



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE INGENIERÍA

COLEGIO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

**“DISEÑO DE UN PROTOTIPO MEDIDOR Y ENROLLADOR DE
MANGUERA VÍA CAE PARA EL CONTEO DE INVENTARIO DE LA
EMPRESA MACO DE PUEBLA”**

TESINA

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO Y ELÉCTRICO

PRESENTA:

ALBERTO HERNÁNDEZ BAUTISTA

ASESOR:

DR. JAVIER FLORES MÉNDEZ

PUEBLA, PUE.

SEPTIEMBRE 2014

Agradecimientos

Es mi deseo como un sencillo gesto de agradecimiento, dedicar mi humilde obra de trabajo a todas esas personas que han tenido muestras de apoyo y confianza para que yo pueda llegar a este punto de mi vida.

A mi madre:

Luz María, gracias por ser la madre comprensible, amorosa e incondicional, con tu cariño me has enseñado a ser humilde, a ser mejor persona, MADRE TE AMO CON TODO MI CORAZÓN, cualquier muestra de gratitud será poca, comparada a todo tu amor.

A mi padre:

Miguel, el hombre más extraordinario que he conocido, gracias por tu esfuerzo, por todo tu apoyo, por tus sacrificios, gracias a ti, he logrado cumplir esta meta que me he trazado, gracias a ti soy quien soy, TE AMO CON TODO MI CORAZÓN, sinceramente sin ti habría estado perdido.

A mi hermana:

Rosalba, la mujercita más dulce y tierna que he tenido el gusto de conocer, desde la primaria tú siempre has cuidado de mí, cuando mamá se encontraba trabajando, TE QUIERO MUCHO, muchas gracias.

A mi hermano:

Miguel Ángel, carnalito gracias por tus consejos, por tu apoyo, por ser mi ejemplo a seguir, el mejor estudiante, el mejor trabajador, el mejor hermano, TE QUIERO, doy gracias a dios por tenerte conmigo.

A mi sobrino:

Chucho, gracias, porque con tu sola llegada a este mundo, diste luz, alegría y bendiciones a mi familia, eres el regalo más hermoso que dios nos ha dado, TE QUIERO, ahora eres muy pequeño, dios quiera que en un futuro, tú también puedas realizar tus metas, y si él me lo permite, yo te apoyaré para que puedas convertirte en una persona de bien y des mas alegrías a nuestra familia.

A mis abuelos:

A mis viejitos, LOS QUIERO CON TODO MI CORAZÓN, abuelita Mena, abuelita Panchita, abuelito Hilarino, abuelito Miguel (Q.E.P.D) que diosito me los bendiga y cuide donde quiera que se encuentren.

A la Profesora Maria Eugenia:

Querida señorita, déjame decirte que ha sido Genny-al poder compartir contigo, alegrías, tristezas, triunfos y fracasos, a ti también de todo corazón, te agradezco tu apoyo, tus palabras, tus consejos, tu tiempo. Eres una extraordinaria persona y una magnifica compañera, que Dios te bendiga, TE QUIERO MUCHO.

A Silvia:

Querida señorita, gracias por tu apoyo, por estar conmigo, por tus muestras de cariño, por enseñarme que con esfuerzo y dedicación podemos lograr lo que nos propongamos, de todo corazón dedico también a ti este esfuerzo, que Dios te bendiga siempre, TE QUIERO MUCHO.

A la BUAP:

Parecía que fue hace poco que tuve el triunfo de ingresar a tus instalaciones, tú fuiste el comienzo de un duro pero gratificante camino, gracias por mostrarme los libros y los profesores correctos, contigo conocí compañeros, se volvieron mis amigos y ahora les puedo decir colegas.

A MACO:

Gracias a ti por darme mi primer empleo, por enseñarme a valerme por mi mismo, gracias a ti conocí a mis jefes y compañeros de trabajo, personas que ahora son mis amigos y que me han enseñado a aprender más y a valorar más el esfuerzo en equipo.

A mis asesores:

Dr. Javier e Ing. Sergio Ponce, ustedes me han dado el ultimo empujoncito para poder alcanzar esta etapa, sinceramente agradezco su tiempo, su apoyo, espero poder algún día ser tan buen Ingeniero como lo son ustedes.

A mi carrera:

Ahora más que nunca, estoy plenamente convencido que ser Ingeniero es lo mío, gracias a ti he conocido y aprendido cosas que jamás pensé si quiera existieran, prometo llevarte dignamente y esforzarme por mantener en lo más alto el rango de un Ingeniero Mecánico y Eléctrico.

A DIOS:

Sin ti, simplemente nada seria, gracias por poner en mi vida a las personas correctas en los momentos correctos, a ti te debo sin duda todas mis alegrías, de todo corazón te dedico mi humilde trabajo. GRACIAS POR TODO, TE AMO.

Estas páginas no son suficientes para expresar la alegría y gratitud que en este momento siento, familia, compañeros y amigos, de todo corazón les comparto mi esfuerzo y dedicación.

¡Muchas gracias!

Alberto Hernández Bautista

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I

Introducción	1
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Objetivo general.....	1
1.3 Objetivos específicos.....	1

CAPÍTULO II

Marco teórico	2
2.1 Antecedentes.....	2
2.2 Sistemas de Perfil Industrial (IPS).....	5
2.2.1 Ventajas del sistema IPS.....	5
2.2.2 Series de perfiles de aluminio.....	6
2.3 Información técnica.....	7
2.3.1 Propiedades mecánicas.....	7
2.3.2 Acabados.....	7
2.3.3 Tolerancias.....	7
2.4 Puntos de descanso.....	7
2.5 Formulas para el cálculo de deflexión y puntos críticos en el sistema IPS....	8
2.6 Paneles.....	9
2.7 Sistemas de fijación.....	10
2.7.1 Carga segura.....	10
2.7.2 Selección de elementos de fijación y accesorios.....	11
2.8 Ruedas.....	12
2.9 Sistemas de transmisión mecánica.....	13
2.9.1 Tipos de elementos para la transmisión de potencia.....	13
2.10 Poleas y Bandas.....	14
2.10.1 Tipos de bandas.....	15
2.10.2 Transmisiones con bandas planas.....	15
2.10.3 Correas trapezoidales.....	16
2.10.4 Ángulo de contacto.....	17
2.10.5 Longitud de la banda.....	18
2.10.6 Velocidad lineal de la banda.....	18
2.10.7 Relación de transmisión.....	19
2.10.8 Diámetro de poleas.....	19
2.11 Motor.....	20
2.12 Motores neumáticos.....	21
2.12.1 Principio de funcionamiento.....	21
2.12.2 Cálculos teóricos.....	23
2.12.3 Circuito neumático.....	25

2.12.4 Alimentación del aire.....	26
2.13 Cojinetes.....	27
2.13.1 Clasificación de los cojinetes.....	27
2.14 Rodamiento de rodillos.....	28
2.14.1 Rodamientos de agujas.....	28
2.15 Chumacera.....	29
2.16 Relación entre carga y duración de rodamiento.....	29
2.17 Rodillos Industriales.....	31
2.17.1 Materiales.....	31
2.17.2 Elastómeros.....	32
2.18 Elementos con movimiento lineal.....	33
2.18.1 Mecanismos que convierten un movimiento circular en uno lineal..	33
2.18.2 Aplicaciones.....	34
2.19 Tornillo de potencia.....	35
2.20 Tipos de roscas para un tornillo de potencia.....	36
2.20.1 Cálculo de una rosca.....	38
2.21 Fallas estáticas y dinámicas.....	40
2.22 Teorías de fallas por cargas estáticas.....	40
2.22.1 Fallas en materiales dúctiles.....	40
2.22.2 Fallas de materiales frágiles.....	40
2.23 Teoría del esfuerzo normal máximo.....	40
2.24 Esfuerzos cortantes máximos.....	41
2.25 Teoría de Von Mises.....	43
2.26 Teorías de fallas por cargas dinámicas.....	45
2.27 Tipo de tensión en la fatiga.....	45
2.28 Esfuerzo Vida (S-N).....	47
2.29 Dispositivo cuenta metros.....	48
2.29.1 Principio del dispositivo cuenta metros.....	48
2.29.2 Aplicaciones.....	48

CAPÍTULO III

Presentación del prototipo.....	49
3.1 Selección del material IPS para la estructura de aluminio.....	51
3.2 Cálculo del motor neumático.....	53
3.3 Cálculo del sistema de transmisión por bandas.....	56
3.4 Selección del tornillo de potencia.....	58
3.5 Selección de los rodamientos y la chumacera para el tornillo de potencia....	59
3.6 Selección de los devanadores de rodillos regulables y el cuenta metros.....	61
3.7 Análisis FEM.....	62
3.8 Análisis de cargas estáticas de la estructura de aluminio.....	62
3.8.1 Análisis 1.....	64

3.8.2 Análisis 2.....	66
3.8.3 Análisis 3.....	71
3.9 Análisis de cargas dinámicas de la estructura de aluminio.....	75
3.9.1 Análisis 4.....	75
Discusión de resultados y conclusiones.....	77
Anexos.....	82
Bibliografía.....	93

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema

MACO de Puebla es una empresa dedicada a la venta, fabricación y distribución de refacciones para la industria.

Dentro de la gama de productos que maneja esta empresa, podemos encontrar 100 distintos tipos de mangueras industriales de diferentes marcas, diámetros y longitudes¹.

En las políticas de MACO está el hacer conteos cíclicos mensuales², las cuales tienen como objetivo controlar el material que entra y sale de la empresa.

Al realizar estos conteos de forma manual se desvía de sus actividades al personal encargado del almacén, además los conteos no son con la rapidez y exactitud que exige la empresa.

1.2 Objetivo general

Desarrollar mediante herramientas CAE el prototipo de un equipo de medición de mangueras que sea practico, sencillo y exacto, que pueda ser manipulado por el almacenista de MACO sin correr el riesgo de generar algún daño al material que se va a medir y al personal que lo medirá.

1.3 Objetivos específicos

1. Proponer un prototipo capaz de medir 100 metros de manguera en 30 segundos.
2. Comprobar que es capaz de soportar los 205 kg de un carrete lleno de manguera y el torque que generará el motor neumático.
3. Calcular analíticamente el tiempo de vida en revoluciones por minuto (rpm) del rodamiento para el tornillo de potencia.
4. Generar una lista de materiales para el ensamble de dicho prototipo.
5. Describir de forma específica la función de cada una de las partes del ensamble.
6. Crear los drafting de las piezas más importantes del prototipo.

¹ MRP "Material Resource Planning" (2013) de MACO

² MACO_polgrales (Mayo 2012)

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Establecida en 1978 MACO es una empresa poblana, con más de 35 años de experiencia en el mercado, dedicada a la venta y distribución de una extensa línea de productos, con la que busca cubrir las necesidades de sus cliente en el área industrial, agrícola, petroquímica, siderúrgica, metalúrgica, de la construcción, automotriz, alimenticia.



Figura 1. Empresa MACO de Puebla

Con el paso de los años, la empresa fue ganando terreno dentro del estado de Puebla, como una de las principales distribuidoras de refacciones a la industria, lo cual conllevó a buscar nuevos mercados y a realizar una inversión importante en su stock, con marcas como Parker, Goodyear, Manuli, Gates, entre otras, actualmente la empresa cuenta con 3 almacenes físicos³ de mangueras;

Almacén 1 (Pedacería)

Almacén 4 (Tienda MACO)

Almacén 5 (Carretes completos)

³ Obtenido de SAP Business One 8.82



Figura 2. Almacenes

Este crecimiento ha exigido el uso de nuevas herramientas, para poder mantener un control dentro de todo el inventario de la empresa, tales como:

Conteos cíclicos: Conteos sabatinos, se toman 10 piezas al azar y se realiza un conteo físico por parte de un agente de ventas y un almacenista.

Conteos mensuales: Se realizan una vez al mes, en los cuales se toma un almacén y se mide manualmente todo el metraje de mangueras, se utiliza al menos 6 almacenistas para poder hacer este conteo en un día.

Conteos anuales: Se hace un conteo total de los 3 almacenes, tomando hasta 4 días de inventario, utilizando a todo el equipo del almacén.

Estos procesos han llevado a tener un control aceptable del material que entra y sale de la empresa, desafortunadamente al realizar los conteos mensuales y anuales, el almacén debe cerrar en su totalidad para poder obtener una cifra similar a lo que nos indique el sistema SAP Business.



El almacenista debe colocar el carrete sobre el tubo para que este sirva como devanador de la manguera



Sobre el piso se encuentra marcado el metraje



El almacenista debe tirar de la manguera e ir tomando como referencia los metros pintados en el suelo, este proceso se repite tantas veces como sea necesario

Fig. 3 Proceso manual de medición de la manguera

Esto ha generado un problema a la hora en que un cliente tiene una requisición, ya que la respuesta de la empresa no es inmediata en los días de inventarios.

2.2 Sistemas de Perfil Industrial (IPS)

El aluminio es un material de gran importancia en la actualidad, con infinitud de usos, después del acero podríamos decir que es el metal utilizado con mayor frecuencia en la industria.

El sistema IPS, es una tecnología creada por el Corporativo Parker Hannifin, basada en la extrusión y el tratamiento del aluminio, este proceso consiste en la fabricación de perfiles con ranuras tipo T y de accesorios para su ensamble, el sistema de construcción ofrece gran flexibilidad y ahorro de costos en ingeniería, fabricación y montaje.

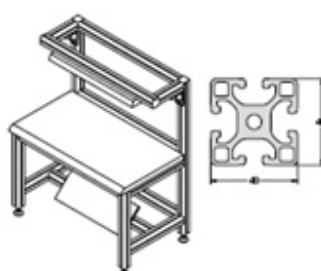


Fig.4 Perfil de aluminio

2.2.1 Ventajas del sistema IPS

Muchas de las ventajas que podemos encontrar en esta tecnología de perfiles de aluminio son:

- Tiempo considerablemente corto desde su diseño hasta su ensamblado.
- No requiere soldarse, pintarse, rectificarse o distorsionarse.
- Apariencia estética sin requerir otro tipo de tratamiento o acabado.
- Alta flexibilidad a la hora de hacer modificaciones en el futuro.

Respecto a sus costos hay que evaluar el costo total del equipo y no únicamente el de los perfiles y accesorios.

La siguiente gráfica podrá ilustrarnos una evaluación de costos de IPS contra el tradicional uso del acero soldado.

ALUMINUM		VS	STEEL	
1. Precio	\$\$\$\$\$		1. Precio	\$
2. Diseño	\$\$\$		2. Diseño	\$\$\$\$
3. Fabricación	\$\$		3. Fabricación	\$\$\$\$
4. Estética	\$		4. Estética	\$\$\$
5. Mantenimiento	\$		6. Mantenimiento	\$\$\$
6. Modificación	\$		7. Modificación	\$\$\$
7. Almacenamiento	\$		8. Almacenamiento	\$\$\$
Total:	\$17		Total:	\$22

Fig. 5 Evaluación costo aluminio vs acero

2.2.2 Series de perfiles de aluminio

Existe una gran variedad de series en este sistema de IPS tanto métricas como estándar, 20, 28 y 40 mm así como 1" y 1.5" son algunas de las presentaciones que podemos encontrar de este material.

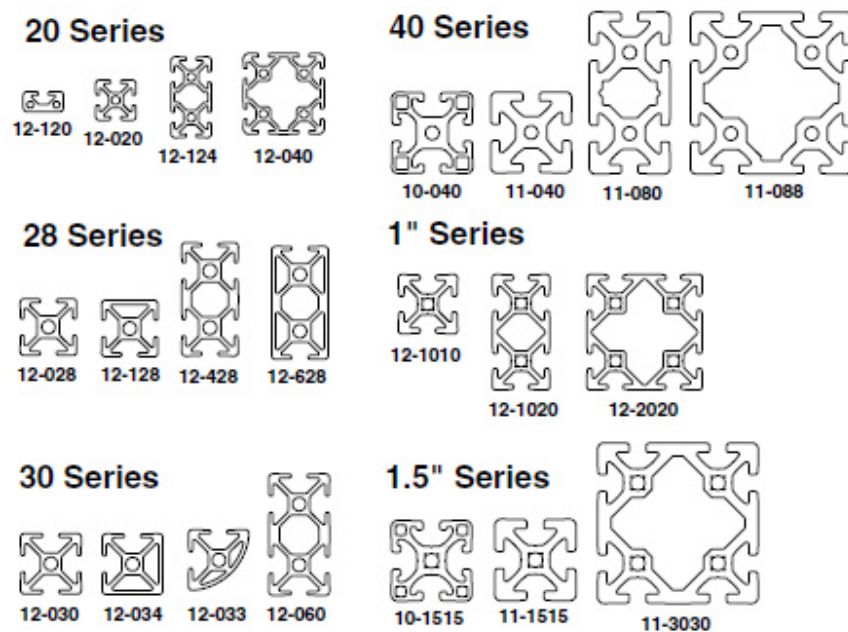


Fig.6 Series de perfil

2.3 Información técnica

Antes de decidirnos a utilizar este material, es importante conocer que características tiene, para asegurarnos que la estructura que queremos diseñar será resistente y cumplirá con las necesidades del proyecto.

2.3.1 Propiedades mecánicas⁴

- Certificado con propiedades metalúrgicas iguales a 6105-T5 / 6005-T5 / 6063-T6 y los accesorios con 6061-T6 ó 6063-T6.
- Rendimiento (0.2 limite) 240 N/mm² (38,000 PSI).
- Resistencia a la tracción: 260 N/mm² (38,000 PSI).
- Elasticidad E: 69 000 N/mm² (10,000 kpsi).
- Dureza Brinell: Aproximadamente 75 HB 2.5/187.5
- Estructura molecular de la aleación es generalmente estable en temperaturas de -40°C a 200°C.
- Coeficiente de Poisson ν : 0.33.
- Modulo de rigidez G: 26 000 N/mm² (3,770 kpsi).

2.3.2 Acabados

- Anodizado claro: AA M10, C22, A31.
- Anodizado oscuro: AA M10, C22, A34.
- Profundidad mínima: 0.010 mm (0.0004 in).
- Dureza de la superficie: Aproximadamente 250 HV.

2.3.3 Tolerancias

- Extrusiones según especificaciones DIN 17 615.
- Rectitud: 0.32 mm (0.0125 in) por 300 mm (1 ft) de largo y no excede 3 mm (0.12 in) en los 6 m (20 ft).
- Rugosidad: 0.10 mm (0.004") por cada 25 mm (1") de ancho.
- Tolerancia de corte: ± 0.40 mm (± 0.15 ").

2.4 Puntos de descanso

El diseño del perfil de aluminio cuenta con ranuras tipo T, lo cual permite a la carga tener un punto de descanso seguro a la hora del apriete del sujetador. Este tipo de diseño permite, si es necesario, desmontar y reutilizar todas las partes del sistema.

⁴ http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/emn/Catalogs-Brochures/1816-3_ParkerIPS.pdf

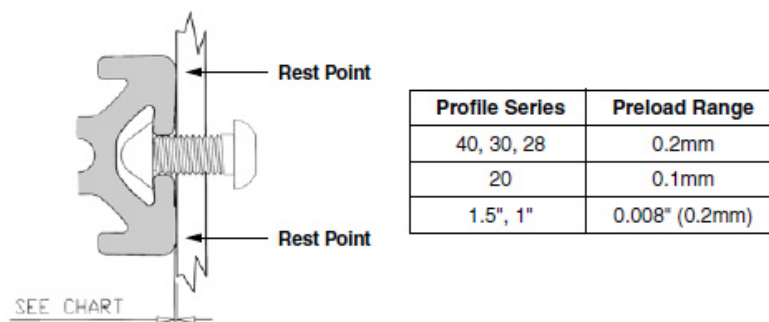


Fig. 7 Puntos de apoyo

2.5 Formulas para el cálculo de deflexión y puntos críticos en el sistema IPS

En el análisis de estructuras, la deflexión consiste en el grado en el que un elemento se desplaza cuando le aplicamos una carga.

Existen formulas que son de gran ayuda a la hora de calcular el comportamiento de un cuerpo al aplicarle una fuerza o carga. Formulas mostradas a continuación.

Supported at both ends $f = \frac{F \cdot L^3}{48 E \cdot I \cdot 10^4}$	Fixed at one end $f = \frac{F \cdot L^3}{3 E \cdot I \cdot 10^4}$	Fixed at both ends $f = \frac{F \cdot L^3}{192 E \cdot I \cdot 10^4}$
Total Load F $f = \frac{5}{384} \cdot \frac{F \cdot L^3}{E \cdot I \cdot 10^4}$	Total Load F $f = \frac{F \cdot L^3}{8 E \cdot I \cdot 10^4}$	Total Load F $f = \frac{F \cdot L^3}{384 E \cdot I \cdot 10^4}$

Tabla 1. Formulas para el cálculo de deflexión

Donde:

f = Deflexión en mm

F = Carga en N

L = Longitud del perfil

E = Modulo de Elasticidad en N/mm²

$E_{AL} = 70,000 \text{ N/mm}^2$

I = Momento de inercia en cm⁴

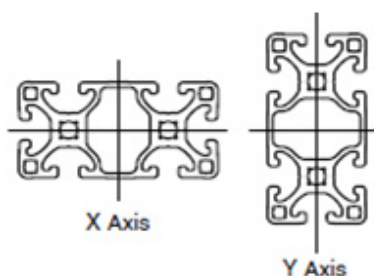


Fig. 8 Ejes del perfil

2.6 Paneles

Dentro de la tecnología IPS existen una gran variedad de paneles de distintos materiales y para distintas aplicaciones.

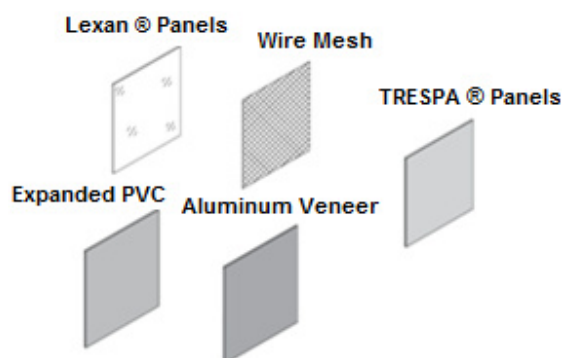


Fig. 9 Tipos de paneles

Lexan: Fabricado en policarbonato resistente al alto impacto, provee claridad y seguridad.

Wire Mesh (Malla de alambre): Provee un alto nivel de seguridad y puede ser usado como guardas o para aislar un área en específico.

TRESPA: Es un sólido de grado decorativo, resistente a rayones, corrosivos y solventes.

Expanded PVC (PVC Expandido): Material para bajo nivel de carga, generalmente para uso vertical, no recomendable para temperaturas mayores a 90°C (194°F).

Aluminio Veneer (Chapa de aluminio): Estas placas tienen una alta resistencia a la carga, pueden ser utilizados horizontales y verticales.

Panel Type	Recommended Use					Opacity		Cost		
	Vertical, Non-Structural	Vertical, Structural	Horizontal, Non-Structural	Shelving, No Load	Shelving, Load Supporting	Transparent or See Through	Opaque	Low	Medium	High
Lexan®	✓		✓	✓		✓			✓	
Wire Mesh	✓		✓			✓		✓		
TRESPA®	✓ ¹	✓	✓ ¹	✓ ¹	✓		✓			✓
Expanded PVC	✓		✓				✓	✓		
Aluminum Veneer	✓	✓		✓	✓		✓		✓	

¹ Can be used, but not an economical solution.

Tabla 2. Aplicaciones de los paneles

2.7 Sistemas de fijación

Para el ensamblado de los perfiles de aluminio existen una gran variedad de accesorios (ángulos, placas, tuercas T, tornillos, fijadores especiales) que nos permitirán unir de forma segura y sin el riesgo que con el uso el dispositivo se desarme y con la opción de poder utilizarlos las veces que así se requiera.



Fig. 10 Accesorios para fijación de perfil

2.7.1 Carga segura

Los tipos de perfil de aluminio podemos clasificarlos de acuerdo a su uso y a la carga que se va a aplicar, tal clasificación se muestra a continuación.

Serie ligera, serie estándar, serie pesada y serie pesada con tuerca para uso pesado son los distintos tipos de perfil que podemos encontrar.

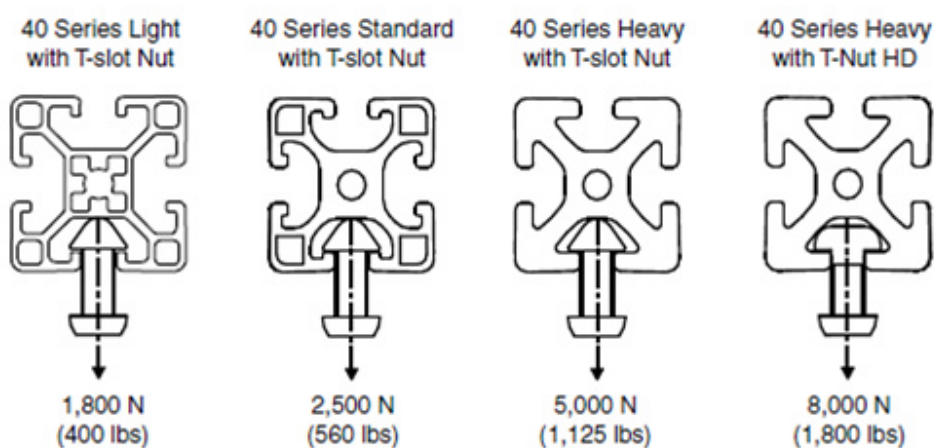


Fig. 11 Cargas para perfil de aluminio

2.7.2 Selección de elementos de fijación y accesorios

Al momento de realizar un ensamble con perfil de aluminio, debemos considerar varios aspectos para poder realizar una buena selección del material de fijación.

- **Carga:** Si la estructura será diseñada para soportar una carga grande, es recomendable utilizar accesorios que tengan varios puntos de fijación, tales como los ángulos, que aparte de darnos un área mayor de apoyo, nos permite fijar hasta 8 tornillos dependiendo de la dimensión del perfil, si la estructura será utilizada para cargas menores, con un solo punto de fijación basta.

