6.957)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)
Inversion inicial	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EBIT	3.633	3.633	3.633	3.633	1.314	3.633	5.733	5.733	3.633	3.633	3.633	3.633
Intereses	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EBT	3.633	3.633	3.633	3.633	1.314	3.633	5.733	5.733	3.633	3.633	3.633	3.633
Impuestos	1.272	1.272	1.272	1.272	460	1.272	2.007	2.007	1.272	1.272	1.272	1.272
Utilidad	4.905	4.905	4.905	4.905	1.774	4.905	7.740	7.740	4.905	4.905	4.905	4.905
Utilidad acumulada	20.917	25.821	30.726	35.630	37.404	42.309	50.048	57.788	62.692	67.597	72.501	77.406

Período	Tercer año											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ingresos	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	8.400	10.500	10.500	10.500	10.500
Costos fijo	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)	(129)
Costos variable	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(4.638)	(6.957)	(4.638)	(6.957)	(4.638)	(4.638)	-
Inversion inicial	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EBIT	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	1.314	3.633	3.414	5.733	5.733	10.371
Intereses	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
EBT	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	3.633	1.314	3.633	3.414	5.733	5.733	10.371
Impuestos	1.272	1.272	1.272	1.272	1.272	1.272	460	1.272	1.195	2.007	2.007	3.630
Utilidad	4.905	4.905	4.905	4.905	4.905	4.905	1.774	4.905	4.609	7.740	7.740	14.001
Utilidad acumulada	82.311	87.215	92.120	97.024	101.929	106.833	108.607	113.512	118.121	125.860	133.600	147.601

Cálculo de Repago, VAN y TIR

Según vemos en el flujo de caja, el repago se produce en 8 meses.

ROI = 8 meses

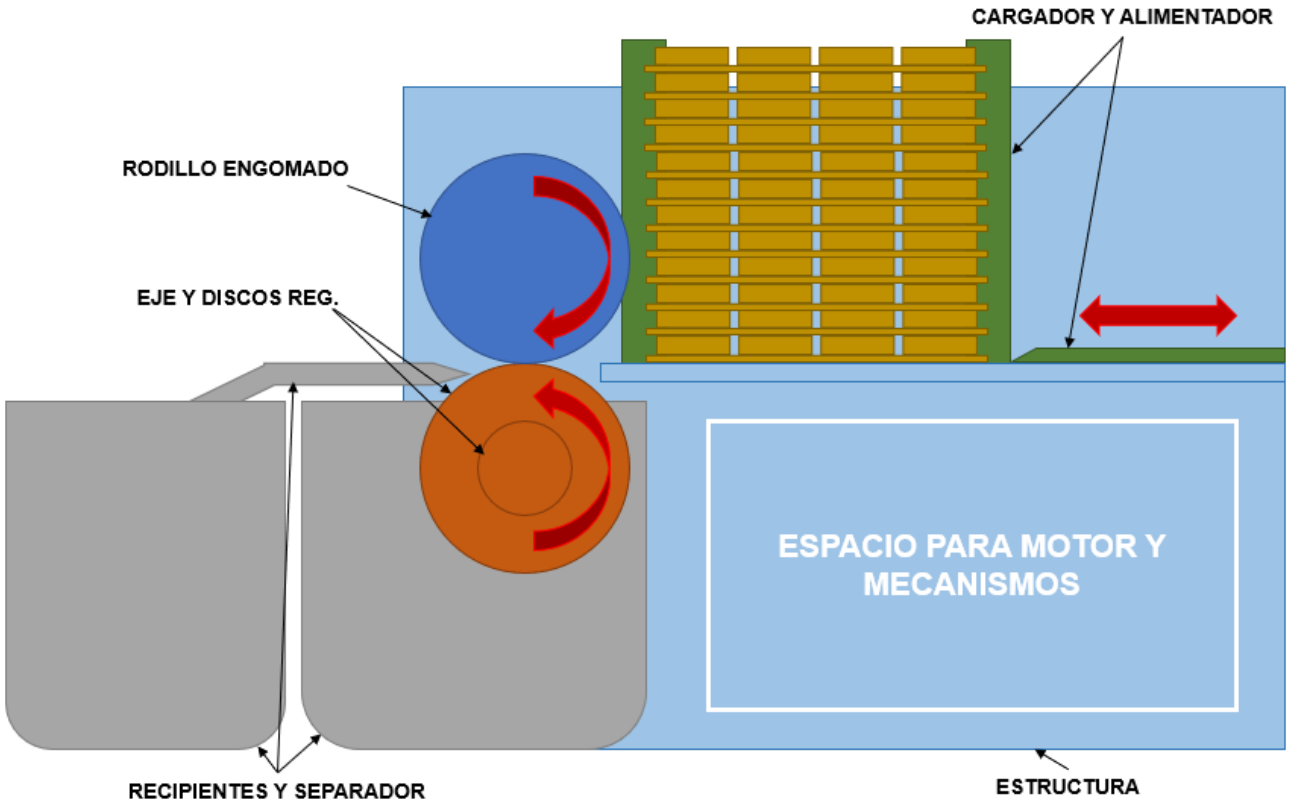
TIR = 11%

VAN = US$ 134.145

El VAN está calculado en función de una inversión inicial de US$ 8.000, una tasa de descuento anual del 5% y durante los dos primeros años.

Factibilidad tecnológica

Esquema



Subconjuntos y funciones

La desblisteadora estará compuesta de los siguientes subconjuntos con las funciones indicadas:

- Estructura: deberá aguantar todos los esfuerzos producidos durante el funcionamiento de la máquina y servir de soporte para el resto de las partes.
- Rodillo superior: estará engomado y será el que entre en contacto con la parte plástica de los blísteres. Tendrá que ser lo suficientemente resistente y blando a la vez como para perforar la lámina de contención del blíster, pero no dañar el producto.
- Eje y discos regulables: tendrá que disponer de algún mecanismo simple pero robusto de regulación que permita cambiar rápidamente la ubicación de los discos para permitir el procesamiento de distintas disposiciones de producto.
- Tren de transmisión: compuesto por el motor, los engranajes que mueven cada uno de los rodillos y el sistema que sirva para generar el movimiento reciprocante de la paleta empujadora. Las velocidades tienen que estar sincronizadas de manera tal que el avance producido por la paleta empujadora sea más lento que la velocidad de los rodillos, para no producir arrugas en los blísteres que puedan dañar el producto.
- Cargador y alimentador: deberá permitir regulación para distintas medidas de blísteres, y tener capacidad tal que permita dejar la máquina funcionando desatendida por lapsos cortos de tiempo sin generar paradas por falta de alimentación. La paleta empujadora deberá ser fina para no enganchar más de un blíster a la vez.

- Recipientes de scrap y producto y separador: tendrán que cumplir con los requisitos de nuestra factibilidad legal, ser fácilmente removibles y no moverse producto de la operación normal de la máquina.

Tecnologías

En función de las características que debe tener la máquina, y para reducir los costos, buscamos utilizar una sola fuente de fuerza motriz para todos los movimientos necesarios. Dentro del uso normal de la desblisteadora, debe poder trasladarse dentro de una planta industrial y conectarse fácilmente en diferentes lugares donde tal vez no haya más servicios que la energía eléctrica. Por ese motivo, elegimos como fuente un motor eléctrico.

Para realizar la transmisión de la fuerza motriz a los rodillos y la paleta empujadora, decidimos usar engranajes y un mecanismo de biela-manivela, respectivamente, por su simplicidad. En el giro de los rodillos necesitamos que su sentido sea opuesto, y que estén sincronizados. El mecanismo de biela-manivela, por su geometría, nos garantiza que al final de la carrera de empuje la velocidad va a ser mínima, cumpliendo con nuestra necesidad de no sobrepasar la velocidad tangencial de los rodillos.

Componentes y disponibilidad

Las tecnologías necesarias tanto para el diseño del equipo como para el proceso de fabricación son estándar y muy utilizadas en el mercado. No vemos riesgo en cuanto a la implementación y desarrollo. A continuación, se indican los elementos que integran el dispositivo, mencionando los principales componentes:

Componentes estándar

- Tornillos
  - Utilizaremos tornillería para maquinaria allen DIN - 912.
- Rodamientos
  - Rodamientos rígidos de bolillas sellados estándares disponibles en el mercado.
- Componentes mecánicos varios
  - Resortes, chavetas, ect.
- Servomotor eléctrico de corriente continua con driver
  - Este motor es muy utilizado en la empresa PEM para todo tipo de máquinas. Posee un alto rendimiento y alta confiabilidad.
- Componentes electrónicos varios
  - Pulsadores, pilotos, golpe de puño, cablerío, fuente switching, etc.
- Engranajes
  - Utilizaremos engranajes rectos de acero al carbono de baja aleación templados.

Componentes no estándar

- Piezas estructurales
  - Mecanizadas de aluminio y acero inoxidable.

- Rodillo engomado
  - Será mecanizado de aluminio y engomado por un tercero.
- Eje y discos regulables
  - El eje será de aluminio mientras que los discos serán mecanizados de acero inoxidable.
- Sistema de transmisión de movimiento rotativo-rectilíneo
  - Será mecanizado de aluminio del tipo biela-manivela.

Sistema de Control

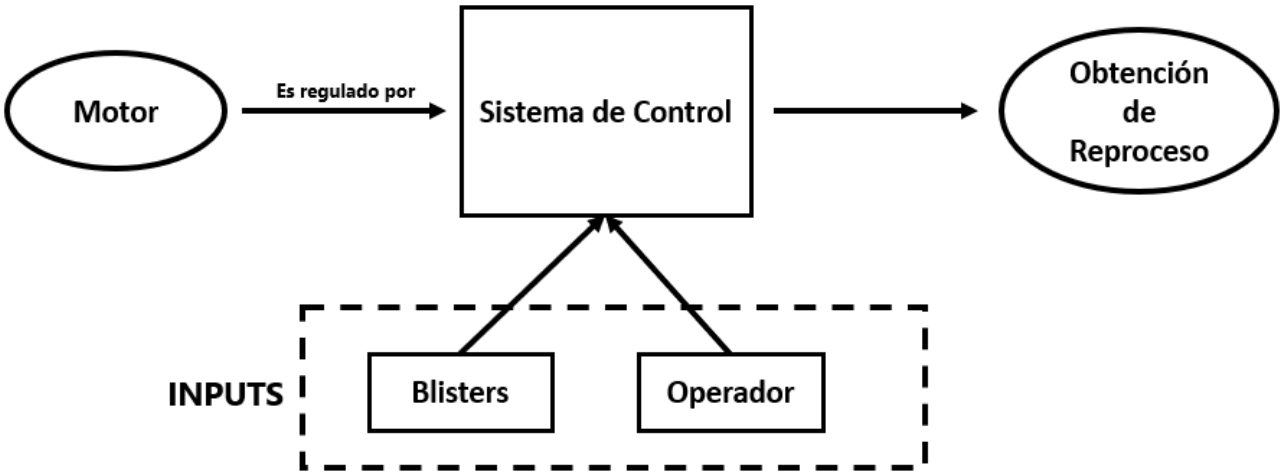
Para nuestra máquina se requiere utilizar un Sistema de Control capaz de ejecutar el encendido y apagado del equipo, habilitar regulación de velocidad y permitir el uso de un boton de emergencia para la seguridad del operador.

Para erradicar la posibilidad de atrapamiento, también se incluirá un mecanismo Poka-Yoke (sensor de barrera) para garantizar que el equipo solo se pueda encender mientras que la barrera se encuentre colocada.

Este sistema requerirá de diversos componentes tales como un variador de potencia (para regular velocidad), Interruptor ON/OFF, sensor para identificar la presencia de blisters,etc.

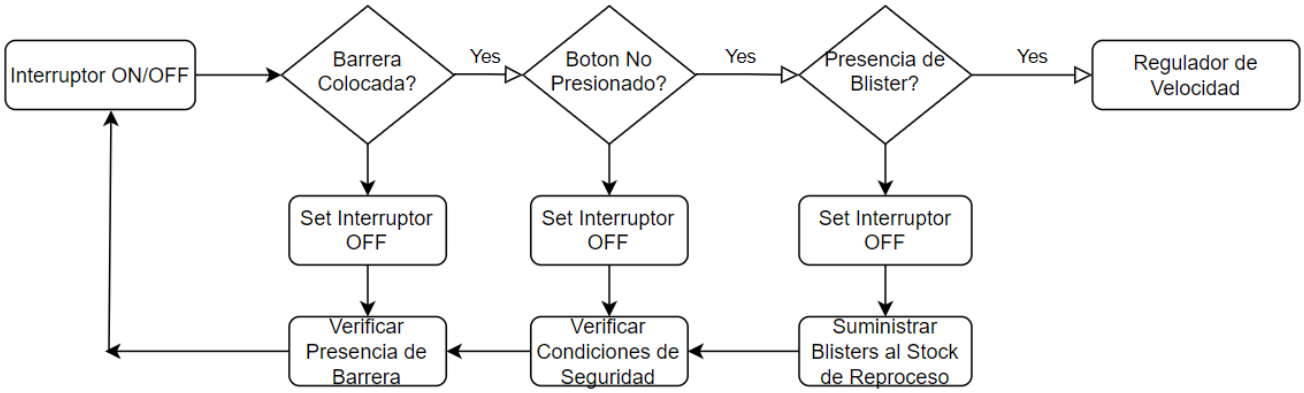
Planteamos la tercearización de la construcción del sistema de control. Para la misma se diseñaron dos diagramas de flujo para presentar al tercero encargado. El primero es un Macroflujo identificando los Inputs requeridos y el proceso a grandes rasgos y el segundo es específico del sistema de control requerido.

Macroflujo

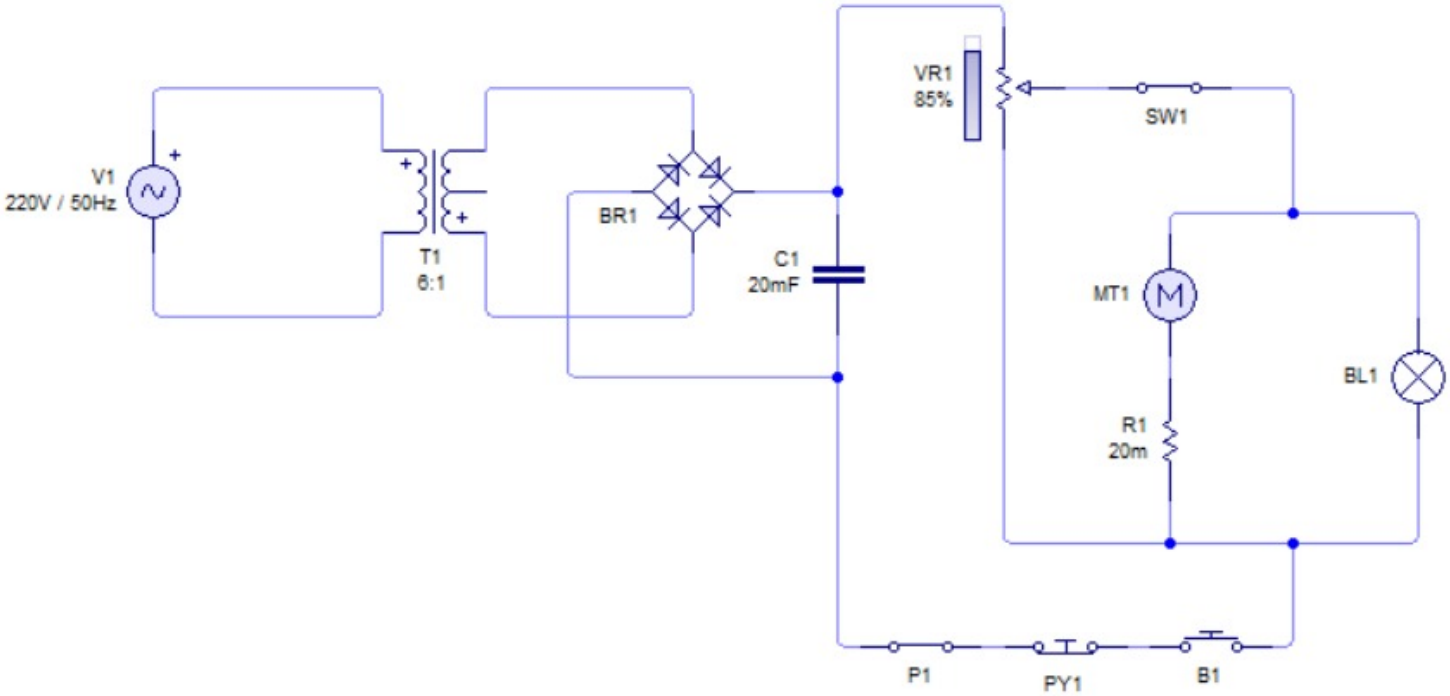


Tal como se puede observar, el sistema de control debe tomar como input la presencia de los blisters y la interacción del operador con los botones mencionados anteriormente. A su vez debe regular la velocidad proveniente del motor y garantizar el correcto funcionamiento del equipo.

Diagrama de Flujo – Sistema de Control



En la imagen anterior se puede observar detallado, el funcionamiento requerido del sistema de control. A continuación, se presenta el esquema del sistema:



Referencias:

- V1: Fuente de Corriente Alterna
- T1: Transformadores
- BR1: Rectificador
- C1: Capacitor
- VR1: Variador de Potencia
- SW1: Interruptor ON/OFF
- MT1: Motor
- BL1: Luz testigo del Motor
- R1: Resistencia
- B1: Sensor de Blister
- P1: Parada de Emergencia.
- PY1: PokaYoke (sensor barrera)

Selección de Material de Rodillo Engomado

Conclusión

Utilizaremos para la construcción de la máquina acero inoxidable de grado farmacéutico para todas las piezas que puedan estar en contacto con el producto y aluminio para todas las piezas estructurales y de transmisión.

La desblistadora tendrá una sola toma de energía eléctrica que alcanzará para alimentar todas las funciones. Un motor eléctrico proveerá la potencia para mover todos los mecanismos.

Factibilidad legal

Normativa aplicable

Las incumbencias del proyecto quedan contenidas por el decreto N° 1490/1992, el cual dispone a la ANMAT como ente regulatorio. A su vez la industria farmacéutica incorpora las cGMP y GMP como estándares necesarios.

- Decreto N° 1490/1992 (con las modificaciones del Decreto N°1886/2014)
    - Establece que en Argentina la A.N.M.A.T. (Administración Nacional de Medicamentos, Alimentos y Tecnología Médica) controla, fiscaliza, vigila, promueve y previene la sanidad y calidad de las drogas, productos químicos, reactivos, formas farmacéuticas, medicamentos, elementos de diagnóstico, materiales y tecnología biomédicos y todo otro producto de uso y aplicación en la medicina humana.

- ANMAT - 3827
    - Los locales y los equipos tienen que emplazarse, diseñarse, construirse, adaptarse y mantenerse para ser adecuados a las operaciones a realizar. Su disposición y diseño debe tener por objetivo minimizar el riesgo de errores y permitir una limpieza y mantenimiento eficaces para evitar la contaminación cruzada, la acumulación de polvo o suciedad y, en general, cualquier efecto adverso sobre la calidad de los productos.

- cGMP/GMP
    - Las buenas prácticas de fabricación (BPF) o normas de correcta fabricación (NCF) - en inglés good manufacturing practice (GMP) - son aplicables a las operaciones de fabricación de medicamentos, cosméticos, productos médicos, alimentos y drogas. Se encuentran incluidas dentro del concepto de garantía de calidad y constituyen el factor que asegura que los productos se fabriquen de forma uniforme y controlada, de acuerdo con las normas de calidad adecuadas al uso que se pretende dar a los productos y conforme a las condiciones exigidas para su comercialización.

- Las reglamentaciones que rigen las GMP tienen por objeto principal disminuir los riesgos inherentes a toda producción farmacéutica. Los riesgos existentes son esencialmente de dos tipos: contaminación (en particular de contaminantes inesperados) y mezclas (confusión).

A partir de estas regulaciones y estándares, vamos a tener que elegir materiales, terminaciones superficiales, contenedores y otros componentes de la máquina en pos de evitar la contaminación y mezcla de los productos que procesamos.

Además, debemos considerar también las regulaciones legales de seguridad e higiene que conciernen al diseño de maquinaria para cualquier industria:

- Ley N° 24.557 de Riesgos del Trabajo
- Ley N° 19.587 de Higiene y Seguridad en el Trabajo
- Decreto N° 351 reglamentario de la Ley N° 19.587 de Higiene y Seguridad en el Trabajo

De acuerdo con estas normativas, una vez definida la forma constructiva de la máquina, debemos realizar un análisis de riesgo para identificar a qué se expone el operador de la máquina y definir controles o barreras según IRAM 3578 (Protecciones de Seguridad en Máquinas) que los eliminen o, de no ser posible, los minimicen.

Resumiendo, vamos a tener que tener en consideración para el diseño los siguientes puntos:

- Los materiales utilizados deberán propiciar la inocuidad de los productos procesados
- Las terminaciones superficiales de las partes de la máquina que entren en contacto con el producto deberán ser tales que reduzcan al máximo la posibilidad de que su limpieza sea defectuosa (esmerilados, acabados a espejo, etc.)
- Deberán evitarse siempre que sea posible las esquinas a 90° (redondeos en uniones), particularmente de toda parte de la máquina que contenga producto
- Deberán eliminarse o reducirse (a partir del empleo de protecciones) posibles puntos de atrapamiento, golpes, cortes o materiales proyectados desde la máquina
- Deberá garantizarse el aislamiento eléctrico de todas las partes de la máquina que puedan entrar en contacto con el operador durante su uso pretendido, transporte y limpieza

Análisis FODA

FACTORES INTERNOS	**FORTALEZAS**	**17**	**DEBILIDADES**	**4**
	a) Precio	5	a) Prioridades de los clientes	2
	b) Disponibilidad de insumos y materiales	3	b) Romper con la costumbre de la industria	2
	c) Servicio post-venta	4		
	d) Calidad	3		
	e) Robustez, confiabilidad	2		
FACTORES EXTERNOS	**OPORTUNIDADES**	**17**	**AMENAZAS**	**10**
	a) Cierre de importaciones	4	a) Surgimiento de otro fabricante nacional	2
	b) No existe competencia local	4	b) Desembarco de una representación de la competencia en el país	1
	c) Ofrecimiento como extra en otros servicios de la empresa	3	c) Baja en la producción de medicamentos	2
	d) Red de potenciales clientes desarrollada	4	d) Desabastecimiento de insumos y materiales	1
	e) Adaptación para hospitales o asilos	2	e) Bajo costo de la mano de obra no justifica inversión	4

Fortalezas

a) Precio: siendo que con nuestro proyecto buscamos proveer una alternativa accesible fabricada para el mercado local, el precio es nuestra mayor fortaleza.
b) Disponibilidad de insumos y materiales: para la fabricación del equipo vamos a utilizar insumos y materiales ampliamente disponibles, que siempre estarán en stock en distintos proveedores, asegurándonos no depender de ninguno de ellos.
c) Servicio post-venta: seremos los únicos que venderemos esta máquina que podremos ofrecer servicio de post-venta en el país, con el resto de la competencia, una vez que los clientes adquieren la máquina, se deben arreglar solos, nosotros podremos brindar acompañamiento de ser necesario.
d) Calidad: pretendemos un producto que cumpla con los más altos estándares de calidad, excediendo las expectativas de nuestros clientes.
e) Robustez, confiabilidad: nuestra máquina será diseñada y fabricada con estas cualidades en consideración para que la experiencia del cliente sea la mejor posible.

Debilidades

a) Prioridades de los clientes: el problema que resolvemos con nuestra máquina puede ser de las últimas prioridades de nuestros clientes al momento de reducir desperdicios, pero dado el bajo costo, le asignamos a esta debilidad un peso relativo bajo.
b) Romper con la costumbre de la industria: las máquinas como la nuestra desde que existen fueron prohibitivas por su elevado costo, por lo que en las industrias ya están acostumbrados a trabajar alrededor de este problema sin ellas.

