



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

"DISEÑO CONCEPTUAL Y DE DETALLE DE UN
ROBOT CARTESIANO PARA CORTE DE CUERO"

TESIS
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N:

JUAN PABLO FLORES RUIZ
IRVIN RAFAEL GARCÍA GARCÍA

DIRECTOR DE TESIS:
Dr. MARCELO LÓPEZ PARRA



MÉXICO, D.F.

Agosto 2007



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos:

A Dios por darme la vida y la oportunidad de disfrutar de ella intensamente...

A Adriana, mi madre, por llevarme en su vientre durante nueve meses y por entregar su vida plenamente a hacer de mí un hombre de bien...

A Rafael, mi padre, por tenerme siempre en su pensamiento y enseñarme a levantarme ante cualquier tropiezo con la cabeza en alto...

A Tania, mi hermana, por soportarme durante todos aquellos años...

A ti que has sido mi compañera durante toda esta travesía y me has enseñado a amar, a tolerar y a entender que con perseverancia se alcanza cualquier meta... gracias a ti por comprenderme, amarme y compartir tu vida conmigo, te amo *luna*... gracias Diana.

Al Dr. Marcelo López Parra por todo su tiempo y apoyo incondicional en este trabajo...

Al Sr. Salus, a la Sra. Queta, July y Juan por compartir su mesa conmigo y darme su confianza...

A Martha, mi abuela, por haber cuidado de mi siempre y procurarme de manera especial hasta el último momento...

A Martha, José Ángel, Jessi, Naty y Pepe por todos aquellos momentos que disfrutamos tanto juntos...

A Magdalena, Juan, Erika, Ilse, Marcos, y Elena por ser parte de mi familia...

A Luisa, mi maestra de Psicología en el CCH, por enseñarme que la vida es corta, y que hay que vivirla con intensidad a cada instante...

Al "Santo" (Juan Pablo), por haber trabajado en este proyecto conmigo y por ser un buen amigo durante este largo camino...

Al "Lobo" (Edgar), al "Socio" (Ulises), al "Chirpa" (Juan), al "Fanelas" (César), Norma y Domingo por formar parte de la "banda" y por compartir tantas clases juntos...

Al "Ranas" (Rene), al "Epi" (Epifanio), al "Pistón" (Rene), al "Doc" (Jorge) por todos los momentos compartidos en el CDM...

A todos y cada uno de los profesores que compartieron incondicionalmente sus conocimientos conmigo en el salón de clases...

A la Universidad Nacional Autónoma de México, la Facultad de Ingeniería y el CDM por abrirme sus puertas, darme todo el apoyo durante cada etapa de mi formación académica y por ser testigos de del principio y final de este proyecto....

Irvin R. García García

Primero quiero dar gracias a Dios por haberme dado la oportunidad de superarme.

Quiero agradecer y dedicar este trabajo a mis padres Pedro Flores y Patricia Ruiz por que gracias a ellos he logrado alcanzar una meta más. Esto se lo dedico especialmente a ustedes, ya que han trabajado muy duro a lo largo de todo este tiempo para sacar adelante a mi hermana y a mí, creo que este trabajo también tiene parte de ustedes, por que sin su apoyo no hubiera sido posible lograrlo. Gracias a toda mi familia y amigos por haberme dado su aliento para seguir adelante.

Quiero agradecer al Dr. Marcelo López Parra por darnos la oportunidad de haber trabajado con él, por el apoyo y la paciencia que nos brindo a lo largo de este trabajo.

Quiero darte gracias por haberme aguantado durante estos cinco años y haberme apoyado en los momentos en que necesitaba hablar con alguien, ahí siempre estabas tu para decir “algo que me diera ánimo para continuar”, por supuesto que eres tu **negrita**, gracias por todo te am♥.

Gracias a todos mis amigos y compañeros con los cuales compartí la mayor parte de la carrera, gracias por ese trabajo en equipo y el ánimo que me dieron en los momentos mas difíciles, por que cuando parece que todo se pone tan oscuro los verdaderos amigos están ahí para ayudarte, gracias en especial a Roberto Ceron, Edgar Martines, Juan Raúl, Domingo Ramírez , Cesar Arzate, Ulises e Irvin.