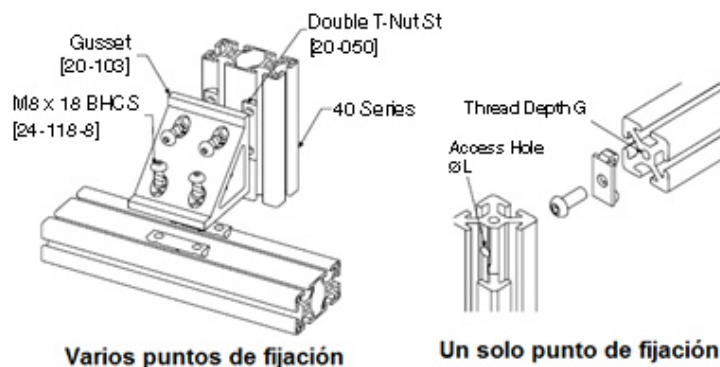


Fig. 12 Ensamble mediante ángulos

- **Facilidad de ensamblaje:** Si lo que requerimos es un ensamblado sencillo pero a la vez resistente y con varios puntos de fijación, las placas de aluminio pueden ser una buena opción, fáciles de montar y desmontar de un modo rápido y sencillo.

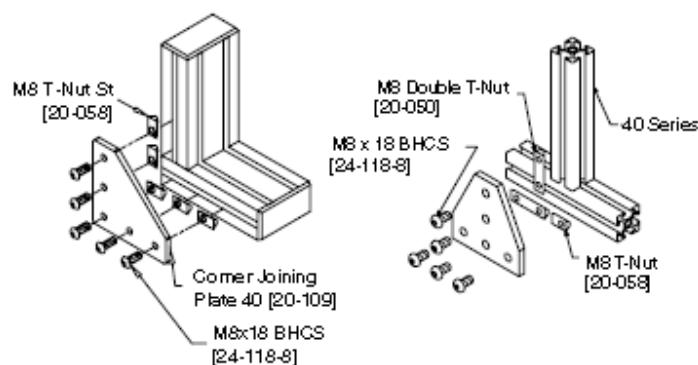


Fig. 13 Ensamble por placas

- **Estética:** Si se requiere un ensamble fuerte, seguro y a la vez estético a la vista existen accesorios de ensamblado interno, estos quedarán imperceptibles a la vista y nos proporcionarán una estructura con una buena presentación.

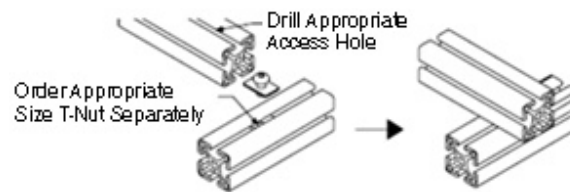


Fig. 14 Ensamblajes por tornillos ocultos

2.8 Ruedas

Máquina simple de forma circular que gira alrededor de un eje de manera mecánica. Una de sus principales aplicaciones es para el transporte terrestre, donde el material que se requiere mover, descansara sobre ellas y esto facilitara su movimiento de un lugar a otro, según se requiera.



Fig. 15 Ruedas

Dependiendo de la carga que se va a soportar es como se debe seleccionar el material y el diámetro de la misma, además de la superficie donde será apoyada.

Type		Load Capacity kg (lbs)	Wheel	Wheel Dia. (mm)	Wheel Width (mm)	Total Height (mm)	Wheel Center	Weight (kg)	Part #
Hollow King Pin	Swivel	40 (88)	Rubber Grey Non-Marking	50	19	68	Pressed Steel	0.21	21-300
	Swivel	40 (88)	Rubber Grey Non-Marking	50	19	68	Pressed Steel	0.24	21-301
	Swivel	80 (175)	Neoprene Rubber, Black	75	25	100	Pressed Steel	0.39	21-310
Threaded Stem	Swivel	91 (200)	Hard Rubber	125	32	162	Solid Rubber	1.04	21-314
	Swivel	91 (200)	Hard Rubber	125	32	162	Solid Rubber	1.2	21-315
	Leveling	600 (set of 4)	Nylon	50	18	82	Pressed Steel	0.8	21-323
	Leveling	1200 (set of 4)	Nylon	62	30	102	Pressed Steel	1.2	21-327
Top Plate	Swivel	136 (300)	Blue Grey Rubber	125	32	165	Pressed Steel	1.14	21-312
	Swivel	136 (300)	Blue Grey Rubber	125	32	165	Pressed Steel	1.29	21-313
	Swivel	410 (900)	Purple Poly	152	51	191	Pressed Steel	2.2	21-318
	Swivel	410 (900)	Purple Poly	152	51	191	Pressed Steel	2.6	21-319
	Leveler	600 (set of 4)	Nylon	50	18	82	Pressed Steel	0.8	21-324
	Leveler	1200 (set of 4)	Nylon	62	30	102	Pressed Steel	1.2	21-328
	Floor	182 (400)	Vulcanized Rubber Pad	—	—	165 ret. 196 ext.	Pressed Steel	2.1	21-325

Tabla 3. Tipos de ruedas

2.9 Sistemas de transmisión mecánica

La transmisión mecánica es el conjunto de mecanismos y dispositivos que en su conjunto forman una interconexión entre piezas “fijas”.

La transmisión, también nombrada transmisión de potencia, tiene como funciones:

- Recibir potencia de alguna fuente giratoria, sea un motor eléctrico, de combustión interna, hidráulico o neumático e incluso un movimiento manual.
- Si la función lo requiere, la transmisión causa un cambio en la velocidad de rotación del eje.
- Los elementos activos de accionamiento, transmiten la potencia del eje de entrada al de salida.
- Existe una relación inversa entre la velocidad y la torsión, cuando la velocidad disminuye, el torque aumenta y viceversa.

2.9.1 Tipos de elementos para la transmisión de potencia

Dentro de los principales modelos de transmisión mecánica podemos encontrar:

Transmisión por bandas: Generalmente consiste en interconectar dos poleas (una de mayor diámetro) con una banda de cuero u otro material capaz de transmitir la tensión de polea a polea.

Transmisión por cadenas: Las transmisiones mediante cadenas consisten en el empleo de cadenas y ruedas dentadas o catarinas, que serán las que se encargaran de transferir el movimiento de rotación de un eje a otro.

Transmisión mediante engranes: Se conoce con el nombre de tren de engranajes al conjunto de dos o más ruedas dentadas (engranes) que conectan sus dientes entre sí, de modo que cuando gire uno, giraran los demás, transmitiendo la potencia desde el inicio hasta el final del sistema.

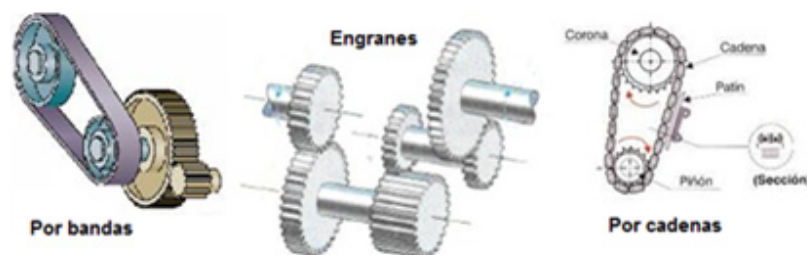


Fig. 16 Tipos de transmisiones de potencia

2.10 Poleas y Bandas

Como se mencionó anteriormente una transmisión por bandas, son mecanismos formados por bandas y poleas, las cuales se encargan de transmitir la rotación de un eje a otro, utilizando la fuerza de rozamiento que se genera entre las poleas con la banda.

El mecanismo está constituido por dos poleas que giran sobre un rodamiento (generalmente de un motor y un eje) que son unidas mediante un elemento flexible o banda.

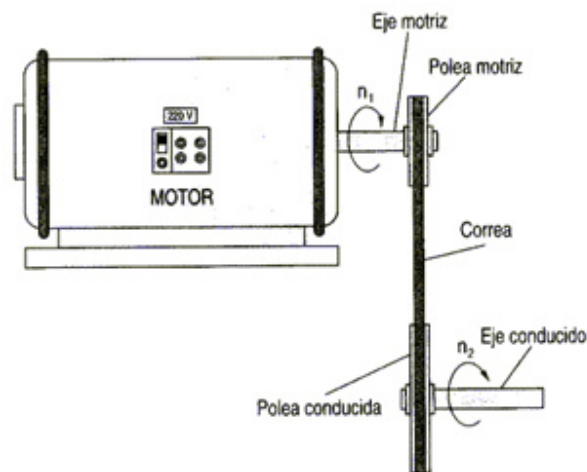


Fig. 17 Sistema poleas-banda

2.10.1 Tipos de bandas

Las bandas utilizadas para la transmisión de potencia se pueden clasificar en 4 grupos principales:

- Bandas planas.
- Bandas en V o trapezoidal.
- Bandas redondas.
- Bandas síncronas.

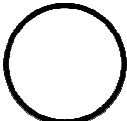
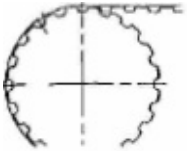
Tipo de banda	Sección transversal	Material	Características
Plana		Cuero, hule o caucho	Alta resistencia, peso moderado, amplio rango de secciones, muy flexible, resistente al aceite.
Trapezoidal		Cuero, hule o caucho	Moderada resistencia a la temperatura, alta resistencia al aceite, poco ajuste inicial.
Redonda		Cuero, hule o caucho	Aplicaciones en bajas velocidades, resistencia al aceite, aplicaciones de baja potencia.
Síncrona		Cuero, hule o caucho	Proporciona relación entre ejes constantes, apropiados cuando se requiere sincronización entre ejes.

Tabla 4. Tipos de bandas

2.10.2 Transmisiones con bandas planas

Una banda plana tiene una sección transversal rectangular. Su operación se basa en las fuerzas de fricción entre la banda sobre las poleas, existirá un cambio de tensión de la banda, lo que hará que esta se estire y contraiga, dependiendo en que parte de la transmisión se encuentre.

Podría decirse que la transmisión mediante bandas fue de los primeros métodos en utilizarse, a pesar del tiempo este método aun tiene ciertas ventajas sobre otros.

- El diseño es flexible.
- El rango de la transmisión es grande.
- Buena absorción ante cambios drásticos de la carga.

Por desventaja podríamos decir que la banda plana depende de la tensión de ella misma para producir el agarre por fricción sobre las poleas, esa alta tensión puede acortar el tiempo de vida de otras partes del sistema como los cojinetes o las chumaceras.

2.10.3 Correas trapezoidales

También llamadas correas en “V” trabajan a partir del contacto de las paredes laterales de la polea.

En la figura se representa la sección de una correa tipo “V”.

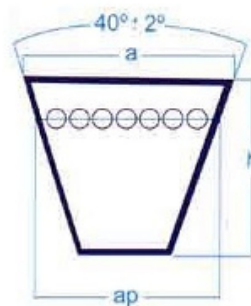


Fig. 18 Vista transversal de banda tipo V

Donde:

a = Ancho de la cara superior

h = Altura o espesor de la banda

ap = Denominado ancho primitivo de la banda

Las bandas en “V” tienen su mejor funcionamiento cuando la velocidad lineal no supera los 30 m/s, no es recomendable su uso para velocidades superiores debido a que la elevada fuerza centrífuga que se genera, terminaría sacando la correa de la ranura de la polea.

La siguiente figura muestra una sección transversal de una banda trapezoidal, así como sus partes principales.

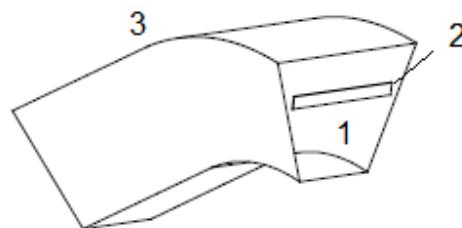


Fig. 19 Sección transversal de una banda trapezoidal

Siendo:

1. **Núcleo de la banda:** Constituida por una mezcla de cauchos especiales que dan a la banda una alta resistencia mecánica.
2. **Tensores o fibras resistentes:** Mejoran la resistencia a la tracción de la banda y evita se alarguen o deformen, generalmente están hechos de fibras sintéticas como el poliéster o la fibra de vidrio.
3. **Recubrimiento:** Es un envoltorio que recubre y protege los demás elementos, consiste en una tela mixta de algodón-poliéster.

2.10.4 Ángulo de contacto

Para cualquier tipo de banda, algo que es muy importante de considerar al momento de diseñar un sistema de transmisión, es el ángulo de contacto de la banda con la polea.

El diseño y la duración de la vida útil de la banda serán determinados por la polea de menor diámetro.

El cálculo del ángulo de contacto de la banda con la polea menor se realiza aplicando la siguiente fórmula:

$$A = 180 - 57 \frac{(D - d)}{E} \quad (1)$$

Donde:

A = Ángulo de contacto

E = Distancia entre los centros de las poleas

d = Diámetro de la polea menor

D = Diámetro de la polea mayo

2.10.5 Longitud de la banda

Al momento de la selección de una banda, es importante considerar la longitud de esta. Existe una fórmula que relaciona los diámetros de las poleas junto con el ángulo de contacto y el número de bandas, tal expresión se muestra a continuación.

$$L = \sqrt{4 \cdot C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2} \cdot (D \cdot \theta_1 + d \cdot \theta_2) \quad (2)$$

$$n = \frac{P_d}{P_n} \quad (3)$$

$$P_d = F \cdot P_t \quad (4)$$

$$P_n = P_{nb} + P_a \quad (5)$$

Donde:

L = Longitud de la banda (m)

C = Distancia entre centros (m)

D = Diámetro de la polea mayor (m)

d = Diámetro de la polea menor (m)

θ_1 = Ángulo de contacto de la polea mayor (grados)

θ_2 = Ángulo de contacto de la polea menor (grados)

n = Número de bandas

P_d = Potencia de diseño

P_n = Potencia nominal

2.10.6 Velocidad lineal de la banda

La velocidad lineal de la correa se calcula con la siguiente expresión:

$$V_t = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (6)$$

Donde:

V_t = Velocidad lineal en m/s

d = Diámetro de la polea menor en mm

n = Número de vueltas por unidad de tiempo de la polea menor en rpm

π = Constante (3.1416)

2.10.7 Relación de transmisión

La relación de transmisión se calcula con la siguiente expresión:

$$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2 = R \quad (7)$$

Donde:

R = Relación de transmisión

n_1 = Número de revoluciones de la polea menor (rpm)

n_2 = Número de revoluciones de la polea mayor (rpm)

d_1 = Diámetro de la polea menor

d_2 = Diámetro de la polea mayor

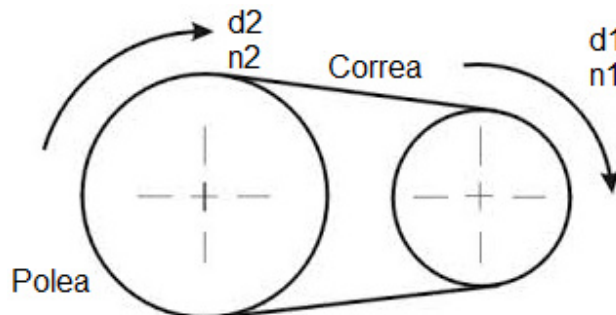


Fig. 20 Relación de transmisión por bandas

2.10.8 Diámetro de poleas

Generalmente se parte del conocimiento del diámetro de alguna de las poleas.

Si partimos del diámetro de la polea menor (d), el diámetro mayor lo podemos calcular a partir de la relación de transmisión.

$$D = R \cdot d \quad (8)$$

Si por el contrario se conoce el diámetro mayor (D), el de menor diámetro se despeja:

$$d = D / R \quad (9)$$

2.11 Motor

El motor es una máquina que transforma algún tipo de energía (eléctrica, hidráulica, neumática) en energía mecánica, que realizara un trabajo.

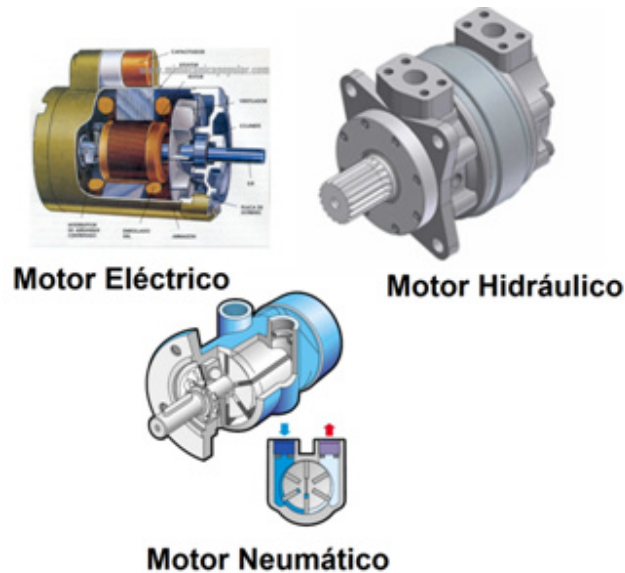


Fig. 21 Tipos de motores

Las características principales que se consideran para el cálculo de un motor son:

Potencia: Fuerza que ejerce el motor, generalmente se mide en HP o KW.

Par: Momento de rotación que ejerce una fuerza sobre el eje del motor, en N·M o Lbf·in.

Revoluciones: Es la cantidad de giros en un lapso de tiempo, rpm.

La selección de un motor mucho depende del tipo de trabajo que se va a realizar, cuando se requiere hacer un trabajo de grandes magnitudes, un motor hidráulico es la mejor opción, un motor neumático nos da un trabajo limpio pero para cargas menores, mientras que un motor eléctrico nos puede dar limpieza y precisión a la hora de realizar el trabajo.

2.12 Motores neumáticos

Se encarga de realizar el trabajo mecánico por expansión del aire comprimido, es decir cuando el aire comprimido entra a la cámara sellada del motor este se expande y ejerce presión sobre las paletas de un rotor, las cuales a su vez ejercerán la fuerza sobre un sistema de engranes que serán los encargados de hacer girar la flecha o eje del motor.

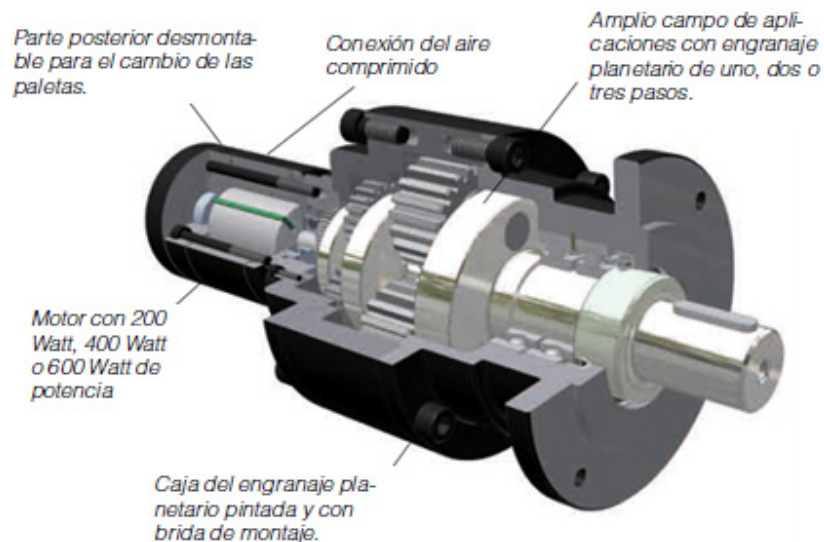


Fig. 22 Motor neumático

2.12.1 Principio de funcionamiento

Un motor de paletas consiste en un rotor con una cantidad determinada de paletas dentro de un cilindro. Este consta de un puerto de entrada y otro de salida que serán los que determinen el giro del motor.

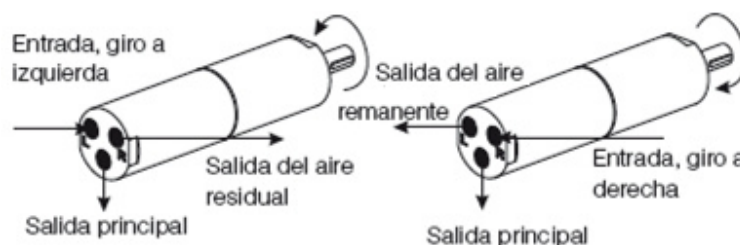


Fig. 23 Dirección de rotación del motor

La presión del aire se ejerce en un ángulo recto sobre la superficie de las paletas, debido a esto el par es el resultado de la superficie de las paletas y de la presión del aire.

Cuando el rotor llega a su punto inferior, expulsa el aire por el cilindro, después la rotación continúa comprimiendo el aire que queda y lo expulsa por el puerto de salida, este es el final de un ciclo y el comienzo de otro.

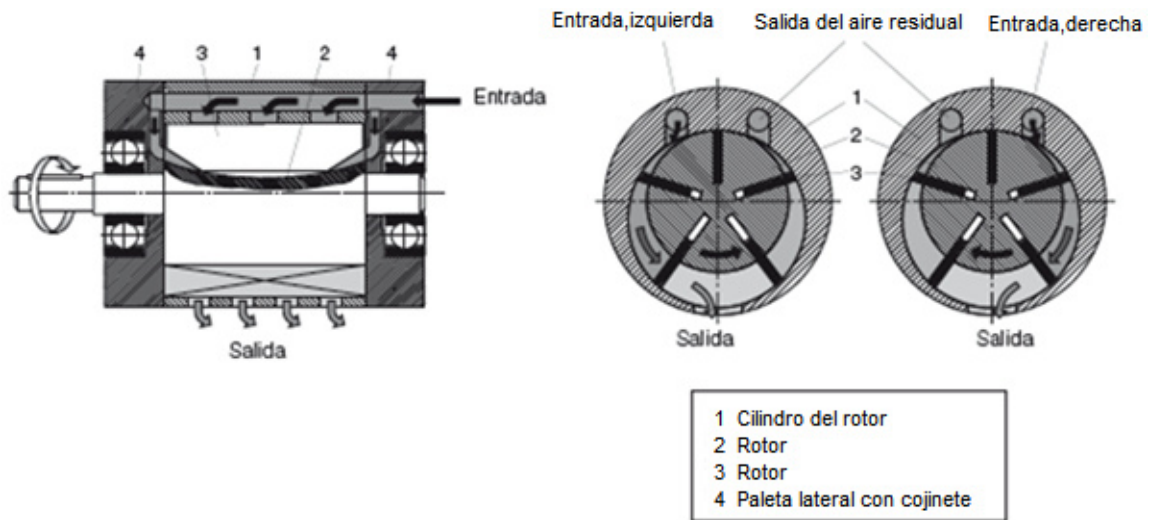


Fig. 24 Principio de funcionamiento

2.12.2 Cálculos teóricos

La selección de un motor neumático al igual que de otro tipo de motores se basa en una serie de cálculos matemáticos que servirán para obtener un motor lo más apegado a la aplicación requerida.

Las siguientes expresiones muestran la relación física directa entre:

Fuerza-Par-Revoluciones-Potencia.

Fuerza

La fuerza requerida se calcula en N.

$$F = m \times g \quad (10)$$

Donde:

F = Fuerza de N

m= Masa en Kg

g = Fuerza de gravedad (9.81 m/s²)

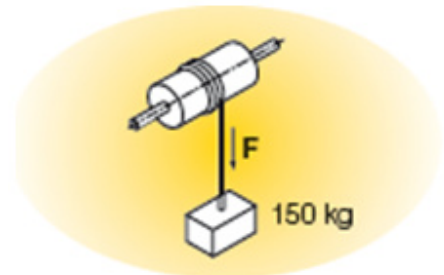


Fig. 25 Fuerza

Par

El par es la fuerza de rotación, que irá en sentido contrario a F.

$$M = m \times g \times r \quad (11)$$

Donde:

M= Par en Nm

m= Masa en Kg

g = Fuerza de gravedad

r = Radio o palanca en m.

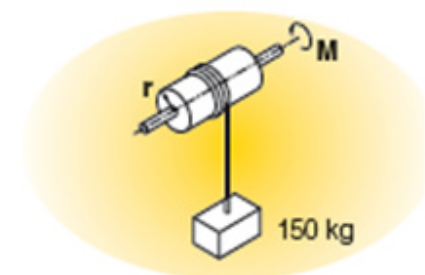


Fig. 26 Par motor

Revoluciones

Es la cantidad de vueltas de la flecha por unidad de tiempo, se calcula cuando se conoce la velocidad lineal y el radio.

$$n = v \times 60 / (2\pi \times r) \quad (12)$$

Donde:

n = Revoluciones en rpm

v = Velocidad lineal en m/s

r = Radio en m

π = Constante (3.1416)

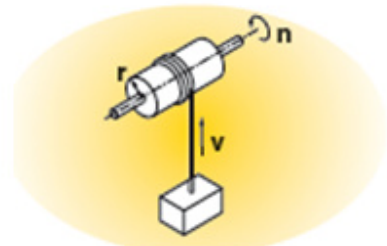


Fig. 27 Revoluciones

Potencia

Se puede calcular si se conocen las rpm y el par.

$$P = M \times n / 9550 \quad (13)$$

Donde:

P = Potencia en KW

M = Par en NM

n = Régimen de revoluciones en rpm

9550 = Constante

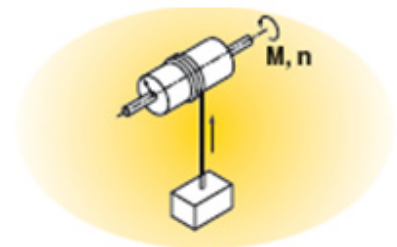


Fig. 28 Potencia

Resistencia al movimiento

La resistencia al movimiento es una denominación común de la resistencia total formada por la resistencia de rodado y la fricción de los cojinetes.

$$F_F = \mu_F \times F_n \quad (14)$$

Donde:

F_F = Índice de resistencia al movimiento en N

μ_F = Resistencia al movimiento

F_n = Fuerza del objeto en N

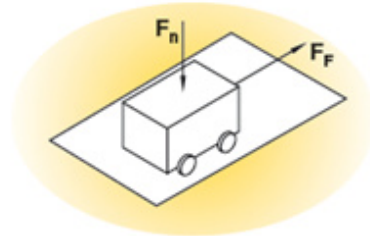


Fig. 29 Resistencia al movimiento

Objeto	Índice de resistencia al movimiento
Vehículos sobre rieles contra rieles de acero	0.0015 a 0.0030
Vehículos con neumáticos sobre asfalto	0.0015 a 0.03

Tabla 5. Índice de resistencia al movimiento

2.12.3 Circuito neumático

Los componentes de un circuito neumático tienen un orden el cual nos apoyara a la interpretación del sistema y a la detección de manera rápida de una falla, está compuesto de varios niveles, que inician por un nivel inferior que nos representa la toma de alimentación de la presión y termina en el nivel superior con la transformación de la energía neumática en energía mecánica a través de un actuador, teniendo tantos niveles intermedios como sean necesarios.