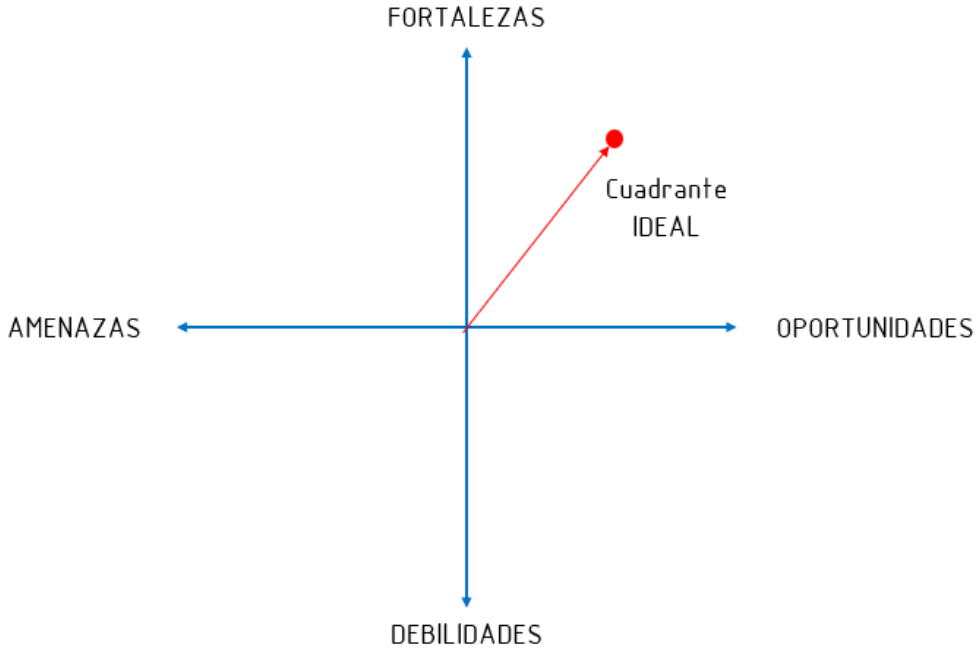
Oportunidades

a) Cierre de importaciones: con las trabas que actualmente existen para importar equipos que se fabrican en el país, una vez que estemos ofreciendo nuestro producto en el mercado interno será muy difícil importar uno de la competencia.
b) No existe competencia local: seremos los únicos proveedores locales de esta máquina.
c) Ofrecimiento como extra en otros servicios de la empresa: PEM frecuentemente trabaja sobre líneas de empaquetado, por lo que está en condiciones de ofrecer la máquina como accesorio a la línea siempre que lo haga.
d) Red de potenciales clientes desarrollada: PEM ya tiene una base de clientes a los que provee todo tipo de servicios en los que puede ubicar unidades de nuestra máquina.
e) Adaptación para hospitales o asilos: existe la posibilidad de utilizar la máquina en otros ambientes en los que tienen la necesidad de desempaquetar y fraccionar grandes cantidades de medicamentos frecuentemente como pueden ser hospitales o asilos.

Amenazas

a) Surgimiento de otro fabricante nacional: eventualmente otras empresas al observar nuestro producto en el mercado pueden desarrollar el suyo propio hasta tal vez con los mismos componentes.
b) Desembarco de una representación de la competencia en el país: aunque lo vemos improbable, consideramos como posibilidad que suceda.
c) Baja en la producción de medicamentos: podría llegar a pasar que de profundizarse la crisis el consumo de medicamentos, y en consecuencia su producción disminuya.
d) Desabastecimiento de insumos y materiales: si bien elegimos todos insumos y materiales ampliamente utilizados por diversas industrias y disponibles, podría llegar a pasar que se produzca un desabastecimiento, aunque lo vemos improbable.
e) Bajo costo de la mano de obra no justifica inversión: con los valores actuales de mano de obra, los costos operativos de nuestros clientes están diluidos, por lo que tal vez sea más difícil justificar económicamente la decisión de comprar una máquina.

Conclusión



Nuestro proyecto cae en el cuadrante ideal, por lo que es altamente interesante desarrollarlo. En función de los factores analizados, podemos trabajar sobre las estrategias que marcarán cómo manejaremos el proyecto.

Debemos trabajar fuertemente en la reducción de costos para poder ofrecer un buen precio de venta, aprovechar los clientes actuales de PEM y su red de ventas para colocar nuestros productos y centrarnos en ofrecer un buen servicio de post-venta.

Por otro lado, debemos estar atentos a la posibilidad de que el costo operativo de las empaquetadoras no justifique la inversión, tendremos que armar a ventas de un caso de estudio en el que quede claramente demostrado el beneficio que provee una de nuestras máquinas en una línea de empaquetado típica en una empresa pequeña para que tengan todas las herramientas posibles para convencer a los clientes de la alternativa.

AMFE

Modo de falla	Efecto(s)	S (Nivel de gravedad)	Causa(s)	O (Nivel de ocurrencia)	D (Dificultad de detección)	CRIT (características críticas)	NPR (número de prioridad del riesgo)	Acciones	Nuevo S	Nuevo O	Nueva D	Nuevo NPR
Cae producto en el contenedor de scrap	Desperdicio de producto	5	Regulación erronea del separador	4	7	Si	140	-	5	4	7	140
Cae scrap en el contenedor de producto	Contaminación del producto	8	Regulación erronea del separador	4	8	Si	256	Colocar rejilla para atrapar posibles contaminantes	8	2	8	128
La máquina funciona sin blísteres en el alimentador	Sobrecalentamiento del motor	6	Falla de sensor de blister en alimentador	2	5	No	60	-	6	2	5	60
Queda residuo luego de limpiar la máquina	Contaminación del producto	8	Superficies dificultan la limpieza a fondo	6	7	Si	336	Esmerilar o pulir todas las superficies en contacto con producto	8	2	7	112
Blíster resbala entre rodillos	Falla alimentación	8	Baja tracción entre rodillos	5	2	Si	80	Ranurar todo el perímetro de los discos regulables	8	1	2	16
Presión excesiva sobre producto	Se rompe produccto	8	Dureza excesiva de rodillo superior	5	2	Si	80	Ofrecer rodillos de diferentes durezas de acuerdo al producto a procesar	8	2	2	32
Suciedad acumulada por falta de uso	Contaminación del producto	8	Falta de limpieza regular / uso frecuente	5	7	Si	280	Incluir en el plan de mantenimiento preventivo recomendado una limpieza semanal	8	1	7	56
Atrapamiento de la mano del trabajador	Daño al trabajador	10	Limpieza con máquina encendida	5	7	Si	350	Poka-Yoke (Sensor) vinculado a la barrera (evita arranque).Incluir en el manual de usuario como recomendación, el corte de las energías previo a la limpieza del equipo	10	0	0	0
Colocación erronea de los blisters	Se traba equipo o no se reprocesa al 100%	7	Mala Operación	6	8	Si	336	Sistema Poka-Yoke para correcto posicionamiento	0	6	8	0

Modo de falla 1: si el separador de producto y scrap queda mal regulado al momento de la largada de la máquina, puede que algo de producto caiga en el contenedor de scrap y sea desechado. Si bien esta regulación debería ser lo más simple posible y estar correctamente explicada en el manual de

uso de la máquina, no podemos garantizar que el operador lo haga de manera correcta el 100% de las veces.

Modo de falla 2: lo opuesto también puede llegar a suceder, un blíster podría caer en el contenedor de producto, por la misma causa. Respecto de este modo de falla, la colocación de una rejilla que deje pasar el producto, pero no los blísteres que eventualmente pudieran caer, disminuiría en gran medida la posibilidad de que suceda.

Modo de falla 3: si fallara el sensor de presencia de blísteres en el cargador, podría llegar a darse el caso de que la máquina funcione en vacío indefinidamente. Si nadie está atento, eso podría contribuir a reducir la vida útil de los componentes. Como la posibilidad de que falle un sensor es baja, y además estarían conectados con lógica normalmente abierta, no implementamos ninguna acción para disminuir el número de riesgo de este modo de falla.

Modo de falla 4: en cumplimiento de los requisitos legales que identificamos como aplicables a nuestro proyecto, y enfatizado por este análisis, entendemos que es indispensable que todas las superficies en contacto con producto estén, al menos, esmeriladas o hasta pulidas a espejo de ser necesario.

Modo de falla 5: si los blísteres patinan sobre los discos, puede ser que no funcione la máquina correctamente, por eso determinamos la necesidad de ranurar o moletear en su diámetro los mismos.

Modo de falla 6: los distintos productos (comprimidos, cápsulas, blandos, etc.) tienen distintas durezas y resisten en mayor o menor medida el esfuerzo de aplastamiento que realiza el rodillo engomado para desarmar el empaque. Por eso, determinamos necesario implementar un sistema de cambio rápido del rodillo engomado y ofrecer distintas alternativas de dureza para el mismo.

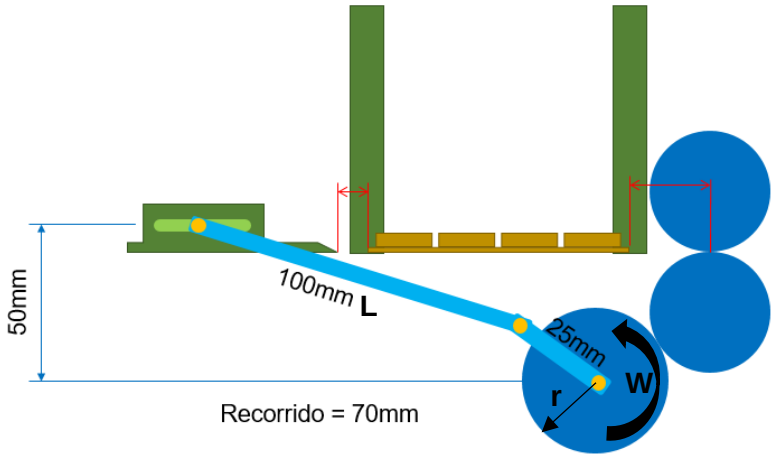
Modo de falla 7: Es importante contemplar que, en caso de no tener reproceso, estos equipos serán de uso intermitente y podría pasar suficiente tiempo como para que se acumule suciedad y por ende, contamine el producto. Se establece como solución, la inclusión en el mantenimiento preventivo de una limpieza semanal del equipo. Este también permitirá evitar el deterioro por falta de condiciones básicas del equipo.

Modo de falla 8: En cuanto a la seguridad del operador existe la posibilidad de atrapamiento de la mano en caso de hacer una limpieza de los rodillos mientras el equipo esta activo. Por esto se plantea agregar al manual de usuario la recomendación de asegurar que el equipo no este activo y no haya energías que puedan herir al trabajador.

Dimensionamiento y selección

Sistema reciprocante

En función del recorrido mínimo necesario que necesitamos para el sistema de alimentador, para salvar las distancias entre el empujador y el blíster y entre el blíster y los rodillos, de 50 mm, seleccionamos las siguientes dimensiones para el sistema biela-manivela:



Con un recorrido resultante de 70 mm, el sistema cumple con nuestro requerimiento principal. Cabe mencionar que, en la unión con el empujador, deberá ser regulable porque al cambiar de blíster, hay que adelantar o atrasar el empujador de acuerdo al tamaño del mismo.

Motor

A modo de estudio de orden de magnitud, calculamos el torque necesario para mover el sistema reciprocante del alimentador.

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$\omega = 2\pi \, \frac{1}{seg}$$

$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{25\ mm}{100\ mm} = 0{,}23$$

Donde $\lambda = \frac{r}{L}$ = Radio Manivela sobre longitud Biela

$$a = 0{,}025\ m \cdot \left(2\pi \, \frac{1}{seg}\right)^2 \cdot (1 + 0{,}25) = 1{,}21 \frac{m}{seg^2}$$

Del modelo 3D estimamos la masa que se mueve del sistema en 300 g, siendo conservadores.

$$F = m \cdot a = 0{,}3\ kg \ \cdot 1{,}21 \frac{m}{seg^2} = 0{,}362\ N$$

Esta es la fuerza centrípeta (con dirección radial) necesaria para generar el movimiento, además, sumamos otra fuerza igual en concepto de rozamiento, siendo nuevamente conservadores, por lo que el torque necesario resulta:

$$Mt = F \cdot d = 0{,}924\ N \cdot 0{,}05\ m = 0{,}0462\ Nm$$

Calculamos la potencia a transmitir:

$$Pot = Mt \cdot w = 0{,}0462\ Nm * 60(rpm)\frac{2\pi}{60} = 0{,}295W$$

Se asume un rendimiento del n=0,90

$$Pot = \frac{0{,}295kW}{0.9} = 0{,}33W$$

En cuanto al motor que utilizaremos, seleccionamos un servo motor que posee una gran disponibilidad en el mercado, que también PEM utiliza para otras máquinas que fabrica y que poseen un driver integrado para controlar la velocidad de giro necesaria. Son muy fáciles de reemplazar y poseen el torque necesario para nuestras necesidades.

Seleccionamos en función de todo lo anteriormente descripto, un Servo Motor marca Leadshine, modelo: iSV-B23090, 20 V (NEMA 23)

Motor Specifications

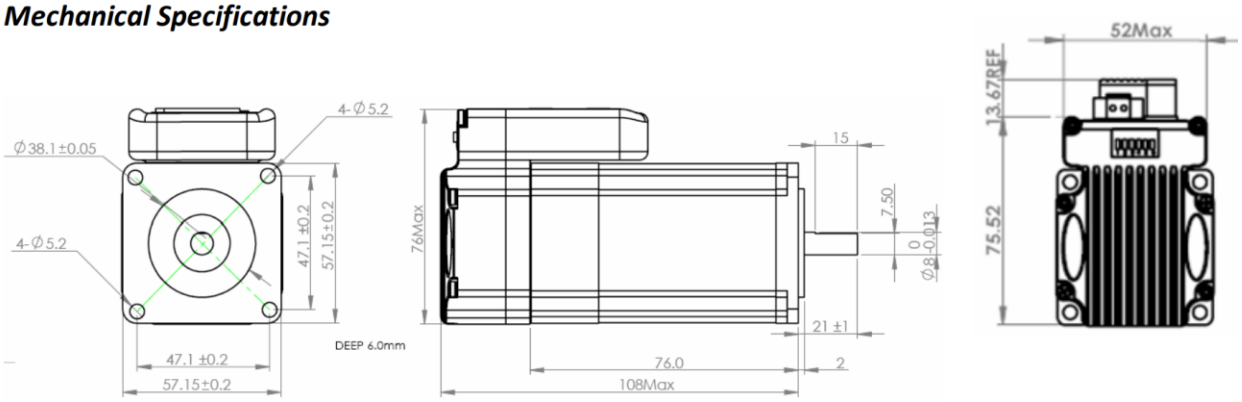
Part Number	iSV-B23090 / iSV-B23090 -01
Rated Power	90
Rated Torque	0.30
Peak Torque	0.90
Rated Speed	3000
Peak Speed	4000
Rated Voltage	36
Weight	0.95

Electrical Specifications

Parameter	Min	Typical	Max	Unit
Input Voltage	20	36	50	VDC
Continuous Current	0	-	6.0(Peak)	A
Pulse Input Frequency	0	-	200 / 500 Note1	kHz
Pulse Voltage	0	5	24	V
Logic Signal Current	7	10	16	mA
Isolation Resistance	100	-	-	MΩ

Note 1: The max pulse frequency is software configurable

Mechanical Specifications



Mechanical Specification of iSV-B23090

La velocidad de motor será fijada en 60rpm.

Para verificar que el motor ofrece suficiente Potencia, procedemos a calcular la Pot que se transmitiría tomando el torque máximo del motor (0,9 Nm) y 60 RPM.

Se ajustó por coeficiente de seguridad de 2 para realizar el cálculo.

A continuación, el cálculo:

$$Pot = Mt \cdot w = 0{,}9\ Nm * 60(rpm)\frac{2\pi}{60} * 2 = 11{,}3W$$

$$\underline{\boldsymbol{Pot = 11,3W > 0,33W}}$$

Se puede observar que el motor cumple con el requisito de potencia.

Engranajes

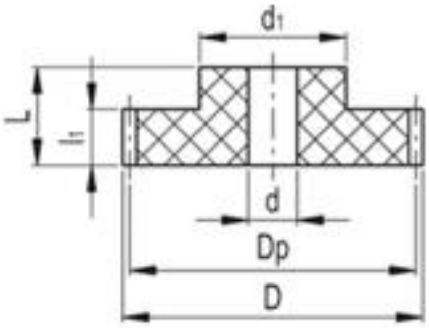
Seleccionamos engranajes rectos comerciales de acero SAE 1045 o similar que se consiguen por pedido en casas de rodamientos o especializadas de componentes para máquinas.

$$n_{motor} = 60\ rpm$$

$$n_{rodillos} = 60\ rpm$$

Seleccionamos entonces de los engranajes disponibles como estándar 3 engranajes iguales M2 Z30.

Módulo M	Z Nº de dientes	Dp*	D	L	d_{min}	d_1	d_2	l_1
2	36	72	76	35	16	50	59	20



Calculo Engranajes Rectos

Para el cálculo de engranajes se consideró el torque máximo del motor 0,9 Nm, la velocidad seteada del motor de 60 rpm y se ajustó por coeficiente de seguridad de 2 para realizar los cálculos.

$$Pot = Mt \cdot w = 0{,}9\ Nm * 60(rpm)\frac{2\pi}{60} * 2 = 11{,}3W$$

Datos de Entrada:

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
Potencia a Transmitir	H	0,011	Kw
RPM piñón	np	60	rpm
RPM rueda	ng	60	rpm
Vida esperada	Vida	10^7	Ciclos
Confiabilidad	Conf	99,0	%

Dureza Estándar

Aceros de temple

					Templado y Revenido		
Standard	Denominación	Temp (°C)	Enf	Rev (°C)	σR (kg/cm2)	σF (kg/cm2)	Dureza (HB)
SAE 1045	Acero al carbono	815	Agua	430	8500	6400	248
SAE 3140	Niquel-Cromo	815	Aceite	540	10000	8300	285
SAE 4140	Cromo-Molibdeno	840	Aceite	540	13100	12000	363
SAE 4640	Niquel-Molibdeno	815	Aceite	540	10200	9200	520
SAE 5140	Cromo-Molibdeno	840	Aceite	430	12700	11200	303

TABLA Nº 6
COMBINACIONES TIPICAS DE DUREZA PARA PIÑONES Y ENGRANAJES

BHN PIÑON	BHN ENGRANAJE
210	180
245	210
265	225
285	245
300	255
315	270
335	285
350	300

Dimensionamiento Preliminar

Material seleccionado	Material	SAE 1045	-	Seleccionar de tabla "1- Materiales"
Tratamiento Térmico	TT	Tem+Rev	-	Debe ser compatible con el material seleccionado
Tensión de rotura del piñón	σrp	850	Mpa	Seleccionar de tabla "1- Materiales" según material seleccionado
Dureza del piñón	HBp	248	HB	Seleccionar de tabla "1- Materiales" según material seleccionado
Dureza de la corona	HBg	248	HB	Seleccionar de tabla "1- Materiales" según material seleccionado
Modulo elasticidad del piñón	Ep	210000	Mpa	Según material seleccionado
Modulo elasticidad de la rueda	Er	210000	Mpa	Según material seleccionado
Coeficiente de Poison del piñón	*vp*	0,3	adim	Según material seleccionado
Coeficiente de Poison de la rueda	*vg*	0,3	adim	Según material seleccionado
Angulo de presión normal	ϕn	20	º	Se suele utilizar 20° o 25°. No se recomienda usar 14,5°. Estas tablas estan para 20.
Angulo de la hélice	ψ	0	º	Se suele utilizar de 15° a 30°
Coeficiente k para determinar el número mínimo de dientes	k	1	adim	k=1 (Dientes normales) k= 0,8 (Dientes rebajados)
Relación ancho / paso normal (b/pn)	α	4,5	adim	Se recomienda adoptar de 3 a 5 según Shigley
Calidad AGMA Qv	Qv	5	adim	3 a 7 mayoría de los engranajes de calidad comercial / 8 a 12 calidad de precisión

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Observación
Angulo de presión normal (rad)	ϕn	0,35	rad	$\phi n\ (rad) = \frac{\phi n\ (grad)}{360°}\ 2\ \pi$
Angulo de la hélice (rad)	ψ	0,00	rad	$\psi\ (rad) = \frac{\psi\ (grad)}{360°}\ 2\ \pi$
Angulo de presión transversal (rad)	ϕt	0,35	rad	$\phi t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan \phi n}{\cos \psi}\right)$
Angulo de presión transversal	ϕt	20,0	º	$\phi n\ (grad) = \frac{\phi n\ (rad)}{2\ \pi}\ 360°$
Relación de transmisión provisoria (teorico, no esta bueno usar engranjes pares porque tocan siempre los mismos dientes)	mg'	1,00	adim	$mg' = \frac{np}{ng}$
Número de dientes mínimo del piñón	Np min	12,32	dientes	$Np\ min = \frac{2k \cos \psi}{(1+2mg)\ sen^2 \phi t}\left(mg + \sqrt{mg^2 + (1+2m)\ sen^2 \phi t}\right)$
Numero de dientes del piñón	Np	36	d	Seleccionar un valor recomendado mayor a Np min
Numero de dientes virtual del piñón	Npv	36	d	$Npv = \frac{Np}{\cos \psi^3}$
Numero de dientes de la rueda teórico	Ng'	36,0	d	$Ng' = Np\ mg$
Numero de dientes de la rueda	Ng	36	d	Seleccionar un valor recomendado cercano a Ng'
Factor de Lewis	Y	0,378	adim	Seleccionar de tabla "6-Y"
Relación de transmisión (real)	mg	1,00	adim	$mg = \frac{Ng}{Np}$
Tensión admisible provisoria	σad	170	Mpa	$\sigma ad = \frac{\sigma rp}{s}$ calculo aprox
Momento torsor del piñón	Tp	1,8	Nm	$Tp = \frac{30000\ H}{\pi\ np}$
Velocidad tangencial aproximada	V'	0,1	m/s	$V = 0{,}01827\ \sqrt[3]{H\ np^2}$ (formula dim eje a torsion)
Coeficiente B para el cálculo de Kv	B	0,9	adim	$B = 0{,}25\ (12 - Qv)^{2/3}$ (depende de calidad que adoptamos)
Coeficiente A para el cálculo de Kv	A	54,8	adim	$A = 50 + 56(1 - B)$
Factor dinámico AGMA (provisorio)	Kv'	1,1	adim	$Kv = \left(\frac{A + \sqrt{200\ V}}{A}\right)^B$
Paso normal provisorio	pn	1,5	mm	$pn = \sqrt[3]{\frac{1000\ 2\ \pi^2\ Kv'\ T \cos \psi}{Y\ N\ \sigma ad\ \alpha}}$ → cte 1000 para usar Tp (Nm) y σad (Mpa)
Módulo normal provisorio	mn'	0,5	mm	$mn' = \frac{pn''}{\pi}$
Módulo normal adoptado	mn	2,0	mm	Seleccionar valor recomendado de tabla 4 (mayor al provisorio)

Determinación de factor de Lewis

Tabla 14-2

Valores del factor de forma de Lewis *Y* (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Extrapolo para Z36: 0,3775

Cálculo de las Propiedades geométricas del piñón

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Módulo Normal	mn	2,0	mm	mn
Paso Normal	pn	6,3	mm	pn = π x mn
Módulo Transversal	mt	2,0	mm	$mt = \frac{mn}{\cos \psi}$
Paso Transversal	pt	6,3	mm	pt = π x mt
Paso Axial	px	NA	mm	$px = \frac{pt}{\tan \psi}$
Diámetro de paso del piñón	dp	72,0	mm	dp = Np x mt
Ancho del diente	b (F)	28,3	mm	b = α x pt
Relación de contacto de la cara	mF	1,0	adim	$mF = \frac{b}{px} \rightarrow$ Para engranajes helicoidales debe ser > 1 (red del ruido considerable)
Altura de la cabeza	ha	2,0	mm	ha = mn
Altura de la raíz	hb	2,5	mm	hb = 1,25 mn
Altura toral del diente	ht	4,5	mm	ht = ha+hb
Diámetro base del piñón	dbp	67,7	mm	dbp = dp cos φt
Diámetro de raíz del piñón	drp	67,0	mm	drp = dp - 2 hb
Diámetro exterior del piñón	dep	76,0	mm	dep = dp + 2 ha
Radio de entalla	rf	0,7	mm	rf = 0,35 mn
Espesor del diente	t	3,1	mm	t = 0,5 pn
Verificación ancho del diente f >= 2pc		VERIFICA		Si f >= 2pc --> Verifica / Si f < 2pc --> No Verifica (Faires)

Propiedades geométricas de la rueda

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Diámetro de paso de la rueda	dg	72,0	mm	dg = Ng x mt
Diámetro base de la rueda	dbg	67,7	mm	dbg = dg cos φt
Diámetro de raíz de la rueda	drg	67,0	mm	drg = dg - 2 hb
Diámetro exterior de la rueda	deg	76,0	mm	deg = dg + 2 ha

Distancia entre centros

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Distancia entre centros	c	72,0	mm	c = 0,5 (dp+dg)

Velocidad de tangencial y esfuerzos

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Velocidad Tangencial	V	0,226	m/seg	$v = \frac{\pi\, dp\, np}{60000} \rightarrow dp\ (mm) - n(RPM)$
Fuerza Transmitida	Wt	0,049	kN	$Wt = \frac{2\ Tp}{dp}$
Fuerza total	W	0,052	kN	$W = \frac{Wt}{\cos\phi n \cos\psi}$
Fuerza Radial	Wr	0,018	kN	$Wr = W\ \sin\phi n$
Fuerza Axial	Wa	0,000	kN	$Wa = W\ \cos\phi n\ \operatorname{sen}\psi$