Por ultimo agradecer a todos los compañeros que tuve durante todo este tiempo en especial a los compañeros del CDM o como se llame, gracias de verdad, fue un placer haber convivido con todos ustedes en especial a Epifanio, Rene “el ranas”, Jorge Najera y a Rene “el pistón”.

Juan Pablo Flores Ruiz

INDICE

RESUMEN	1
INTRODUCCIÓN	2
1. ANTECEDENTES	4
1.1 ORIGEN DEL PROBLEMA	4
1.2 PRIMER PROTOTIPO	4
1.3 DESCRIPCIÓN DE CORTE DE CUERO PARA ZAPATOS	8
1.4 MÉTODO ACTUAL DE CORTE UTILIZADO POR EL GRUPO FLEXI	9
1.4.1 PROCESO PREVIO AL CORTE DE PIEL	9
1.4.2 PROCESO DE CORTE	11
1.5 MÁQUINAS COMERCIALES	12
1.6 ESPECIFICACIONES Y REQUERIMIENTOS	16
2. OBJETIVO DE LA TESIS Y ALCANCES	16
3. DISEÑO CONCEPTUAL	17
3.1 DISEÑO DE CONFIGURACIÓN	17
3.1.1 CONFIGURACIÓN CARTESIANA:	17
3.1.2 CONFIGURACIÓN CILÍNDRICA:	18
3.1.3 CONFIGURACIÓN POLAR:	19
3.1.4 CONFIGURACIÓN ANGULAR (O DE BRAZO ARTICULADO):	20
3.1.5 CONFIGURACIÓN DE ROBOT CARTESIANO CORTADOR DE CUERO.	21
3.1.6 DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO	22
3.1.6.1 ÁREA DE TRABAJO Y ESTRUCTURA BASE.	22
3.1.6.2 SISTEMA DE MOVIMIENTO LINEAL PARA EL EJE X.	25
3.1.6.3 SISTEMA DE MOVIMIENTO LINEAL PARA EL EJE Y.	26
3.1.6.4 SISTEMA DE MOVIMIENTO LINEAL PARA EL EJE Z	27
3.1.6.5 SISTEMA DE SOPORTE Y SUJECIÓN.	28
4. CÁLCULOS: PERFILES MK Y SELECCIÓN DE SERVOMOTORES	31

4.1	SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE DEFLEXIÓN EN LOS PERFILES EN EL EJE X	31
4.1.1	DEFLEXIÓN MÁXIMA DEL PERFIL MK 2004 EN EL EJE X:	35
4.1.2	DEFLEXIÓN MÁXIMA DEL PERFIL MK 2005 EN EL EJE X:	36
4.2	SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE CHAROLAS PARA EL MOVIMIENTO EN EL EJE X.	41
4.2.1	CÁLCULO DEL MOMENTO QUE ABSORBE LA CHAROLA DE TRANSMISIÓN EN EL EJE X:	41
4.2.2	CÁLCULO DE LA MASA EN MOVIMIENTO PARA EL EJE X:	44
4.2.3	SELECCIÓN DE SERVOMOTOR:	47
4.3	SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE DEFLEXIÓN EN LOS PERFILES EN EL EJE Y.	51
4.3.1	DEFLEXIÓN DEL PERFIL PARA EL EJE Y MK 2008 POR CARGA PUNTUAL	51
4.4	SELECCIÓN DE CHAROLA PARA EL MOVIMIENTO EN EL EJE Y.	52
4.4.1	CÁLCULOS PARA SELECCIONAR EL SERVOMOTOR Y LA BANDA DE TRANSMISIÓN EN EL EJE Y.	52
4.4.2	SELECCIÓN DE SERVOMOTOR:	55
4.5	CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL TORNILLO CUERDA ACME EN LA DIRECCIÓN Z	58
4.5.1	CÁLCULO DEL TORNILLO CUERDA ACME	58
4.6	CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE GUÍAS LINEALES	61
4.7	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS LINEALES.	63
4.8	CÁLCULOS DE LA VIDA ÚTIL DE LOS RODAMIENTOS LINEALES.	64
5.	DISEÑO DE DETALLE	69
	CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	80
	BIBLIOGRAFÍA	82
	MESOGRAFÍA	83
	ANEXO 1 (TABLAS DE SELECCIÓN)	84
	ANEXO 2 FIGURAS	86