Todo esto expresado en la siguiente tabla.

Nivel	Componente	Ejemplos
6to	Elementos de trabajo	Cilindros, motores neumáticos
5to	Elementos de regulación de velocidad	Reguladores unidireccionales
4to	Elementos de potencia	Válvulas con accionamiento neumático
3ro	Elementos de tratamiento de señales	Selectores de función "O" e "Y"
2do	Elementos de entrada de señal	Válvulas de accionamiento manual o mecánica
1ro	Fuente de alimentación de energía	Grupo de mantenimiento

Tabla 6. Componentes de un sistema neumático

2.12.4 Alimentación del aire

El aire que será alimentado al sistema neumático, deberá ser tratado y regulado para garantizar la efectividad del proceso.

Para que el motor trabaje cuando así se requiere, necesitamos alimentarlo a través de válvulas direccionales que pueden ser accionadas de manera manual, eléctrica o neumática, las válvulas se pueden clasificar por cuantas vías y cuantas posiciones tiene dependiendo del tipo de función que debe realizar el actuador.

Para poder controlar el número de revoluciones de un motor, podemos estrangular el paso del flujo, así evitaremos que llegue el 100% del aire inyectado por el compresor.

Otros tipos de válvula importantes para nuestro sistema, son las de antirretorno o check que impedirán que el flujo se regrese a niveles que se encuentran más abajo del sistema neumático.

A la salida del compresor, es importante utilizar una unidad de mantenimiento o FRL (Filtro, Regulador y Lubricador) para garantizar el tiempo de vida de los equipos.

Filtro de partículas: Se encarga de atrapar residuos de polvo entre su elemento filtrante, además de retener pequeñas cantidades de agua, que posteriormente saldrán mediante una purga que tienen en la parte baja del filtro.

Regulador con manómetro: Si la presión del compresor es mayor a la especificada por el motor, es importante contar con un regulador de presión que nos permitirá controlar de manera manual la presión inyectada a nuestro sistema.

Lubricador: Muchos actuadores requieren un cierto nivel de lubricación, para evitar un desgaste interno excesivo por la fricción del aire con las paredes del sistema.



Fig. 30 Alimentación del aire

2.13 Cojinetes

Es un elemento mecánico que sirve como apoyo o soporte, su composición facilita el movimiento rotatorio disminuyendo el rozamiento y por consecuencia la fricción, algunos de sus usos son los arboles de levas o en los ejes.

Los componentes de un cojinete son la pista interior, la pista exterior y los elementos rodantes.

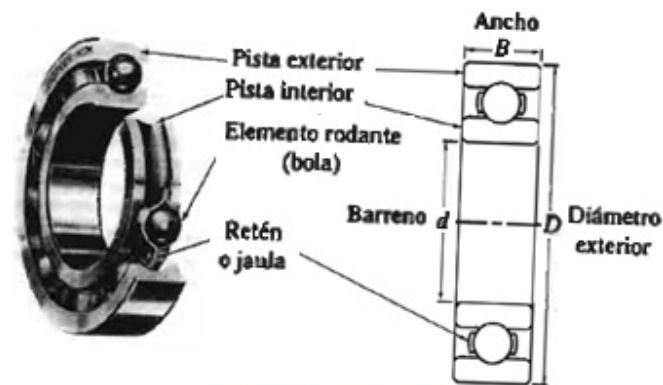


Fig. 31 Cojinetes

2.13.1 Clasificación de los cojinetes

Podemos clasificar los rodamientos a partir de los elementos rodantes, dentro de los más comunes son:

Rodamiento de bolas: Compuesta por elementos rodantes, esférico o bolas, ubicadas en una o dos hileras. Estas ruedan sobre una ranura profunda, tanto en la pista interior como en la exterior, mediante un hombro en el eje. El radio de la bola deberá ser de menor diámetro al de la ranura, para permitir la rodadura libre de las bolas.



Fig. 32 Rodamiento de una y dos hileras de bolas

2.14 Rodamiento de rodillos

Tiene el mismo diseño que el rodamiento de bolas, solo que estas se remplazan por rodillos cilíndricos. Con ellos se obtiene mayor capacidad de carga radial debido a que el área de contacto es mayor, pero su capacidad de carga de empuje es mala, ya que cualquier carga de empuje se aplicaría al costado de los rodillos, lo cual causaría fricción y no movimiento verdadero de rodadura. Otra desventaja es que los rodamientos de rodillos son mucho más anchos, y en consecuencia tienen poca capacidad de adaptarse a desalineamientos angulares.



Fig. 33 Rodamiento de rodillos cilíndricos

2.14.1 Rodamientos de agujas

Los rodamientos de agujas son rodamientos con rodillos cilíndricos largos y delgados en relación con su diámetro. A pesar de su pequeña sección transversal, su capacidad es grande, su diseño compacto los hace apropiados para aplicaciones de rodamiento con espacios pequeños.



Fig. 34 Rodamiento de agujas

2.15 Chumacera

También nombrada horquilla es una pieza, generalmente de metal, con una muesca en la cual descansara y girara el eje de una máquina.

Una de las configuraciones más comunes de un rodamiento montado es la caja de chumacera.

Esta se fabrica con acero moldeado, hierro o acero colado, con ranuras para su fijación.

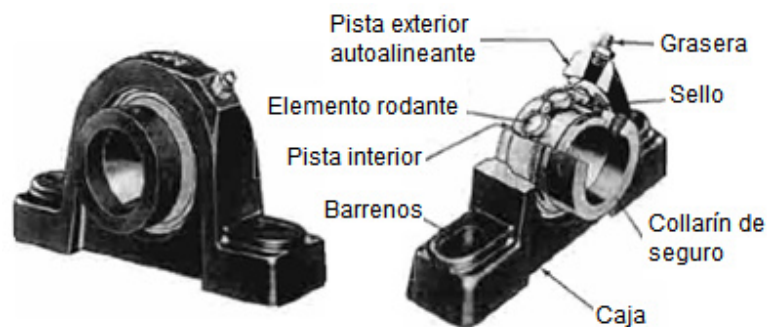


Fig. 35 Chumacera con rodamiento

Otras formas de rodamiento montado pueden ser mediante una brida de 2 o 4 tornillos y sobre armazones laterales.

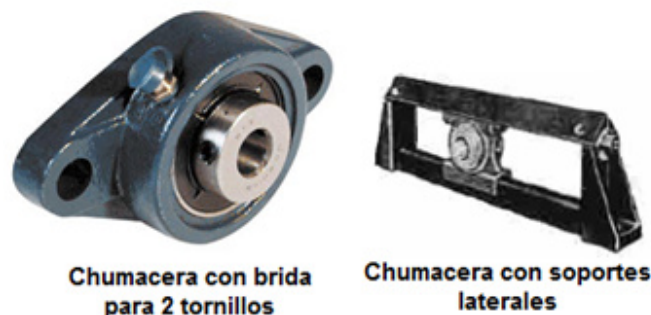


Fig. 36 Otros tipos de chumaceras

2.16 Relación entre carga y duración de rodamiento

A pesar que los materiales con los que se fabrican los rodamientos son de aceros de alta resistencia, todos ellos terminaran por fallar debido a la fatiga causada por los altos esfuerzos de contacto.

El tamaño de la unidad a utilizar se selecciona basándose en:

- La vida nominal básica requerida.
- Las cargas que se esperan en el funcionamiento.

El método más común para determinar la vida nominal básica de los rodamientos se calcula en base a la norma ISO 281:1990 con la formula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a \quad (15)$$

Y si la velocidad es constante, se puede obtener la vida nominal básica, expresada en horas de funcionamiento utilizando la formula:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (16)$$

Donde:

L_{10} = Vida nominal (millones de revoluciones).

L_{10h} = Vida nominal (horas de funcionamiento).

C = Capacidad de carga dinámica (N).

P = Carga dinámica equivalente del rodamiento (N).

n = Velocidad de giro (rpm).

a = Exponente de la ecuación de la vida nominal del rodamiento; 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos.

Este método se puede aplicar para seleccionar el tamaño de los rodamientos (y por lo tanto las unidades de rodamiento). Incluso si no se dispone de la relación de vida requerida y la fiabilidad de funcionamiento, se puede utilizar como guía la tabla 7.

Tipo de funcionamiento	Vida nominal requerida L_{10h} (Horas)
Intermitente	20 000
de 12 a 16 h/día	40 000
Continuo 24 h/día una alta fiabilidad de funcionamiento	60 000

Tabla 7. Valores orientativos para la vida nominal requerida

2.17 Rodillos Industriales

Rodillos industriales transportadores, son máquinas de diseño horizontal, vertical e incluso en pendiente que son utilizados para el transporte continuo de un material a una trayectoria determinada, hasta un punto final.

Un diseño simple pero de gran importancia, a grandes rasgos está formado por:

Rodillo: Es un cilindro con un diámetro y material determinado que gira sobre un eje.

Eje: Es un elemento destinado a guiar el movimiento de rotación de una pieza o conjunto de piezas como una rueda, engrane o rodillo.

Rodamiento: Elemento rotativo que va montado entre el rodillo y el eje, el cual facilitara el movimiento de rotación del eje con el rodillo (disminuyendo el desgaste por fricción), este a su vez consta de elementos que facilitan su montaje tales como anillos de retención, seguros y sellos.

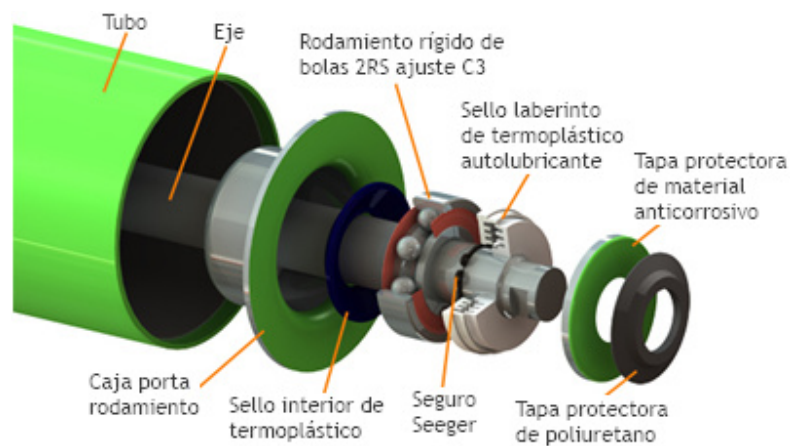


Fig. 37 Partes de un rodillo industrial

2.17.1 Materiales

Debido al continuo contacto que tiene el material a transportar con el rodillo, es indispensable la elección del material con el que se fabricara el dispositivo.

El tipo de industria, la temperatura, el rango de dureza, la frecuencia del uso, son las variables que se deben considerar a la hora de elegir de qué material se va a fabricar el rodillo.

2.17.2 Elastómeros⁵

Es un compuesto no metálico que muestra un comportamiento elástico. Ideales para el cuidado de materiales en ciertas condiciones como alta temperatura además evitan el desgaste excesivo por fricción.

A continuación se muestra una guía de referencia sobre algunos elastómeros ideales para la fabricación de los rodillos transportadores.

guía de referencia		Hule Natural	Nitrilo	Neopreno	Hypalon	Silicon	Poliuretano	EPDM	Viton
Rango de Dureza		20-90	25-90	30-85	50-95	50-80	30-95	65-80	70-75
Temperatura Máxima de Servicio		100c	120c	120c	150c	260c	80-120c	178c	260c
Industria Agrícola		X					X		
Industria del Transporte		X	X	X	X	X	X	X	X
Industria Alimenticia		X	X	X	X	X	X	X	X
Industrias Laminadoras			X	X	X	X	X	X	X
Industria Minera		X		X			X		
Industria del Papel y del Cartón		X	X	X	X	X	X		
Industria del Plástico			X		X	X	X		
Industria Farmacéutica			X						
Industria del Metal		X	X	X	X		X	X	
Industria Textil		X	X	X	X		X	X	
Industria Maderera		X	X	X	X	X	X	X	

Se muestra resultados promedios (elastómeros especializados disponibles .)

Tabla 8. Tipos de elastómeros

⁵ <http://www.rodillos.com.mx/>

2.18 Elementos con movimiento lineal

Dentro del diseño de una transmisión de potencia, es muy común la necesidad de mover componentes en línea recta.

Un movimiento lineal, es el resultado de la transformación de otro tipo de movimiento (circular, angular, ondulatorio) mediante un mecanismo de transformación. En estos mecanismos, el tipo de movimiento del elemento de entrada es diferente al tipo de movimiento del elemento de salida, es decir, el movimiento se transforma en otro distinto.

2.18.1 Mecanismos que convierten un movimiento circular en uno lineal

Los mecanismos de transformación, pueden ser agrupados de la siguiente manera:

1. **Mecanismos de transformación circular-lineal:** El elemento de entrada tiene movimiento circular, mientras que el de salida tendrá un movimiento lineal, por ejemplo, el mecanismo piñón-cremallera.

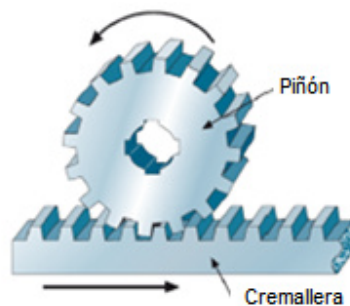


Fig. 38 Mecanismo cremallera-piñón

2. **Mecanismo de transformación circular-alternativo:** En este caso, el elemento de entrada tiene un movimiento circular, mientras que el de salida tiene un movimiento alternativo, por ejemplo un mecanismo biela-manivela.

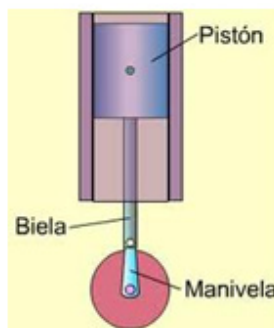


Fig. 39 Mecanismo Pistón-Biela

2.18.2 Aplicaciones

- Para levantar un coche cuando se necesita cambiar una rueda, se utiliza un gato mecánico. Al girar la manivela, el tornillo acerca las tuercas lo que hace que el coche se eleve.



Fig. 40 Gato hidráulico

- Un sistema piñón-cremallera puede ser encontrado en un taladro de banco, cuando se requiere que el broquero avance o retroceda.

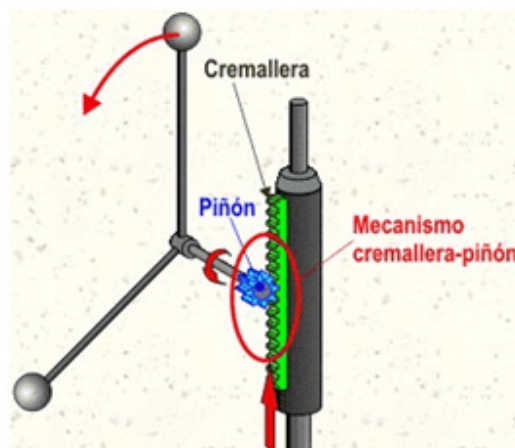


Fig. 41 Control de avance y retroceso de un taladro

2.19 Tornillo de potencia

Un tornillo de potencia o de transmisión se diseña para convertir un movimiento rotatorio en uno lineal, y para ejercer la fuerza necesaria para mover el elemento de una máquina a lo largo de su trayectoria.

Los tornillos de potencia trabajan con el principio básico de un tornillo con una rosca y su tuerca. Este se soporta con cojinetes y gira, mientras que la rosca se debe mantener sin girar, esto provocará que la tuerca se traslade a lo largo del tornillo.

Sus cualidades más resaltantes son su diseño sencillo, la posibilidad de fabricación con exactitud y bajo costo.

Algunas de sus aplicaciones son las prensas de mesa, gatos hidráulicos, husillos o ejes de avance en los tornos, entre otros.

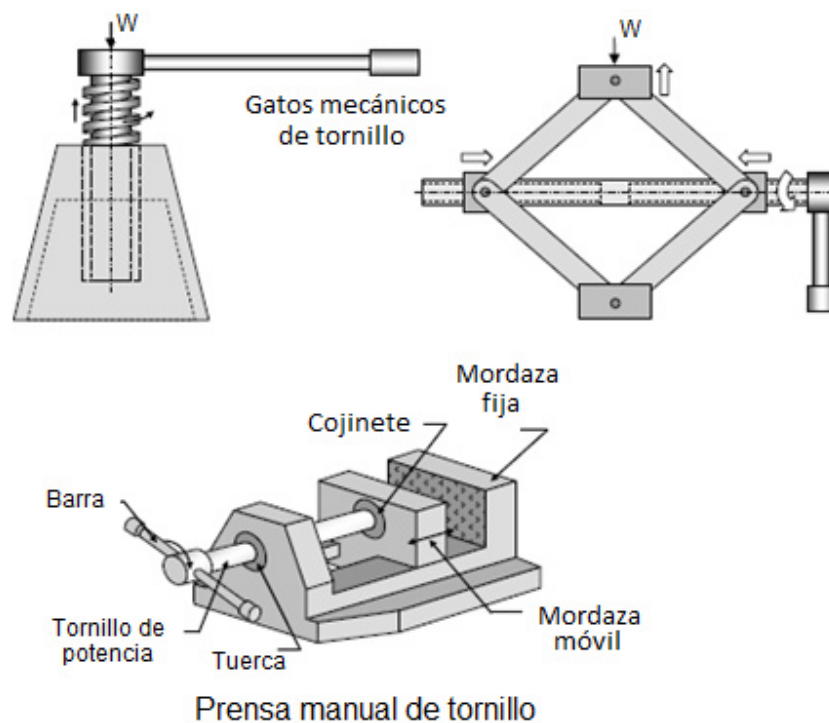


Fig. 42 Aplicaciones tornillo de potencia

2.20 Tipos de roscas para un tornillo de potencia

Existen tres tipos de roscas empleadas en un tornillo de potencia.

- **Rosca cuadrada:** En teoría la rosca cuadrada es la ideal para la transmisión de potencia, debido a que sus caras forman ángulos casi rectos con su eje, sin embargo tiene cierta dificultad en el corte de sus secciones. En la siguiente figura se muestra una rosca cuadrada simple de un tornillo de potencia, indicándose sus características principales.

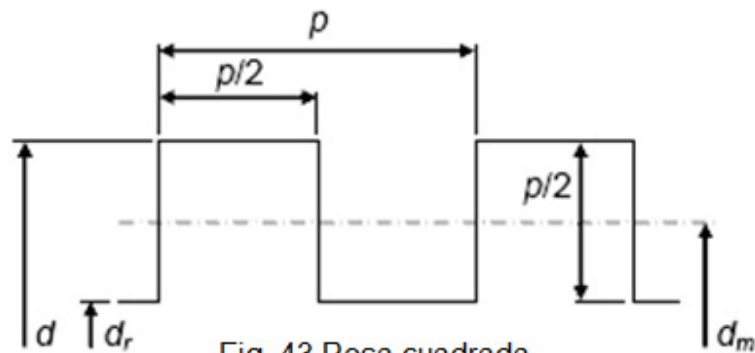


Fig. 43 Rosa cuadrada

Donde:

p = Paso de la rosca

d = Diámetro mayor del tornillo

d_m = Diámetro medio del tornillo

d_r = Diámetro menor o de raíz del tornillo

- **Rosca Trapezoidal:** La forma del filete trapezoidal esta generado por el enrollamiento en hélice, de un perfil cuya sección es un trapecio en el que el ángulo que forman sus lados no paralelos es de 30° . Cuando la aplicación es solo para transmitir fuerza en una sola dirección la opción más óptima es la rosca trapezoidal.

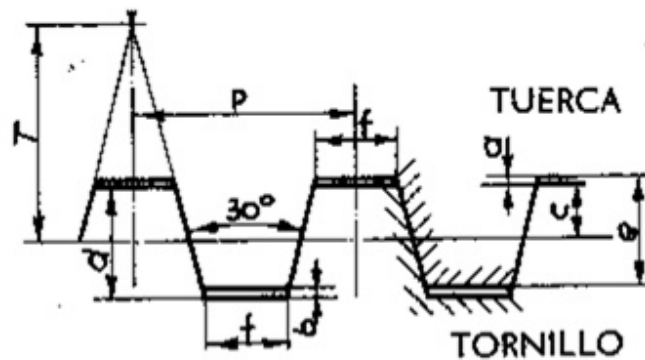


Fig. 44 Rosca trapezoidal

Donde:

$$d = 0.5 \times P + a, \quad c = 0.5 \times P + 2a - b$$

$$f = 0.634 \times P - 0.536 \times d$$

$$T = 0.933 \times P, \quad c = 0.25 \times P$$

$$a = 0.25 \text{ mm en pasos de 3 a 12 mm}$$

$$0.5 \text{ mm en pasos de 14 a 26 mm}$$

$$b = 0.75 \text{ mm en pasos de 5 a 12 mm}$$

$$1.5 \text{ mm en pasos de 14 a 26 mm}$$

- **Rosca Acme:** La rosca Acme es una modificación de la rosca cuadrada, es sencilla de cortar y tiene la ventaja de que las tuercas pueden separarse más fácil. La rosca cuadrada es la que posee mayor rendimiento, aunque actualmente se prefiere a la rosca Acme, con un ángulo de 29° , por su buen ajuste, además la rosca cuadrada no está normalizada y la Acme es de construcción fácil mediante procesos previamente aprobados.

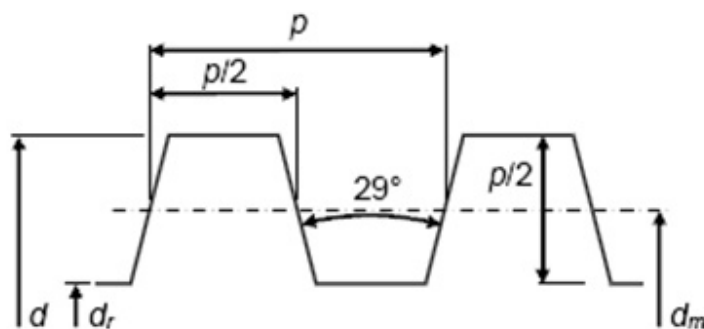


Fig. 45 Rosca Acme

De estas se considera a la cuadrada y trapezoidal las que tienen mayor eficiencia, es decir, que requieren menor par de torsión para mover una carga a lo largo del tornillo, pero su fabricación es de mayor dificultad, en cambio, la rosca Acme es más fácil de maquinar y tiene la ventaja de poder usar tuercas partidas para compensar el desgaste de los filetes, por lo tanto, se ha vuelto una elección común.

2.20.1 Cálculo de una rosca

La tabla 9 muestra las combinaciones más comunes del diámetro básico mayor D , y el número de hilos por pulgada n , para roscas Acme.

Cuando se efectúa los análisis de esfuerzos sobre el tornillo, el método más seguro es calcular el área que corresponde al diámetro menor, para esfuerzos de tensión y compresión.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\frac{D_t + D_p^2}{2} \right] \quad (17)$$

Datos obtenidos de tablas como la que se muestra a continuación:

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.909
3.000	2.750	2.500	0.500	2	5.412
3.500	3.250	3.000	0.500	2	7.670
4.000	3.750	3.500	0.500	2	10.32
4.500	4.250	4.000	0.500	2	13.36
5.000	4.750	4.500	0.500	2	16.80

*Por pulgada de longitud de acoplamiento.

Tabla 9. Principales dimensiones de las roscas Acme americana estándar

Otro dato importante es el par de torsión que se debe aplicar a la tuerca del tornillo para mover la carga, los parámetros importantes a considerar son la fuerza F , el tamaño de la rosca (representada por el diámetro de paso d_p), el avance del tornillo L y un coeficiente de fricción f .

Todo eso mostrado en las ecuaciones siguientes:

Rosca cuadrada

Para subir carga

$$T_u = \frac{P \cdot d_p}{2} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_p + L}{\pi \cdot d_p - \mu \cdot L} \right) + \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (18)$$

Para bajar carga

$$T_d = \frac{P \cdot d_p}{2} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_p - L}{\pi \cdot d_p + \mu \cdot L} \right) + \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (19)$$

Rosca Acme

Para subir carga

$$T_u = \frac{P \cdot d_p}{2} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_p + L \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot d_p \cdot \cos \alpha - \mu \cdot L} \right) + \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (20)$$

Para bajar carga

$$T_d = \frac{P \cdot d_p}{2} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_p - L \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot d_p \cdot \cos \alpha + \mu \cdot L} \right) + \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (21)$$

Donde:

d_p = Diámetro de paso del tornillo (in)

d_c = Diámetro medio del collarín de empuje (in)

L = Avance (in)

P = Carga a subir o a bajar (lb)

T_d = Par de torsión total para bajar la carga (lb·in)

T_u = Par de torsión total para elevar la carga (lb·in)

α = Ángulo de la rosca Acme (grados)

μ = Coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca

μ_c = Coeficiente de fricción en el cojinete de empuje

Las ecuaciones anteriores consideran la fuerza necesaria para superar la fricción entre la rosca y la tuerca, además de la fuerza que se requiere para mover la carga. El coeficiente de fricción que se indica en las ecuaciones, depende de los materiales y de la manera de lubricar el tornillo. Para tornillos de acero bien lubricados un factor de fricción conservador es 0.15.

2.21 Fallas estáticas y dinámicas

Una falla es aquella situación en la que un elemento mecánico ya no puede cumplir de manera óptima con la función para la cual fue diseñado, sea porque ha sufrido una deformación, un desgaste o una fractura.

Una teoría de falla describe las condiciones bajo las cuales puede fallar el elemento mecánico. La falla de una pieza, implica estados de esfuerzos que superan la capacidad del material para soportar dicha carga, denominados esfuerzos máximos o esfuerzos cortantes máximos.

2.22 Teorías de fallas por cargas estáticas

Algunas de las teorías más importantes que a lo largo del tiempo se han postulado son:

- Teoría del Esfuerzo Normal Máximo (Materiales frágiles).
- Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (Materiales dúctiles).
- Teoría de Von Mises.

2.22.1 Fallas en materiales dúctiles

Por material dúctil se considera que en la aplicación de una tensión, tenga más del 5% de deformación antes de presentar una fractura. En los materiales dúctiles, se considera que la falla se presenta cuando el material comienza a deformarse.

2.22.2 Fallas de materiales frágiles

Se considera que un material es frágil cuando a la aplicación de una tensión este tenga menos del 5% de deformación antes de fracturarse. En los materiales frágiles se considera que la falla se presenta cuando existe una separación de sus partes, es decir, se fractura.