Cálculo de las tensiones producidas por flexión según AGMA

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Factor de sobrecarga	Ko	1,25	adim	Seleccionar valor de Tabla Ko
Coeficiente B para el cálculo de Kv	B	0,91	adim	$B = 0{,}25\ (12 - Qv)^{2/3}$
Coeficiente A para el cálculo de Kv	A	54,77	adim	$A = 50 + 56(1 - B)$
Factor dinámico	Kv	1,11	adim	$Kv = \left(\frac{A + \sqrt{200\ V}}{A}\right)^{B}$
Velocidad máxima admitida según la calidad del engranaje	Vtmax	16,11	m/seg	$vtmax = \frac{[A + (Qv - 3)]^2}{200}$
Factor de tamaño	Ks	1,00	adim	Adoptar "1" o ver recomendación
Factor de distribución de la carga Km (KH)	KH	1,16	adim	De tabla KH
Factor del espesor del aro	KB	1,00	adim	De tabla KB --> KB = 1 para engranajes macizos
Factor geométrico de resistencia a la flexión AGMA	J (YJ)	0,54	adim	Seleccionar valor de gráfico YJ
Esfuerzo de flexión AGMA	σf	2,57	Mpa	$\sigma f = 1000 \frac{Wt\ Ko\ Kv\ Ks\ KH\ KB}{b\ mt\ YJ} \rightarrow cte\ 1000\ para\ db(mm), mt\ (mm)\ , Wt\ (kN)$

Factores de Sobrecarga (Ko)

Tabla de factores de sobrecarga, K_o

	Máquina impulsada		
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Factor de distribución de la carga Km (KH)

Tipo	A	B	C
1- Engranajes Abiertos	0.247	0.657	-0.119
2- Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.622	-0.0144
3- Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.504	-0.144
4- Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.402	-0.127

Ancho del diente	b (F)	28,3	mm
Ancho del diente	b (F)	0,028	m
Diametro de paso	dp	72,00	mm
Diametro de paso	dp	0,072	m

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Factor de corrección de carga	Cmc	1	adim	Cmc = 1 (dientes sin coronar) Cmc = 0,8 (dientes coronados)
Factor de proporción del piñón (F < 25,4mm)	Cpf	0,014	adim	$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.025$
Factor de proporción del piñón (25,4 mm < F < 431,8 mm)	Cpf	0,016	adim	$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.4921F$
Factor de proporción del piñón (431,8 mm < F < 1016mm)	Cpf	0,062	adim	$C_{pf} = \frac{F}{10d} + 0.815F - 0.3534F^2$
Factor de proporción del piñón	Cpf	0,016	adim	Seleccionar según corresponda
Modificador de proporción del piñón	Cpm	1		cpm=1 (Piñón montado por separado con S1/S < 0,175) cpm= 1,1 (Piñón montado por separado S1/S >= 0,175)
Tipo de caja para el cálculo de Cma	Tipo	2		
Coeficiente A para el cálculo de Cma	A	0,127		
Coeficiente B para el cálculo de Cma	B	0,622		
Coeficiente C para el cálculo de Cma	C	-0,0144		
Factor de alineación del acoplamiento	Cma	0,1		$C_{ma} = A + BF + CF^2$
Factor de corrección de la alineación del acoplamiento	Ce	1		cpm=0,8 (Engranajes ajustados durante el ensamble) cpm= 1 (Todas las otras condiciones)
Factor de distribución de la carga	KH	1,16		$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$

Cálculo de las tensiones de contacto según AGMA

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Radio primitivo del piñón	rp	36,0	mm	rp = 0,5 dp
Radio primintivo de la rueda	rg	36,0	mm	rg = 0,5 dg
Radio del circulo base del piñón	rbp	33,8	mm	rbp = 0,5 dbp
Radio del circulo base de la rueda	rbg	33,8	mm	rbg = 0,5 dbg
Longitud de la línea de acción en el plano transversal	Z (Lab)	10,0	mm	a = ha --> $Z = \left[(r_P + a)^2 - r_{bP}^2\right]^{1/2} + \left[(r_G + a)^2 - r_{bG}^2\right]^{1/2} - (r_P + r_G)\,\mathrm{sen}\,\phi_t$
Paso base normal	pbn	5,9	mm	pbn = pn cos φn
Relación de repartición de la carga mN	mN	0,6	adim	$\mathrm{mN} = \frac{\mathrm{pbn}}{0{,}95\,\mathrm{Z}}$
Coeficiente elástico	CP (ZE)	191,6	Mpa^(1/2)	$\mathrm{Cp} = \left[\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu p^2}{\mathrm{Ep}} + \frac{1-\nu g^2}{\mathrm{Ep}}\right)}\right]^{0,5}$
Factor de condición superficial	Cf (ZR)	1,0	adim	Cuando se tenga el conocimiento de que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de Cf mayor que la unidad.
Factor geométrico de resistencia a la picadura	I (ZI)	0,129	adim	$\mathrm{ZI} = \frac{\mathrm{Cos}\,\phi t\ \mathrm{Sen}\phi t}{2\ \mathrm{mN}}\ \frac{\mathrm{mG}}{\mathrm{mG}+1}$ → Engranajes externos
Tensión de contacto	σc	104,64	Mpa	$\sigma c = \mathrm{ZE}\sqrt{\frac{1000\ \mathrm{Wt\ Ko\ Kv\ Ks\ KH}}{\mathrm{dp\ b}}\ \frac{\mathrm{ZR}}{\mathrm{ZI}}}$ → cte 1000 para db(mm), mt (mm) , Wt (kN)

Tensión de flexión admisible

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Esfuerzo de flexión permisible	St	287,3	Mpa	Seleccionar valor según acero adoptado (Esfuerzo para una vida de 10^7 ciclos)
Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión	YN	1,0	adim	Seleccionar valor de tabla cuando se requirea una vida mayor a 10^7 ciclos
Factor de temperatura	KT (Yθ)	1,0	adim	Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea KT = Yθ = 1.0. Caso contrario se usan valores mayores a la unidad
Factor de confiabilidad	KR (YZ)	1,0	adim	Seleccionar valor según confiabilidad requerida
Tensión de flexión admisible	σperm	287	Mpa	$\sigma\mathrm{perm} = \mathrm{St}\ \frac{\mathrm{YN}}{\mathrm{Y\theta\ YZ}}$ → Se asume SF = 1

Factor de Confiabilidad

Tabla 14-10

Factores de confiabilidad K_R (Y_Z)

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Confiabilidad	K_R (Y_Z)
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Tensión de contacto admisible

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Esfuerzos de contacto permisibles	SC	834,7	Mpa	Seleccionar valor según acero adoptado (Esfuerzo para una vida de 10^7 ciclos)
Factor de vida de ciclos de esfuerzo	ZN	1,0	adim	Seleccionar valor de tabla cuando se requirea una vida mayor a 10^7 ciclos
Factores de la relación de durezas de resitencia a la picadura	CH (ZW)	1,0	adim	Se utiliza solo para la corona, adoptar valor 1
Tensión de contacto admisible	σc perm	835	Mpa	$\sigma c\ \mathrm{perm} = \mathrm{SC}\,\frac{\mathrm{ZN\ ZW}}{\mathrm{Y\theta\ YZ}} \rightarrow \mathrm{Se\ asume\ SH} = 1$

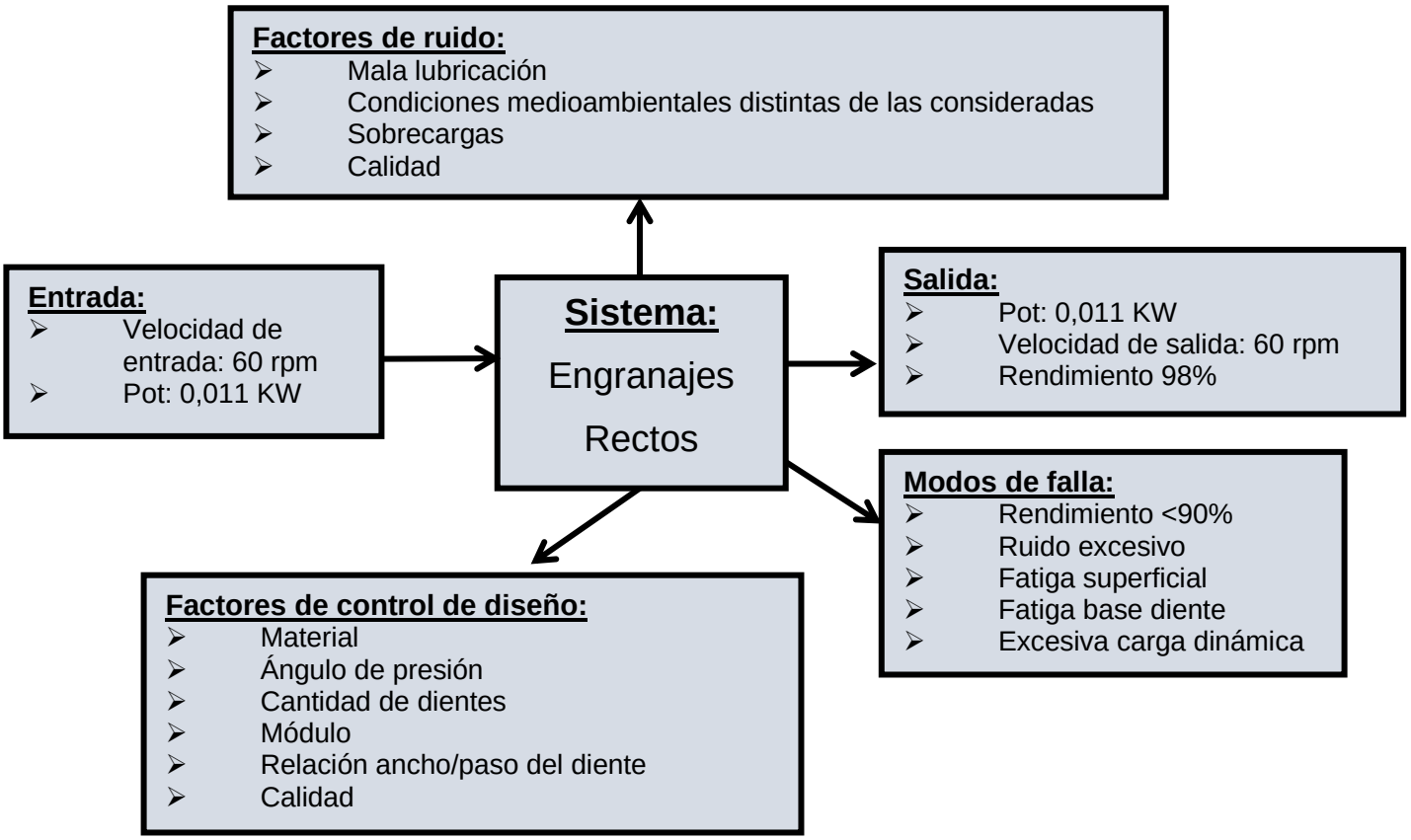
Verificación a las tensiones por flexión

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Factor de seguridad a la flexión admisible	SF ad	1,3	Mpa	Seleccionar valor >= 1 según el requerimiento del proyecto
Factor de seguridad a la flexión resultante	SF	111,9	Mpa	$\mathrm{SF} = \frac{\sigma\mathrm{perm}}{\sigma\mathrm{f}} \rightarrow \mathrm{Si\ SF} > \mathrm{SF\ ad} \rightarrow \mathrm{Verifica!}$

Verificación a las tensiones de contacto

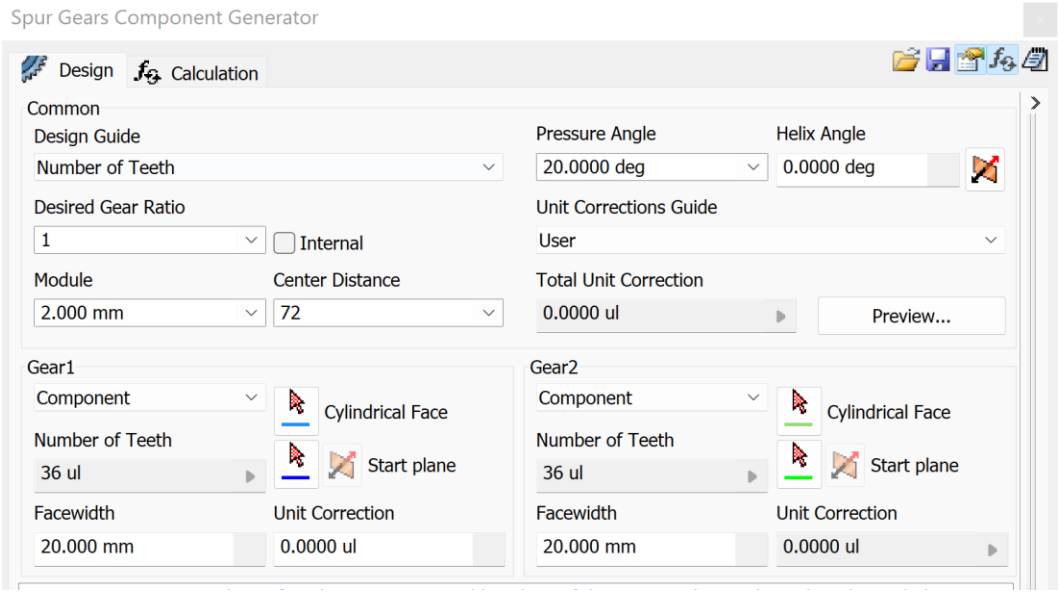
Descripción	Símbolo	Valor	Unidad	Fórmula
Factor de seguridad al picado admisible	SH ad	1,30	Mpa	Seleccionar valor >= 1 según el requerimiento del proyecto
Factor de seguridad al picado resultante	SH	7,98	Mpa	$\mathrm{SH} = \frac{\sigma c\ \mathrm{perm}}{\sigma c} \rightarrow \mathrm{Si\ SH} > \mathrm{SH\ ad} \rightarrow \mathrm{Verifica!}$

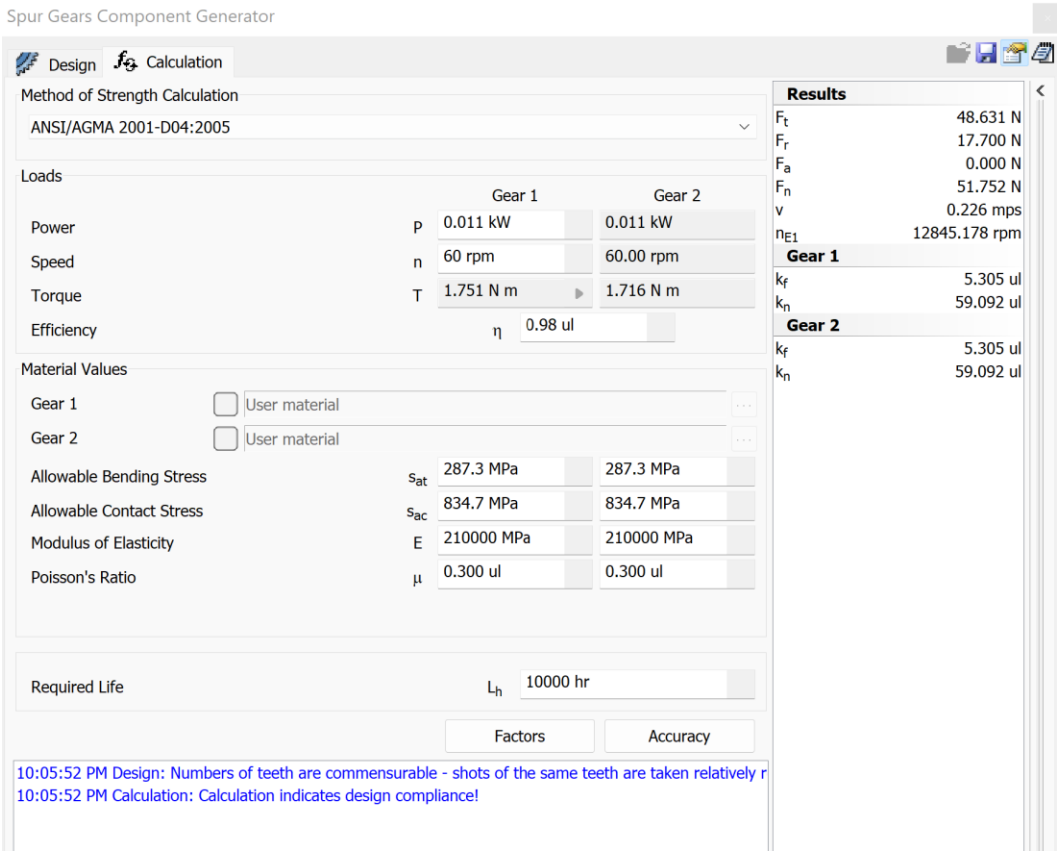
Diagrama de interfaces de los trenes de engranajes

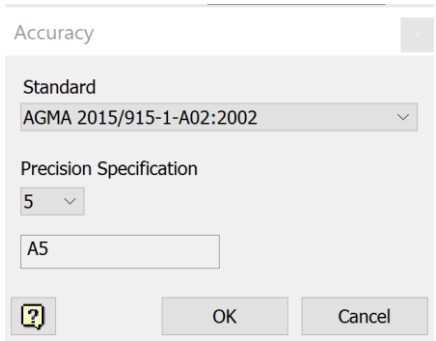


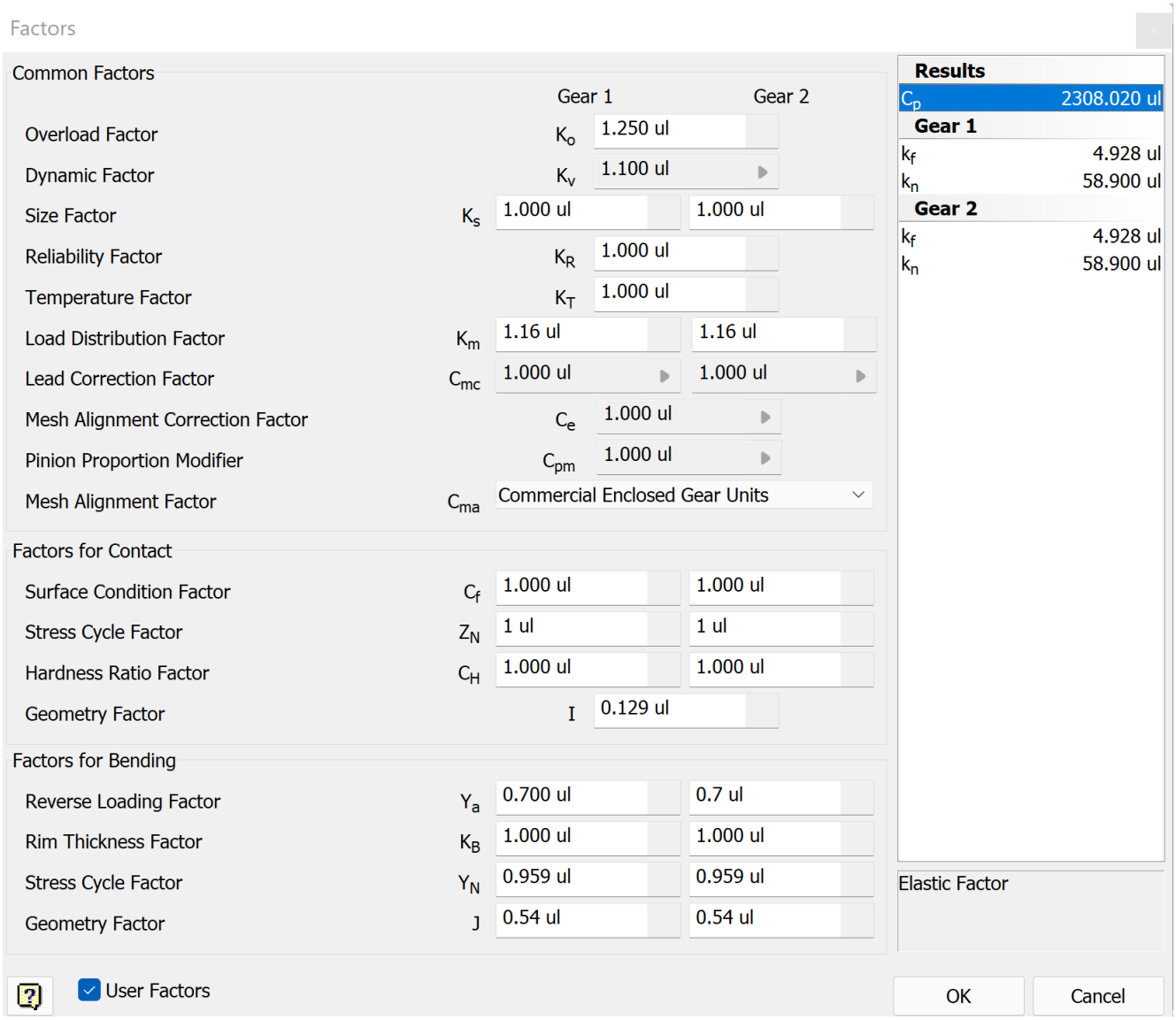
Verificación por Inventor

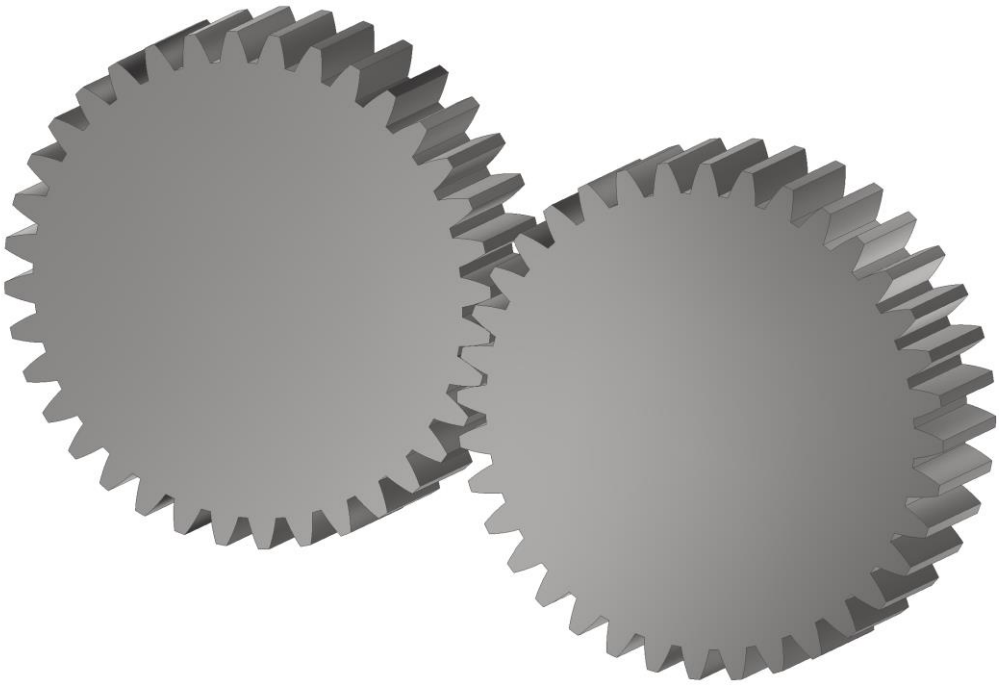
A continuación, se presenta el desarrollo en inventor:





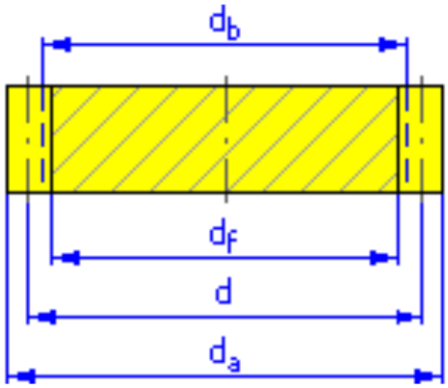

Accuracy
Standard
AGMA 2015/915-1-A02:2002
Precision Specification
5
A5
OK
Cancel

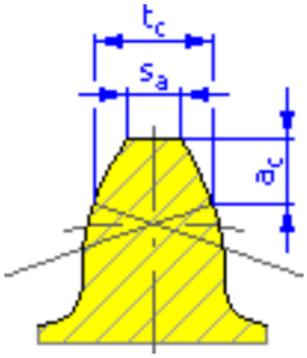

Factors
Common Factors
Gear 1
Gear 2
Overload Factor K_o 1.250 ul
Dynamic Factor K_v 1.100 ul
Size Factor K_s 1.000 ul 1.000 ul
Reliability Factor K_R 1.000 ul
Temperature Factor K_T 1.000 ul
Load Distribution Factor K_m 1.16 ul 1.16 ul
Lead Correction Factor C_{mc} 1.000 ul 1.000 ul
Mesh Alignment Correction Factor C_e 1.000 ul
Pinion Proportion Modifier C_{pm} 1.000 ul
Mesh Alignment Factor C_{ma} Commercial Enclosed Gear Units
Factors for Contact
Surface Condition Factor C_f 1.000 ul 1.000 ul
Stress Cycle Factor Z_N 1 ul 1 ul
Hardness Ratio Factor C_H 1.000 ul 1.000 ul
Geometry Factor I 0.129 ul
Factors for Bending
Reverse Loading Factor Y_a 0.700 ul 0.7 ul
Rim Thickness Factor K_B 1.000 ul 1.000 ul
Stress Cycle Factor Y_N 0.959 ul 0.959 ul
Geometry Factor J 0.54 ul 0.54 ul
Results
C_p 2308.020 ul
Gear 1
k_f 4.928 ul
k_n 58.900 ul
Gear 2
k_f 4.928 ul
k_n 58.900 ul
Elastic Factor
User Factors
OK
Cancel



Common Parameters

Gear Ratio	i	1.0000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	1.0000 ul
Module	m	2.000 mm
Helix Angle	β	0.0000 deg
Pressure Angle	α	20.0000 deg
Center Distance	a_w	72.000 mm
Product Center Distance	a	72.000 mm
Total Unit Correction	Σx	0.0000 ul
Circular Pitch	p	6.283 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	5.904 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20.0000 deg
Contact Ratio	ε	1.6924 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0.0080 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0.0040 mm





Gears

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	36 ul	36 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	72.000 mm	72.000 mm
Outside Diameter	d_a	76.000 mm	76.000 mm
Root Diameter	d_f	67.000 mm	67.000 mm
Base Circle Diameter	d_b	67.658 mm	67.658 mm
Work Pitch Diameter	d_w	72.000 mm	72.000 mm
Facewidth	b	20.000 mm	20.000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0.2778 ul	0.2778 ul
Addendum	a*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c*	0.2500 ul	0.2500 ul
Root Fillet	r_f*	0.3500 ul	0.3500 ul
Tooth Thickness	s	3.142 mm	3.142 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	3.142 mm	3.142 mm
Chordal Thickness	t_c	2.774 mm	2.774 mm
Chordal Addendum	a_c	1.495 mm	1.495 mm
Chordal Dimension	W	27.578 mm	27.578 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	5.000 ul	5.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	76.993 mm	76.993 mm
Wire Diameter	d_M	3.500 mm	3.500 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0080 mm	0.0080 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0180 mm	0.0180 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0060 mm	0.0060 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0056 mm	0.0056 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	36.000 ul	36.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	72.000 mm	72.000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	76.000 mm	76.000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	67.658 mm	67.658 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	-0.0368 ul	-0.0368 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-1.0859 ul	-1.0859 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-1.2558 ul	-1.2558 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.7527 ul	0.7527 ul
Tip Pressure Angle	α_a	27.0972 deg	27.0972 deg

Loads

		Gear 1	Gear 2
Power	P	0.011 kW	0.011 kW
Speed	n	60.00 rpm	60.00 rpm
Torque	T	1.751 N m	1.716 N m
Efficiency	η	0.980 ul	
Radial Force	F_r	17.700 N	
Tangential Force	F_t	48.631 N	
Axial Force	F_a	0.000 N	
Normal Force	F_n	51.752 N	
Circumferential Speed	v	0.226 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	12845.178 rpm	

Material

		Gear 1	Gear 2
		User material	User material
Ultimate Tensile Strength	S_u	700 MPa	700 MPa
Yield Strength	S_y	340 MPa	340 MPa
Modulus of Elasticity	E	210000 MPa	210000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0.300 ul	0.300 ul
Allowable Bending Stress	s_{at}	287.3 MPa	287.3 MPa
Allowable Contact Stress	s_{ac}	834.7 MPa	834.7 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Type of Treatment	type	2 ul	2 ul

Rodillo engomado

Las fuerzas a las que estará sometido este rodillo serán muy bajas, ya que solamente deberá proporcionar soporte para vencer la resistencia del aluminio del blíster al empujar el producto. Para estimar estas fuerzas, nos basamos en el siguiente experimento descripto a continuación. Lo dimensionarlo teniendo en cuenta el requerimiento dimensional de la máquina de poder procesar blísteres de hasta 150mm de ancho.