RESUMEN

El siguiente trabajo de tesis reporta el Diseño de un Robot Cartesiano para Corte de Cuero para zapato. Este proyecto fue pedido al Centro de Diseño y Manufactura de la Facultad de Ingeniería y a la Unidad de Desarrollo Tecnológico de Querétaro, UDETEQ, de la UNAM por el Grupo Flexi.

Se presenta el proceso que se realiza para la fabricación de zapato. Se muestra el diseño conceptual y de detalle de dicho robot.

La tesis presenta el diseño en 3D de todos los componentes del ensamble, como perfiles, guías de aluminio, placas, escuadras de sujeción, bandas y motores.

Se presentan también los planos de configuración y la descripción del funcionamiento de dicho robot. Asimismo, se presentan los cálculos de fuerzas de corte y la justificación de la selección de motores, bandas y perfiles de ensamble.

Los criterios para el diseño del robot de corte incluyen un área de trabajo adecuada al tamaño de las pieles de Flexi y rigidez estructural para realizar correctamente las operaciones de corte.

El diseño debe cumplir con diversas necesidades de producción de la empresa tales como: velocidades de corte, volumen de producción, así como de una buena precisión en las dimensiones de las piezas de cuero cortadas.

La metodología que se utilizó en el desarrollo de este Robot, fue como primer paso encontrar las diferentes máquinas comerciales existentes en el mercado, para analizar su configuración y su funcionamiento, además de analizar los diferentes conceptos realizados en el CDM y el prototipo desarrollado en el posgrado de esta facultad. Posteriormente con toda la información recabada, nosotros propusimos nuestra configuración la cual se presenta en este trabajo de tesis.

Por último como resultado se presentan los planos de nuestra configuración, los cuales describen cada una de las partes que la conforman.

INTRODUCCIÓN

La presente tesis reporta el Diseño Conceptual y de Detalle de un Robot Cartesiano para Corte de Cuero. Este proyecto surge de la necesidad de aprovechar la mayor cantidad de materia prima, cuero, durante el proceso de corte que se realiza en la planta del Grupo Flexi. Esta empresa, cien por ciento mexicana, es un grupo industrial dedicado al diseño, manufactura y comercialización de calzado casual, sport y semi-vestir. La empresa tuvo la necesidad de desarrollar un proceso de corte que disminuya el desperdicio de material y como consecuencia los costos, de tal manera que recurrieron al Centro de Diseño y Manufactura de la Facultad de Ingeniería y la UDETEQ, de la UNAM, para el diseño de un robot que cumpliera con sus requerimientos. Para la realización de dicho robot se tomó como base las diferentes configuraciones y el prototipo realizados por el Dr. Yu Tang¹. Cabe señalar que el desarrollo de dicho prototipo tuvo como objetivo principal el diseño y construcción de una primera máquina de laboratorio, por lo que el robot no es una máquina industrial que cumpla con todos los requerimientos de la empresa. Ya realizado el primer prototipo, el Dr. Marcelo López Parra nos asignó la continuación del desarrollo de dicho robot dentro del Centro de Diseño y Manufactura. Una vez que analizamos todos los requerimientos y especificaciones dadas por la empresa, así como el primer prototipo, se plantearon diferentes configuraciones de las cuales se seleccionó una que se reporta en el presente trabajo. La máquina está dividida en varios ejes de movimiento, además, de un cabezal de corte. Para realizar ésta configuración, se realizó una comparación con diferentes opciones comerciales de máquinas de corte de cuero. Ya terminada la selección de la configuración, la cual consiste en tres ejes de movimiento, el eje longitudinal (eje X) es el que permite el movimiento del cabezal en la sección más larga del área de trabajo, el eje transversal (eje Y) desplaza el cabezal a lo ancho de la mesa y finalmente el eje vertical (eje Z) que permite el ascenso y descenso del cabezal. Concluida la etapa de diseño conceptual, se inició la etapa de diseño de detalle, en la cual se hicieron el cálculo de fuerzas para los motores y análisis de velocidad. Posteriormente se realizaron los planos del diseño del robot, mismos que se muestran en el presente trabajo.