2.23 Teoría del esfuerzo normal máximo

Esta teoría indica que un material de complexión frágil, sufrirá una ruptura cuando el esfuerzo normal máximo, por tensión o compresión, es mayor que la resistencia última del material, por lo tanto, el elemento será seguro cuando se cumpla lo siguiente:

$$|\sigma_1| \leq \frac{\sigma_{\max}}{F.S.} \text{ y } |\sigma_2| \leq \frac{\sigma_{\max}}{F.S.}$$

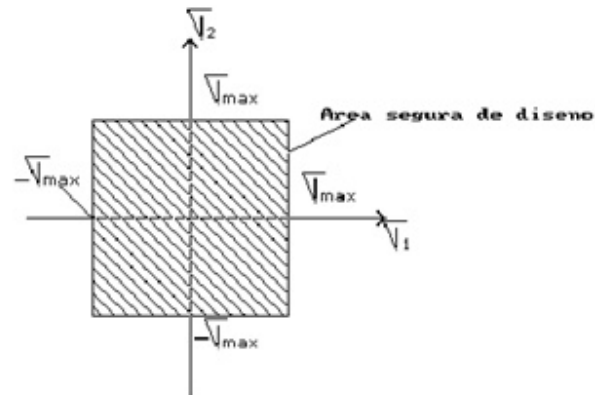


Fig.46 Representación gráfica de la teoría del esfuerzo normal máximo

En la gráfica anterior se observa que cuando un punto cae dentro del cuadrado de coordenadas σ_1 y σ_2 , el elemento será seguro, y por el contrario si cae fuera, se presume que será inseguro y puede darse una falla.

2.24 Esfuerzos cortantes máximos

La falla de un elemento dúctil, cuando se somete a un estado multiaxial de esfuerzos se produce cuando el esfuerzo cortante producido en la pieza, alcance o supere el esfuerzo de corte que se produce en el punto de fluencia de un elemento sometido a tensión simple.

De este modo, se sabe que el esfuerzo cortante máximo ($T_{\max.}$) producido por un elemento sometido a un estado biaxial de esfuerzo, se calcula mediante:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (22)$$

Donde:

- σ_x = Esfuerzo normal en dirección "x" (Pa)
- σ_y = Esfuerzo normal en dirección "y" (Pa)
- T_{xy} = Esfuerzo cortante en el plano "xy" (Pa)
- $T_{\max.}$ = Esfuerzo cortante máximo (Pa)

$$S_{ys} = 0.5S_y \quad (23)$$

$$n = \frac{S_{ys}}{T_{\text{máx.}}} \quad (24)$$

Donde:

n = Factor de seguridad

S_{ys} = Limite de fluencia elástico a cortante (Pa)

S_y = Limite de fluencia elástico a tensión (Pa)

Con ayuda del círculo de Mohr se puede ver:

$$T_{\text{máx.}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (25)$$

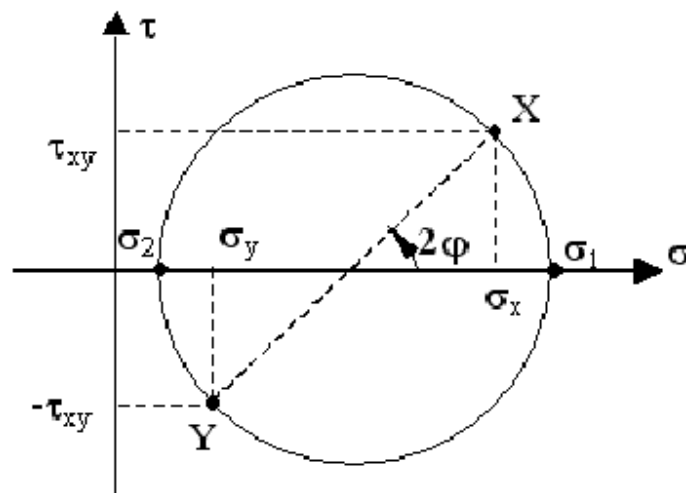


Fig. 47 Círculo de Mohr

Y en un plano σ_3 - σ_1 la teoría de esfuerzo cortante máximo se representa así:

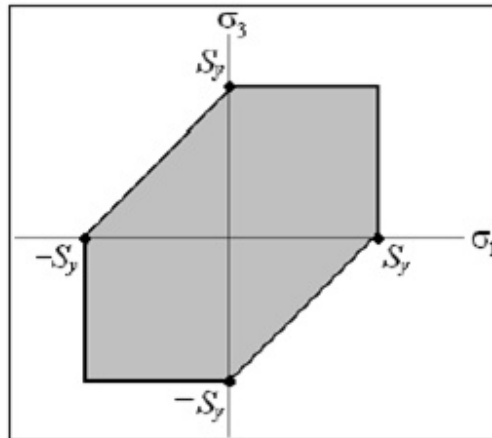


Fig.48 Gráfica de esfuerzos cortantes máximos

La falla se presentará cuando el punto determinado por los esfuerzos σ_1 y σ_3 se encuentre fuera del área sombreada.

2.25 Teoría de Von Mises

Propuesta por R. Von Mises también nombrada Teoría de la Energía de Distorsión, en ella Von Mises observó que los materiales bajo esfuerzos hidrostáticos soportan esfuerzos mucho mayores que sus esfuerzos de fluencia bajo otros estados de carga:

La teoría establece “La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia”.

La energía de distorsión es el resultado de la diferencia entre la energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen, debida a los esfuerzos hidrostáticos.

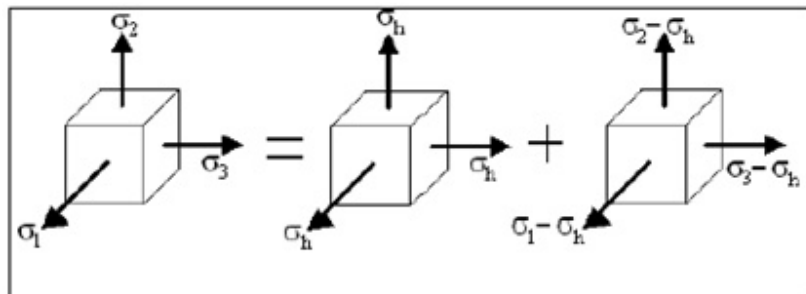


Fig. 49 Distorsión

Se define como esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (26)$$

Donde:

σ_1 = Esfuerzo normal en dirección "x"

σ_2 = Esfuerzo normal en dirección "y"

σ_3 = Esfuerzo normal en dirección "z"

Entonces la falla ocurre cuando: $\sigma' = S_y$

En el caso de solo dos direcciones, siendo $\sigma_2 = 0$, el esfuerzo de Von Mises se define como:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (27)$$

Y la representación gráfica es:

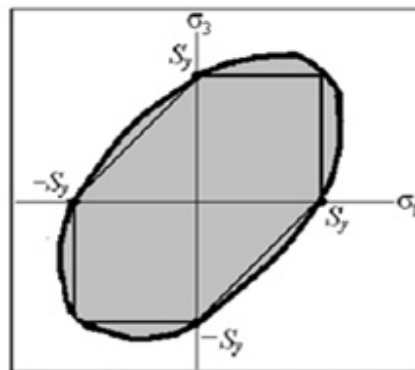


Fig.50 Representación gráfica de la teoría de la energía de distorsión

2.26 Teorías de fallas por cargas dinámicas

Existe una condición en la que las cargas varían o fluctúan en ciertos niveles de tiempo produciendo esfuerzos variables.

La mayoría de las fallas de los elementos de una máquina involucran condiciones de carga que varían con el paso del tiempo. Muchos de los elementos de máquinas, tales como cigüeñales, bielas, resortes, son sometidos a cargas variables.

El comportamiento de los materiales bajo este tipo de cargas es diferente a aquel que es sometido a una carga estática, si una pieza se somete a una carga estática esta misma puede fallar con una carga mucho menor si esta se repite un gran número de veces. Los elementos expuestos a este tipo de carga tienden a producir grietas que crecerán a medida que la carga se repite, hasta que se produce la falla total, fenómeno conocido como fatiga.

Por lo tanto el diseño de un elemento que será sometido a este tipo de cargas variables, deberá analizarse mediante una teoría que considere los ciclos a los cuales se someterá el elemento, tales teorías son conocidas como teoría de fatiga, dentro de este modelo, existe un procedimiento nombrado Esfuerzo-Vida, que es uno de los tres modelos de falla por fatiga más utilizados para elementos de maquinarias rotativas.

2.27 Tipo de tensión en la fatiga

Los tipos de tensión generados por fatiga podemos clasificarlos en dos categorías:

- **Pulsatoria:** Las tensiones varían entre dos extremos sin cambiar el signo, a su vez estas son denominadas intermitentes cuando una de las tensiones extremas es nula.
- **Tensión oscilante:** Los valores extremos son de distinto signo, también denominadas alternadas si las tensiones extremas son opuestas.

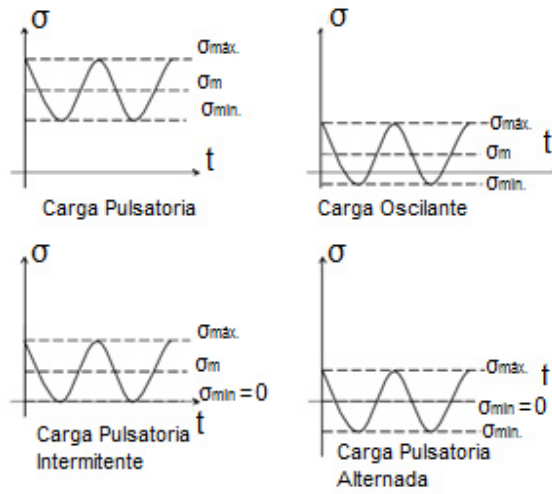


Fig. 51 Tipos de cargas

Siendo $\sigma_{\text{máx}}$ y $\sigma_{\text{mín}}$ la máxima y mínima tensión en valor absoluto respectivamente, partiendo de la gráfica podemos definir qué:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (27)$$

Y también la amplitud de la tensión dinámica como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (28)$$

Llamaremos coeficiente de ciclo a:

$$r = \frac{\sigma_{\text{mín}}}{\sigma_{\text{máx}}} \quad (29)$$

Los ciclos de igual valor de r son nombrados ciclos semejantes, para ciclos intermitentes $r = 0$ y $r = 1$ los nombraremos ciclos alternos simétricos.

2.28 Esfuerzo Vida (S-N)

Un régimen de fatiga lo podemos dividir en fatiga de bajo ciclaje (LCF) y fatiga de alto ciclaje (HCF), estas se definen dependiendo del número de veces que se repiten los esfuerzos en un elemento. Un régimen de bajo ciclaje es aquel en el que el número de ciclos al que se expone el elemento es menor a 10^3 aproximadamente, dependiendo del material y si este es mayor a 10^3 se considera que es un régimen de alto ciclaje.

La teoría de fatiga que se mencionó anteriormente corresponde al modelo de Vida-Esfuerzo, este modelo es el más adecuado para el diseño de piezas en el régimen de alto ciclaje (HCF) en las cuales la variación de los esfuerzos es conocida y consistente, como ocurre generalmente en las máquinas rotativas. Para determinar la resistencia de los materiales bajo acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos del esfuerzo hasta su destrucción.

Se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia ultima del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. El proceso continua y los resultados se grafican en un diagrama S-N.

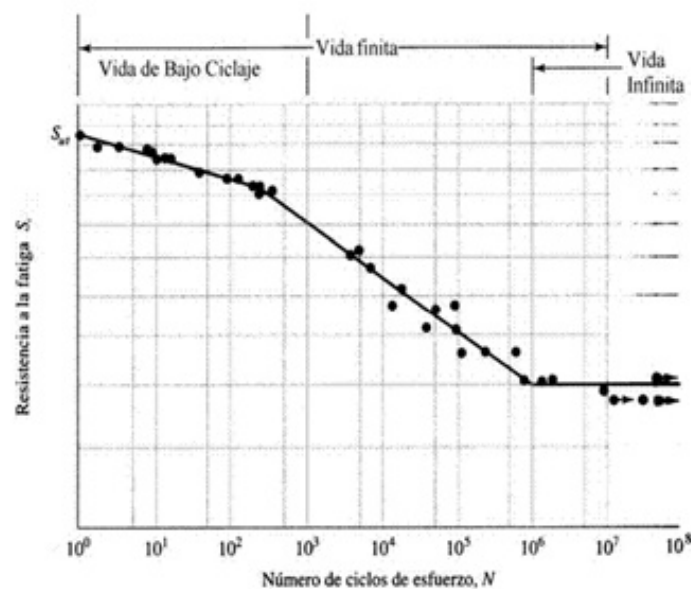


Fig. 52 Diagrama Esfuerzo-Vida

2.29 Dispositivo cuenta metros

Un dispositivo cuenta metros es un instrumento de medición que permite controlar el desplazamientos de materiales como telas, cintas e incluso mangueras, y lo convierte en una unidad de medida lineal, en este caso metros.

2.29.1 Principio del dispositivo cuenta metros

Al igual que dispositivos como el tacómetro (mide velocidad) o el odómetro (mide distancia) el cuenta metros toma como referencia el número de giros que da un eje y los transforma en metros.

Actualmente existen cuenta metros mecánicos y digitales con gran exactitud de hasta milímetros.

2.29.2 Aplicaciones

Algunas de las aplicaciones de un cuenta metros son:

- En las cañas de pescar.
- Para medir telas o cable.
- Para medir la distancia de un lugar a otro.



Fig. 53 Aplicaciones dispositivo cuenta metros

CAPÍTULO III

PRESENTACIÓN DEL PROTOTIPO

Como ya se mencionó en los objetivos generales y específicos, la propuesta para reducir el proceso de conteo de mangueras de la empresa MACO de Puebla, es el diseño de un prototipo contador y enrollador de manguera, que sea sencillo en su fabricación y de fácil uso.

El diseño está formado de dos cabinas de aluminio con ruedas, para su fácil desplazamiento, cada cabina constara de un par de rieles o devanadores con rodillos, que se podrán regular dependiendo del diámetro y la longitud del carrete que se va a medir, cada cabina tendrá una rampa que podrá desmontarse cuando se requiera subir y bajar el carrete de forma segura.

Una vez montado el carrete, la manguera será pasada de una cabina a otra, a través de un sistema de rodillos y del sistema cuenta metros. En la otra cabina estará un carrete vacío, montado en los devanadores y sujeto con una tapa de aluminio (VER ANEXO 1) con la misma forma de las tapas del carrete, que estará unida a un eje conectado a un motor neumático.

El motor trabajara a base de aire, esto nos permitirá controlar de una manera más fácil su velocidad, hasta el punto de tener la especificada en los objetivos, contara con un sistema de poleas que transmitirán el movimiento rotatorio de una polea a otra, una polea transmitirá la potencia a un tornillo con cuerdas en ambos sentidos, el cual guiara de forma lineal el recorrido de un carro seguidor, que tendrá montado un adaptador que se cambiara dependiendo el diámetro de la manguera que se va a medir, este sistema tendrá un recorrido de ida y vuelta a lo largo de el eje del carrete, enrollando de forma uniforme la manguera en el carrete, sin la necesidad de hacer un cambio de rotación por parte del motor.

Durante la presentación de este documento se ha mostrado paso a paso la información teórica más relevante de cada uno de los materiales que se utilizaran para este proyecto, el perfil de aluminio, el sistema de rodillos, la transmisión por bandas, los devanadores de rodillos, el cuenta metros y el sistema neumático son los elementos más importantes para el desarrollo de este tema de tesina.

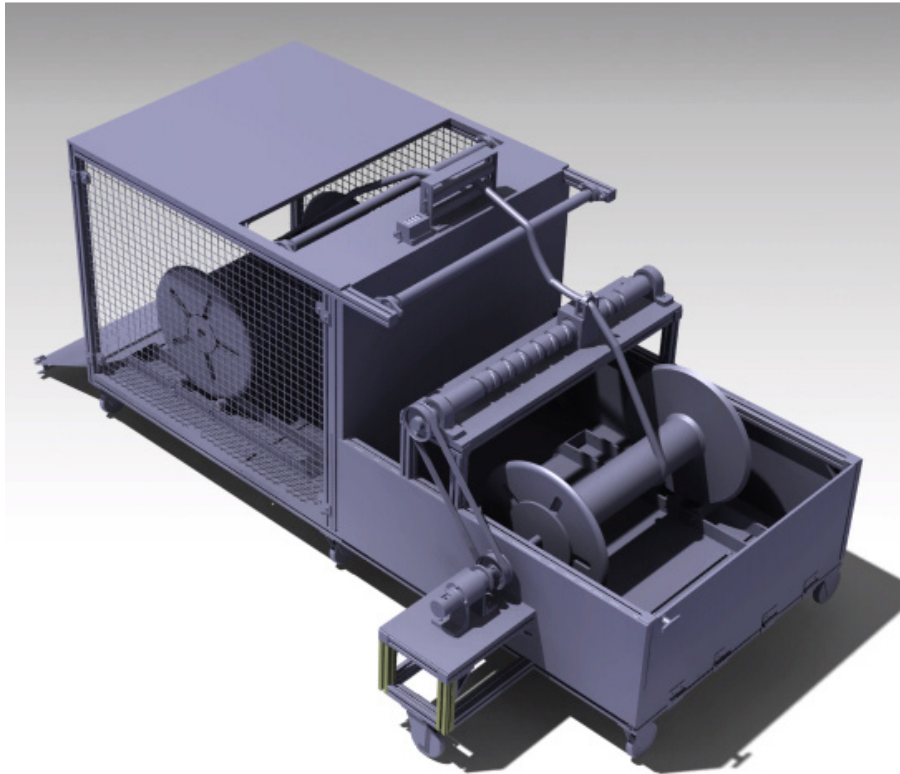


Fig. 54 Prototipo contador y enrollador de manguera

A continuación se mostrarán el método y las herramientas utilizadas para la selección de cada uno de los elementos necesarios para el desarrollo del prototipo.

Partiendo de uno de los principales objetivos de esta tesina, se empleara la herramienta de NX Siemens PLM para el diseño, ensamble y análisis del prototipo para determinar el alcance de este proyecto.

3.1 Selección del material IPS para la estructura de aluminio

Como se ha mencionado anteriormente, el material a utilizar para el ensamblado de la estructura del prototipo enrollador y contador de mangueras, será perfil de aluminio, también se mencionó que algunas de las ventajas son su fácil ensamblado, su disponibilidad en la empresa, su costo relativamente bajo, tomando en cuenta que no requiere de mayor mantenimiento, además de que al ser unido con tornillería y elementos de fijación, se puede armar y desarmar dependiendo la necesidad.

El perfil que se utilizara es la serie de uso estándar de 40 x 40 milímetros (VER ANEXO 2)



Fig. 55 Perfil modelo 10-040

Y los elementos de fijación serán ángulos, tornillos y tuercas, con los cuales se tendrán varios puntos de apoyo para hacer una estructura fuerte.

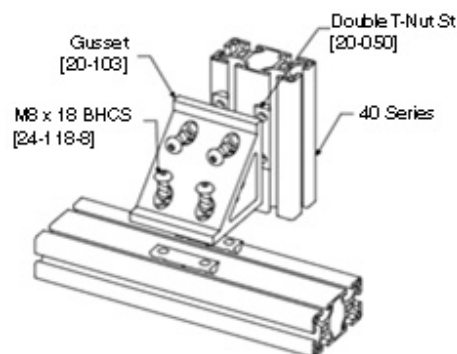


Fig.56 Angulo 80x80

Se usaran un panel de aluminio de 10 mm de grosor para las bases donde estarán montados todos los dispositivos encargados del funcionamiento del sistema.

El tipo de ruedas también es muy importante, ya que estas serán las que sostengan el peso de la estructura, de los dispositivos y del carrete de manguera.

La rueda que se propone utilizar es de 3" en acero prensado con una cubierta de goma antiderrapante que según catálogo su capacidad de carga es de 102 kgf, se montaran 7 ruedas distribuidas a lo largo de toda la estructura, siendo las ruedas centrales las que tengan freno.

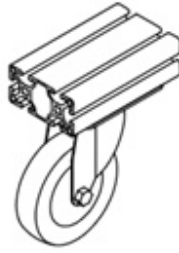


Fig. 57 Rueda modelo 21-312

Toda la estructura será analizada vía FEM para determinar si es óptima para la aplicación requerida, este análisis será efectuado con el software NX Nastran Unigraphics Siemens y los resultados serán mostrados más adelante.

3.2 Cálculo del motor neumático

A partir de un carrete lleno de manguera de 205 kg se pretende calcular un motor neumático capaz de transmitir la potencia necesaria a un sistema de bandas para generar el movimiento rotatorio de una tapa de 125 mm de radio que haga que 100 metros de manguera pase por un sistema de rodillos y pueda enrollarse en un carrete vacío en un lapso de 30 segundos. La presión a la que trabaja el motor es de 6 BAR y la presión que entrega el compresor es de 12 BAR, el caudal es igual a 6 l/s (360 l/min). Cabe mencionar que el carrete descansara sobre un par de devanadores con rodillos.

Datos:

$$m = 205 \text{ kg}$$

$$a = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$r = 0.125 \text{ m}$$

$$\mu F = 0.0030 \text{ (Vehículos sobre rieles contra rieles de acero)}$$

$$v = 3.3 \text{ m/s}$$

Con la formula (14) podemos obtener la Fuerza

$$F_F = \mu F \cdot F_n$$

$$F_F = 0.0030 \cdot 205 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F = 6.03 \text{ N}$$

Teniendo estos datos podemos calcular el Torque del motor con la formula (11)

$$M = F \cdot r$$

$$M = 6.03 \text{ N} \cdot 0.125 \text{ m}$$

$$M = 0.754 \text{ Nm}$$

Para el cálculo de las revoluciones⁶ utilizamos la formula (12)

$$n = (v \cdot 60) / (2\pi \cdot r)$$

$$n = (3.3 \text{ m/s} \cdot 60) / (2\pi \cdot 0.125 \text{ m})$$

$$n = 504.2 \text{ rpm}$$

Y la potencia requerida se calcula por la formula (13)

$$P = (M \cdot n) / 9550$$

$$P = (0.745 \text{ Nm} \cdot 504.2 \text{ rpm}) / 9550$$

$$P = 0.039 \text{ Kw}$$

La serie de motor que se propone utilizar es la P1V-M de la Marca Parker.



Fig. 58 Catalogo motor neumático Parker

Según la tabla 10 para el torque y las rpm calculados⁷.

Potencia máxima	Rev. sin carga	Rev. a potencia máx.	Momento a potencia máx.	Momento de arranque mín.	Consumo de aire a potencia máx.	Conexión	Diám. int. mín. del tubo	Peso	Ref. de pedido
kW	rpm	rpm	Nm	Nm	l/s		mm	Kg	
0,200	10 000	5 000	0,38	0,57	6,5	G1/4	10	1,94	P1V-M020A0A00
0,200	2 890	1 445	1,31	1,97	6,5	G1/4	10	1,94	P1V-M020A0290
0,200	1 466	733	2,59	3,89	6,5	G1/4	10	1,94	P1V-M020A0150
0,200	810	405	4,69	7,04	6,5	G1/4	10	2,94	P1V-M020A0081

Tabla 10 Datos de los motores P1V-M020A, 200 watt con brida de montaje

⁶ La cantidad de revoluciones se controlara con una válvula reguladora de flujo

⁷ http://www.parker.com/literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/P1V-M_Technical%20Catalogue-ES.pdf

El modelo de motor neumático que se propone es el P1V-M020A0150.

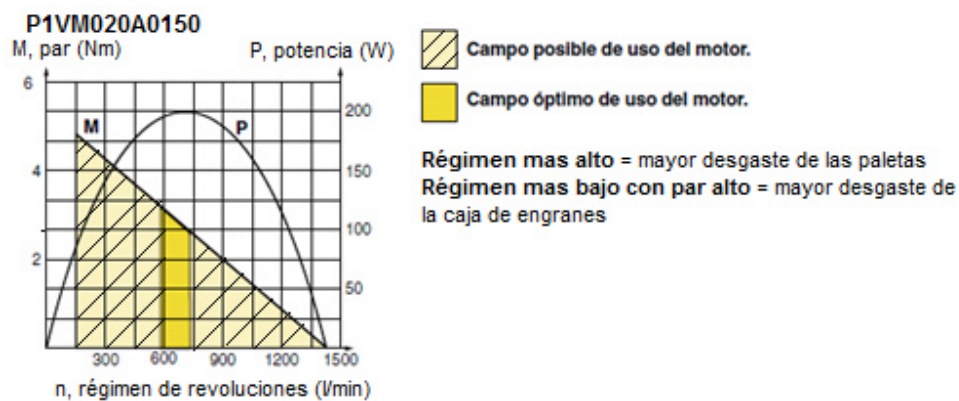


Fig.59 Gráfica Par-Revoluciones

Siendo el diagrama neumático de la siguiente manera:

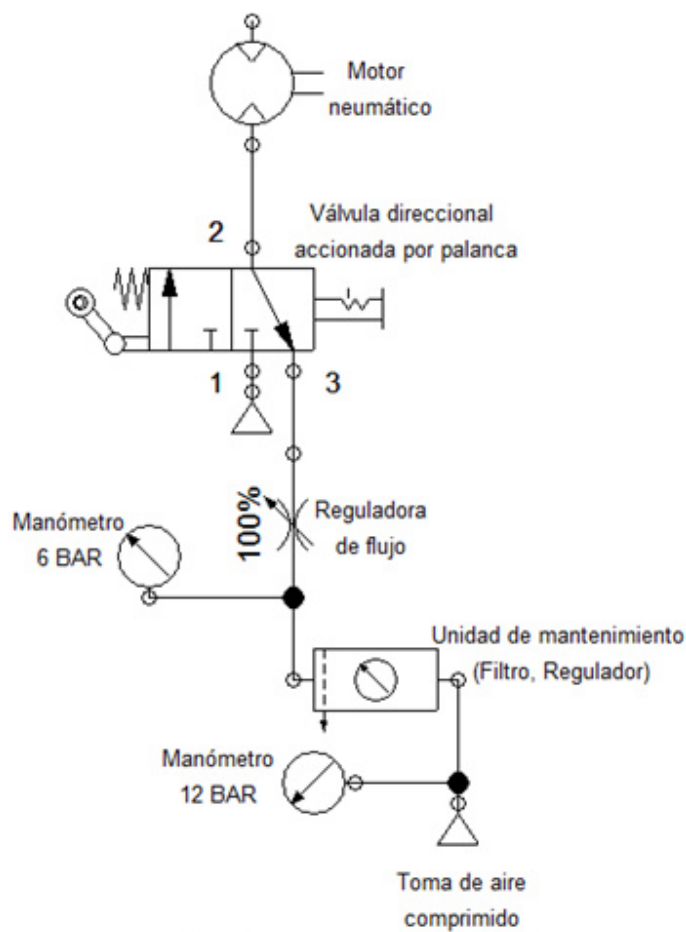


Fig.61 Diagrama neumático

3.3 Cálculo del sistema de transmisión por bandas

Partiendo de la información del motor, podemos proceder a calcular el valor de la transmisión (bandas y poleas).