Este rodillo será de aluminio, porque al estar en la parte superior, nunca entraría en contacto con el producto. El recubrimiento engomado será realizado en un taller externo por un tercero, ya que en PEM no se cuenta con la tecnología para hacer ese proceso.

La dureza del engomado será estudiada al momento de construir el primer prototipo, pero arrancaremos con una dureza de 50 Shore A.

Para estimar las fuerzas resultantes generadas en el rodillo, realizamos una investigación acerca de que tan fuerte son los blísteres y cuál es la fuerza necesaria para extraer una capsula del mismo.

Hoy en día, fabricantes pueden utilizar un instrumento físico como el “Brookfield CT3 Analyzer” para desarrollar y cuantificar la fuerza del blíster que satisfaga las necesidades del cliente. Debe ser lo suficientemente fuerte para evitar la ruptura durante envíos/distribución, pero también proporcionando una fácil extracción para adultos y que siga siendo significadamente difícil de abrir para los niños pequeños.

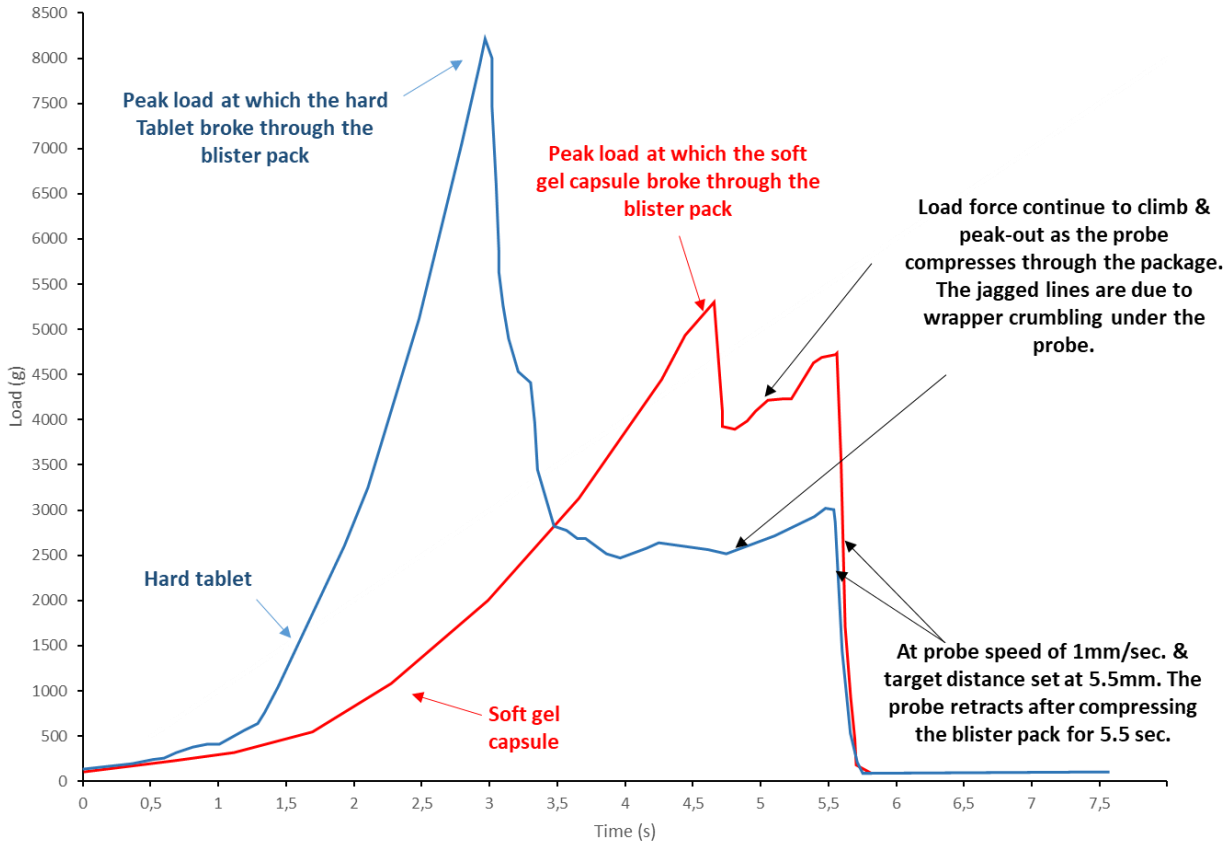
Nosotros basamos nuestro análisis en el instrumento mencionado previamente. La información principal de esta prueba es la carga máxima, que es la fuerza máxima registrada durante el descenso de la sonda en el embalaje. Esta es una indicación de "dureza" o resistencia; cuanto mayor sea el valor, más dura será la lámina o el lado de “cartón” del blíster, lo que significa que se requiere más fuerza con los dedos para sacar la píldora.

Brookfield’s CT3 Analzyer

Brookfield’s Blister Pack Support Fixture

El gráfico de la Figura 1 muestra que el blíster de una cápsula de gelatina blanda y una tableta dura respondieron de manera diferente durante la prueba con el analizador CT3, equipado con una sonda digital. El blíster para la tableta dura registró una carga máxima más alta que la cápsula de gelatina blanda.

Figura 1: Comparación de las fuerzas requeridas para extraer una tableta dura y una cápsula de gelatina blanda de un blíster (grafico restablecido del informe original)

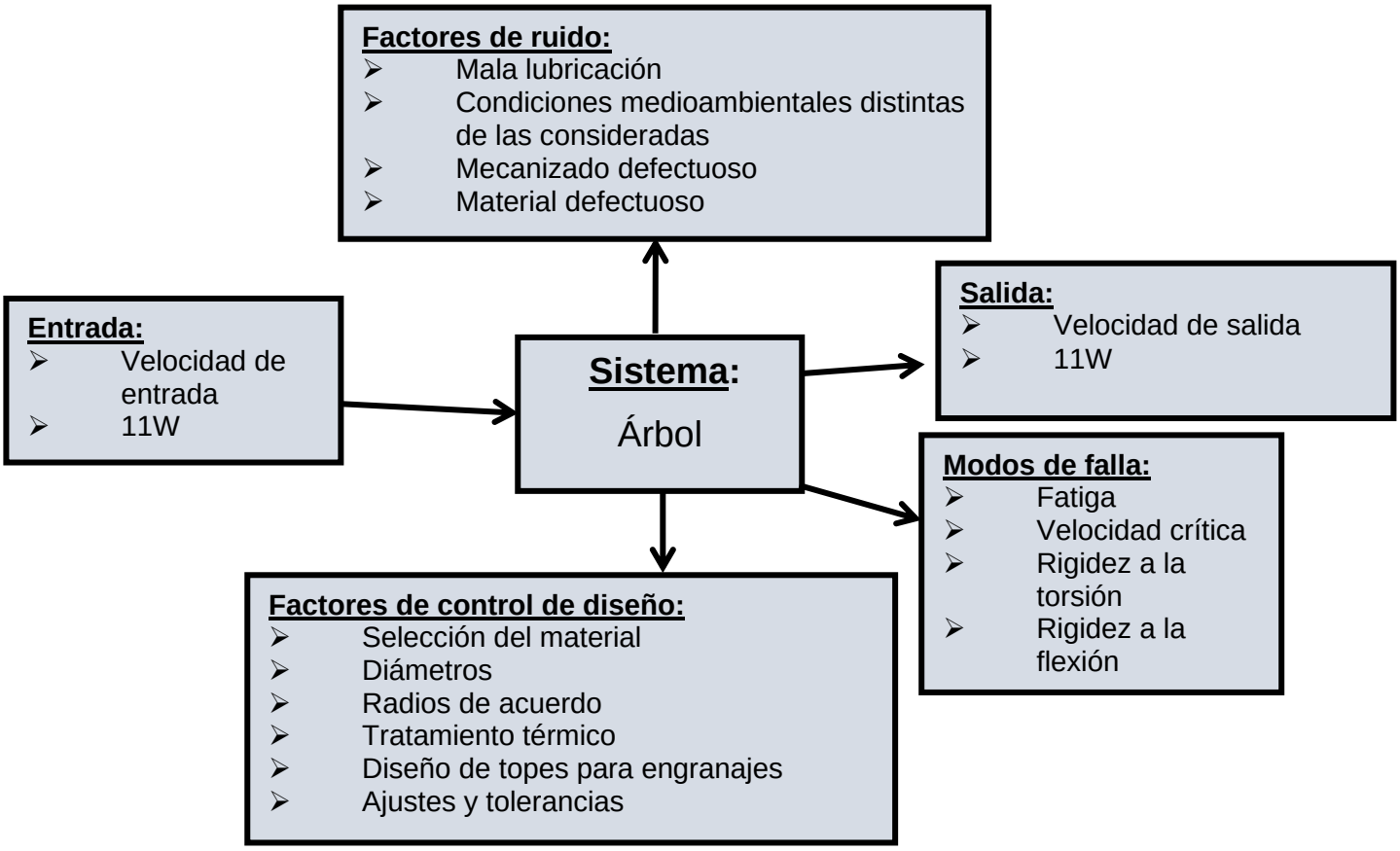


La fuerza máxima utilizada para realizar el dimensionamiento del eje/rodillo es de 8,2kgf por pastilla.

Dimensionamos el árbol para la peor condición de carga. Cuando se tienen que extraer 10 pastillas a la vez. Dando una fuerza resultante distribuida de 85kgf.

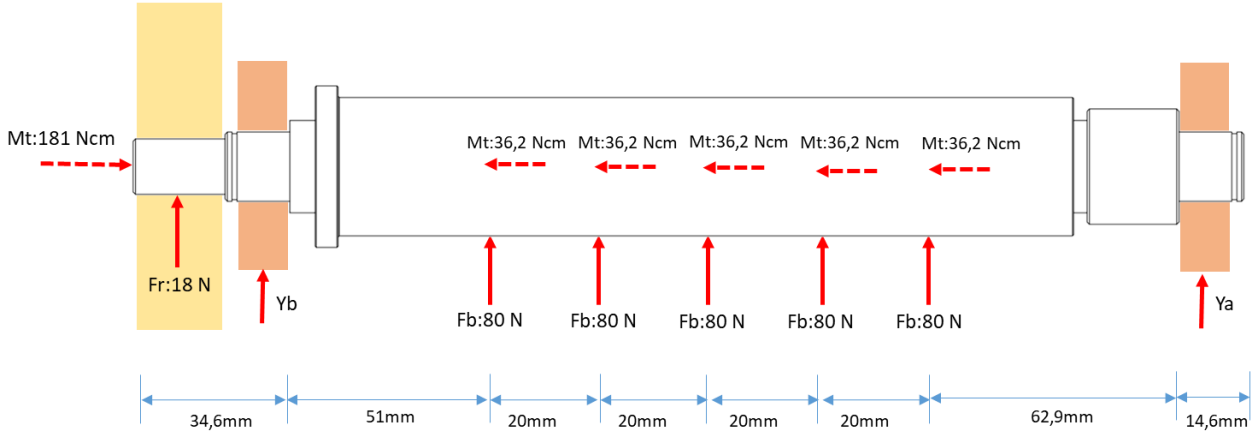
Fuente: Chiang, E. (2012). How Strong Is Your Blister Pack? Recuperado de https://www.labsys.si/fileadmin/user_upload/novice/Blister_Pack_July_2012.pdf

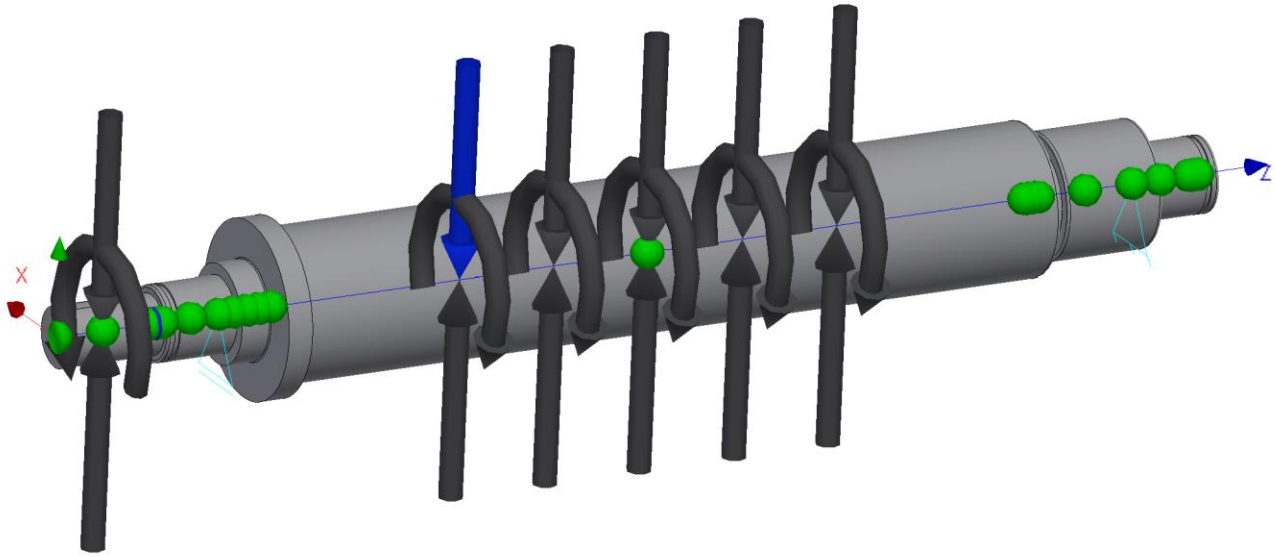
Diagrama de interfaces de los árboles de transmisión



Dimensionamiento y validación del árbol de transmisión

Se debe dimensionar un árbol sometido al siguiente estado de carga:

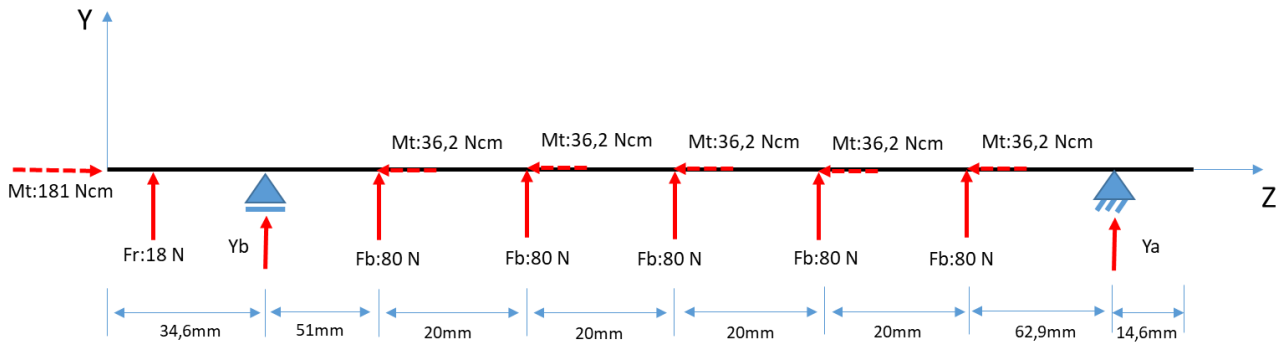




Potencia	N	0,02	Hp	Dato
Velociad del eje	n	60	RPM	Dato
Radio primitivo del engranaje	Rp	36	mm	Dato
Ángulo de presión	φ	20	°	Dato
Ángulo de presión	φ	0,35	rad	$\varphi rad = \frac{2\pi\ \varphi rad}{360}$
Momento torsor	Mt	18,1	Kgcm	$Mt = \frac{71620\ N}{n}$
Fuerza transmitida	Ft	5,0	Kg	$Mt = \frac{10\ Mt}{Rp}$
Fuerza total	F	5,3	Kg	$F = \frac{Ft}{\cos\varphi}$
Fuerza radial	Fr	1,8	Kg	$Fr = F\ Sen\varphi$

Cálculo de las reacciones de vínculo

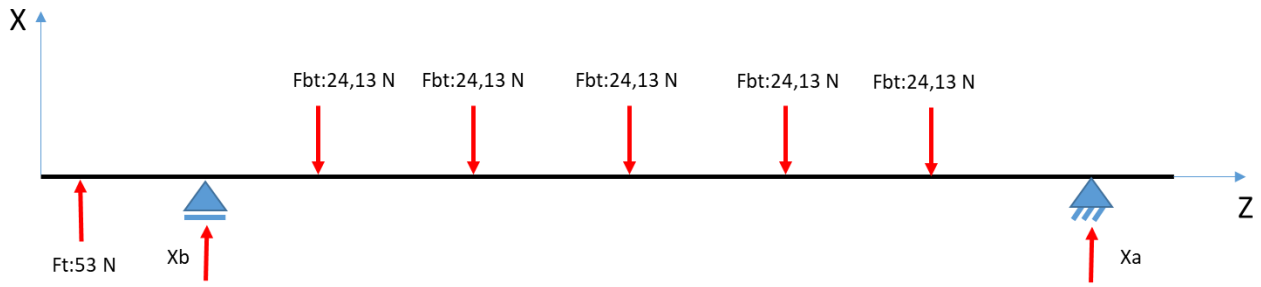
Reacciones de vínculo en los ejes “z” e “y”



Yb = -230,34 N

Ya = -184,01 N

Reacciones de vínculo en los ejes “z” e “x”

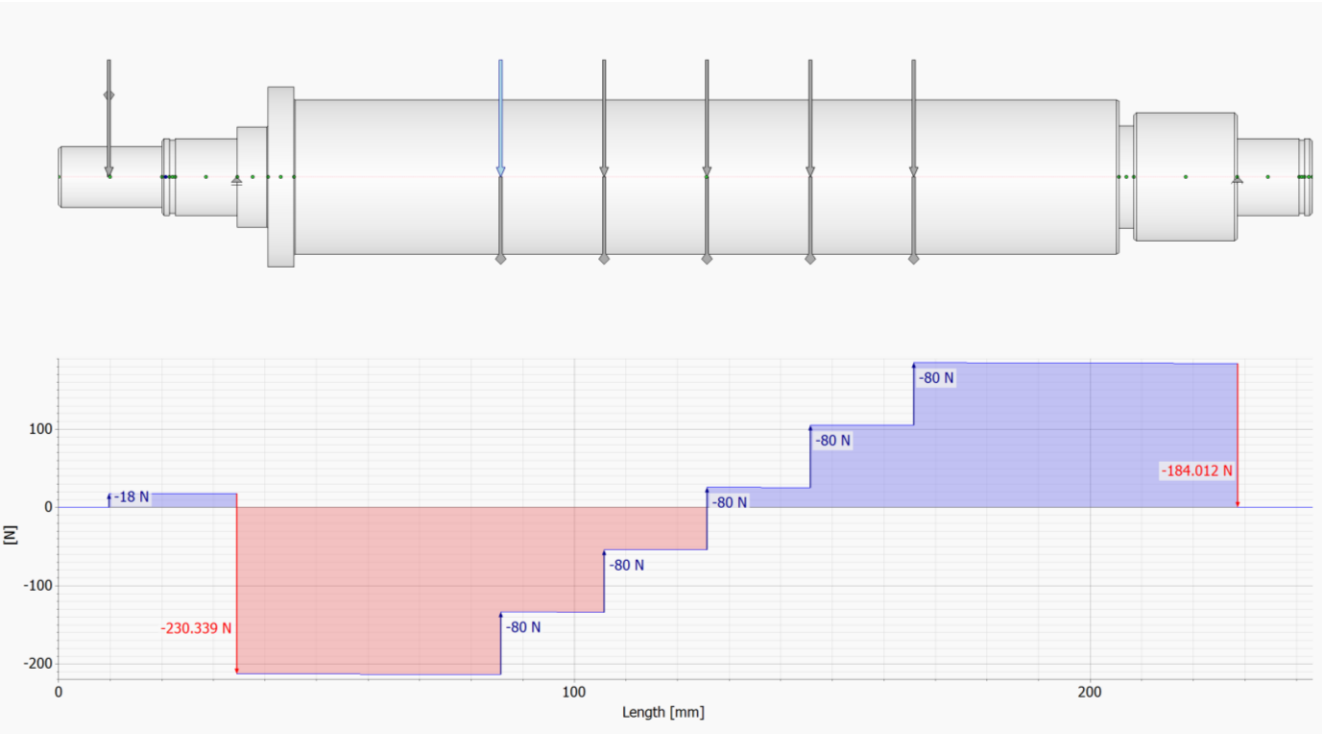


Xb = 123,7 N

Xa = 49,9 N

Diagrama de Corte:

YZ Plane:



XZ Plane:

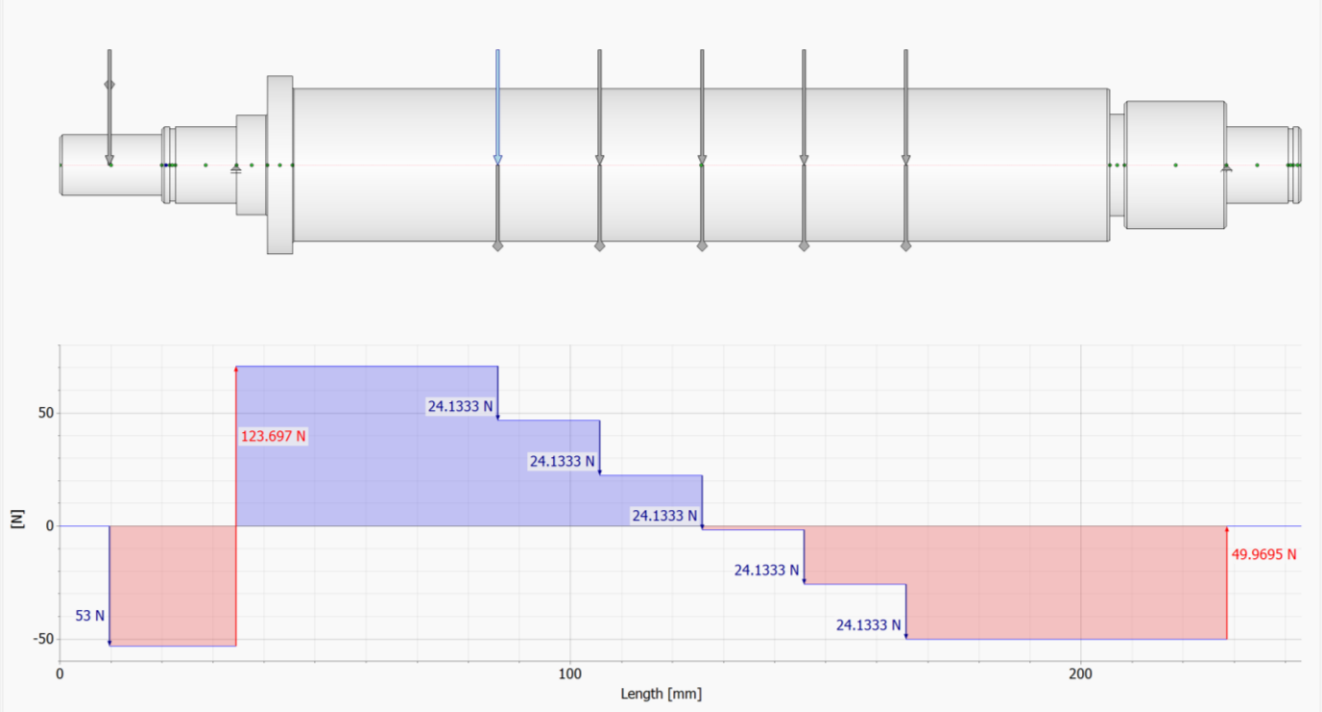
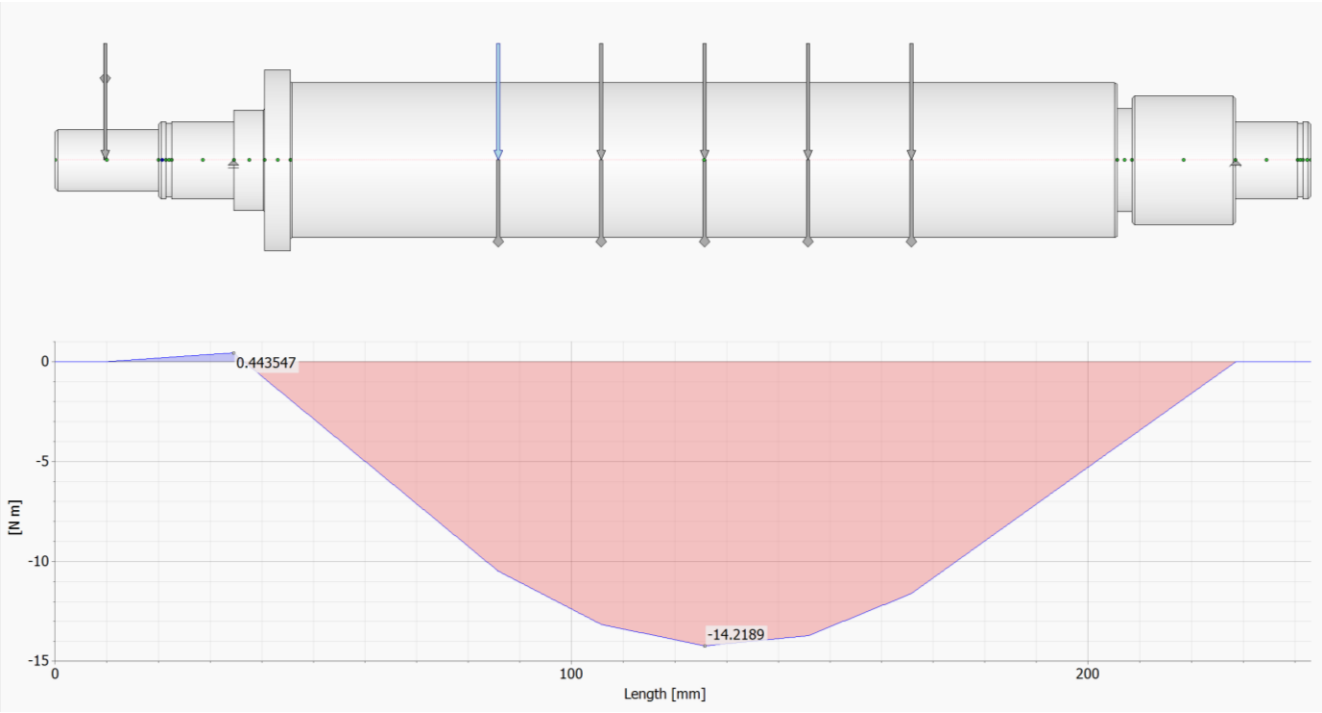
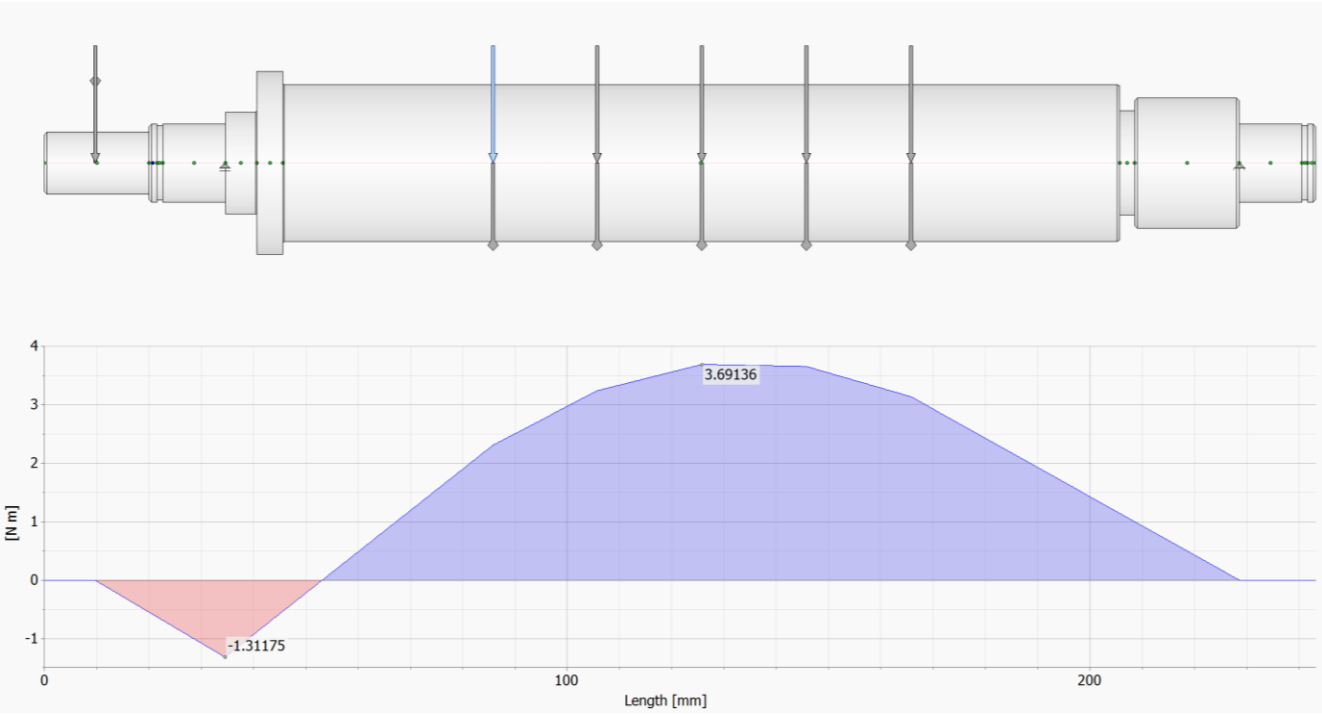


Diagrama de Momentos:

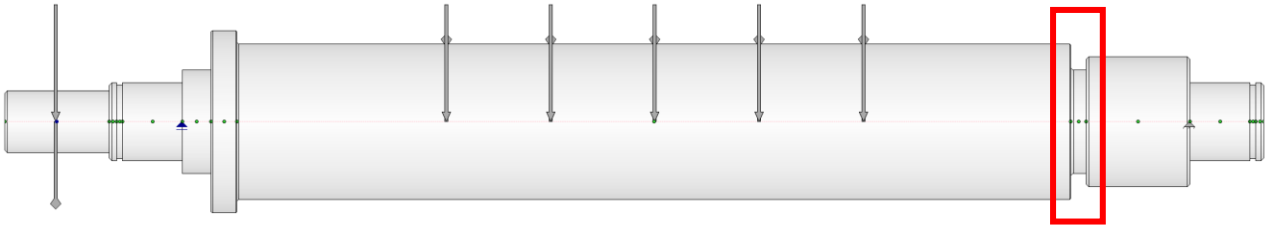
YZ Plane (Flector):



XZ Plane (Torsor):



Se identifica la sección más comprometida por fatiga



Analizando los gráficos anteriores se determinó que los valores a utilizar para las verificaciones son:

Mfyz: 5 Nm

Mt: 1,8 Nm

Solicitación axil Alternativa: Fa = 0 → La solicitación axil actúa de forma constante.

Solicitación axil media: Fm = 0 N → Del diagrama de esfuerzos característicos.

Momento flexor alternativo: Mfa = (Mfyx^2 + Mfzx^2)^(1/2) → Mfa=5314,13 Nmm → Como el árbol gira el Mf es alternativo.

Momento flexor medio: Mfm = 0 → Como vimos anteriormente el momento flexor actúa en forma alternativa.

Momento torsor alternativo: Mta = 0 → Consideramos árbol trabajando a velocidad angular constante.

Momento torsor medio: Mtm = 1,81 Nm → Del diagrama de esfuerzos característicos.

Dimensionamiento por rigidez a la torsión

En la sección más comprometida realizamos el cálculo para d:

$$\theta_{adm} = 0{,}3\ °/m$$

$$Mt = 1{,}8\ Nm$$

$$G = 26\ GPa$$

$$\theta_{adm} = \frac{Mt}{G\ Jp}$$

$$\theta_{adm} = \frac{32.Mt}{G\ \pi\ d^4}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32.Mt}{G\ \pi\ \theta_{adm}}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32\ .\ (1{,}8\ Nm)}{26.10^9\ \pi\ \frac{0{,}3.\pi}{180}}}$$

$$d = 0{,}01915\ m$$

$$d = 19{,}15\ mm$$

Teniendo este resultado, adoptados el siguiente valor de d:

d = 20 mm

Realizamos la verificación con el diámetro adoptado:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Diámetro exterior tramo 1	D1	2	cm	Valor adoptado del cálculo por resistencia
Diámetro interior tramo 1	d1	0	cm	Valor adoptado del cálculo por resistencia
Longitud tramo 1	L1	2,4	cm	Dato del problema
Mt tramo 1	Mt1	18,35	kgcm	Del gráfico de Mt
Módulo de elasticidad transversal	G	265126,2	kg/cm2	Seleccionar según material del árbol
Mómento de inercia polar	Jp	1,6	cm4	Jp = π (D^4 - d^4) / 32
Giro tramo 1 rad/cm	θ1	0,00004	rad/cm	θ(rad/cm) = Mt / (G Jp)
Giro tramo 1 grad/cm	θ1	0,0025	°/cm	θ(grad/cm) = (θrad x 360) / 2π
Giro tramo 1 grad/m	θ1	0,2525	°/m	θ(grad/m) = θ(grad/m) / 0,01
Giro admisible	θadm	0,3	°/m	
Verificación		Verifica		

Verificación por fatiga

Datos de entrada				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Momento flexor máximo	Mfmax	5000	Nmm	Dato de entrada
Momento flexor máximo	Mfmin	-5000	Nmm	Dato de entrada
Momento torsor máximo	Mtmax	1800	Nmm	Dato de entrada
Momento torsor mínimo	Mtmin	1800	Nmm	Dato de entrada
Esfuerzo axial máximo	Pmax	0	N	Dato de entrada
Esfuerzo axial mínimo	Pmin	0	N	Dato de entrada
Tensión de rotura del material	Sut	241	Mpa	Tabla 1 - Materiales
Tensión de fluencia del material	Sy	145	Mpa	Tabla 1 - Materiales
Coeficiente de seguridad	n	2	adim	Tabla 2 - n
Factor de modificación de la condición superficial	ka	1,05	adim	Tabla 3 - ka
Factor de modificación de tamaño	kb	0,90	adim	Tabla 4 - kb
Factor de modificación de la carga a la flexión	kcf	1,0	adim	Tabla 5 - kc
Factor de modificación de la carga a la torsión	kcs	0,59	adim	Tabla 5 - kc
Factor de modificación de la carga a la solicitación axil	kca	0,85	adim	Tabla 5 - kc
Factor de modificación de la temperatura	kd	1,00	adim	Tabla 6 - kd
Factor de confiabilidad	ke	0,81	adim	Tabla 7 - ke
Factor de modificación de efectos varios	kf	1,00	adim	Tabla 8 - kf
Factor de concentración de esfuerzos por flexión	Kcf	2,30	adim	Tabla 9 - Kc
Factor de concentración de esfuerzos por torsión	Kcs	1,90	adim	Tabla 9 - Kc
Factor de concentración de esfuerzos por solicitación axil	Kca	1,00	adim	Tabla 9 - Kc
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por flexión	Kff	4,20	adim	Tabla 10 - Kf
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por torsión	Kfs	2,55	adim	Tabla 10 - Kf
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por solicitación axil	Kfa	1,00	adim	Tabla 10 - Kf
Limite de fatiga	Se'	103,5	Mpa	Tabla 11 - Se'

Cálculo del limite de fluencia a la torsión y los limites de fatiga modificados				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión de fluencia del material a la torsión	Ssy	83,665	Mpa	Se asume --> Ssy = 0,577 Sy
Limite de fatiga modificado por esfuerzo de flexión	Se	79,9	Mpa	Se = ka kb kcf kd ke kf Se'
Limite de fatiga modificado por esfuerzo de torsión	Sse	47,2	Mpa	Sse = ka kb kcs kd ke kf Se'
Limite de fatiga modificado por solicitación axil	Sae	75,5	Mpa	Sae = ka kca kd ke kf Se'

Cálculo de los valores medios y alternativos de los esfuerzos				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Momento flexor alternativo	Mfa	5000	Nmm	Mfa = 0,5 (Mfmax-Mfmin)
Momento flexor medio	Mfm	0	Nmm	Mfm = 0,5 (Mfmax+Mfmin)
Momento torsor alterativo	Mta	0	Nmm	Mta = 0,5 (Mtmax-Mtmin)
Momento torsor medio	Mtm	1800	Nmm	Mtm = 0,5 (Mtmax+Mtmin)
Esfuerzo axil alternativo	Pa	0	N	Pa = 0,5 (Pmax-Pmin)
Esfuerzo axil medio	Pm	0	N	Pm = 0,5 (Pmax+Pmin)

Resolución mediante la combinación de cargas (Shigley)				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Termino A	A	4,51584E+11	(Nmm)^2	$A = (Kff\ 32\ Mfa)^2$
Termino B	B	0	(Nmm)^2	$B = 3\,(Kfs\ 16\ Mta)^2$
Termino C	C	0	(Nmm)^2	$C = (Kff\ 32\ Mfm)^2$
Termino E	E	5393433600	(Nmm)^2	$E = 3\,(Kfs\ 16\ Mtm)^2$
Diámetro necesario	d'	17,8	mm	$d' = \sqrt[3]{\frac{n}{\pi}\left(\frac{1}{Se}\sqrt{A+B}+\frac{1}{Sy}\sqrt{C+E}\right)}$
Diámetro adoptado	d	20	mm	Seleccionamos un diámetro superior al mínimo calculado

Verificación incluyendo la solicitación axil y ajustando kb				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión normal alternativa por flexión	σaf	6,4	Mpa	$\sigma af = \frac{32\ Mfa}{\pi\ d^3}$
Tensión normal media por flexión	σmf	0,0	Mpa	$\sigma mf = \frac{32\ Mfm}{\pi\ d^3}$
Tensión de corte alternativa por torsión	Ta	0,0	Mpa	$Ta = \frac{16\ Mta}{\pi\ d^3}$
Tensión de corte media por torsión	Tm	1,1	Mpa	$Tm = \frac{16\ Mtm}{\pi\ d^3}$
Tensión normal alternativa por solicitación axil	σaa	0,0	Mpa	$\sigma aa = \frac{4\ Pa}{\pi\ d^2}$
Tensión normal media por solicitación axil	σma	0,0	Mpa	$\sigma ma = \frac{4\ Pm}{\pi\ d^2}$
Tensiones alternativas combinadas resultantes	σa'	26,7	Mpa	$\sigma a' = \sqrt{\left(Kff\ \sigma af + Kfa\frac{\sigma aa}{0{,}85}\right)^2 + 3\,(Kfs\ Ta)^2}$
Tensiones medias combinadas resultantes	σm'	5,1	Mpa	$\sigma m' = \sqrt{\left(Kff\ \sigma mf + Kfa\frac{\sigma ma}{0{,}85}\right)^2 + 3\,(Kfs\ Tm)^2}$
1/n'	1/n	0,37	adim	$\frac{\sigma a'}{Se} + \frac{\sigma m'}{Sy} = \frac{1}{n'}$
Coeficiente de seguridad resultante	n'	2,7	adim	
Verificación del coeficiente de seguridad	Verif 1	Verifica	Mpa	Si n' > n --> Verifica

Verificación estática utilizando la teoría de la máxima energía de distorsión				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión normal máxima	σmax	6,4	Mpa	σmax=σaf+σam+σaa+σma
Tensión tangencial máxima	Tmax	1,1	Mpa	Tmax=Ta+Tm
Tensión de Von Mises Máxima	σdist	6,7	Mpa	$\sigma\mathrm{dist} = \sqrt{\sigma\mathrm{max}^2 + 3\mathrm{Tmax}^2}$
Tensión estática admisible	Syt/n	72,5	Mpa	Syt/n
Verificación	Verif 2	Verifica	Mpa	Si σdist < Syad --> Verifica

Verificación utilizando la tensión estática equivalente (Faires)				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión estática equivalente por momento flexor	σeef	48,5	Mpa	$\sigma\mathrm{eef} = \sigma\mathrm{mf} + \mathrm{Kff}\ \sigma\mathrm{af}\frac{\mathrm{Sy}}{\mathrm{Se}}$
Tensión estática equivalente por momento torsor	Tee	1,1	Mpa	$\mathrm{Tee} = \mathrm{Tm} + \mathrm{Kfs}\ \mathrm{Ta}\frac{\mathrm{Ssy}}{\mathrm{Sse}}$
Tensión estática equivalente por solicitación axil	σeea	0,0	Mpa	$\sigma\mathrm{eea} = \sigma\mathrm{ma} + \mathrm{Kfa}\ \sigma\mathrm{aa}\frac{\mathrm{Sy}}{\mathrm{Sae}}$
Tensión de Von Mises utilizando las tensiones estáticas equivalentes	σdist ee	48,5	Mpa	$\sigma\mathrm{dist\ ee} = \sqrt{(\sigma\mathrm{eef} + \sigma\mathrm{eea})^2 + 3\ \mathrm{Tee}^2}$
Tensión estática admisible	Syt/n	72,5	Mpa	Syt/n
Verificación	Verif 3	Verifica	Mpa	Si σdistee < Syt/n --> Verifica

Verificación utilizando la tensión dinámica equivalente (Faires)				
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión estática equivalente por momento flexor	σdef	26,7	Mpa	$\sigma\mathrm{def} = \sigma\mathrm{mf}\frac{\mathrm{Se}}{\mathrm{Sy}} + \mathrm{Kff}\ \sigma\mathrm{af}$
Tensión estática equivalente por momento torsor	Tde	0,6	Mpa	$\mathrm{Tde} = \mathrm{Tm}\frac{\mathrm{Sse}}{\mathrm{Ssy}} + \mathrm{Kfs}\ \mathrm{Ta}$
Tensión estática equivalente por solicitación axil	σdea	0,0	Mpa	$\sigma\mathrm{dea} = \sigma\mathrm{ma}\frac{\mathrm{Sae}}{\mathrm{Sy}} + \mathrm{Kfa}\ \sigma\mathrm{aa}$
Tensión de Von Mises utilizando las tensiones estáticas equivalentes	σdist de	26,8	Mpa	$\sigma\mathrm{dist\ de} = \sqrt{(\sigma\mathrm{def} + \sigma\mathrm{dea})^2 + 3\ \mathrm{Tde}^2}$
Tensión dinámica admisible	Se/n	40,0	Mpa	Se/n
Verificación	Verif 4	Verifica	Mpa	Si σdist de < Se/n --> Verifica

Seleccionamos un Aluminio 6061 T4:

Mechanical Properties of 6061 Aluminum

Here we can see the tensile strength, yield strength, and modulus of elasticity for both the T4 and T6 tempers.

search

Property	6061-T4	6061-T6
Tensile Strength	241 MPa | 35000 psi	310 MPa | 45000 psi
Yield Strength	145 MPa | 21000 psi	276 MPa | 40000 psi
Modulus of Elasticity	68.9 GPa | 10000 ksi	68.9 GPa | 10000 ksi

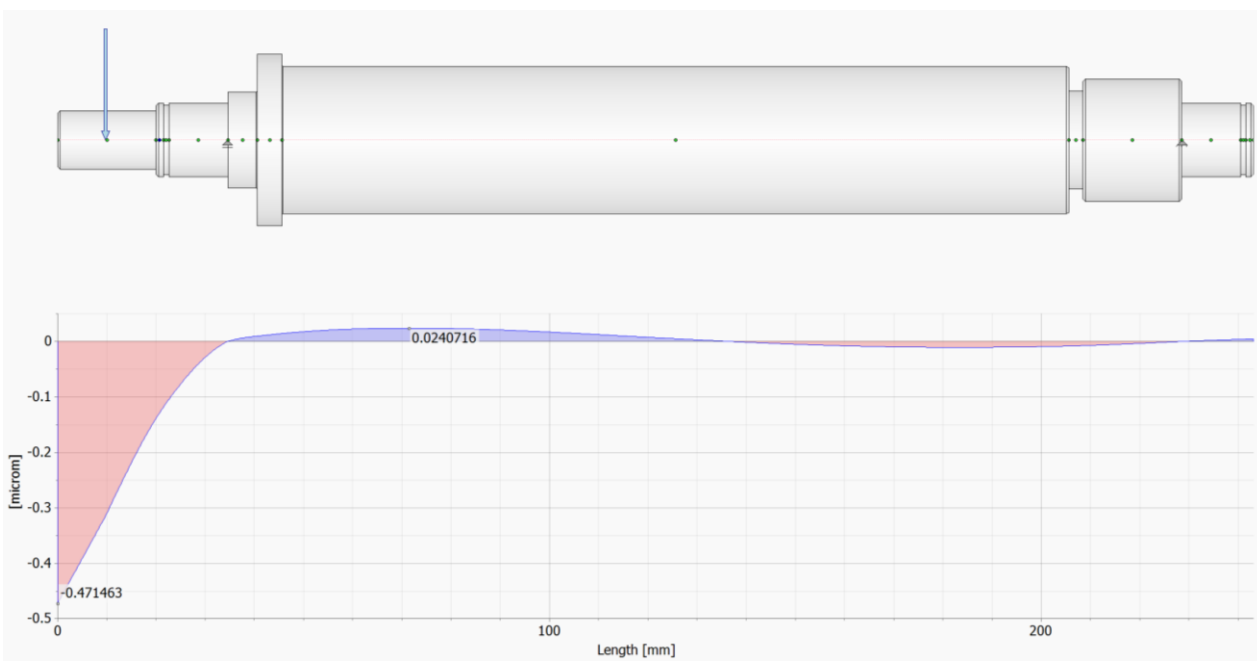
Fuente: Gabrian International. (2020). 6061 Aluminum: Get to Know its Properties and Uses. Recuperado de https://www.gabrian.com/6061-aluminum-properties/

Verificación por velocidad crítica:

Se verificó el árbol por velocidad crítica utilizando el método Dunkerley.