MACO tiene la distribución de bandas y poleas de la marca GATES.

Esta empresa cuenta con una aplicación llamada Design Flex® Pro™ que me apoyara al cálculo de la transmisión por bandas.

Los valores que me solicita la aplicación son; Potencia del motor (P), Velocidad en rpm (n), Distancia entre centros (L) y Eficiencia (η).

$$P_{\text{entrada}} = (6 \text{ BAR}^8 \cdot 360 \text{ l/min}) / 600 = 3.6 \text{ Kw}$$

$$P_{\text{salida}} = 0.200 \text{ Kw}$$

$$n = 733 \text{ rpm}$$

Siendo la eficiencia:

$$\eta = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}} \quad (30)$$

Donde:

$$\eta = \text{Eficiencia (\%)}$$

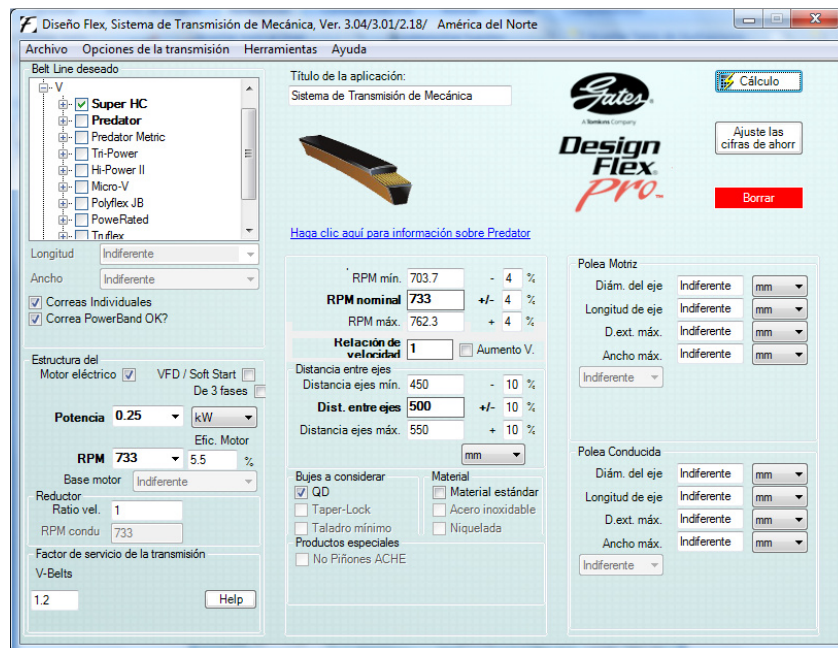
$$\eta = 0.200 \text{ Kw} / 3.6 \text{ Kw}$$

$$\eta = 5.5 \%$$

La serie que consideraremos para el tipo de banda es la Súper HC, esta es una banda lisa en V de la marca Gates, ingresamos los valores.

Para los 0.200 Kw ingresamos el inmediato superior de 0.25 Kw

⁸ Inicialmente el compresor de MACO da 12 BAR, los 6 BAR se obtendrán con una válvula reguladora de presión



Y estas son las posibles opciones.

Diseño Flex
Resumen de soluciones, Sistema de Transmisión de Mecánica, Ver. 3.04/3.01/2.18/
América del Norte

Archivo
Opciones
Ayuda

Imprimir
Cerrar

Mostrar soluciones que contengan:

Correas tipo V

Seleccionado	I	Línea de prod.	Correa	Motriz (mm)	Conducida (mm)	RPM conducida	Δ RPM	sobredimens.	Coste relativo Δ	Entre centros (mm)	Δ dist. entre ejes (mm)	F. Tracc (kg)	Ancho (mm)
☐		Super HC	3VX464	56	56	733.0	0	1.6	1.0	502	2	18	17
☐		Super HC	3VX464	60	60	733.0	0	1.8	1.0	496	-4	17	17
☐		Super HC	3VX475	64	64	733.0	0	2.1	1.0	504	4	16	17
☐		Super HC	3VX475	67	67	733.0	0	2.4	1.1	498	-2	15	17
☐		Super HC	3V475	67	67	733.0	0	1.9	1.1	498	-2	15	17
☐		Super HC	3V475	71	71	733.0	0	2.2	1.1	492	-8	14	17
☐		Super HC	3VX487	71	71	733.0	0	2.7	1.1	507	7	14	17
☐		Super HC	3VX487	76	76	733.0	0	3.1	1.1	499	-1	13	17
☐		Super HC	3V500	76	76	733.0	0	2.6	1.1	515	15	13	17
☐		Super HC	3VX487	80	80	733.0	0	3.3	1.1	493	-7	13	17
☐		Super HC	3V500	80	80	733.0	0	2.8	1.1	509	9	13	17
☐		Super HC	3VX500	85	85	733.0	0	3.7	1.2	501	1	12	17
☐		Super HC	3V500	85	85	733.0	0	3.2	1.2	501	1	12	17
☐		Super HC	3VX500	93	93	733.0	0	4.2	1.3	489	-11	11	17
☐		Super HC	3V500	93	93	733.0	0	3.8	1.3	489	-11	11	17
☐		Super HC	3V530	105	105	733.0	0	4.7	1.4	509	9	10	17

Siendo banda Súper HC 3VX464 la que más se apega a los datos que inicialmente se calcularon. VER ANEXO 3

3.4 Selección del tornillo de potencia

La aplicación requiere un tornillo con cuerdas encontradas, que permitan guiar a la manguera de un lado a otro con el mismo giro del motor, a lo largo del carrete vacío, dispositivo conocido como eje reciprocador bobinadora.

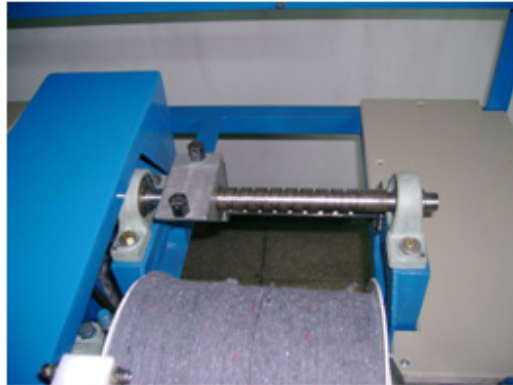


Fig. 63 Eje reciprocador bobinadora

La empresa MG Servicios Técnicos⁹ me apoyara con el maquinado de esta pieza, se les explico la aplicación y esta es la información que me transmitieron.

“Se maquinara un eje acanalado para movimiento devanado alternativo con las siguientes características”.

- Eje construido en acero pulido y calibrado.
- Paso útil entre extremos 700 mm.
- Diámetro del eje de 50 mm.
- Con ranura de 5mm de ancho x 5 mm de profundidad.
- Punteras de eje a determinar según uso (Diámetro, chavetera etc.).
- Carro seguidor en aluminio aleado, con buje de bronce fosforoso y seguidor reforzado, y buje adicional antigiro.
- Se prevén roscas para la colocación de accesorio para guiar manguera.

VER ANEXO 4

⁹ <http://www.mgserviciostecnicos.com.ar/index.htm>

3.5 Selección de los rodamientos y la chumacera para el tornillo de potencia

Tomando en cuenta que el eje que se encargara de guiar la manguera a lo largo del carrete tendrá un diámetro de 50 mm, y según catálogo SKF de rodamientos, el modelo que más se apega a esta condición es el SY 50 PF.



Principal dimensions					Basic load ratings		Designations
d	A	H	H1	L	dynamic C	static C0	Bearing unit
mm					kN		-
25	36	70,5	36,5	130	14	7,8	SY 25 PF
25,4	36	70	36,5	130	14	7,8	SY 1. PF/AH
30	40	82,5	42,9	152	19,5	11,2	SY 30 PF
30,163	40	82	42,9	152	19,5	11,2	SY 1.3/16 PF/AH
31,75	45	93	47,6	160	25,5	15,3	SY 1.1/4 PF/AH
34,925	45	93	47,6	160	25,5	15,3	SY 1.3/8 PF/AH
35	45	93	47,6	160	25,5	15,3	SY 35 PF
36,513	45	93	47,6	160	25,5	15,3	SY 1.7/16 PF/AH
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	SY 1.1/2 PF/AH
40	48	99	49,2	175	30,7	19	SY 40 PF
42,862	48,3	107,2	53,98	187	33,2	21,6	SY 1.11/16 PF/AH
45	48	107,5	54	187	33,2	21,6	SY 45 PF
49,212	54	114	57,15	203	35,1	23,2	SY 1.15/16 PF/AH
50	54	114,5	57,2	203	35,1	23,2	SY 50 PF
55	60	126	63,5	219	43,6	29	SY 55 PF
55,563	60,4	127	63,5	219	43,6	29	SY 2.3/16 PF/AH
60	60	138	69,8	240	52,7	36	SY 60 PF
61,913	60	139,7	69,85	240	52,7	36	SY 2.7/16 PF/AH

Tabla 11 Selección de chumacera y rodamientos

A partir de la información obtenida de la tabla anterior, podemos calcular la vida nominal de la unidad de rodamiento utilizando la formula (16)

Datos:

$$n = 733 \text{ rpm}$$

$$L_{10h} \text{ (según tabla)} = 20\,000 \text{ horas}$$

L_{10} = vida nominal (millones de revoluciones).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} \quad (16)$$

Despejando:

$$\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} = L_{10} \quad (31)$$

$$L_{10} = 879.6 \text{ Millones de revoluciones}$$

Teniendo la vida nominal podemos obtener, la carga dinámica equivalente del rodamiento.

$L_{10} = 876.6$ Millones de revoluciones

$C = 35.1$ KN (Según catálogo SKF¹⁰)

$a = 3$ (constante para rodamientos de esfera)

De la formula (15) $L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^a$

Despejamos:

$$P = \frac{C}{\sqrt[3]{L_{10}}} \quad (32)$$

$$P = 36.6 \text{ N}$$

Según la tabla 7

Tipo de funcionamiento	Vida nominal requerida L_{10h} (Horas)
Intermitente	20 000
de 12 a 16 h/día	40 000
Continuo 24 h/día una alta fiabilidad de funcionamiento	60 000

Tabla 7. Valores orientativos para la vida nominal requerida

¹⁰ <http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/bearing-units/two-bearing-units/selection-of-unit-size/calculation-of-dynamic-bearing-loads/index.html>

3.6 Selección de los devanadores de rodillos regulables y el cuenta metros

Los devanadores o riel de rodadura y el dispositivo cuenta metros son de la marca LOIMEX¹¹.

Con el número de referencia 76.70.25, este devanador es adecuado para poder soportar un carrete de 205 Kg, además su diseño permitirá subir el carrete al devanador sin la necesidad de cargarlo, los rodillos regulables permiten ajustarlos al diámetro del carrete.

Loimex: “Devanador para bobinas de tamaño pequeño y mediano, con cuerpo de aluminio, rodillos de aleación de aluminio y rodamientos, además de distancia entre rodillos regulable. (Para un juego se necesitan dos rieles de rodadura)” VER ANEXO 5



Fig. 64 Devanador a rodillos

El dispositivo cuenta metros estará unido a un sistema de rodillos, al pasar la manguera estos activaran el dispositivo y se comenzaran a medir los metros de la manguera que pasen a través de los rodillos.



Fig. 65 Dispositivo cuenta metros

El cuenta metros tendrá las siguientes características:

- Cuenta metros con totalizador de 7 cifras.
- Medidor parcial de 4 cifras y 2 decimales.
- Velocidad de hasta 500 metros por minuto (m.p.m).
- Contaje: 2 vueltas = 1 metro.
- Contaje máximo: 9,999 metros.
- Puesta en cero por pulsador.

VER ANEXO 6

Todos los rodillos montados en el sistema serán fabricados de nylamid para el cuidado de las mangueras, por parte de Asesoría en Elastómeros S.A. de C.V. VER ANEXO 7

¹¹ <http://www.loimex.com/es/index.asp>

3.7 Análisis FEM

Como ya se mencionó al inicio de este capítulo, uno de los principales objetivos de esta tesina es el de examinar mediante herramientas CAE la capacidad resistiva del prototipo al ser expuesto a determinadas cargas estáticas y dinámicas.

A continuación se mostrará paso a paso el proceso que se siguió para lograr este análisis y se mostrarán los resultados obtenidos en distintos escenarios.

Se analizará mediante el software NX Nastran Unigraphics Siemens, el comportamiento de la estructura de perfil de aluminio, de las ruedas y del devanador a rodillos, cuando en el dispositivo se monte un carrete de 205 kg para ser medido y enrollado a otro carrete vacío de 5 kg con un torque de 3.89 Nm, y el comportamiento del dispositivo a la fatiga generada por una cantidad determinada de ciclos.

3.8 Análisis de cargas estáticas de la estructura de aluminio

En la siguiente tabla se muestran las cargas estáticas que estarán presentes en el dispositivo cuenta mangueras.

Parte	Cantidad	Kg	Newton	Total (N)	Material
Estructura de aluminio	1	193.5	1,898.4	1,898.4	Aluminio anodizado
Carrete lleno	1	205.0	2,011.0	2,011.0	Aluminio anodizado
Carrete vacío	1	5.0	49.0	49.0	Aluminio anodizado
Devanador a rodillos	4	2.5	24.5	98.1	Aluminio anodizado
Motor Neumático	1	1.9	19.0	19.0	Aluminio anodizado
Ensamble cuenta metros	1	10.0	98.1	98.1	Aluminio anodizado
Guía de manguera	1	15.0	147.1	147.1	Aluminio anodizado
Rodillos	2	2	19.6	39.2	Aluminio anodizado
Sistema de transmisión	1	6	58.8	58.8	Aluminio anodizado
Tapa para sujetar carrete	1	5	49.0	49.0	Aluminio anodizado
Ruedas	7	1.14	11.1	78.2	Acero
Total				4,546.3	

Tabla 12 Elementos y cargas del dispositivo cuenta mangueras

Como podemos observar, existen cargas que son relativamente pequeñas, por ello este análisis estará enfocado al comportamiento de la estructura con las cargas más relevantes para la aplicación, tales como el carrete lleno de manguera y el torque ejercido del motor hacia la tapa.

Para el acero tomaré como referencia el valor cargado en el software y para el aluminio anodizado según 6105-T5 los valores mecánicos son:

Aluminio Anodizado	Valor
Modulo de Young	69,000 N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.33
Modulo de Rigidez	26,000 N/mm ²

Tabla 13 Propiedades mecánicas del aluminio anodizado

El análisis será presentado en 3 escenarios:

1. Carrete sobre la rampa.
2. Al inicio del conteo (Carrete sobre la cabina 1).
3. A mitad del conteo.

Notas:

- Al ser de las mismas dimensiones la cabina 1 y 2 se omite un análisis para el término del conteo de la manguera.
- Toda la estructura está restringida de acuerdo al tipo de elemento.
- El tipo de malla es una de tetraédrica 3D de 10 nodos y el número de elementos depende de las dimensiones del cuerpo.

3.8.1 Análisis 1

Al comienzo del conteo, el operador deberá montar a través de una rampa de aluminio de 10 mm, un carrete lleno de manguera de 205 kg (2,011 N), en este análisis al estar apagado el motor, no existe una fuerza de torsión, por lo tanto solo se analizará el comportamiento de la rampa.

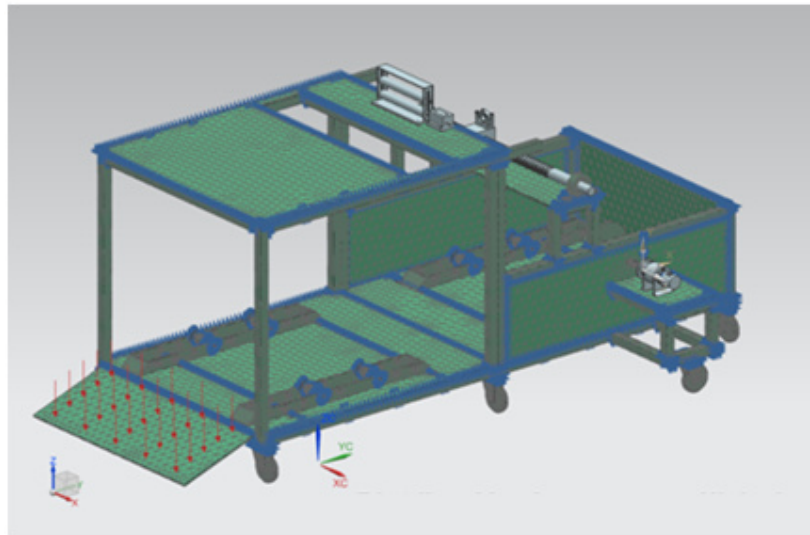


Fig. 66 Distribución de cargas-análisis 1

Deformación

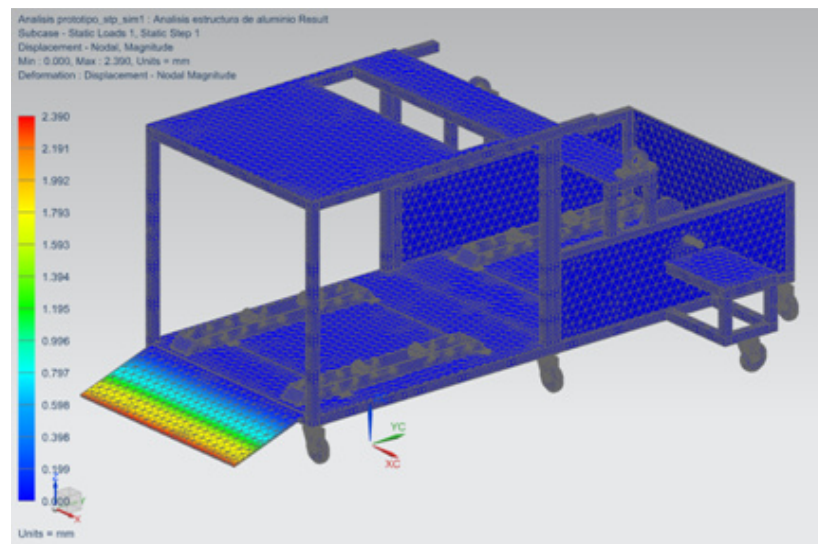


Fig. 67 Deformaciones-análisis 1

El extremo inferior de la rampa podemos observar, que será donde se presentará el mayor grado de deformación, con un valor de hasta 2.39 mm.

Esfuerzo cortante máximo por nodos

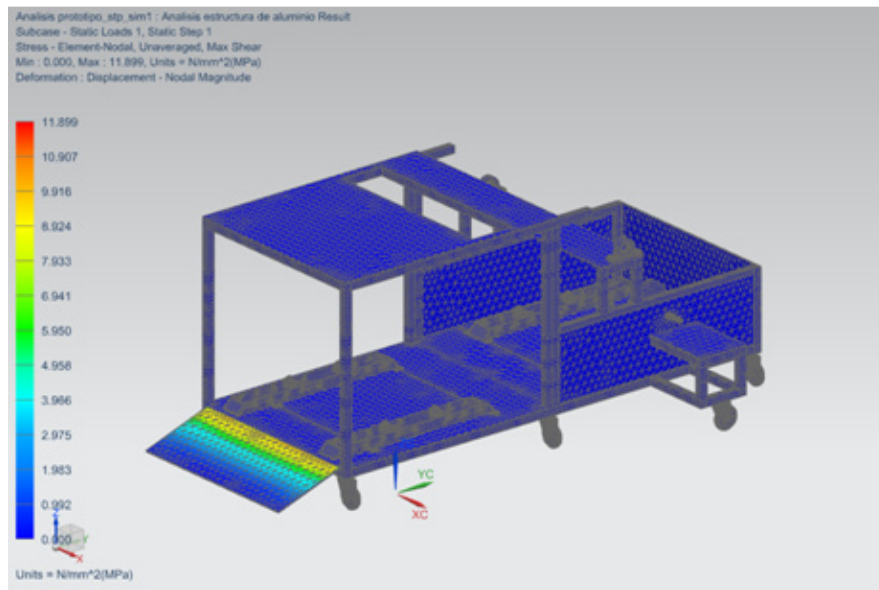


Fig. 68 Esfuerzo cortante máximo-análisis 1

El esfuerzo mayor que se presentará será de 8.924 N/mm² en la zona donde está restringida la rampa.

Von Mises por nodos

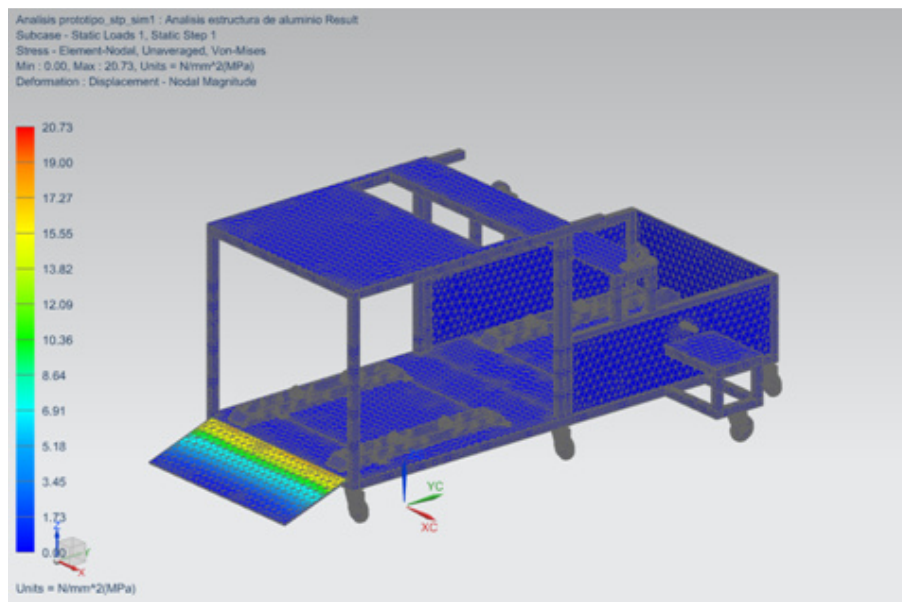


Fig. 69 Von Mises-análisis 1

Para la teoría de Von Mises, 15.55 N/mm² es el valor más alto que se presentará en la parte superior de la rampa.

3.8.2 Análisis 2

Una vez montado el carrete lleno de 205 kg (2011.05 N) en una cabina y el otro vacío de 5 kg (49.05) en la otra cabina, estando el motor apagado, solo se presentan cargas normales las cuales se representan de la siguiente manera.

- La fuerza que ejerce el carrete que va montado sobre los devanadores se va a analizar como viga simplemente apoyada donde los rodillos serán las fuerzas opuestas a la ejercida por el carrete.
- La misma situación ocurre con la guía de manguera, al estar apoyada sobre las chumaceras, esta puede analizarse como una viga simplemente apoyada.
- Las cargas que se aplican a las bases del cuenta metros y del motor son cargas normales en un sentido $-Z$.

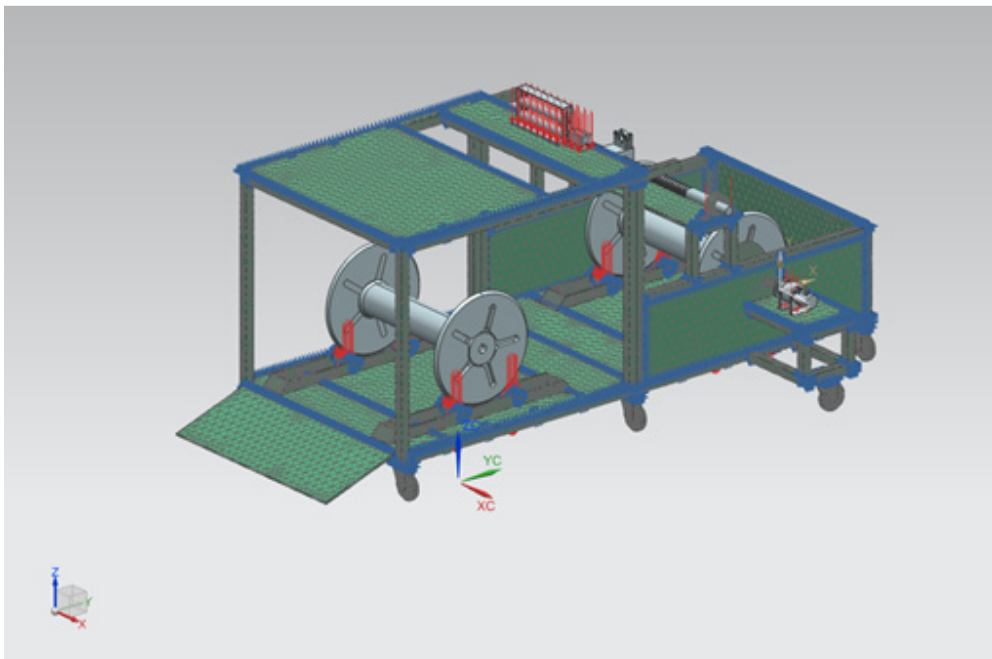


Fig. 70 Distribución de cargas-análisis 2

Deformación

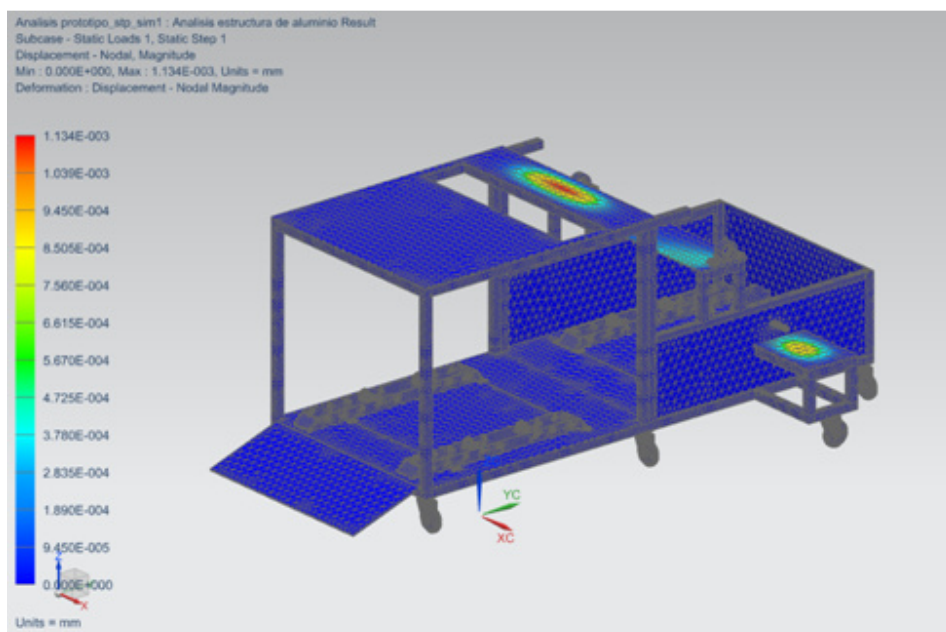


Fig. 71 Deformaciones-análisis 2

Siendo las deformaciones más importantes.

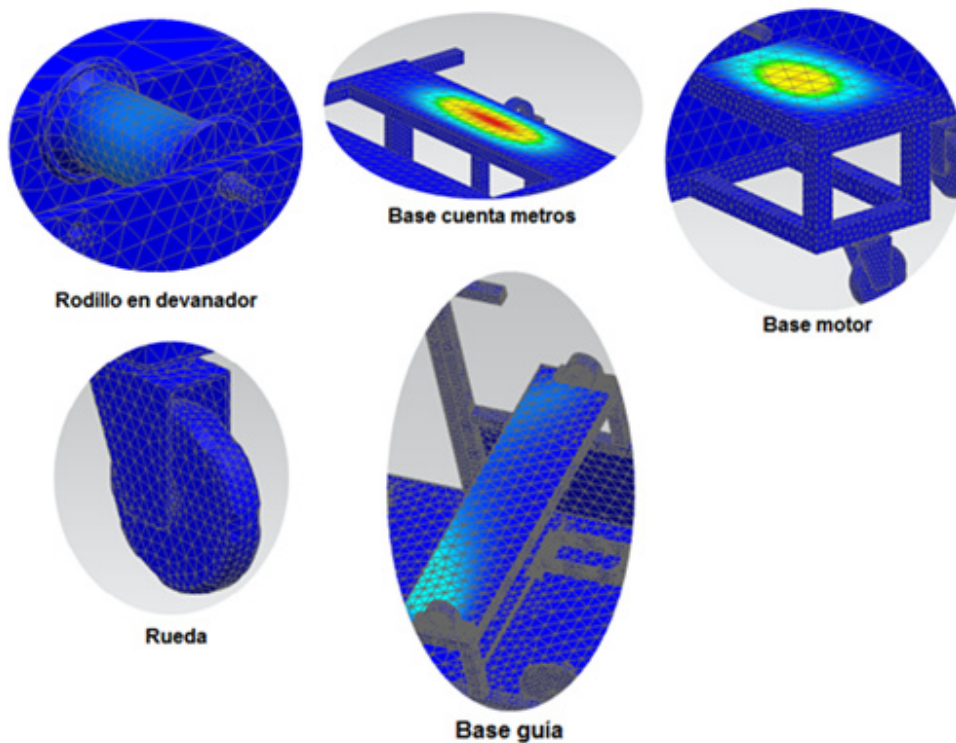


Fig. 72 Elementos con deformaciones-análisis 2

A partir de este análisis podemos deducir que:

- El grado de deformación mayor se encuentra en la base donde estará montado el ensamble cuenta metros con el dispositivo de rodillos.
- La base del motor también tendrá una ligera deformación cercana a los $8.505\text{E-}004$ (0.0008505 mm).
- Los rodillos montados en los devanadores, tendrán una deformación máxima de $4.725\text{E-}004$ mm (0.0004725 mm).
- Los demás elementos tendrán una deformación no mayor a $2.835\text{E-}004$ (0.0002835 mm).

Esfuerzo cortante máximo por nodos

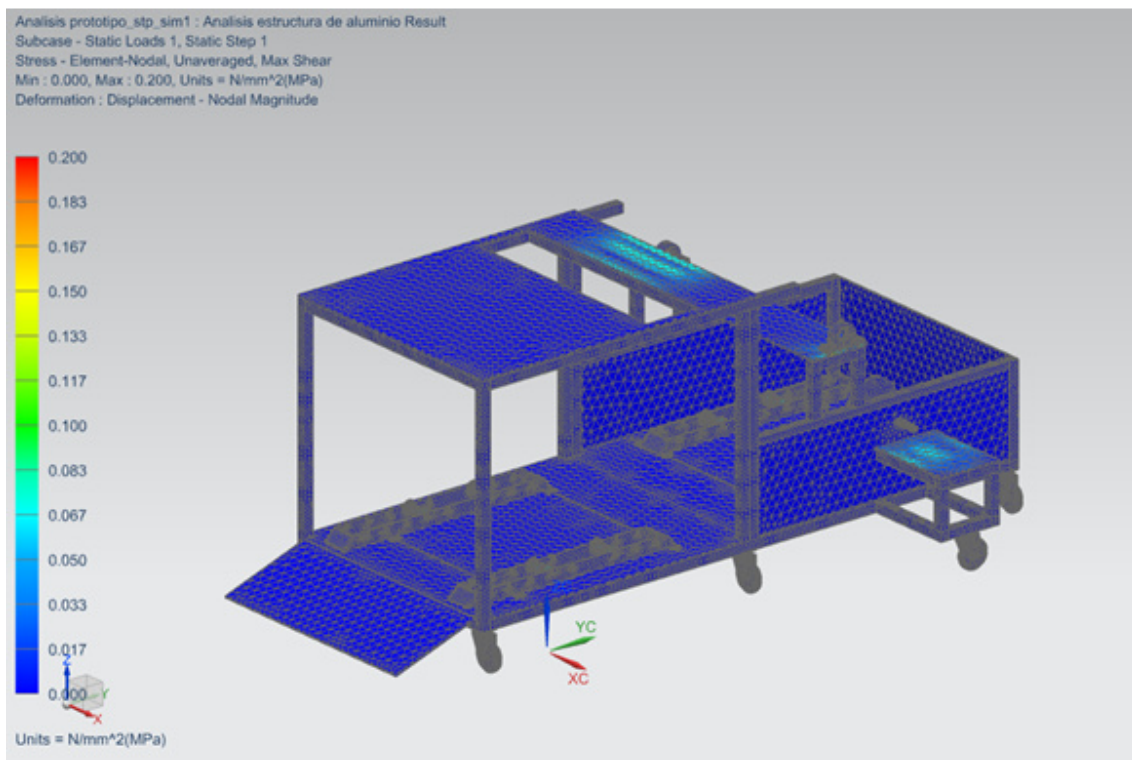


Fig. 73 Esfuerzo cortante máximo-análisis 2

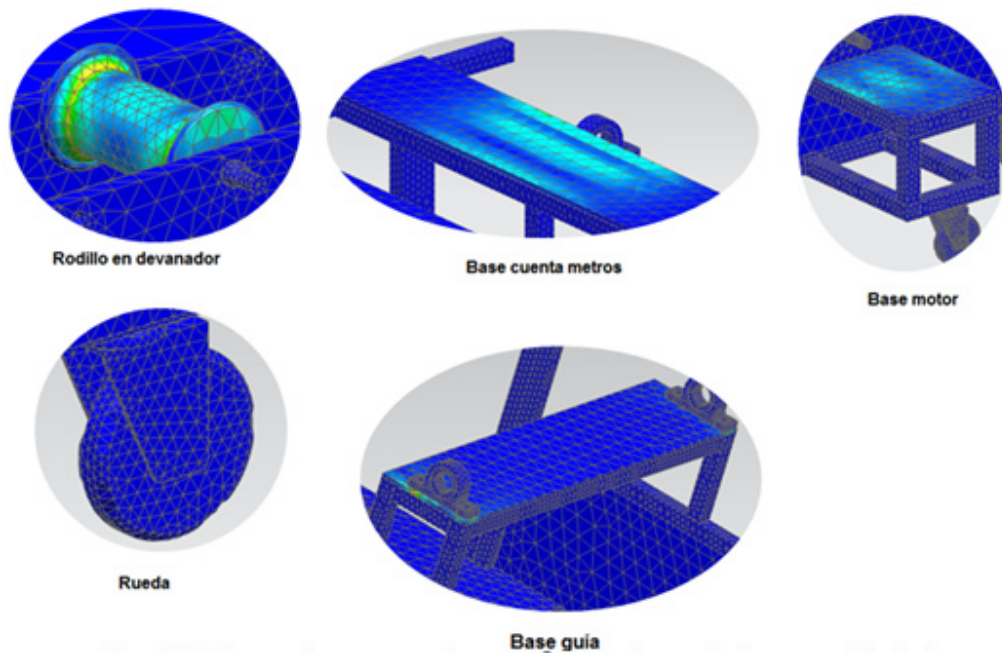


Fig. 74 Elementos con esfuerzos cortantes máximos-análisis 2

A partir de este análisis se observa:

- La mayor presencia del esfuerzo cortante se presenta en los rodillos de los devanadores, cercano a los 0.150 N/mm^2 .
- En los demás elementos se observan esfuerzos de hasta 0.083 N/mm^2 donde está restringido el material.

Von Mises por nodos

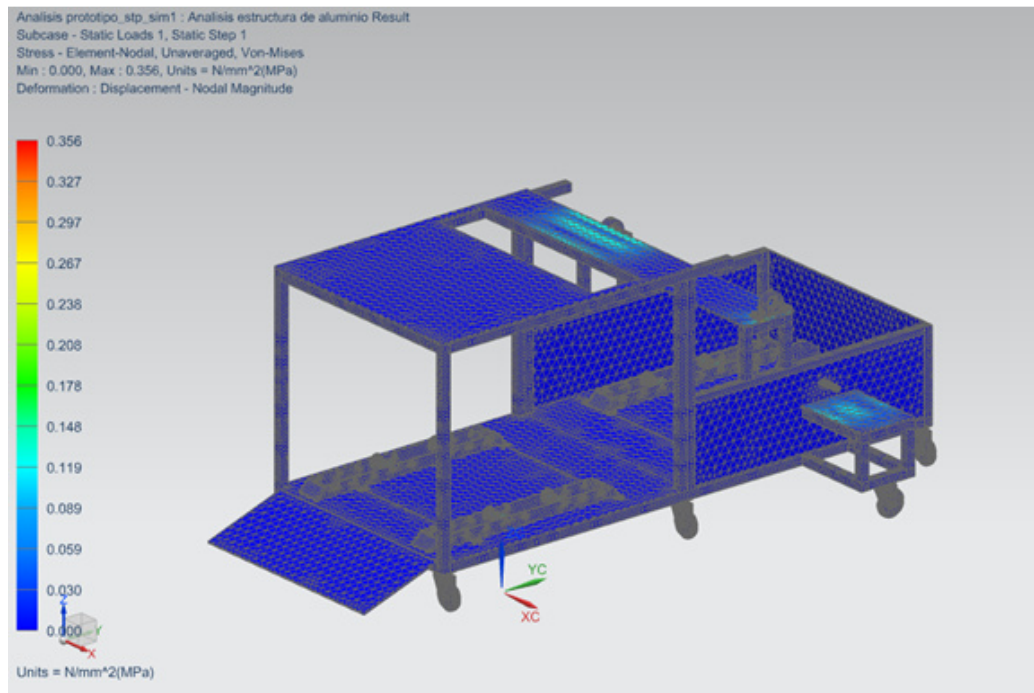


Fig. 75 Von Mises-análisis 2

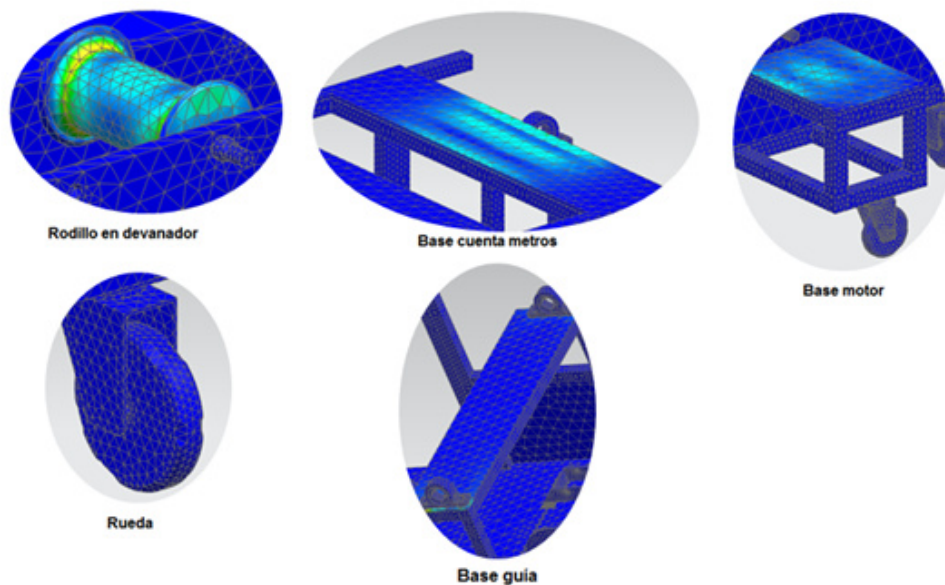


Fig. 76 Elementos por Von Mises-análisis 2

A partir de esta gráfica se puede analizar qué:

- La mayor presencia del esfuerzo se presenta en los bordes de los rodillos de los devanadores, cercano a los 0.267 N/mm².
- Los demás elementos presentan manifestaciones menores a 0.148 N/mm².

3.8.3 Análisis 3

A la mitad de conteo, con el motor funcionando a su máxima capacidad, presumiendo que cada carrito tendrá la misma cantidad de manguera, ambos devanadores deberán soportar 105 Kg (1030.0 N), además la tapa y chumaceras serán expuestas a un torque de 3.89 Nm (3890 Nmm).

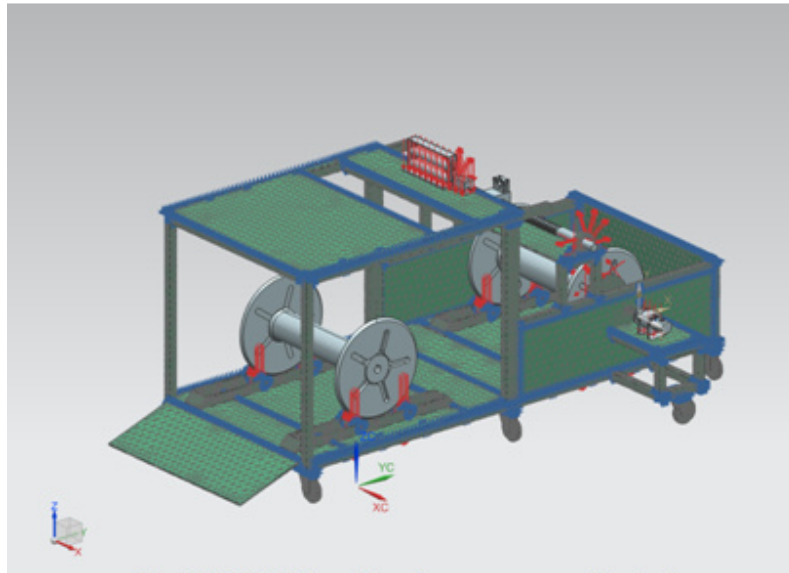


Fig. 77 Distribución de cargas-análisis 3

Deformación

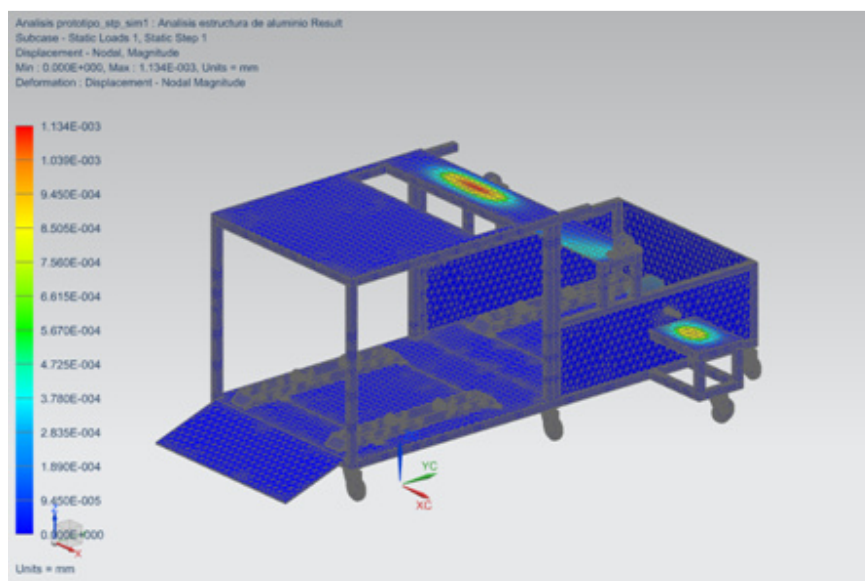


Fig. 78 Deformaciones-análisis 3

Siendo las deformaciones más importantes.

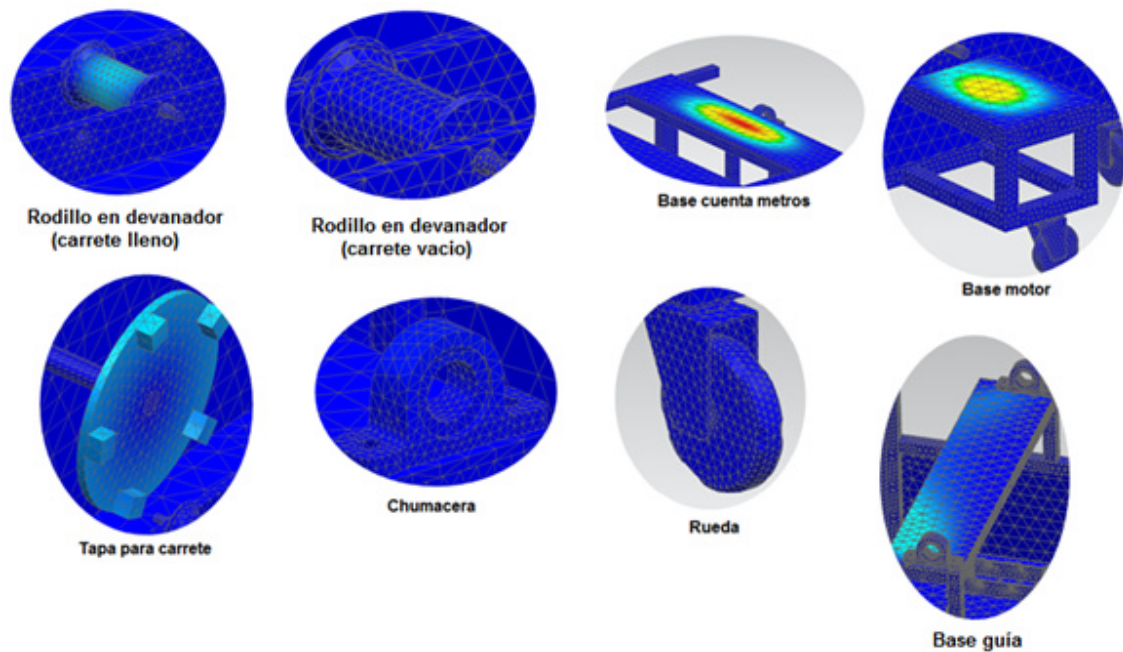


Fig. 79 Elementos con deformaciones-análisis 3

A partir de este análisis podemos deducir que:

- El grado de deformación mayor se encuentra en la base donde estará montado el ensamble cuenta metros con el dispositivo de rodillos.
- Los rodillos montados en los devanadores, tendrán una deformación máxima de $4.725\text{E-}004$ mm (0.0004725 mm).
- La tapa a la que se le aplicó el torque generado por el motor mostrará una deformación de hasta $2.835\text{E-}004$ (0.0004835 mm) en su centro y de $4.725\text{E-}004$ mm (0.0004725 mm) para las orillas.
- Los demás elementos tendrán una deformación no mayor a $9.450\text{E-}005$ (0.0000945 mm).

El esfuerzo máximo cortante por nodos

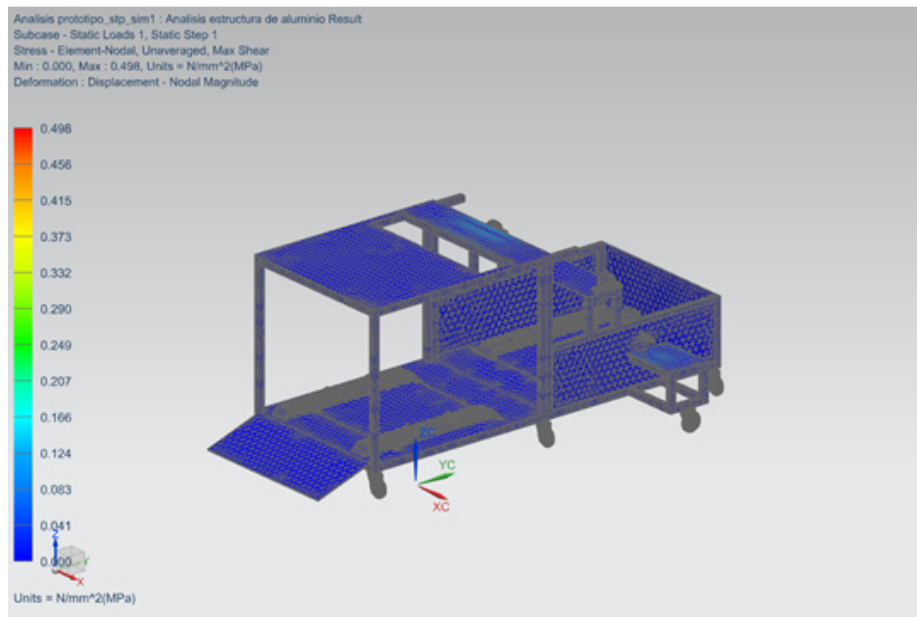


Fig. 80 Esfuerzo cortante máximo-análisis 3

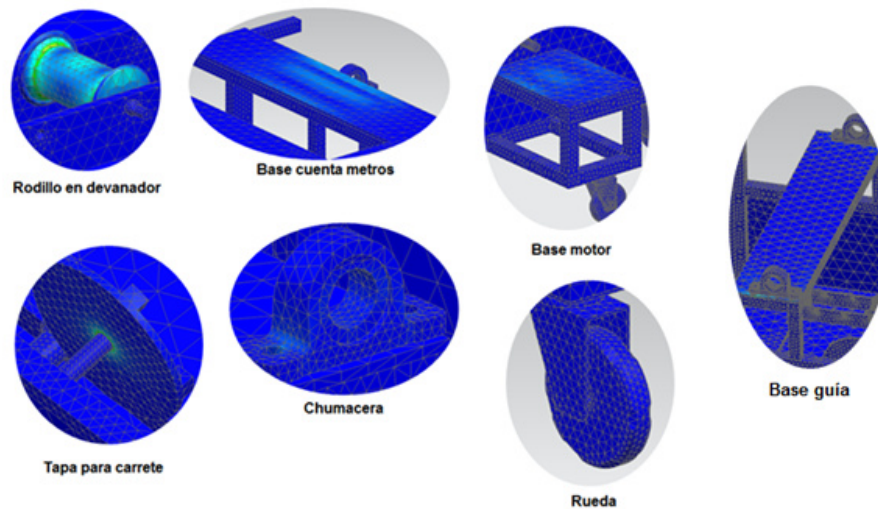


Fig. 81 Elementos con esfuerzos cortantes-análisis 3

En este análisis observé lo siguiente:

- La mayor presencia del esfuerzo cortante se presenta en los rodillos de los devanadores, específicamente en el redondeo de los bordes de cada rodillo, cercano a los 0.496 N/mm^2 .
- En la tapa podemos observar la presencia de un esfuerzo cortante cercano a 0.166 N/mm^2 entre la unión del eje del motor y el barreno de la tapa.
- En los demás elementos se observan esfuerzos cortantes no mayores a los 0.083 N/mm^2 .

Von Mises por nodos

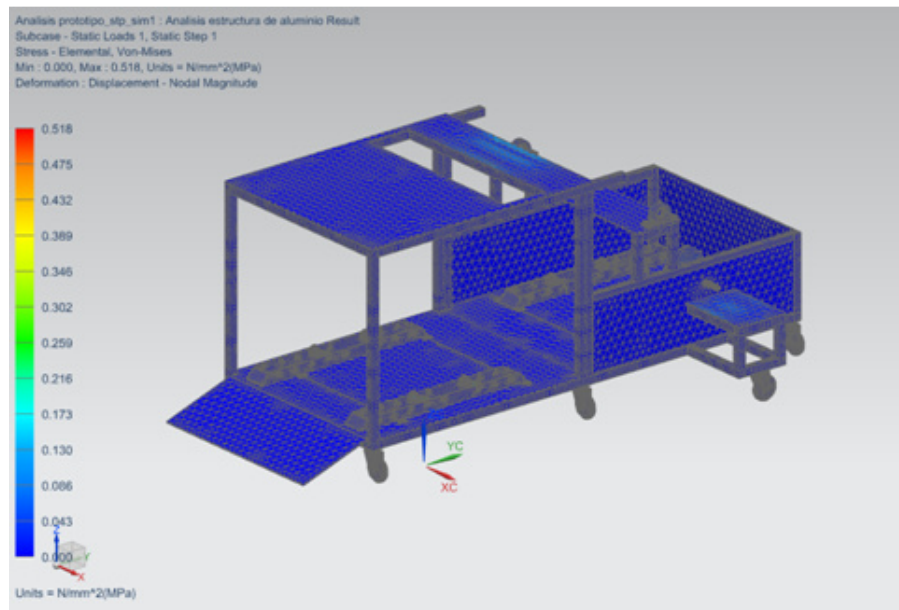


Fig. 82 Von Mises-análisis 3

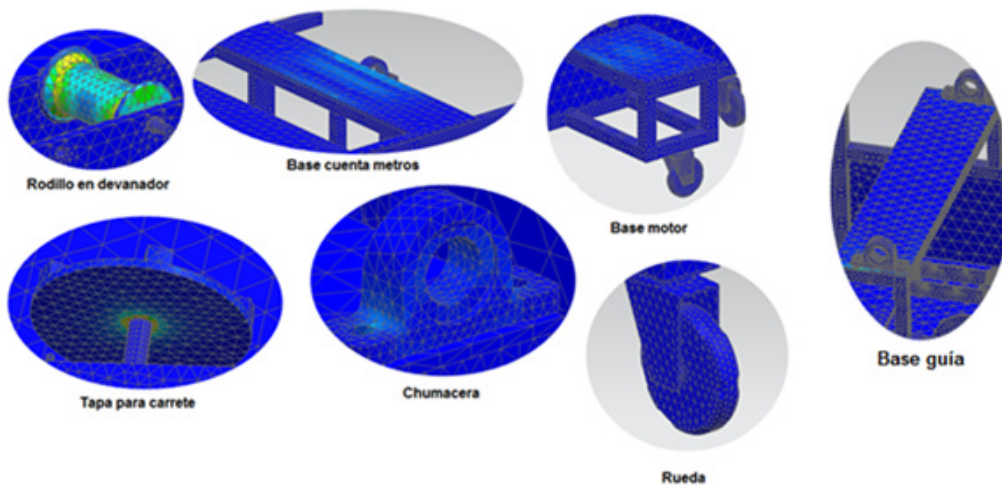


Fig. 83 Elementos por Von Mises-análisis 3

A partir de la teoría de Von Mises podemos apreciar lo siguiente:

- El rodillo del devanador se encuentra debajo de 0.432 N/mm^2 que se encuentra dentro de un rango aceptable para que no se presente una falla en el material.
- Importante considerar el punto de unión entre el eje y la tapa debido a que el esfuerzo de 0.475 N/mm^2 se encuentra muy cercano al límite máximo de la gráfica.
- Los demás elementos se encuentran por debajo de los 0.216 N/mm^2 .