Cálculo de la flecha máxima con el engranaje cónico:

- Peso del engranaje = 6,0 N
- Flecha: f = 0,0004715mm (Se calculó mediante Inventor)



$$nc = 300\sqrt{\frac{1}{f1}}$$

$$nc = 300\sqrt{\frac{1}{0{,}0004715}}$$

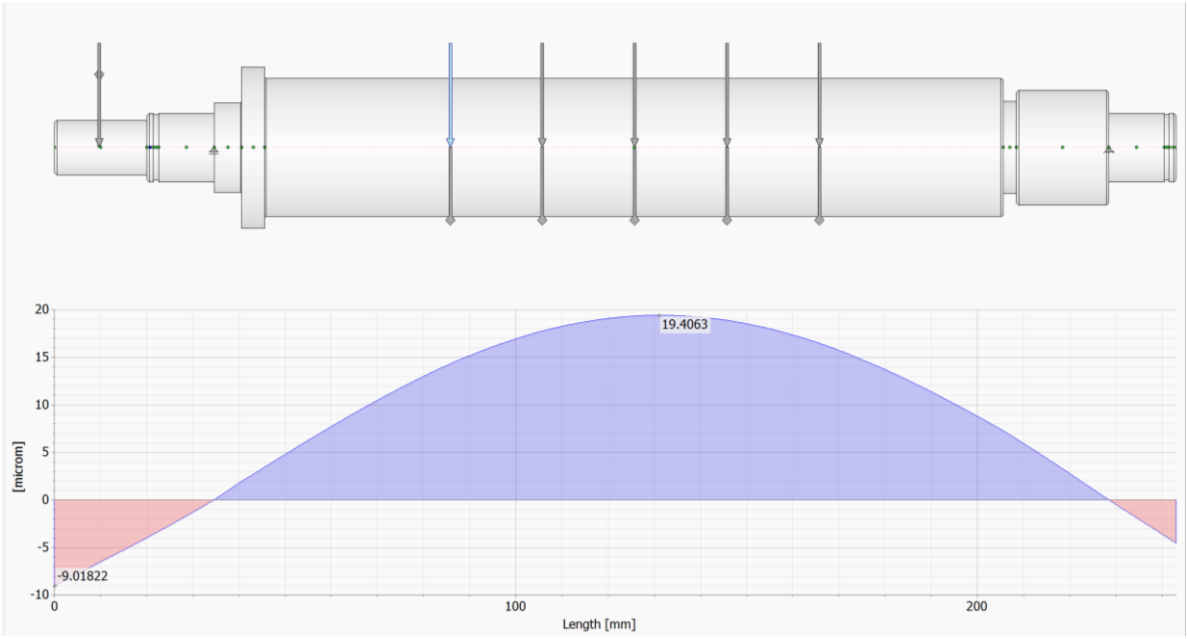
$$[\mathrm{nc} = 13815{,}94\ \mathrm{RPM}]$$

Vemos que nc (13815,94 rpm) >> n (60 rpm) por lo tanto → **Verifica a velocidad crítica**

<u>Verificación por rigidez a la flexión:</u>

Debemos verificar que la flecha máxima en donde se encuentra el engranaje no supere el 1% del módulo de dicho engranaje.

fmax ad = 0,01 m = 0,01 *2 mm → [fmax ad = 0,02 mm]

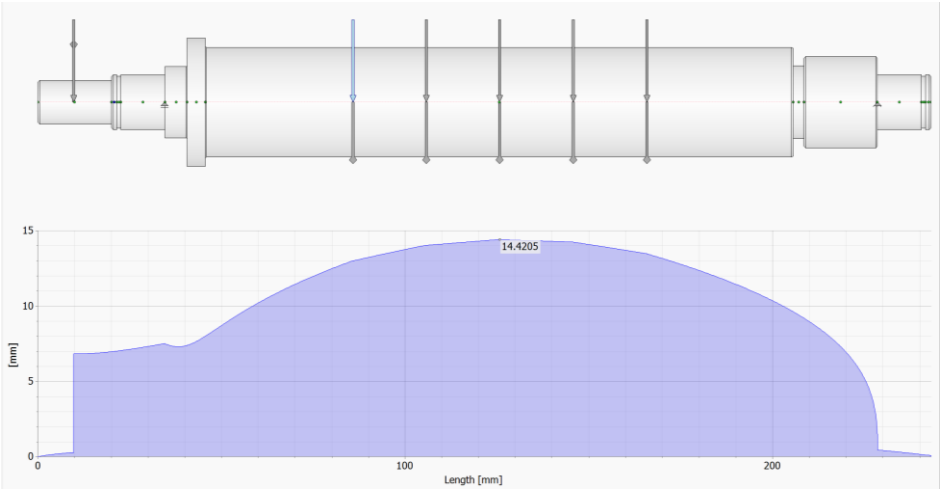


Flecha por rigidez a la flexión

Como fmax < fmax ad → El árbol verifica por rigidez a la flexión.

0,009 < 0,02→ **VERIFICA**

Diámetro Ideal:



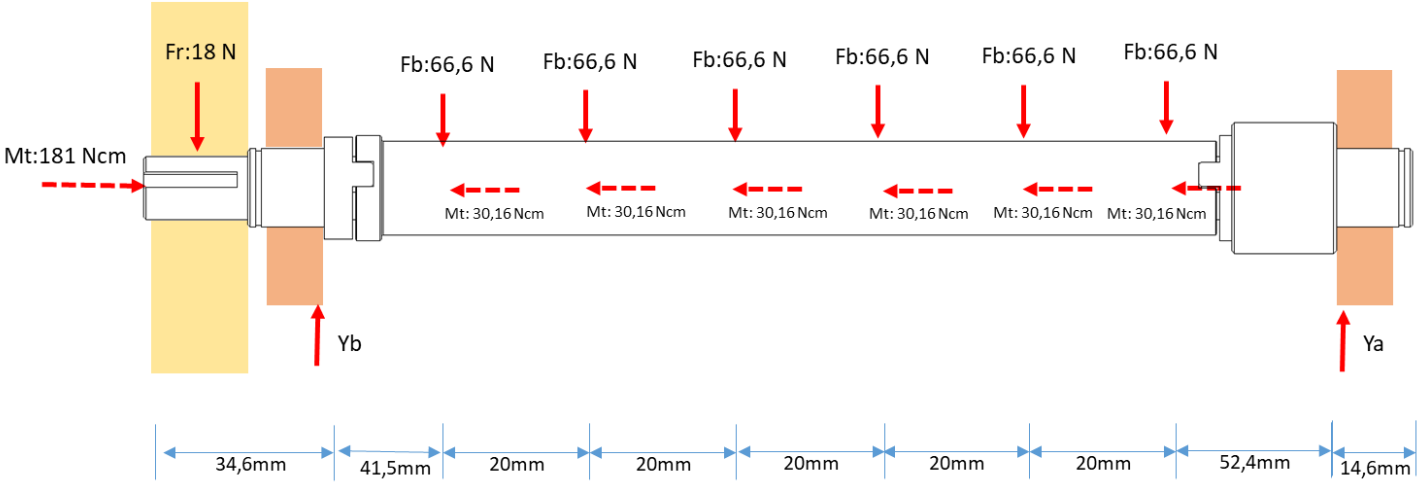
Eje con discos regulables

En primer lugar, porque hay posibilidad de que entre en contacto con el producto, tanto el eje como los discos serán construidos de acero inoxidable 304 de grado farmacéutico.

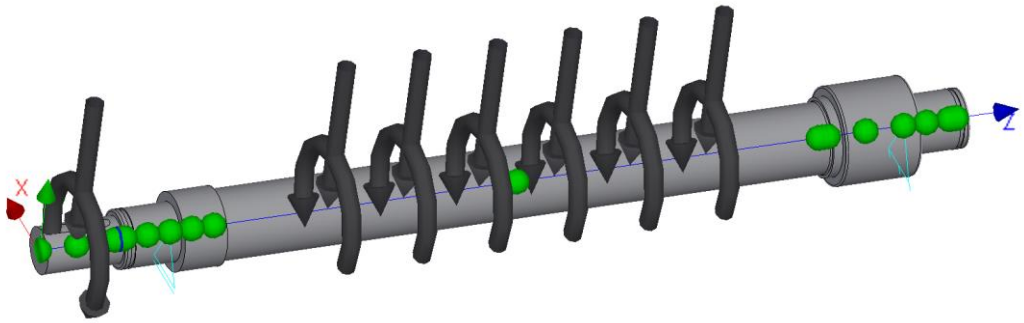
El largo del eje deberá ser igual al rodillo engomado y en pos de la simplificación de la máquina, también su diámetro en la zona de los rodamientos deberá serlo.

<u>Dimensionamiento y validación del árbol porta discos</u>

Se debe dimensionar un árbol sometido al siguiente estado de carga:

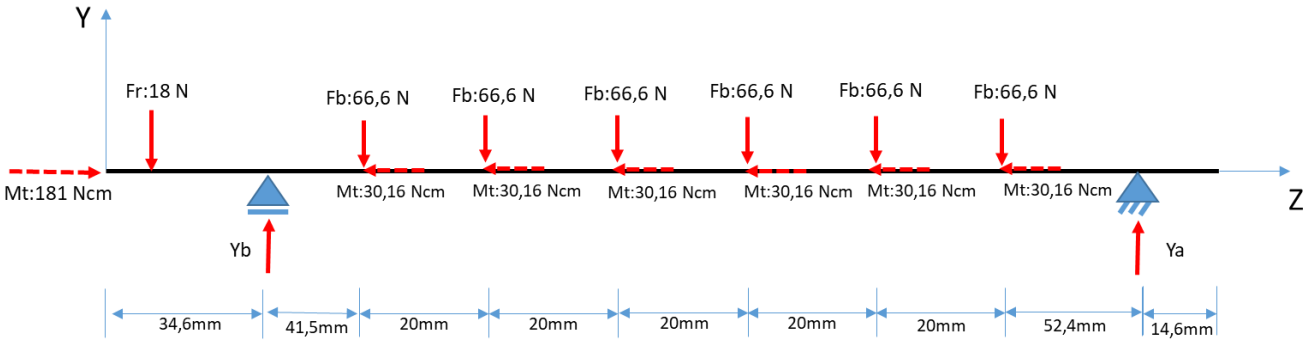


Potencia	N	0,02	Hp	Dato
Velociad del eje	n	60	RPM	Dato
Radio primitivo del engranaje	Rp	36	mm	Dato
Ángulo de presión	φ	20	°	Dato
Ángulo de presión	φ	0,35	rad	$\varphi rad = \frac{2\pi\ \varphi rad}{360}$
Momento torsor	Mt	18,1	Kgcm	$Mt = \frac{71620\ N}{n}$
Fuerza transmitida	Ft	5,0	Kg	$Mt = \frac{10\ Mt}{Rp}$
Fuerza total	F	5,3	Kg	$F = \frac{Ft}{\cos\varphi}$
Fuerza radial	Fr	1,8	Kg	$Fr = F\ Sen\varphi$



Cálculo de las reacciones de vínculo

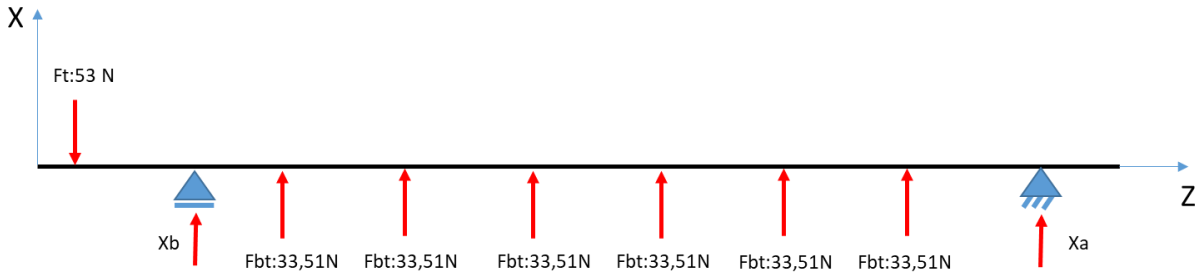
Reacciones de vínculo en los ejes "z" e "y"



Yb = 233,6 N

Ya = 189,3 N

Reacciones de vínculo en los ejes "z" e "x"

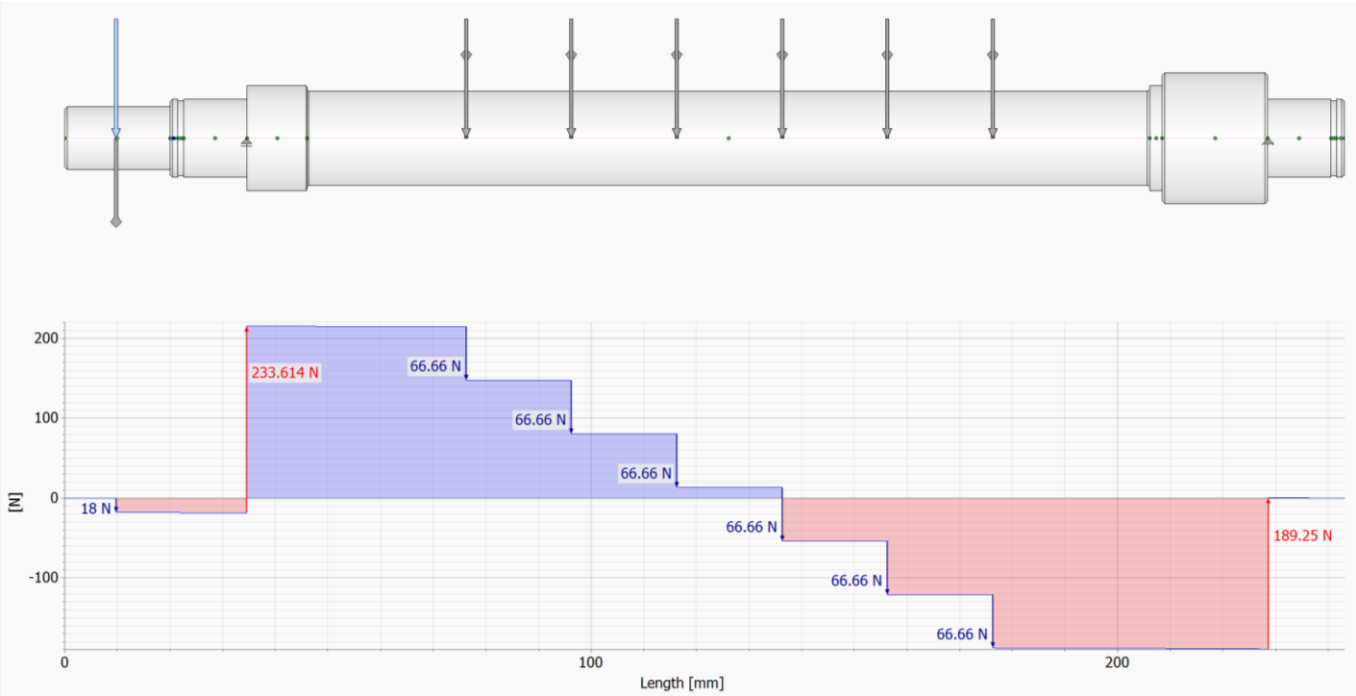


Xb = - 48,0 N

Xa = -106,4 N

Diagrama de Corte:

YZ Plane:



XZ Plane:

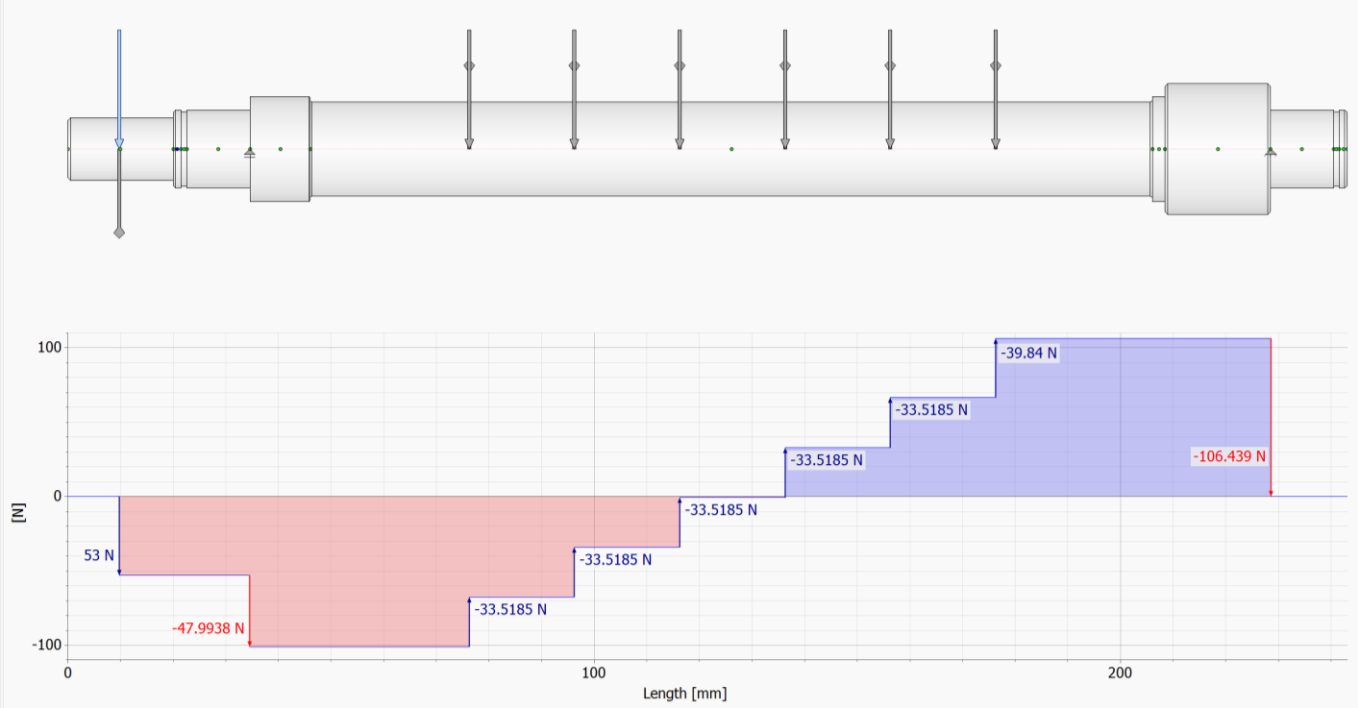
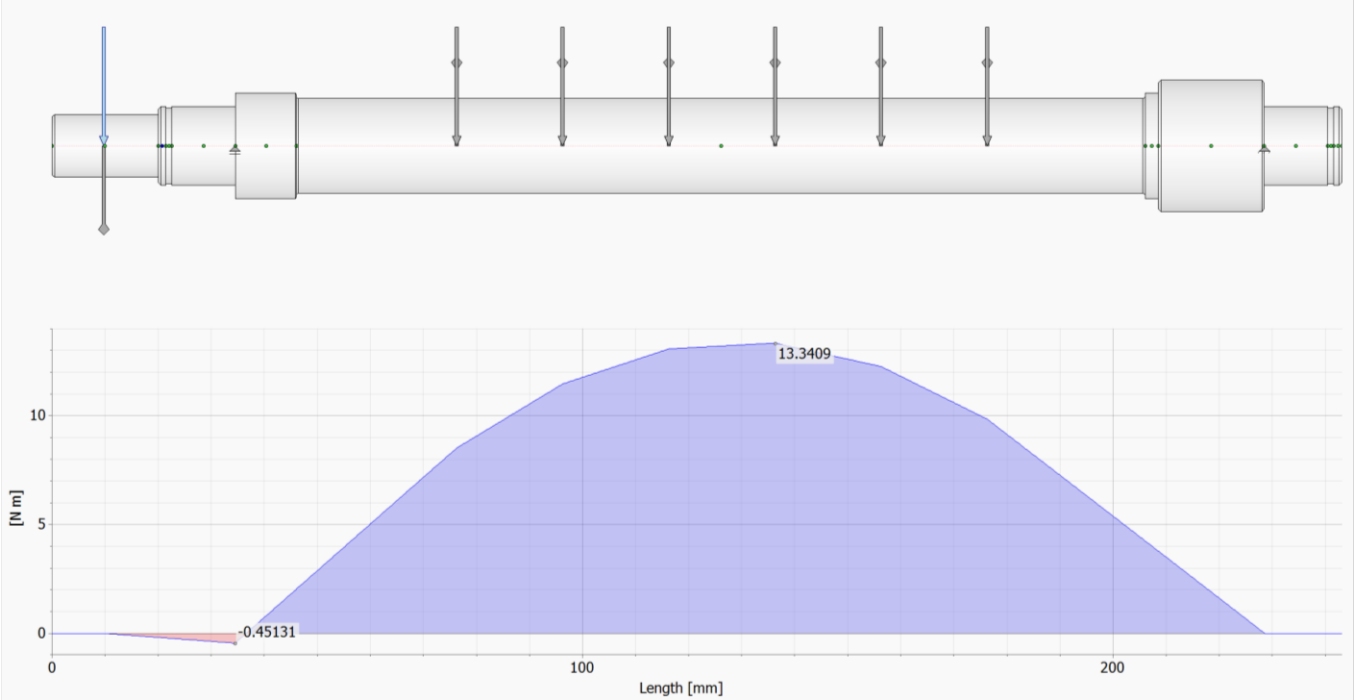
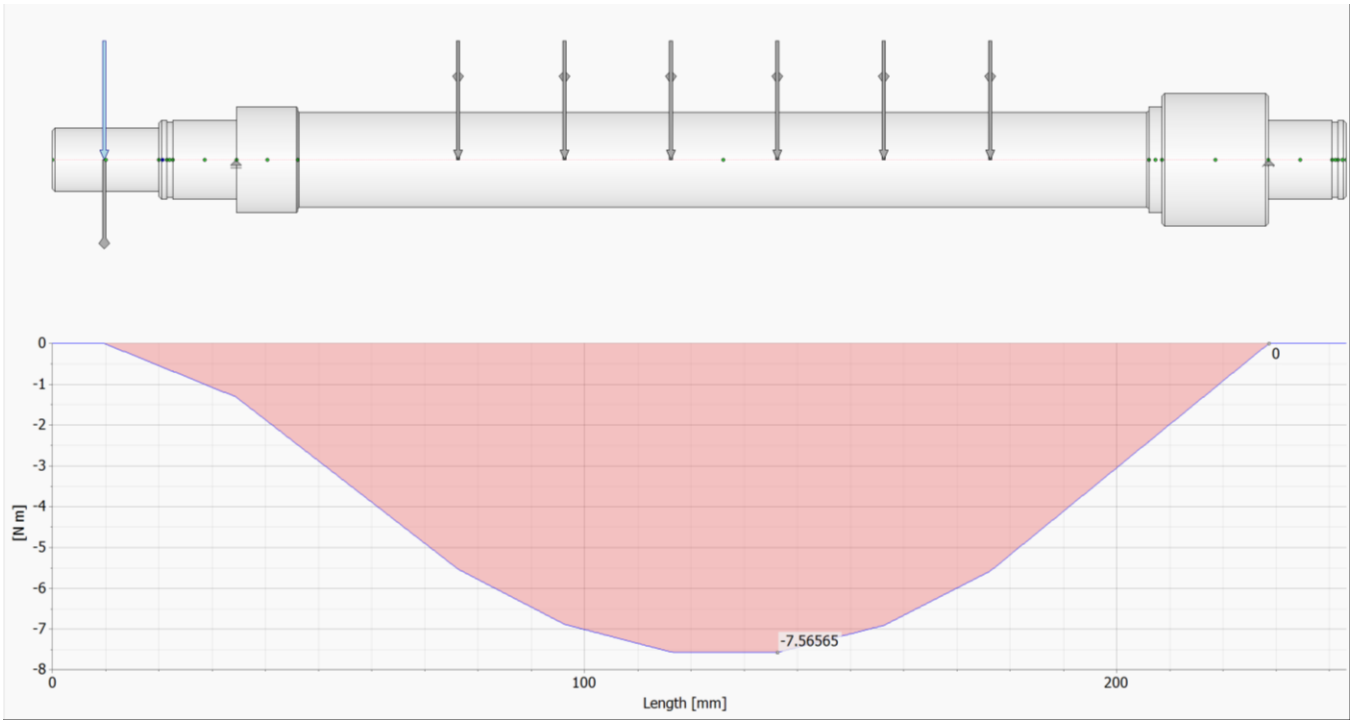


Diagrama de Momentos:

YZ Plane (Flector):



XZ Plane (Torsor):



Se identifica la sección más comprometida por fatiga:

Analizando los gráficos anteriores se determinó que los valores a utilizar para las verificaciones son:

Mfyz: 4 Nm

Mt: 2,5 Nm

Solicitación axil Alternativa: Fa = 0 → La solicitación axil actúa de forma constante.

Solicitación axil media: Fm = 0 N → Del diagrama de esfuerzos característicos.

Momento flexor alternativo: Mfa = (Mfyx^2 + Mfzx^2)^(1/2) → Mfa= 4717Nmm → Como el árbol gira el Mf es alternativo.

Momento flexor medio: Mfm = 0 →Como vimos anteriormente el momento flexor actúa en forma alternativa.

Momento torsor alternativo: Mta = 0 → Consideramos árbol trabajando a velocidad angular constante.

Momento torsor medio: Mtm = 1,81 Nm → Del diagrama de esfuerzos característicos.