3.9 Análisis de cargas dinámicas de la estructura de aluminio

3.9.1 Análisis 4

Análisis por fatiga

Para este análisis emplearé el escenario 3, que es, donde la estructura será sometida al mayor número de cargas, en el cual emplearemos cierto número de ciclos para poder definir si la estructura alcanzará alguna falla.

El software nos solicita la siguiente información para poder realizar la simulación de este escenario.

Número de ciclos	500, 000,000
Factor de escala	10
Criterio de resistencia	Hasta la ruptura (Ultimate Strength)
Tipo de esfuerzo	Von Mises
Criterio de vida de diseño	Vida infinita
Factor de resistencia a la fatiga (kf) para 14 Ksi	0.9
Criterio de resistencia a la fatiga	General (Smith-Watson-Topper)

Tabla 14 Propiedades mecánicas para análisis por fatiga

Algunos de los datos los pude deducir de la siguiente manera:

- El número de ciclos será el indicado por la norma 6105-T5 para el aluminio.
- El factor de escala consiste en la ampliación del desplazamiento, es decir para un factor de escala grande, se podrá ampliar la geometría deformada y con un coeficiente pequeño se obtendrá una visualización más realista.
- Para $S_u < 160$ Ksi el factor aproximado será de 0.90 mientras que para $S_u = 220$ Ksi el factor bajara a 0.80¹².

¹² Tomado de Diseño de elementos de máquinas-Robert L. Mott Pag. 176

Agregando esta información al programa Nastran Nx y resolviéndolo tenemos la siguiente gráfica:

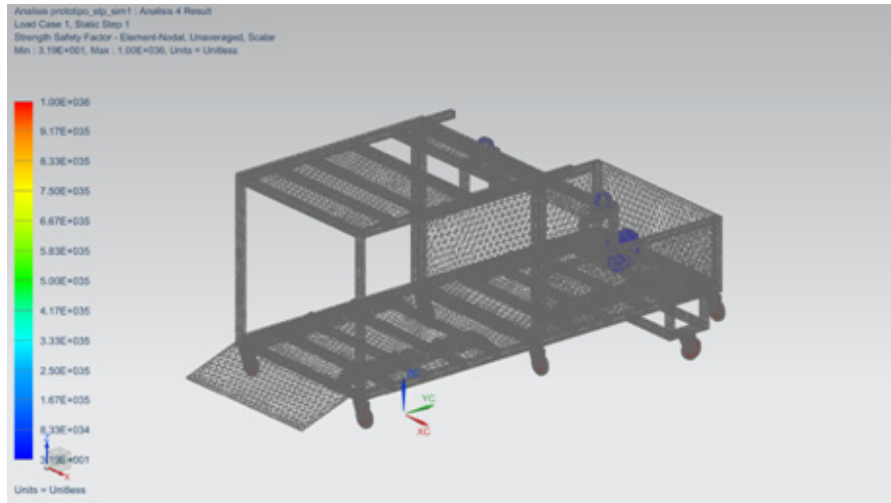


Fig. 84 Análisis por fatiga

Para este análisis el factor de seguridad más alto se presentará en las ruedas y su valor será de $1.00E +036$.

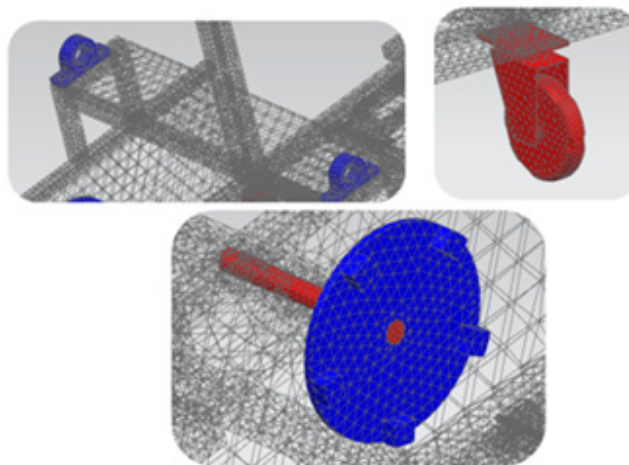


Fig. 85 Elementos analizados por fatiga

Como podemos visualizar en este análisis, la estructura de aluminio no presentará falla por fatiga después del número de ciclos analizados y bajo las cargas del escenario 3.

Discusión de resultados y conclusiones

Al inicio de este documento fueron presentados una serie de objetivos específicos, los cuales se desarrollaron a lo largo de esta tesina, a continuación se evaluara de modo concreto cada uno de ellos y se definirá el alcance obtenido después de la conclusión de esta tesina.

1. Proponer un prototipo capaz de medir 100 metros de manguera en 30 segundos.

Para poder comprobar el alcance de este objetivo partimos de la propuesta de medir 100 metros en 30 segundos o bien 200 metros en un minuto, según la información del fabricante, el cuenta metros puede soportar una velocidad de hasta 500 metros por minuto, es decir que la velocidad propuesta en esta tesina, entra en el rango de la capacidad del cuenta metros, ahora bien, es muy importante analizar si el motor neumático será capaz de generarnos esta velocidad.

Partiendo de catálogo y del modelo de motor seleccionado P1V-M020A0150, tenemos un motor de 733 rpm, a partir de este dato podemos calcular la velocidad máxima generada por el motor neumático.

$$\text{De la formula } n = v \times 60 / 2 \pi \times r \quad (12)$$

Despejamos la velocidad

$$v = (n \cdot 2\pi \cdot r) / 60 \quad (33)$$

$$v = (733 \text{ rpm} \cdot 2\pi \cdot 0.125 \text{ m}) / 60$$

$v = 9.5 \text{ m/s}$

La velocidad máxima generada por el motor neumático será de 9.5 m/s, como se puede observar el motor está sobrado, ya que la velocidad que se necesita para medir 100 metros en 30 segundos es de 3.3 m/s.

La ventaja de utilizar un motor neumático, es que con una válvula reguladora de flujo, podemos limitar la cantidad de aire que entrará a nuestro sistema, por lo tanto es importante considera el uso de este elemento para tener un resultado más cercano al indicado en nuestro objetivo.

2. Comprobar que es capaz de soportar los 205 kg de un carrete lleno de manguera y el torque que generará el motor neumático.

Para la evaluación de este objetivo se hizo el análisis estático y dinámico de la estructura de aluminio y de algunos de los componentes montados en ella, se aplicaron una serie de fuerzas y se calculó por el software su comportamiento en 3 escenarios distintos, los cuales se obtuvieron resultados de deformación, esfuerzo cortante máximo y Von Mises.

Escenario 1

El escenario 1 consistió en el estudio del comportamiento de la rampa de aluminio de 10 mm, a la cual se le aplicó una carga generada por un carrete lleno de manguera con un peso de 205 Kg (2011.05 N).

Durante este análisis pude observar que la rampa sufrirá una deformación mínima en la parte inferior de esta, es decir la parte que no se encontrará fijada a la estructura de aluminio.

Para el análisis de esfuerzo mediante los procedimientos mencionados anteriormente (esfuerzo cortante y Von Mises) pude observar que se presentará mayor grado de esfuerzo conforme la fuerza se va acercando a la restricción (unión de la rampa con la estructura) presentándose en la gráfica de Von Mises el mayor grado de esfuerzo por nodo.

Escenario 2

El escenario 2 consistió en el comportamiento de los devanadores, las ruedas y partes de la estructura en donde estarán montados los dispositivos del prototipo cuenta manguera, en este escenario solo se consideró la aplicación de fuerzas normales, ya que el motor estará apagado en este análisis, y por lo tanto no existirá aún ningún torque.

En el estudio de esta simulación pude observar que existirá una mínima deformación en los rodillos que están montados en el carrete lleno de manguera, esta parte fue una de las más importantes, ya que es el punto donde habrá la presencia de mayor carga, de todos los análisis realizados en este documento.

En la base del cuenta metros pude observar que existirá también presencia de una deformación generada por la carga del ensamble cuenta metros hacia la placa de aluminio, esta al ser únicamente de un grosor de 10 mm es la más expuesta a sufrir algún cambio.

Por el análisis de esfuerzos mediante esfuerzos cortantes y Von Mises, pude observar que la presencia de esfuerzos es mínima, y está ubicada en el contorno de las placas de aluminio, es decir donde estarán fijadas a la estructura de aluminio, siendo el análisis por Von Mises, el que arrojó el valor más grande.

Escenario 3

A mi parecer este análisis de fuerzas estáticas es el más importante, debido a que involucra algunos esfuerzos ya mencionados en los anteriores escenarios con el torque generado por el motor neumático.

Las deformaciones para las fuerzas aplicadas, son relativamente las mismas, los rodillos de los devanadores muestran una deformación menor, debido a que la carga completa del carrete de manguera, ahora estará distribuida en los 4 devanadores, ahora que ya se aplicó un torque, pude observar que se generarán ligeras deformaciones en la tapa que está unida al eje del motor y en la chumacera donde estará montado el tornillo de potencia.

En el análisis de esfuerzos por los métodos mencionados anteriormente, pude observar que el comportamiento es muy similar al escenario 2, solo se agregaron los esfuerzos generados por el torque en la chumacera y la tapa, siendo esto predecible, ya que estos dos dispositivos son los que tendrán contacto directo con el torque generado del motor y el sistema de transmisión polea-banda.

Escenario 4

Finalmente en el análisis 4, realicé una simulación ciclos-fatiga, es decir las fuerzas mostradas en la estructura de aluminio las cuales fueron aplicadas por un número determinado de ciclos, con el fin de demostrar si al término de estos, la estructura fallaría.

Para este análisis utilicé un factor de escala de 10, con el fin de resaltar de forma notoria las deformaciones que pudieran generarse en esta simulación.

Al concluir con la simulación, pude observar que no se presentaron deformaciones visibles en la estructura.

Después de la simulación de estos cuatro escenarios, y una vez analizado el comportamiento del prototipo ante la presencia de distintas fuerzas, deduzco que el material utilizado en este diseño es apto para resistir la presencia de fuerzas normales, cortantes y de fatiga.

3. Calcular analíticamente el tiempo de vida en rpm del rodamiento para el tornillo de potencia.

Durante el proceso de medición de la manguera, una parte importante para poder cumplir satisfactoriamente con la aplicación del dispositivo, es la guía que enrollará la manguera a lo largo de todo el carrete vacío, esta guía consta de un tornillo de potencia con cuerdas encontradas, el cual estará montado en 2 chumaceras con rodamientos, estos rodamientos recibirán directamente la potencia transmitida por el motor, por lo tanto es importante tener una idea del tiempo de vida que tendrá nuestro rodamiento, con fin de predecir futuras fallas.

Según el cálculo realizado en el capítulo 3 la chumacera tendrá un tiempo de vida de 879.6 millones de revoluciones o según tabla de 20 000 horas con un uso intermitente, es importante considerar que el uso del dispositivo se elevará en los inventarios anuales, por lo tanto en ese periodo de tiempo, el desgaste de los rodamientos será mayor y se deberá programar una revisión para poder comprobar su buen estado, ya que de estar en mal estado, podría dañar directamente el giro del tornillo de potencia y afectar el ciclo de enrollamiento de la manguera.

4. Generar una lista de materiales para el ensamble de dicho prototipo.

Partiendo del CAD que diseñé del prototipo contador y enrollador de mangueras, y con ayuda del software NX, realicé una vista explosionada (ANEXO 8), vista con la cual se podrá ver a grandes rasgos cada una de los elementos que conforman el dispositivo.

5. Describir de forma específica la función de cada una de las partes del ensamble.

En el capítulo 3 describí y desarrollé la selección de los elementos requeridos para la elaboración y diseño del dispositivo cuenta mangueras, en el mencione los proveedores que me apoyaron con la propuesta del mejor elemento para mi aplicación.

6. Crear los drafting de las piezas más importantes del prototipo

Al final del diseño CAD del dispositivo contador y enrollador, fue importante la elaboración de los planos de la estructura de perfil de aluminio y de los elementos que estarán montados, estos planos se encuentran a escala, con las vistas ¹³ necesarias para su fácil entendimiento y acotadas. Planos que se encuentran al final de esta tesina.

¹³ Vistas americana según ISO 128-82.

En términos generales en esta tesina desarrollé un dispositivo que en la aplicación podrá ser de gran utilidad a los almacenistas de la empresa MACO de Puebla y que ayudará a reducir considerablemente el tiempo de medición de una manguera. Propuse la elaboración de la estructura con aluminio, debido a que es un material con alta disponibilidad en la empresa y que ya ha sido utilizado de manera exitosa en otros proyectos para nuestros clientes. Estructura que en el capítulo anterior fue analizada vía CAE bajo un sistema de cargas estáticas y dinámicas.

El tipo de devanadores que elegí los considero prácticos y seguros, en ningún momento el carrete será cargado, lo cual beneficiara para cuidar la integridad del empleado y del material. Este dispositivo considero fue el más importante de analizar por el software NX, porque será el que soportara el peso de un carrete lleno de manguera.

El dispositivo cuenta metros es un equipo de medición que ha sido utilizado para otras aplicaciones como la medición de cable o telas, por lo tanto me pareció una buena opción su aplicación en la medición de mangueras.

La guía para enrollar la manguera consta de un tornillo de potencia con cuerdas encontradas, para generar un movimiento lineal de ida y vuelta con un mismo sentido de giro del motor, tornillo que estará montado en dos chumaceras con rodamientos, las cuales fueron analizadas con el software aplicándoles el torque del motor. La razón de elegir un motor neumático también fue su disponibilidad en la empresa, y los conocimientos que tengo sobre sistemas neumáticos.

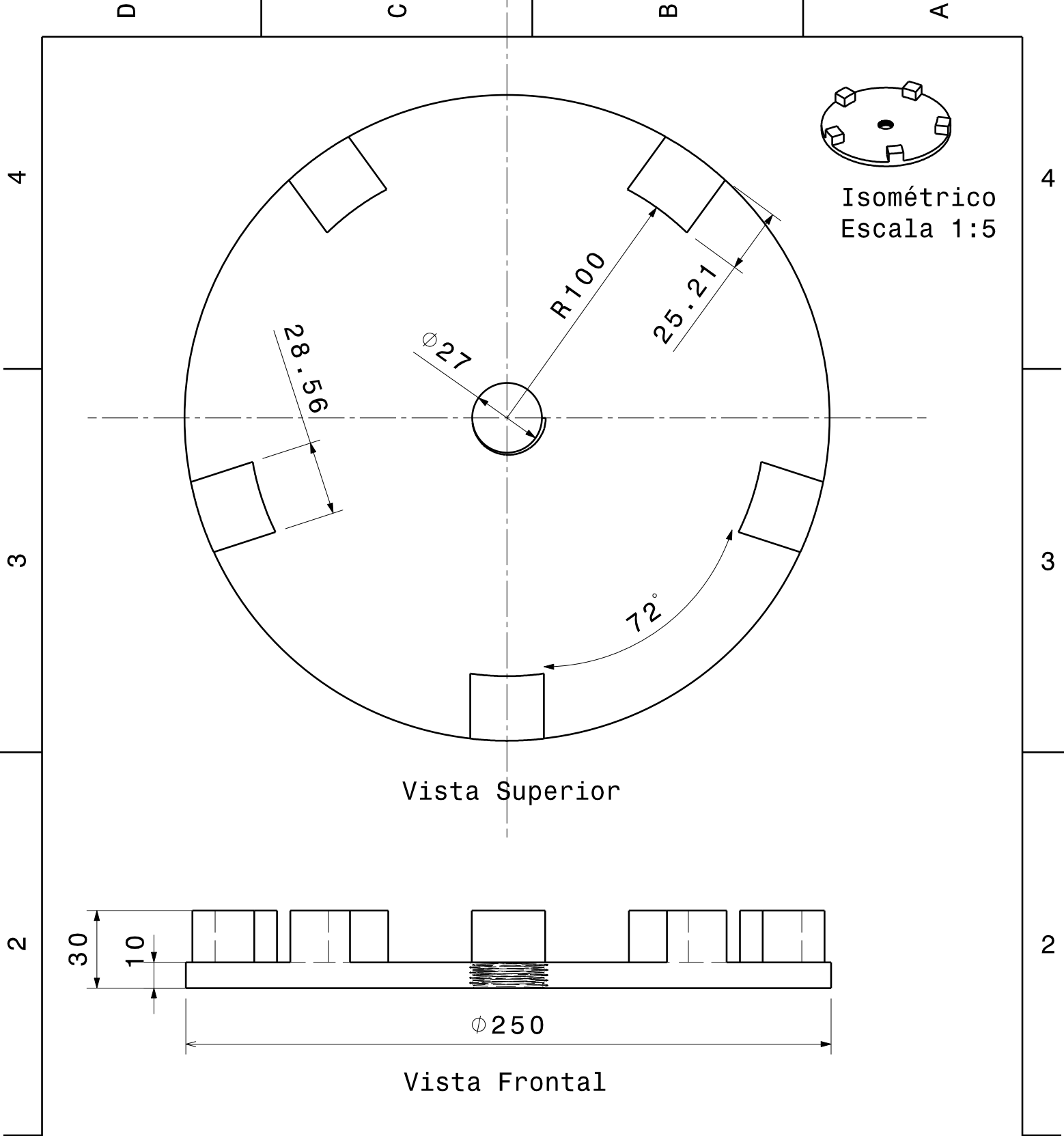
Se eligió un sistema de poleas y bandas para la transmisión de potencia, porque son las más prácticas y fáciles de montar, estas cumplirán con las necesidades que requiero para la elaboración de este proyecto.

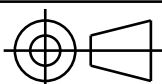
Diseñé una tapa que tendrá la forma de las tapas de los carretes, la cual estará unida al eje del motor para hacer girar el carrete vacío con ayuda de los devanadores, esta tapa también la analicé vía CAE aplicándole el torque del motor neumático.

Para todos los elementos mencionados, agregué los drafting a escala con sus dimensiones y con las vistas necesarias para su fácil entendimiento.

Para el diseño de este prototipo, utilicé herramientas como el software NX para el diseño, y análisis del prototipo, además de herramientas facilitadas por distintos proveedores de MACO. Considero que este proyecto ha cumplido en su mayoría con los objetivos propuestos sin embargo se debe considerar que existen muchas mejoras para el diseño, las cuales no fueron consideraras en esta tesina.

Anexos



Dibujó: Alberto Hernández Fecha: Bautista 11/08/2014			I	—	
Revisó: Dr. Javier Flores Fecha: Méndez 02/09/2014			H	—	
Unidades: milímetros			G	—	
"Diseño de un prototipo medidor y enrollador de manguera vía CAE para el conteo de inventario de la empresa MACO de Puebla"			F	—	
		E	—		
		D	—		
		C	—		
Escala: 1:2*	Material: Aluminio Anodizado	Nombre: Tapa para sujetar carrete (Anexo 1)	Hoja: 1 / 1	B	—
* Salvo se indique lo contrario			A	—	

* Salvo se indique lo contrario

D

C

B

A

4

4

3

3

2

2

Modelo	Descripción	Dimensiones	Cantidad
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	2480 mm	2 Pzas
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	1480 mm	2 Pzas
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	1000 mm	27 Pzas
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	1190 mm	2 Pzas
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	360 mm	4 Pzas
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	200 mm	2 Pzas
10-040	Perfil de aluminio 40x40 serie estándar	205 mm	2 Pzas
26-420-10P	Panel aluminio grosor de 10mm	1080 x 960	1 Pza
26-420-10P	Panel aluminio grosor de 10mm	1080-1320	2 Pzas
26-420-10P	Panel aluminio grosor de 10mm	1000 x 400	2 Pzas
26-420-10P	Panel aluminio grosor de 10mm	387 x 280 mm	1 Pza
26-420-10P	Panel aluminio grosor de 10mm	1080 x 250 mm	1 Pza
26-210-10P	Malla de alambre	1200 x 910 mm	2 Pzas

Dibujó: Alberto Hernández
Bautista

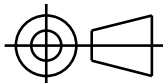
Fecha: 11/08/2014

Revisó: Dr. Javier Flores
Méndez

Fecha: 02/09/2014

Unidades:

N/A



"Diseño de un prototipo medidor y enrollador de manguera via CAE para el conteo de inventario de la empresa MACO de Puebla"

Escala:

N/A

Material:

N/A

Nombre:

Estructura perfil de aluminio
40x40 (Anexo 2.1)

Hoja:

2/2

I -

H -

G -

F -

E -

D -

C -

B -

A -

* Salvo se indique lo contrario

D

A

1

Correas Industriales - Informe del calculo

Diseño Flex

Calculado para:

Realizado por: Alberto Hernandez
MACO de Puebla
4 poniente 1921
Col. Centro
Puebla, 72000
México
betohb@hotmail.es
2239050 Teléfono

Anexo 3

Aplicación: **Sistema de Transmisión Mecánica**

DATOS

Info. transmisión		Motriz	Conducida
Ratio velocidad:	1.00	RPM: 733.0	733.0 +/-4%
Pot. del motor:	0.25 kW, Eficiencia: 5.50 %		
Factor servicio:	1.2		
Potencia cálculo:	0.3 kW	Casquillos evaluados:	QD, Sin taladro mínimo
Distancia entre ejes:	500 mm +/-10%	Correas evaluadas:	Super HC
			Correas Individuales, Correa PowerBand, Motor eléctrico

TRANSMISIÓN ELEGIDA

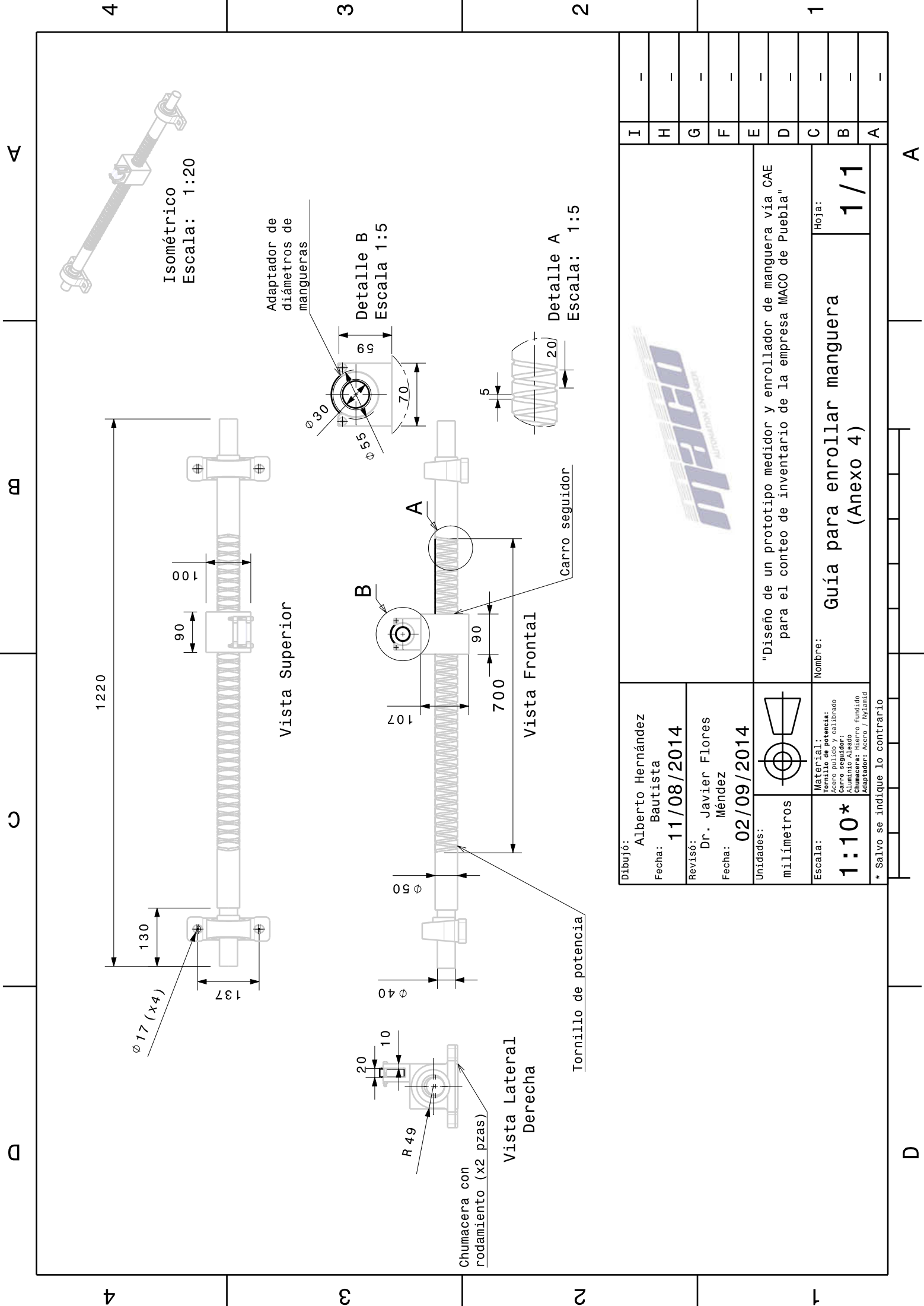
Tipo de correa:	Super HC - 3VX	Ref. Pieza:	1-3VX464	QD1/3V2.20	QD1/3V2.20
Ratio velocidad:	1.0	Ref. Producto:	9412-0464	7872-1022	7872-1022
RPM conducida:	733.0	Ancho superior:	--	17.48 mm	17.48 mm
Pot. nominal:	0.47 kW, ODR: 1.57	Peso:	72 g	286 g	286 g
Fuerza tracción:	179 N	Velocidad de correa:	2.1 m / s	2.1 m / s	2.1 m / s
Distancia entre ejes:	501.5 mm	RPM:	106.7	733.0	733.0
Rango instal. / retens.	488.8 mm a 526.9 mm	Ref. casquillo:	--	JA	JA
		Agujero:	--	12.7 mm - 31.8 mm	12.7 mm - 31.8 mm
		Diámetro primit:	--	54.61 mm	54.61 mm

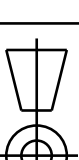
TENSIÓN

	Correa nueva	Correa usada
Tensión estática (por canal/ramal):	120 a 129 N	103 a 112 N
Jale la correa estática:	241 a 258 N	206 a 224 N
Deflexión por canal/ramal:	7.84 mm	7.84 mm
Fuerza por canal/ramal:	0.82 a 0.87 kg	0.71 a 0.76 kg
Tensímetro sónico:	120 a 129 N	103 a 112 N
Frecuencia de la correa:	47 a 49 Hz	44 a 46 Hz
Datos Sonic 505C/507C:	Masa 52.99g / m, Ancho: 1 mm/#R, Long. ramal: 502 mm	
Multiplicador de Powerband:	1.0025 a 1.0026	1.0021 a 1.0023

NOTAS

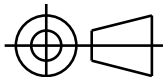
- Las soluciones de Design Flex Pro solo son válidas para productos Gates, y no son aplicables a otros productos
- Los productos no deben usarse en aplicaciones donde su rotura pudiera causar muertos o heridos . Esto excluye especialmente su uso en aviones, propulsores, o accesorios de vuelo.