Dimensionamiento por rigidez a la torsión

En la sección más comprometida realizamos el cálculo para d:

$$\theta_{adm} = 0{,}3\ °/m$$

$$Mt = 2{,}5\ Nm$$

$$G = 73\ GPa$$

$$\theta_{adm} = \frac{Mt}{G\ Jp}$$

$$\theta_{adm} = \frac{32.Mt}{G\ \pi\ d^4}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32.Mt}{G\ \pi\ \theta_{adm}}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32\ .\ (2{,}5\ Nm)}{73.10^9\ \pi\ \frac{0{,}3.\pi}{180}}}$$

$$d = 0{,}016\ m$$

$$d = 16{,}0\ mm$$

Teniendo este resultado, adoptados el siguiente valor de d:

d = 18 mm

Realizamos la verificación con el diámetro adoptado:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Diámetro exterior tramo 1	D1	1,8	cm	Valor adoptado del cálculo por resistencia
Diámetro interior tramo 1	d1	0	cm	Valor adoptado del cálculo por resistencia
Longitud tramo 1	L1	16	cm	Dato del problema
Mt tramo 1	Mt1	25	kgcm	Del gráfico de Mt
Módulo de elasticidad transversal	G	744392,8	kg/cm2	Seleccionar según material del árbol
Mómento de inercia polar	Jp	1,0	cm4	Jp = π (D^4 - d^4) / 32
Giro tramo 1 rad/cm	θ1	0,00003	rad/cm	θ(rad/cm) = Mt / (G Jp)
Giro tramo 1 grad/cm	θ1	0,0019	°/cm	θ(grad/cm) = (θrad x 360) / 2π
Giro tramo 1 grad/m	θ1	0,1867	°/m	θ(grad/m) = θ(grad/m) / 0,01
Giro admisible	θadm	0,3	°/m	
Verificación		Verifica		

Verificación por fatiga

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*
Momento flexor máximo	Mfmax	4000	Nmm
Momento flexor máximo	Mfmin	-4000	Nmm
Momento torsor máximo	Mtmax	2500	Nmm
Momento torsor mínimo	Mtmin	2500	Nmm
Esfuerzo axial máximo	Pmax	0	N
Esfuerzo axial mínimo	Pmin	0	N
Tensión de rotura del material	Sut	515	Mpa
Tensión de fluencia del material	Sy	205	Mpa
Coeficiente de seguridad	n	2	adim
Factor de modificación de la condición superficial	ka	0,86	adim
Factor de modificación de tamaño	kb	0,93	adim
Factor de modificación de la carga a la flexión	kcf	1,0	adim
Factor de modificación de la carga a la torsión	kcs	0,59	adim
Factor de modificación de la carga a la solicitación axil	kca	0,85	adim
Factor de modificación de la temperatura	kd	1,00	adim
Factor de confiabilidad	ke	0,81	adim
Factor de modificación de efectos varios	kf	1,00	adim
Factor de concentración de esfuerzos por flexión	Kcf	2,20	adim
Factor de concentración de esfuerzos por torsión	Kcs	1,80	adim
Factor de concentración de esfuerzos por solicitación axil	Kca	1,00	adim
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por flexión	Kff	1,95	adim
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por torsión	Kfs	1,70	adim
Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por solicitación axil	Kfa	1,00	adim
Limite de fatiga	Se'	257,5	Mpa

Cálculo del limite de fluencia a la torsión y los limites de fatiga modificados:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión de fluencia del material a la torsión	Ssy	118,285	Mpa	Se asume --> Ssy = 0,577 Sy
Limite de fatiga modificado por esfuerzo de flexión	Se	167,6	Mpa	Se = ka kb kcf kd ke kf Se'
Limite de fatiga modificado por esfuerzo de torsión	Sse	98,9	Mpa	Sse = ka kb kcs kd ke kf Se'
Limite de fatiga modificado por solicitación axil	Sae	153,2	Mpa	Sae = ka kca kd ke kf Se'

Cálculo de los valores medios y alternativos de los esfuerzos:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Momento flexor alternativo	Mfa	4000	Nmm	Mfa = 0,5 (Mfmax-Mfmin)
Momento flexor medio	Mfm	0	Nmm	Mfm = 0,5 (Mfmax+Mfmin)
Momento torsor alterativo	Mta	0	Nmm	Mta = 0,5 (Mtmax-Mtmin)
Momento torsor medio	Mtm	2500	Nmm	Mtm = 0,5 (Mtmax+Mtmin)
Esfuerzo axil alternativo	Pa	0	N	Pa = 0,5 (Pmax-Pmin)
Esfuerzo axil medio	Pm	0	N	Pm = 0,5 (Pmax+Pmin)

Resolución mediante la combinación de cargas (Shigley):

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Termino A	A	62300160000	(Nmm)^2	$A = (Kff\ 32\ Mfa)^2$
Termino B	B	0	(Nmm)^2	$B = 3\ (Kfs\ 16\ Mta)^2$
Termino C	C	0	(Nmm)^2	$C = (Kff\ 32\ Mfm)^2$
Termino E	E	4624000000	(Nmm)^2	$E = 3\ (Kfs\ 16\ Mtm)^2$
Diámetro necesario	d'	10,5	mm	$d' = \sqrt[3]{\frac{n}{\pi}\left(\frac{1}{Se}\sqrt{A+B}+\frac{1}{Sy}\sqrt{C+E}\right)}$
Diámetro adoptado	d	18	mm	Seleccionamos un diámetro superior al mínimo calculado

Verificación incluyendo la solicitación axil y ajustando kb:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión normal alternativa por flexión	σaf	7,0	Mpa	$\sigma af = \frac{32\ Mfa}{\pi\ d^3}$
Tensión normal media por flexión	σmf	0,0	Mpa	$\sigma mf = \frac{32\ Mfm}{\pi\ d^3}$
Tensión de corte alternativa por torsión	Ta	0,0	Mpa	$Ta = \frac{16\ Mta}{\pi\ d^3}$
Tensión de corte media por torsión	Tm	2,2	Mpa	$Tm = \frac{16\ Mtm}{\pi\ d^3}$
Tensión normal alternativa por solicitación axil	σaa	0,0	Mpa	$\sigma aa = \frac{4\ Pa}{\pi\ d^2}$
Tensión normal media por solicitación axil	σma	0,0	Mpa	$\sigma ma = \frac{4\ Pm}{\pi\ d^2}$
Tensiones alternativas combinadas resultantes	σa'	13,6	Mpa	$\sigma a' = \sqrt{\left(Kff\ \sigma af + Kfa\frac{\sigma aa}{0{,}85}\right)^2 + 3\ (Kfs\ Ta)^2}$
Tensiones medias combinadas resultantes	σm'	6,4	Mpa	$\sigma m' = \sqrt{\left(Kff\ \sigma mf + Kfa\frac{\sigma ma}{0{,}85}\right)^2 + 3\ (Kfs\ Tm)^2}$
1/n'	1/n	0,11	adim	$\frac{\sigma a'}{Se} + \frac{\sigma m'}{Sy} = \frac{1}{n'}$
Coeficiente de seguridad resultante	n'	8,9	adim	
Verificación del coeficiente de seguridad	Verif 1	Verifica	Mpa	Si n' > n --> Verifica

Verificación estática utilizando la teoría de la máxima energía de distorsión:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión normal máxima	σmax	7,0	Mpa	σmax=σaf+σam+σaa+σma
Tensión tangencial máxima	Tmax	2,2	Mpa	Tmax=Ta+Tm
Tensión de Von Mises Máxima	σdist	7,9	Mpa	$\sigma dist = \sqrt{\sigma max^2 + 3Tmax^2}$
Tensión estática admisible	Syt/n	102,5	Mpa	Syt/n
Verificación	Verif 2	Verifica	Mpa	Si σdist < Syad --> Verifica

Verificación utilizando la tensión estática equivalente (Faires):

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión estática equivalente por momento flexor	σeef	16,7	Mpa	$\sigma eef = \sigma mf + Kff\ \sigma af\ \frac{Sy}{Se}$
Tensión estática equivalente por momento torsor	Tee	2,2	Mpa	$Tee = Tm + Kfs\ Ta\ \frac{Ssy}{Sse}$
Tensión estática equivalente por solicitación axil	σeea	0,0	Mpa	$\sigma eea = \sigma ma + Kfa\ \sigma aa\ \frac{Sy}{Sae}$
Tensión de Von Mises utilizando las tensiones estáticas equivalentes	σdist ee	17,1	Mpa	$\sigma dist\ ee = \sqrt{(\sigma eef + \sigma eea)^2 + 3\ Tee^2}$
Tensión estática admisible	Syt/n	102,5	Mpa	Syt/n
Verificación	Verif 3	Verifica	Mpa	Si σdistee < Syt/n --> Verifica

Verificación utilizando la tensión dinámica equivalente (Faires):

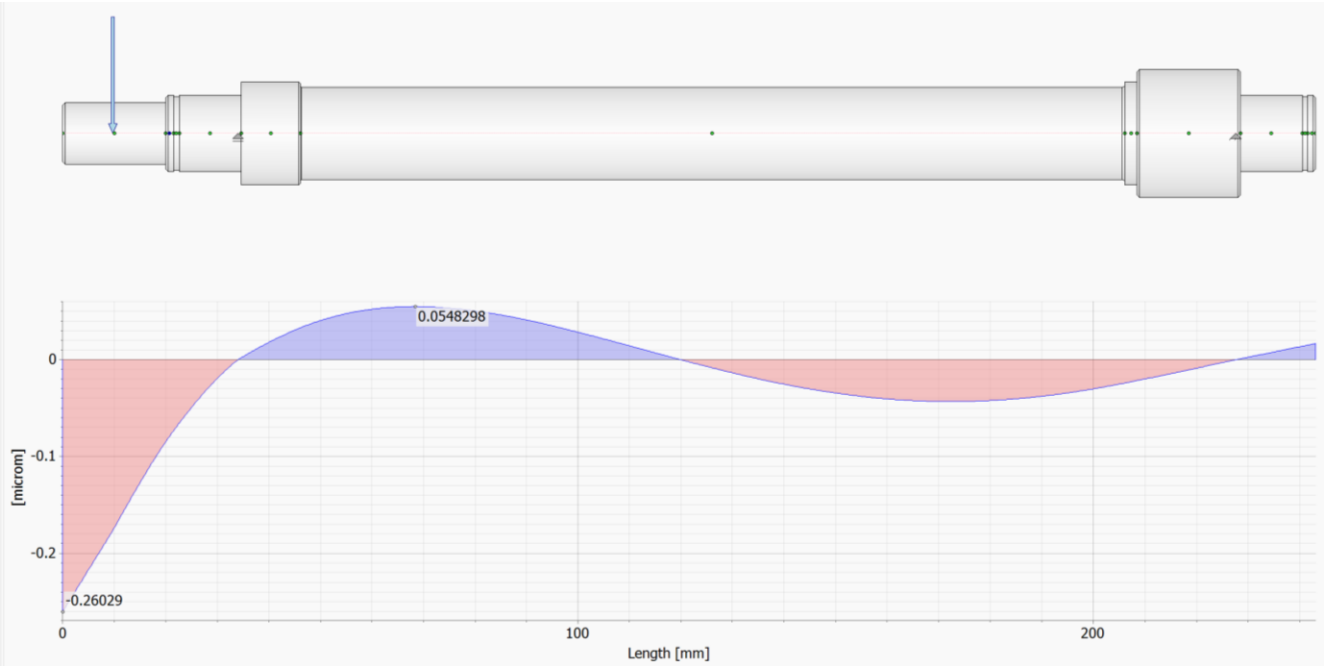
Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión estática equivalente por momento flexor	σdef	13,6	Mpa	$\sigma def = \sigma mf \frac{Se}{Sy} + Kff\ \sigma af$
Tensión estática equivalente por momento torsor	Tde	1,8	Mpa	$Tde = Tm \frac{Sse}{Ssy} + Kfs\ Ta$
Tensión estática equivalente por solicitación axil	σdea	0,0	Mpa	$\sigma dea = \sigma ma \frac{Sae}{Sy} + Kfa\ \sigma aa$
Tensión de Von Mises utilizando las tensiones estáticas equivalentes	σdist de	14,0	Mpa	$\sigma dist\ de = \sqrt{(\sigma def + \sigma dea)^2 + 3\ Tde^2}$
Tensión dinámica admisible	Se/n	83,8	Mpa	Se/n
Verificación	Verif 4	Verifica	Mpa	Si σdist de < Se/n --> Verifica

Verificación por velocidad crítica:

Se verificó el árbol por velocidad crítica utilizando el método Dunkerley.

Cálculo de la flecha máxima con el engranaje cónico:

- Peso del engranaje = 6,0 N
- Flecha: f = 0,00026mm (Se calculo mediante Inventor)



$$nc = 300\sqrt{\frac{1}{f1}}$$

$$nc = 300\sqrt{\frac{1}{0{,}00026}}$$

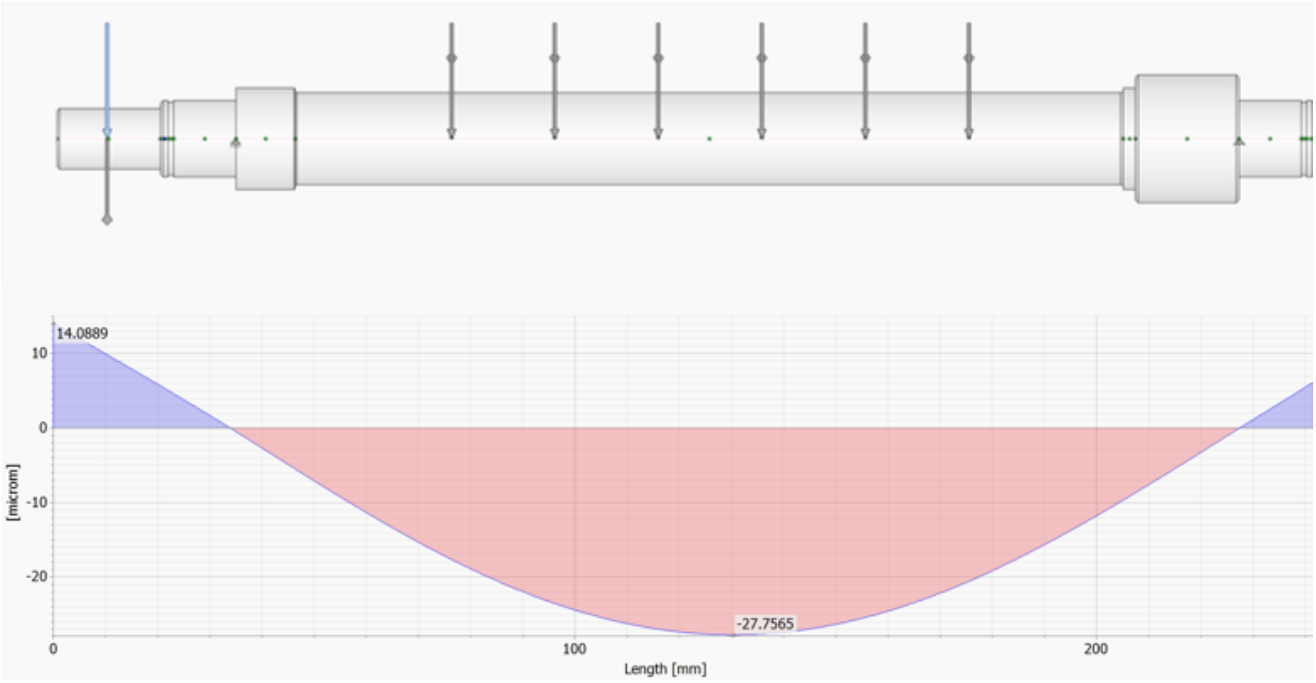
$$[nc = 18605{,}21\ \mathrm{RPM}]$$

Vemos que nc (18605,21 rpm) >> n (60 rpm) por lo tanto → **Verifica a velocidad crítica**

Verificación por rigidez a la flexión:

Debemos verificar que la flecha máxima en donde se encuentra el engranaje no supere el 1% del módulo de dicho engranaje.

fmax ad = 0,01 m = 0,01 *2 (mm) → [fmax ad = 0,02 mm]

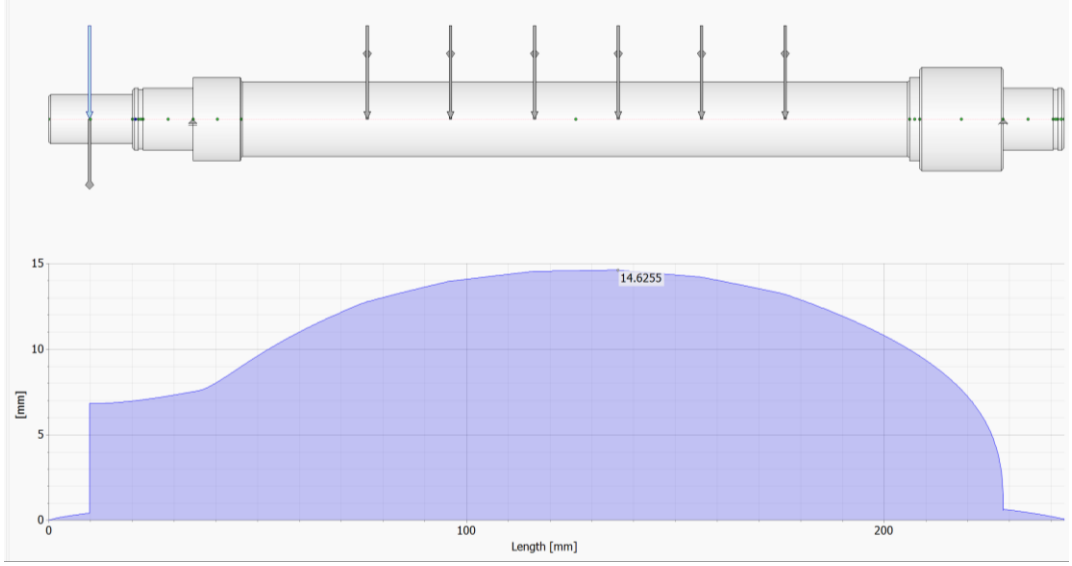


Flecha por rigidez a la flexión

Como fmax < fmax ad → El árbol verifica por rigidez a la flexión.

0,014 < 0,02→ **VERIFICA**

Diámetro Ideal:



Verificación Chavetas

Se realizó una verificación de las chavetas requeridas.

CHAVETA N°1: Sección 15mm (Árbol de Aluminio)

Datos de entrada:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*
Potencia a transmitir	N	0,0214	HP
Velocidad de rotación	n	60	RPM
Diámetro del árbol	D	15	mm
Largo de la chaveta	L	18	mm
Ancho de la chaveta	b	3	mm
Altura de la chaveta	h	3,5	mm
Tensión de fluencia del material	σf	1478,59	kg/cm2
Coeficiente de seguridad	ns	2	adim

Cálculo de los esfuerzos en la chaveta:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Momento torsor	Mt	25,5	Kgcm	$\mathrm{Mt} = \frac{71620\ \mathrm{N}}{\mathrm{n}}$
Fuerza transmitida	Ft	17,0	Kg	$\mathrm{Ft} = \frac{10\ \mathrm{Mt}}{0{,}5\ \mathrm{D}}$
Fuerza radial	Fr	19,9	Kg	$\mathrm{Fr} = \frac{\mathrm{Ft\ h}}{\mathrm{b}}$

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión de corte	σc	31,5	Kg/cm2	$\sigma\mathrm{c} = \frac{100\ \mathrm{Ft}}{\mathrm{b\ L}}$
Tensión de aplastamiento por Ft	σapt	54,1	Kg/cm2	$\sigma\mathrm{apt} = \frac{100\ \mathrm{Ft}}{0{,}5\mathrm{h\ L}}$
Tensión de aplastamiento por Fr	σapr	73,6	Kg/cm2	$\sigma\mathrm{apr} = \frac{100\ \mathrm{Fr}}{0{,}5\mathrm{b\ L}}$

Fallo por cizallamiento:

Para asegurarnos que cumple se analizó por el criterio de la tensión tangencial máxima (criterio de tresca).

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot b \cdot S_y}$$

$$\mathrm{l} \geq \frac{4*25{,}5\ Kg\ cm*2*cm2}{15\ mm*3\ mm*1478{,}59\ kg} = 3{,}065$$

$l \geq 3{,}065\ mm$

$\mathbf{18mm \geq 3{,}065\ mm}$

Como seleccionamos l = 18, no fallara por cizallanamiento.

Fallo por aplastamiento

La tensión de aplastamiento no debe superar la tensión admisible a compresión por lo que:

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot h \cdot S_y}$$

$$l \geq \frac{4 * 25{,}5\ kgcm * 10mm * 2 * 100\ mm2}{15mm * 3{,}5mm * 1478{,}59\ kg}$$

$l \geq 2{,}63mm$

$\mathbf{18mm \geq 2{,}63\ mm}$

Se puede ver que verifica también por aplastamiento.

CHAVETA N°2: Sección 15mm (Árbol de Ac. Inoxidable)

Datos de entrada:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*
Potencia a transmitir	N	0,0214	HP
Velocidad de rotación	n	60	RPM
Diámetro del arbol	D	15	mm
Largo de la chaveta	L	18	mm
Ancho de la chaveta	b	3	mm
Altura de la chaveta	h	3,5	mm
Tensión de fluencia del material	σf	2549,29	kg/cm2
Coeficiente de seguridad	ns	2	adim

Cálculo de los esfuerzos en la chaveta:

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Momento torsor	Mt	25,5	Kgcm	$\mathrm{Mt} = \frac{71620\ \mathrm{N}}{\mathrm{n}}$
Fuerza transmitida	Ft	17,0	Kg	$\mathrm{Ft} = \frac{10\ \mathrm{Mt}}{0{,}5\ \mathrm{D}}$
Fuerza radial	Fr	19,9	Kg	$\mathrm{Fr} = \frac{\mathrm{Ft\ h}}{\mathrm{b}}$

Descripción	*Símbolo*	*Valor*	*Unidad*	*Fórmula*
Tensión de corte	σc	31,5	Kg/cm2	$\sigma c = \frac{100\ Ft}{b\ L}$
Tensión de aplastamiento por Ft	σapt	54,1	Kg/cm2	$\sigma apt = \frac{100\ Ft}{0{,}5h\ L}$
Tensión de aplastamiento por Fr	σapr	73,6	Kg/cm2	$\sigma apr = \frac{100\ Fr}{0{,}5b\ L}$

Fallo por cizallamiento:

Para asegurarnos que cumple se analizó por el criterio de la tensión tangencial máxima (criterio de tresca).

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot b \cdot S_y}$$

$$l \geq \frac{4*25{,}5\ Kg\ cm*2*cm2}{15\ mm*3\ mm*2549{,}29\ kg} = \frac{4*25{,}5*kg*10mm*2*100mm2}{15mm*3mm*2549{,}29\ kg}$$

$l \geq 1{,}77$ mm

$\boldsymbol{18mm \geq 1{,}77\ mm}$

Como seleccionamos l = 18, no fallara por cizallamiento.

Fallo por aplastamiento

La tensión de aplastamiento no debe superar la tensión admisible a compresión por lo que:

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot h \cdot S_y}$$

$$l \geq \frac{4 * 25{,}5\ kg * 10mm * 2 * 100\ mm2}{15 * 3{,}5 * 2549{,}29\ kg}$$

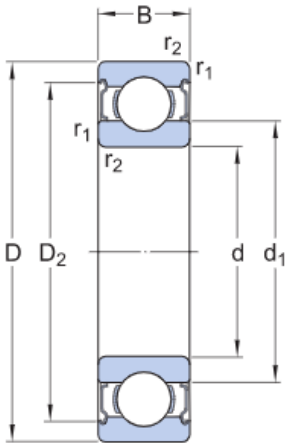
$l \geq 1{,}52$

$\boldsymbol{18mm \geq 1{,}52\ mm}$

Se puede ver que verifica también por aplastamiento

Rodamientos

Seleccionamos, nuevamente, en función de disponibilidad y costo por las bajas exigencias que tenemos los rodamientos tanto del eje como del rodillo: rodamiento rígido de una hilera de bolillas con placas de protección SKF 6202.



DIMENSIONES

d	15 mm	Diámetro del agujero
D	35 mm	Diámetro exterior
B	11 mm	Ancho
d_1	≈ 21.7 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D_2	≈ 30.5 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior

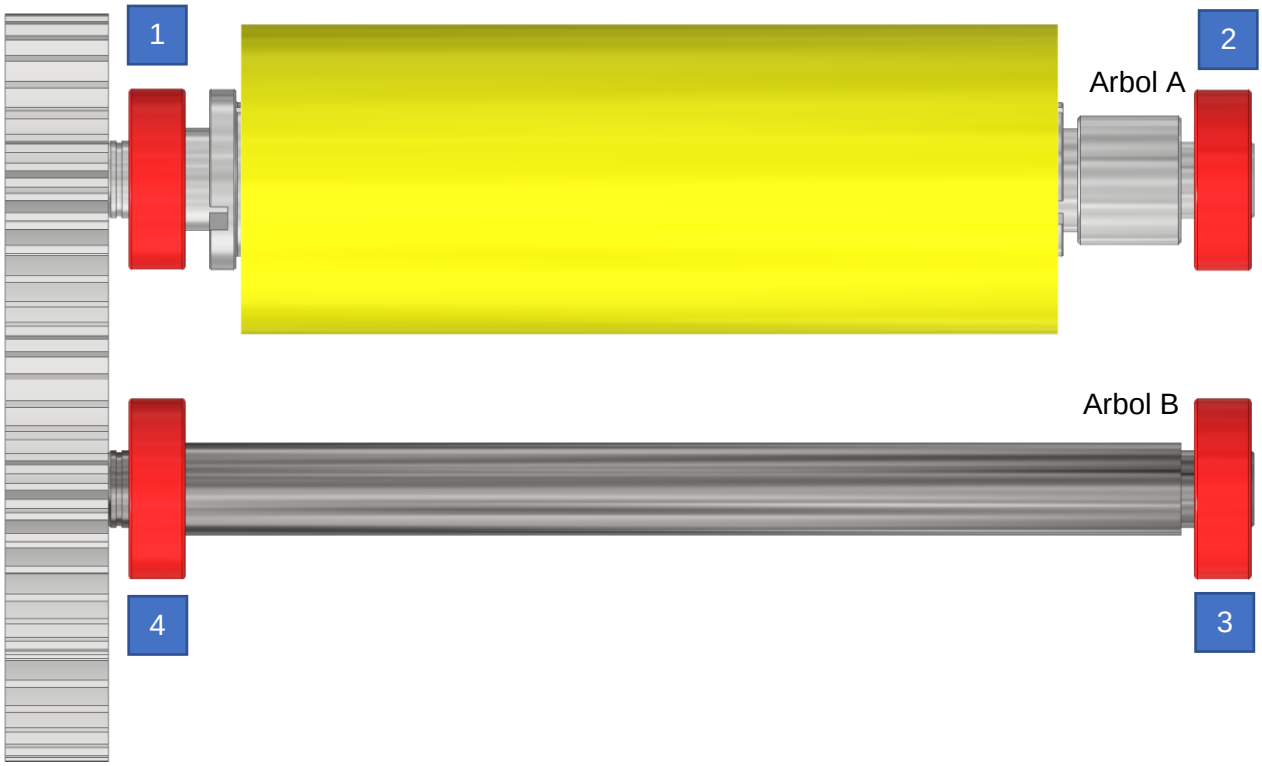
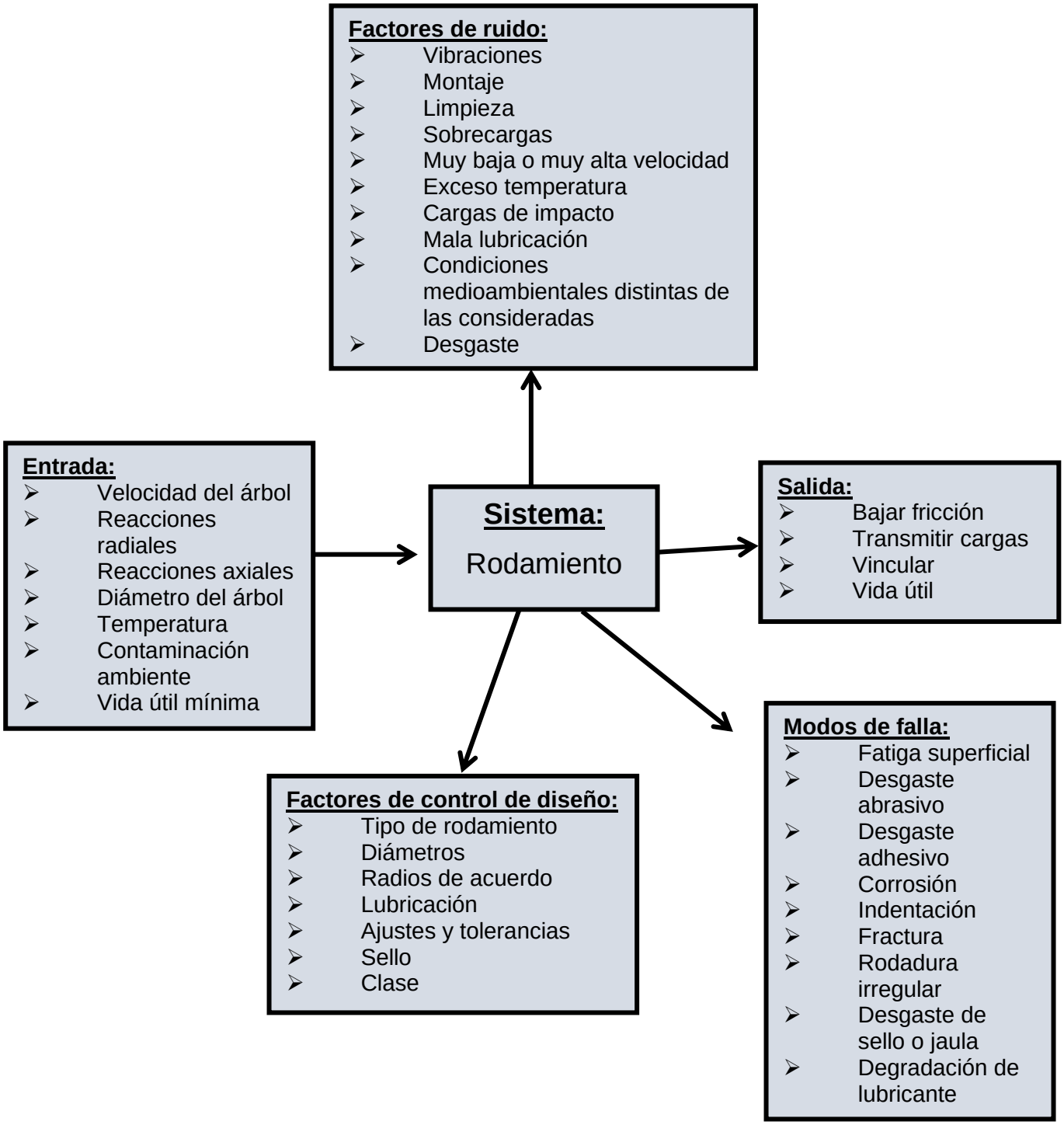


Diagrama de interfaces de los rodamientos que soportan los árboles de transmisión.



ÁRBOL A

Rodamiento 1

Datos de entrada:

- Diámetro interior del rodamiento: 15 mm
- Velocidad de funcionamiento: 60 RPM
- Carga radial: 0,230 KN
- Carga axial: 0 KN

1) Determinación de la capacidad de carga dinámica, capacidad de carga estática, factor "fo" y la carga límite de fatiga

De las tablas de rodamientos de bolas para el código 6309 → C=8,06 KN / Co=3,75 KN / fo=13 / Pu=0,16 KN

Basic dynamic load rating	C	8.06 kN
Basic static load rating	C_0	3.75 kN
Fatigue load limit	P_u	0.16 kN
Reference speed		43 000 r/min
Limiting speed		28 000 r/min
Minimum load factor	k_r	0.025
Calculation factor	f_0	13

2) Determinación del factor de confiabilidad

Para una confiabilidad deseada del 90% → a1 = 1

Tabla 1

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
	n	L_{nm}	a_1
%	%	millones de revoluciones	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Debido a que la carga es puramente radial, P = Fr = 0,230 kN (Carga dinámica equivalente del rodamiento)

Bearing rating life L_{10h} : > 2x10^5 h L_{10mh} : > 2x10^5 h

	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
Designation	Basic	SKF		
	L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)	a_{skf}	η_c
☆ ■ 6202	> 2x10^5	> 2x10^5	5.18	0.19

3) <u>Selección del nivel de limpieza deseado:</u>

Gran limpieza • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8

4) <u>Determinación de rangos de velocidad:</u>

dm = 0,5 * (d+D)

A = n * dm

A = 60 * 25

A = 1500 mm/min

Rangos de velocidad para rodamientos radiales lubricados con grasa

Rango de velocidad		Factor de velocidad Rodamientos de bolas $A = n\,d_m$	Rodamientos de agujas, de rodillos a rótula, de rodillos cónicos, de rodillos toroidales CARB	Rodamientos de rodillos cilíndricos
–		mm/min		
VL	Muy lenta	–	< 30 000	< 30 000
L	Lenta	< 100 000	< 75 000	< 75 000
M	Media	< 300 000	< 210 000	< 270 000
H	Alta	< 500 000	≥ 210 000	≥ 270 000
VH	Muy alta	< 700 000	–	–
EH	Extremadamente alta	≥ 700 000	–	–

n = velocidad de giro [r. p. m.]
d_m = diámetro medio del rodamiento [mm]
= 0,5 (d + D)

Se obtiene una velocidad L (Lenta)

4) Se determinan Rangos de temperatura y trabajo:

Tabla 2

Rangos de temperatura de las grasas

Rango de temperaturas		Rango	
–		°C	°F
L	Baja	< 50	< 120
M	Media	de 50 a 100	*de 120 a 210*
H	Alta	de 100 a 150	*de 210 a 300*
VH	Muy alta	> 150	*> 300*

Tabla 3

Rangos de carga de las grasas

Rango de carga		Relación de carga C/P
L	Baja	> 15
M	Media	> 8
H	Alta	< 4
VH	Muy alta	< 2

Se obtiene rango de temperatura M (Media)

C/P = $\frac{8{,}06KN}{0{,}230KN}$ = **35**

Analizando la relación C/P se obtiene un rango de carga L (Bajo).

5) Especificación de las grasas:

- Temperatura: M
- Velocidad: M
- Rango de carga: L/M

Grasas SKF: especificaciones técnicas y características

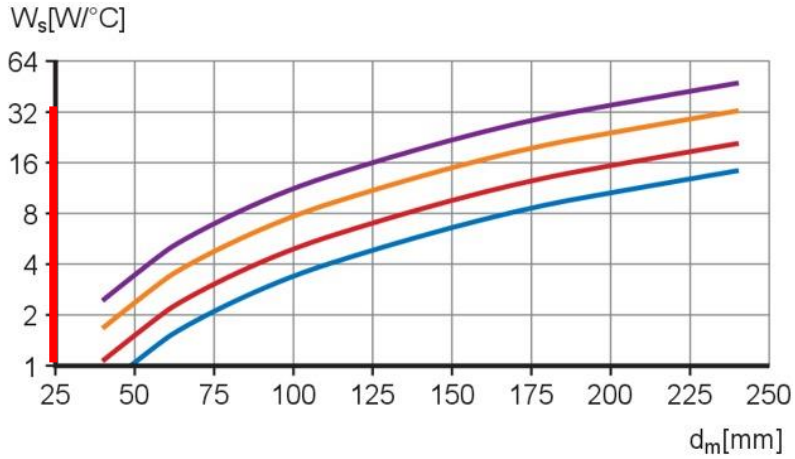
Desig-nación	Descripción	Tempera-tura	Velocidad	Carga	Clase NLGI	Rango de temperaturas[1] LTL	HTPL	Viscosidad del aceite base a 40 °C *(105 °F)*	100 °C *(210 °F)*
–	–	–	–	–	–	°C/°F		mm²/s	
LGMT 2	Uso general industrial y automoción	M	M	L a M	2	–30 *–20*	120 *250*	110	11
LGMT 3	Uso general industrial y automoción	M	M	L a M	3	–30 *–20*	120 *250*	120	12
LGEP 2	Presión extrema, cargas elevadas	M	L a M	H	2	–20 *–5*	110 *230*	200	16
LGWA 2	Amplio rango de temperaturas[3], presión extrema	M a H	L a M	L a H	2	–30 *–20*	140 *285*	185	15
LGFP 2	Compatible con alimentos	M	M	L a M	2	–20 *–5*	110 *230*	130	7,3
LGGB 2	Ecológica, biodegradable, baja toxicidad	L a M	L a M	M a H	2	–40 *–40*	90[2] *195*	110	13
LGBB 2	Grasa para rodamientos de orientación y de palas de turbinas eólicas	L a M	VL	M a H	2	–40 *–40*	120 *250*	68	10
LGLT 2	Bajas temperaturas, velocidades extremadamente altas	L a M	M a EH	L	2	–50 *–60*	110 *230*	18	4,5
LGWM 1	Presión extrema, bajas temperaturas	L a M	L a M	H	1	–30 *–20*	110 *230*	200	16
LGWM 2	Cargas elevadas, amplio rango de temperaturas	L a M	L a M	M a H	2	–40 *–40*	110 *230*	80	8,6
LGEM 2	Viscosidad alta, lubricantes sólidos	M	VL	H a VH	2	–20 *–5*	120 *250*	500	32
LGEV 2	Viscosidad extremadamente alta, lubricantes sólidos	M	VL	H a VH	2	–10 *–15*	120 *250*	1 020	58
LGHB 2	Alta viscosidad de los aditivos EP, temperatura alta[4],	M a H	VL a M	L a VH	2	–20 *–5*	150 *300*	400	26,5
LGHP 2	Grasa de poliurea de alto rendimiento	M a H	M a H	L a M	2	–40 *–40*	150 *300*	96	10,5
LGET 2	Temperaturas extremas	VH	L a M	H a VH	2	–40 *–40*	260 *500*	400	38

Se selecciona una grasa LGFP 2 Compatible con alimentos.

Datos del Rodamiento seleccionado:

Bearing Properties	6202	
Minimum load	F_{rm} : 0.0126 kN	
Viscosity	κ : 1.34	
Bearing loads	C/P : 33.03	
Grease life and relubrication interval	t_f : 30000 h	
Adjusted reference speed	n_{ar} : 42100 r/min	
Static safety factor	S_0 : 15.4	
Bearing rating life	L_{10h} : > 2x10^5 h	L_{10mh} : > 2x10^5 h
Frequencies	Please unfold to see results	
Friction	M : 3.07 Nmm	

6) <u>Cálculo de la temperatura de trabajo</u>:



Referencia	Material de la base	Velocidad del aire circundante	Método de disipación
		m/s	
	hormigón	0,5	por flujo de aire natural
	acero	0,5	
	acero	2,5	por flujo de aire forzado
	acero	5	

Debido a que nuestro dm es muy pequeño, la disipación total de calor por encima de la temperatura ambiente es prácticamente despreciable. Por otro lado, las pérdidas de potencia por fricción también son despreciables, por lo que se puede considerar a la temperatura del rodamiento como la del ambiente. (25°C)

$T_{rod} = (P_{pérdida} / W_s) + T_{amb}$

donde

T_{rod}	es la temperatura media de funcionamiento calculada del rodamiento [°C]
$P_{pérdida}$	es la pérdida de potencia por fricción del rodamiento [W]
W_s	es la disipación total de calor por grado por encima de la temperatura ambiente [W/°C]
T_{amb}	temperatura ambiente [°C]

Al utilizar el software de SKF, verifica así que procedemos a con la grasa seleccionada.

- Con esta grasa, el rodamiento verifica no solo para la Trod sino también para temperaturas +-5ºC.
- Debido a que 1 < k < 4, se puede comprobar que este rodamiento Modelo 6202 junto a la grasa LGFP 2 verifican para las cargas y la velocidad del eje.

Rodamiento 2

Datos de entrada:

- Diámetro interior del rodamiento: 15 mm
- Velocidad de funcionamiento: 61,2 RPM
- Carga radial: 0,184 KN
- Carga axial: 0 KN

Seleccionamos el mismo rodamiento que en el caso anterior, obteniendo resultados positivos con la misma grasa seleccionada**. Rodamiento Modelo 6202 junto a la grasa LGFP 2 verifican para las cargas y la velocidad del eje.**

Datos del Rodamiento seleccionado:

Bearing Properties	6202	
Minimum load	F_{rm} :	0.0126 kN
Viscosity	κ :	1.34
Bearing loads	C/P :	44.29
Grease life and relubrication interval	t_f :	30000 h
Adjusted reference speed	n_{ar} :	43000 r/min
Static safety factor	S_0 :	> 20
Bearing rating life	L_{10h} : > 2x10^5 h	L_{10mh} : > 2x10^5 h
Frequencies	Please unfold to see results	
Friction	M :	2.42 Nmm

ÁRBOL B

Rodamiento 3 y Rodamiento 4

Datos de entrada rodamiento 3:

- Diámetro interior del rodamiento: 15 mm
- Velocidad de funcionamiento: 60 RPM
- Carga radial: 0,189 KN
- Carga axial: 0 KN

Datos de entrada rodamiento 4:

- Diámetro interior del rodamiento: 15 mm
- Velocidad de funcionamiento: 60 RPM
- Carga radial: 0,233 KN
- Carga axial: 0 KN

Seleccionamos los mismos rodamientos que en el caso anterior, obteniendo resultados positivos con la misma grasa seleccionada**. Rodamiento Modelo 6202 junto a la grasa LGFP 2 verifican para las cargas y la velocidad del eje.**

Datos del Rodamiento 3 seleccionado:

Bearing Properties	6202	
Minimum load	F_{rm} :	0.0126 kN
Viscosity	κ :	1.34
Bearing loads	C/P :	43.33
Grease life and relubrication interval	t_f :	30000 h
Adjusted reference speed	n_{ar} :	43000 r/min
Static safety factor	S_0 :	> 20
Bearing rating life	L_{10h} : > 2x10^5 h	L_{10mh} : > 2x10^5 h
Frequencies	Please unfold to see results	
Friction	M :	2.27 Nmm

Datos del Rodamiento 4 seleccionado:

Bearing Properties	6202	
Minimum load	F_{rm} :	0.0126 kN
Viscosity	κ :	1.34
Bearing loads	C/P :	32.37
Grease life and relubrication interval	t_f :	30000 h
Adjusted reference speed	n_{ar} :	42000 r/min
Static safety factor	S_0 :	15.1
Bearing rating life	L_{10h} :	> 2x10^5 h L_{10mh} : > 2x10^5 h
Frequencies	Please unfold to see results	
Friction	M :	2.94 Nmm

Conclusión:

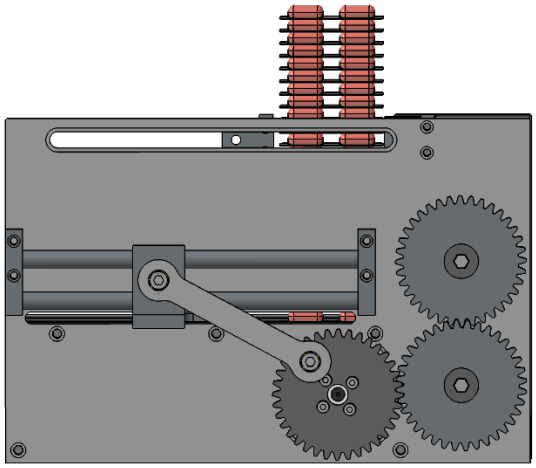
En resumen, se eligieron cuatro rodamientos iguales que verifican el estado de carga en cada uno de los casos. De esta manera, logramos estandarizar los rodamientos.

- **RODAMIENTOS:** Rodamiento 6202 con una grasa de SKF LGFP 2 compatible con alimentos.

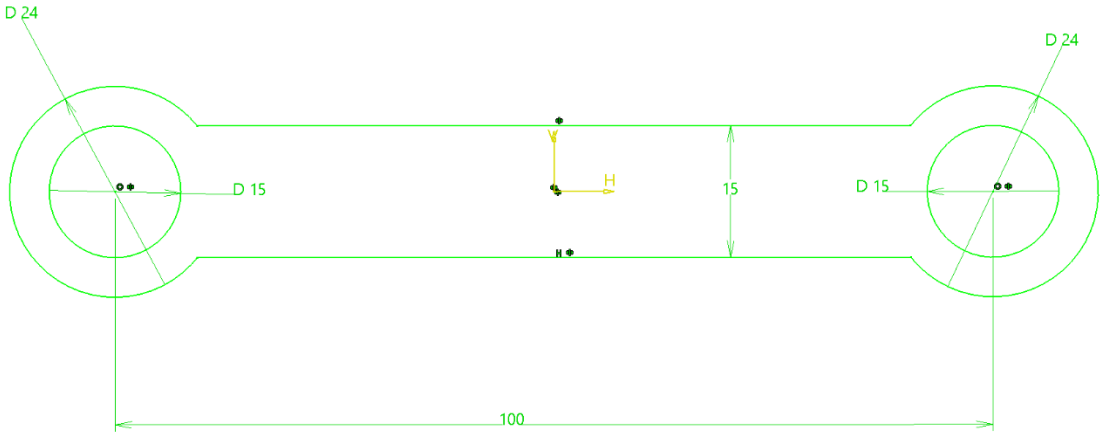
En conclusión, debido a que nuestros ejes trabajan a unas velocidades muy bajas, cargas bajas y sumado a que la temperatura baja, se requieren utilizar generalmente grasas de una viscosidad muy alta de modo tal que puedan funcionar en las temperaturas Trod obtenidas.

Sistema de transmisión de movimiento rotativo-rectilíneo

Como se mencionó previamente, la maquina contara con un sistema de biela manivela. Este será mecanizado de aluminio.

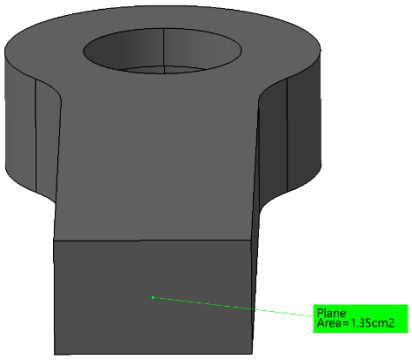


Las dimensiones de la biela son las siguientes:



Para asegurar el correcto funcionamiento del equipo es necesario verificar la biela por tracción. Para lo mismo se debe obtener el área transversal de la biela.

Este dato se obtuvo por medio del diseño 3D:



Área transversal = 1,35 cm^2

Para realizar el cálculo se acudió al artículo “Influencia de las fuerzas alternativas de inercia en el diseño y resistencia de bielas en motores de elevadas vueltas” presentado por ingenieros provenientes de la Universidad Austral y UTN.

En el mismo se presenta el comportamiento de bielas utilizadas en motores, sin embargo, la diferencia entre ese sistema y el de nuestro equipo radica en que el movimiento de la biela en nuestro caso es generado por las RPM del motor y por ende del engranaje vinculado a la biela mientras que en el motor el movimiento de la biela se genera por medio de combustión y posición del pistón.

Sin embargo, en ambos casos la biela se somete a esfuerzos de tracción y compresión y a su vez se encuentra en un movimiento rectilíneo alterno.

Debido a que se puede considerar que en nuestro equipo la biela estará sometida a ese tipo de movimiento, se encontrará sometida a fuerzas de 1º y 2º orden calculables tal como se mostrará a continuación.

El cálculo de los esfuerzos de tracción generados por el sistema se realizá mediante la siguiente fórmula (Tensión generado por Tracción sobre área transversal):

$$\sigma = m_a * r * \omega^2 * (1 + \lambda) * \frac{1}{A}$$

Ver Prof. Ing. Roberto Bottini, Prof. Ing. Juan Carlos Petras , Dr.Ing.Miguel Angel Cavalieri - MTL (2016). Influencia de las fuerzas alternativas de inercia en el diseño y resistencia de bielas en motores de elevadas vueltas. Página 386.

Donde:

$$\sigma = Tensión.$$

$$R = Radio\ de\ la\ biela.$$

$$W = RPM\ del\ sistema.$$

$$ma = masa\ alternativa = masa\ de\ la\ biela$$

$$\lambda = Relación\ \frac{r}{l}\ (radio\ del\ agujero\ de\ la\ biela\ y\ longitud\ de\ biela).$$

$$A = Área\ de\ la\ sección\ transversal.$$

$$\sigma = 32gr * 100mm * \ 60^2\ RPM^2 * \left(1 + \frac{25}{100}\right) * \frac{1}{1{,}35 * 10 * 10\ mm^2}$$

$$\sigma = 0{,}032\ Kg * 0{,}10m * \ 39{,}47\frac{1}{s^2} * (1{,}25) * \frac{1}{135\ mm^2}$$

$$\sigma = 0{,}158\ N * \frac{1}{0{,}000135\ m^2}$$

$$\boldsymbol{\sigma = 1170{,}4\ Pa}$$

Si tenemos en cuenta que para el Aluminio 6061 la tensión de fluencia es 276 Mpa:

Mechanical Properties of 6061 Aluminum

Here we can see the tensile strength, yield strength, and modulus of elasticity for both the T4 and T6 tempers.

search

Property	6061-T4	6061-T6
Tensile Strength	241 MPa | 35000 psi	310 MPa | 45000 psi
Yield Strength	145 MPa | 21000 psi	276 MPa | 40000 psi
Modulus of Elasticity	68.9 GPa | 10000 ksi	68.9 GPa | 10000 ksi

$$\boldsymbol{\sigma trabajo \leq \sigma fluencia}$$

$$\mathbf{1170,4}\ \boldsymbol{Pa} \leq \mathbf{276 * 10^6}$$

Se puede observar que verifica el sistema.

Bibliografía

- Medical Expo. (2022). ROFESSIONAL POPPITT. Recuperado de https://www.medicalexpo.com/prod/pharma-innovations-ltd/product-130654-966690.html
- Sepha. (2022). Automatic deblistering machine up to 16 packs per minute. Recuperado de https://sepha.com/products/deblistering/pressout-universal-mini/
- Chiang, E. (2012). How Strong Is Your Blister Pack? Recuperado de https://www.labsys.si/fileadmin/user_upload/novice/Blister_Pack_July_2012.pdf
- Gabrian International. (2020). 6061 Aluminum: Get to Know its Properties and Uses. Recuperado de https://www.gabrian.com/6061-aluminum-properties/
- Material Mundial. (2022). Acero Inoxidable AISI 304 Ficha Técnica, Propiedades, Densidad, Dureza. Recuperado de https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/
- SKF. (2022). SKF Bearing Select. Recuperado de https://www.skfbearingselect.com/
- FueLeadshine. (2022). Leadshine Integrated Brushless Servo Motor iSV-B23090 - NEMA 23. Recuperado de https://leadshineindia.com/products/leadshine-integrated-brushless-servo-motor-isv-b23090-nema-23
- Moreno, E. (2022). Cotización Rodillo. Recuperado de https://www.rivarosa.com.ar/
- Prof. Ing. Roberto Bottini, Prof. Ing. Juan Carlos Petras , Dr.Ing.Miguel Angel Cavalieri - MTL (2016). Influencia de las fuerzas alternativas de inercia en el diseño y resistencia de bielas en motores de elevadas vueltas.