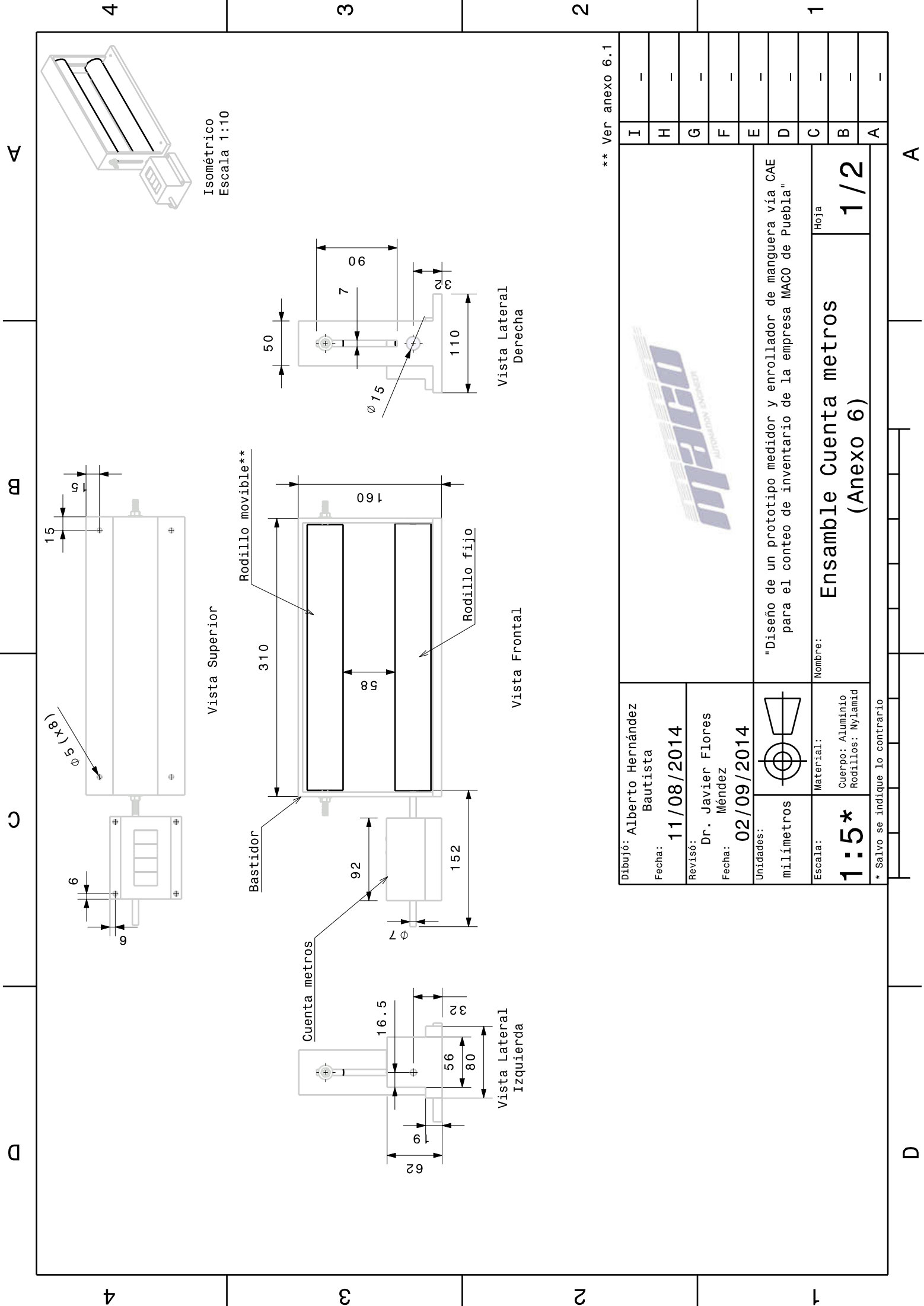


Dibujó: Alberto Hernández Bautista				I	—
Fecha: 11/08/2014				H	—
Revisó: Dr. Javier Flores Méndez				G	—
Fecha: 02/09/2014				F	—
Unidades: milímetros				E	—
				D	—
Escala: 1:10*		Nombre:		C	—
Material: Tornillo de potencia: Acero pulido y calibrado Carro seguidor: Aluminio Anodizado Chumacera: Hierro fundido Adaptador: Acero / Nylonid		Guía para enrollar manguera (Anexo 4)		B	—
		Hoja: 1/1		A	—
* Salvo se indique lo contrario					

* Salvo se indique lo contrario



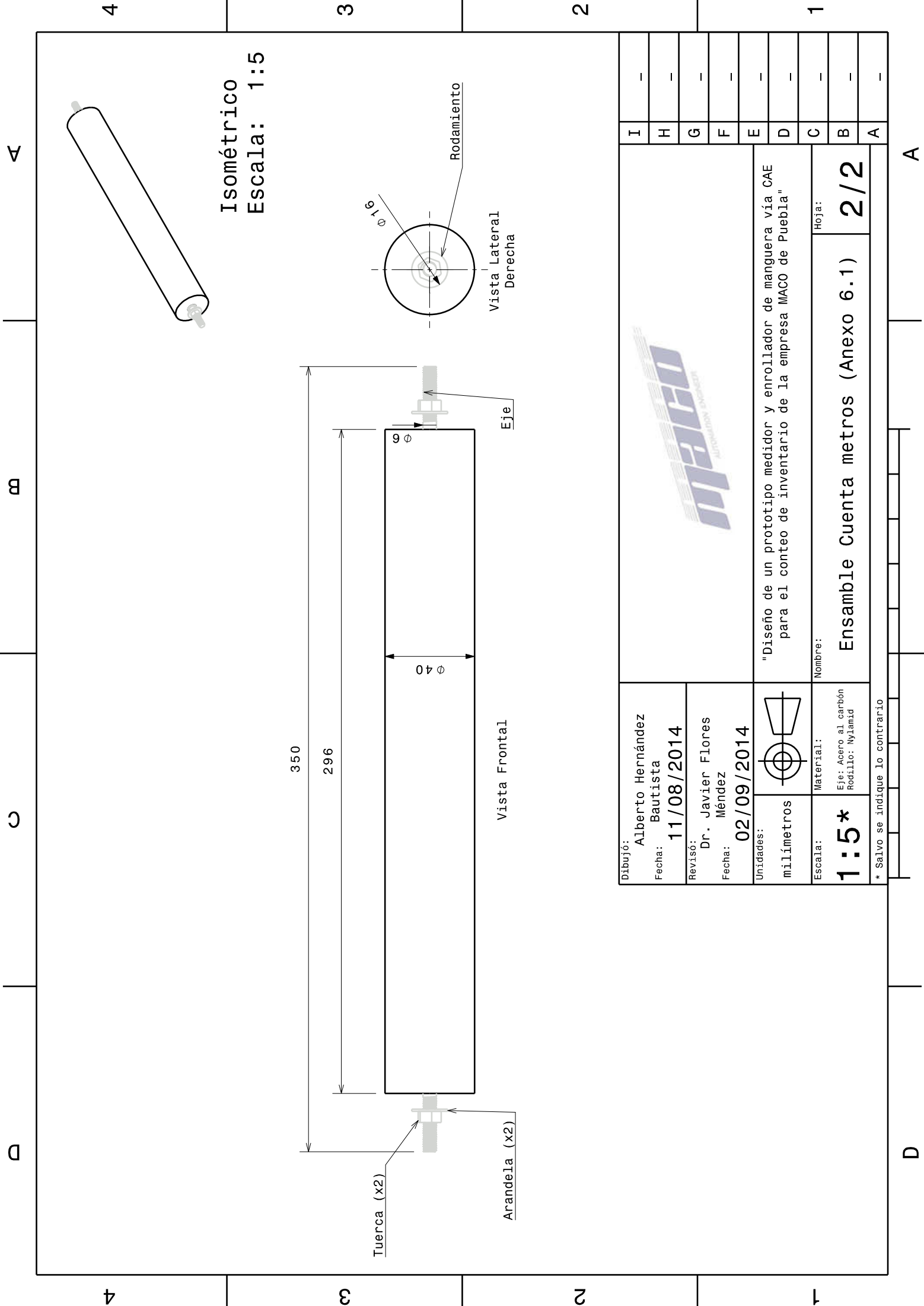
Dibujó: Alberto Hernández Bautista			I	—	
Fecha: 11/08/2014			H	—	
Revisó: Dr. Javier Flores Méndez			G	—	
Fecha: 02/09/2014			F	—	
			E	—	
Unidades: milímetros		"Diseño de un prototipo medidor y enrollador de manguera via CAE para el conteo de inventario de la empresa MACO de Puebla"		D	—
Escala: 1:10*	Material: Aluminio Anodizado	Nombre: Devanador a rodillos regulables (Anexo 5)	Hoja: 1 / 1	C	—
* Salvo se indique lo contrario				B	—
				A	—

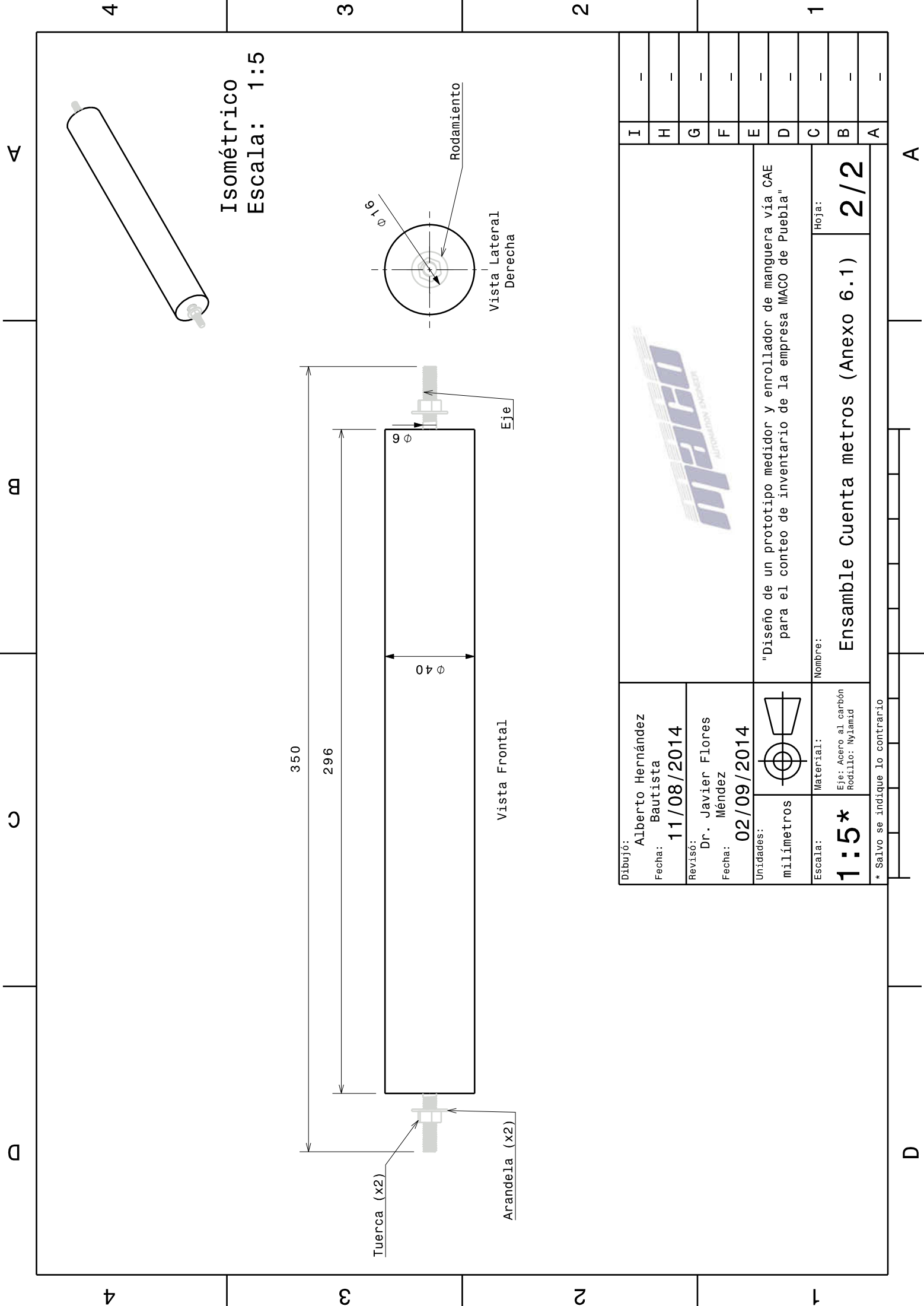


** Ver anexo 6.1

Dibujó: Alberto Hernández Bautista		I	-
Fecha: 11/08/2014		H	-
Revisó: Dr. Javier Flores Méndez		G	-
Fecha: 02/09/2014		F	-
Unidades: milímetros		E	-
Escala: 1:5*		D	-
Material: Cuerpo: Aluminio Rodillos: Nylamid		C	-
Nombre: Ensamble Cuenta metros (Anexo 6)		B	-
Hoja: 1/2		A	-

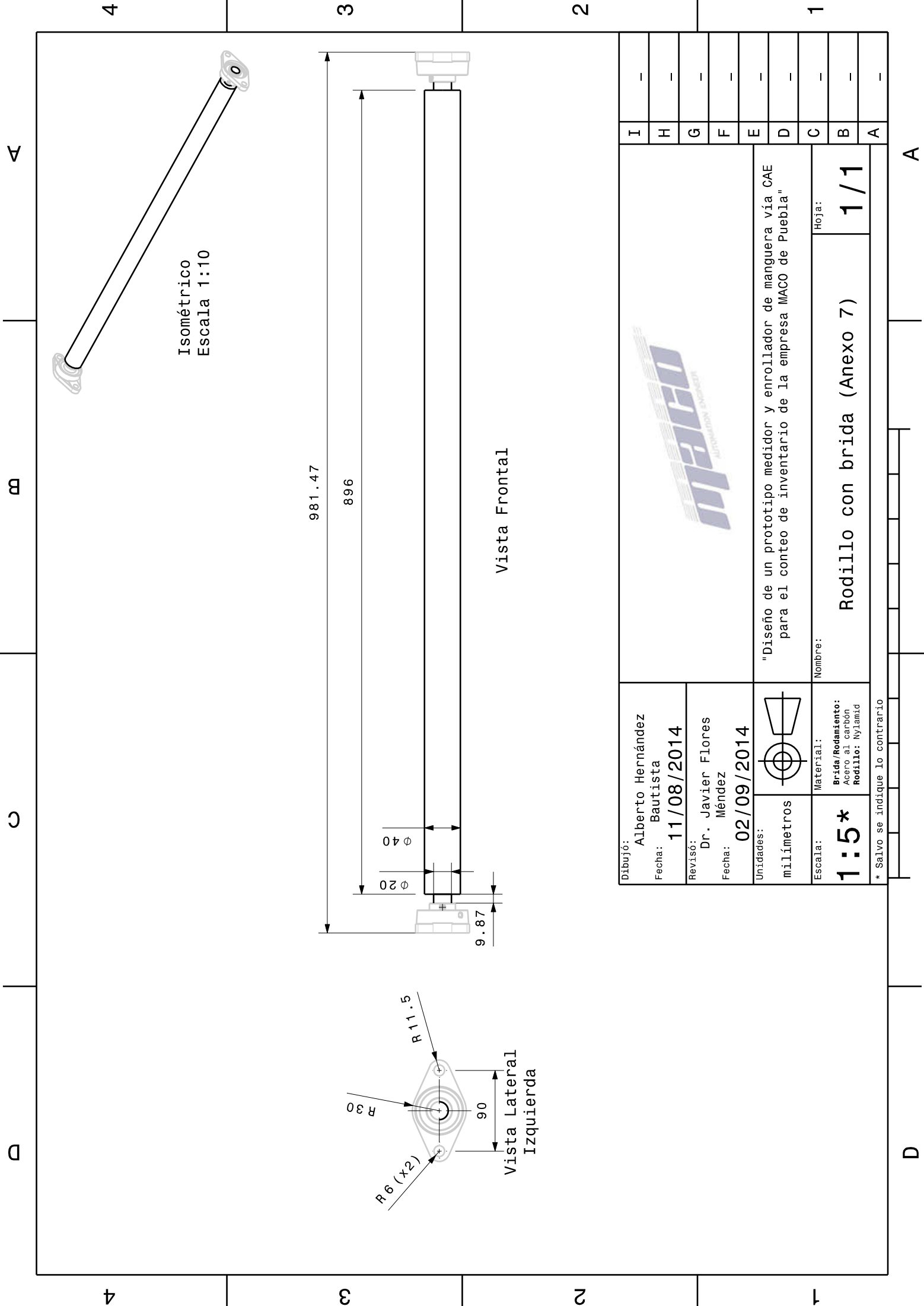
* Salvo se indique lo contrario





Dibujó: Alberto Hernández		I	-
Fecha: 11/08/2014		H	-
Revisó: Dr. Javier Flores		G	-
Fecha: 02/09/2014		F	-
Unidades: milímetros		E	-
Escala: 1:5*		D	-
Material: Eje: Acero al carbón Rodillo: Nylamid		C	-
Nombre: Ensemble Cuenta metros (Anexo 6.1)		B	-
Hoja: 2/2		A	-

* Salvo se indique lo contrario



Dibujó: Alberto Hernández		I	-
Fecha: Bautista		H	-
11/08/2014		G	-
Revisó: Dr. Javier Flores		F	-
Fecha: Méndez		E	-
02/09/2014		D	-
Unidades: milímetros		C	-
Escala: 1:5*		B	-
Material: Breda/Rodamiento: Acero al carbón Rodillo: Nylamid		A	-
Nombre: Rodillo con brida (Anexo 7)		Hoja: 1/1	
"Diseño de un prototipo medidor y enrollador de manguera vía CAE para el conteo de inventario de la empresa MACO de Puebla"			

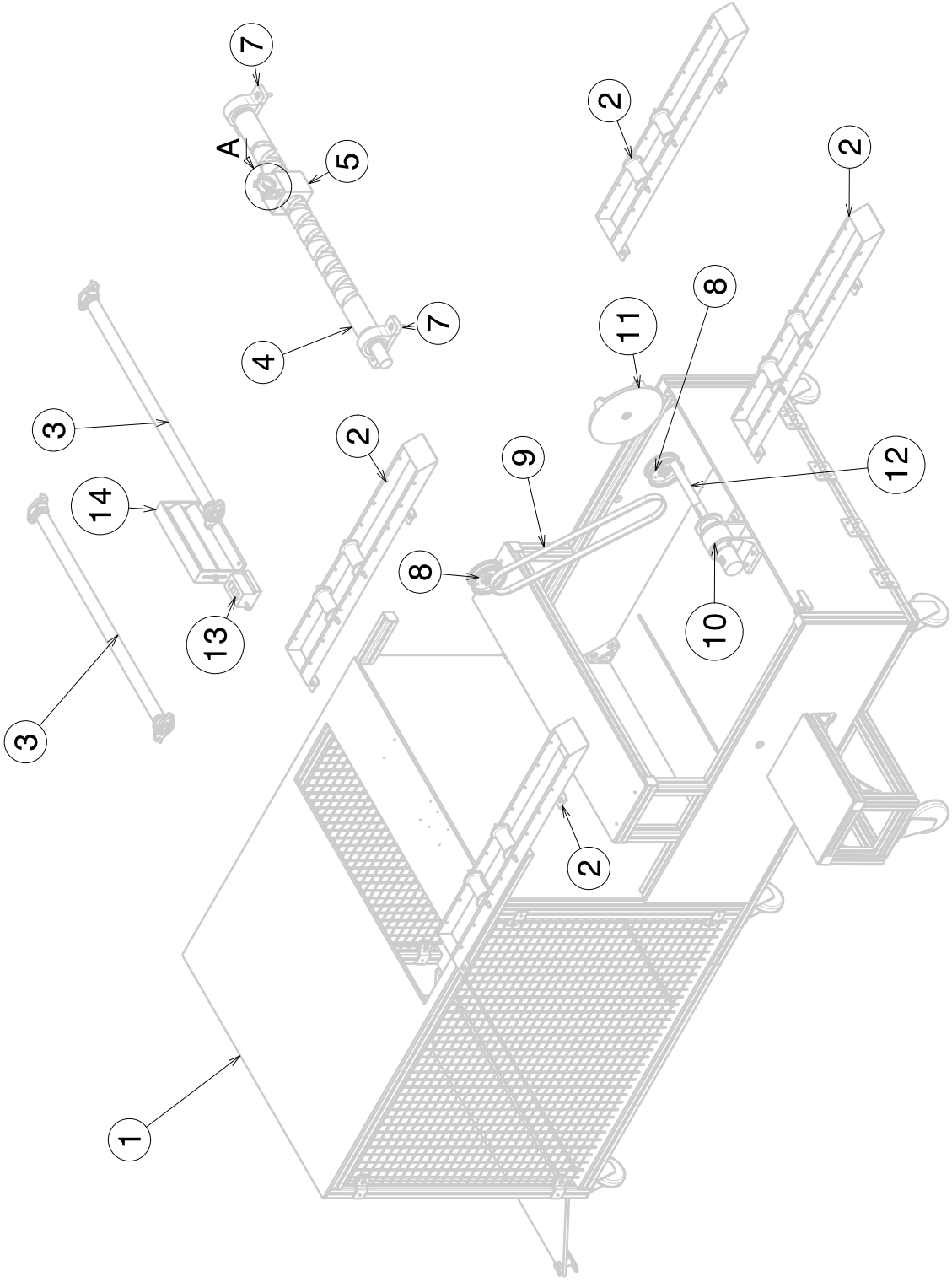
* Salvo se indique lo contrario

4

3

2

1



Isometrico

#	Concepto	Cantidad (Pzas)
1	Estructua de perfil de aluminio 40x40	1
2	Devanador a rodillos regulables	4
3	Rodillos con brida	2
4	Tornillo de potencia	1
5	Carro seguidor	1
6	Adaptador de diámetros para manguera	1
7	Chumacera con rodamientos	2
8	Polea	2
9	Banda de transmisión	1
10	Motor neumático	1
11	Tapa para sujetar carrete	1
12	Eje Motor-Tapa	1
13	Cuenta metros	1
14	Bastidor para cuenta metros	1

Dibujó:
Fecha:
Revisó:
Fecha:

Alberto Hernández
Bautista
11/08/2014
Dr. Javier Flores
Méndez
02/09/2014



Hoja:
Escala:
1:20*

Peso kg
165.69

" Diseño de un prototipoo medidor y enrollador de mangueras vía CAE para el conteo de inventario de la empresa MACO de Puebla"

Nombre:
Vista Explosionada
(Anexo 8)

Hoja
1/1

* Salvo se indique lo contrario

BIBLIOGRAFÍA

Libros

- Autor: Robert L. Mott
Diseño de Elementos de Máquinas
Editorial: PEARSON Educación
Año: 2006, 4ta Edición.
- Autor: David H. Myszka
Máquinas y Mecanismos
Editorial: PEARSON Educación
Año: 2012, 4ta Edición.
- Autor: V.M. Faires
Diseño de Elementos de Máquinas
Editorial: Limusa
Año: 1995, 4ta Reimpresión.
- Autores: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett
Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley
Editorial: Mc Graw Hill
8va Edición
- Autor: Jorge F. Ma San Zapata
Diseño de Elementos de Máquinas
Universidad Nacional de Piura

Formularios

- Formulario para examen EGEL-IME
Centro Nacional de Evaluación para la Educación Superior A.C.
Año: 2012

Catálogos

- Motores Neumáticos Robustos Serie P1V-M
Parker Hannifin
Año: 2008
- Industrial Profile Systems (IPS)
Parker Hannifin
Año: 2008
- Máster de Bandas Industriales
Gates de México
Año: 2012

Páginas Electrónicas

- “Cálculo de las cargas dinámicas del rodamiento” documento disponible en el Sitio Oficial de SKF, <http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/bearing-units/two-bearing-units/selection-of-unit-size/calculation-of-dynamic-bearing-loads/index.html>.
- “Propiedades de los Elastómeros” documento disponible en el Sitio Oficial de rodillos.com, <http://www.rodillos.com.mx/>
- “Design Flex® Pro™” disponible en el Sitio Oficial de Gates, https://ww2.gates.com/Spain/brochure.cfm?brochure=8248&location_id=11677