¹ Dr. Yu Tang Xu. Profesor de tiempo completo en la UDETEC, Facultad de Ingeniería de la UNAM.

La presente tesis está organizada de la siguiente forma: el capítulo 1 integra los antecedentes del trabajo, el capítulo 2 presenta el objetivo y alcances del proyecto, el capítulo 3 reporta el diseño conceptual del robot, en el capítulo 4 se realizan los cálculos correspondientes a los perfiles mK y selección de servomotores utilizados y finalmente en el capítulo 5, como diseño de detalle, se suman los planos de diseño del robot.

1. ANTECEDENTES

El presente capítulo presenta todos los antecedentes que se refieren al diseño del Robot Cartesiano tales como los prototipos, el proceso que se lleva a cabo actualmente por grupo Flexi para realizar los diferentes cortes en el cuero, así como diversas opciones que existen en el mercado con sus principales especificaciones, ventajas y desventajas.

1.1 ORIGEN DEL PROBLEMA

El problema surge en la planta del grupo Flexi en el área de corte de cuero, el cual es utilizado para la manufactura de calzado. El proceso se realiza actualmente por medio de suajado.

Este proceso consiste en realizar el corte de cuero por medio de moldes, llamados suajes, dichos suajes son colocados sobre lienzos de cuero, debidamente acomodados por un operador para que posteriormente con la ayuda de una prensa hidráulica, se ejerza presión sobre los suajes y finalmente obtener la pieza de corte deseada (ver figura 1-7). Cabe mencionar que las piezas que se obtienen bajo este proceso varían de acuerdo a la zona del calzado dónde serán utilizadas. Debido a que el proceso antes descrito se realiza de forma manual, se requiere de una máquina que sea capaz de realizar los cortes automáticamente y que a su vez éstos posean las características necesarias para cada uno de ellos.

1.2 PRIMER PROTOTIPO

La Facultad de Ingeniería de la UNAM, ya había realizado anteriormente el primer prototipo del Robot (figura 1-1), el cual fue elaborado por el Dr. Yu Tang. Dicho prototipo tiene cuatro grados de libertad, estos son movimiento lineal en los ejes X, Y, Z, además de tener movimiento angular ϕ en el eje de la herramienta (Y). Las dimensiones de trabajo del prototipo son:

Desplazamiento Máximo:

$$x = 67 \text{ cm.}$$

$$z = 85 \text{ cm.}$$

$$y = 4 \text{ cm.}$$

La velocidad para cada eslabón es:

$$x = 60 \text{ cm/s}$$

$y = 60 \text{ cm/s}$. Pero está en función de la fuerza aplicada.

$$z = 60 \text{ cm/s}$$

$$\phi = 3 \text{ rev/s}$$

Y la potencia de los motores correspondientes a cada eje es:

$$x = 0.2 \text{ hp.}$$

$$y = 0.09 \text{ hp.}$$

$$z = 0.18 \text{ hp.}$$

$$\phi = 0.09 \text{ hp.}$$



Fig. 1-1 Primer prototipo realizado por el Dr. Yu Tang.

Paralelamente al desarrollo del presente trabajo, compañeros del posgrado de Ingeniería Mecánica de la UNAM desarrollaron también conceptos de robots cartesianos que se muestran en las Figuras 1.2, 1.3 y 1.4.

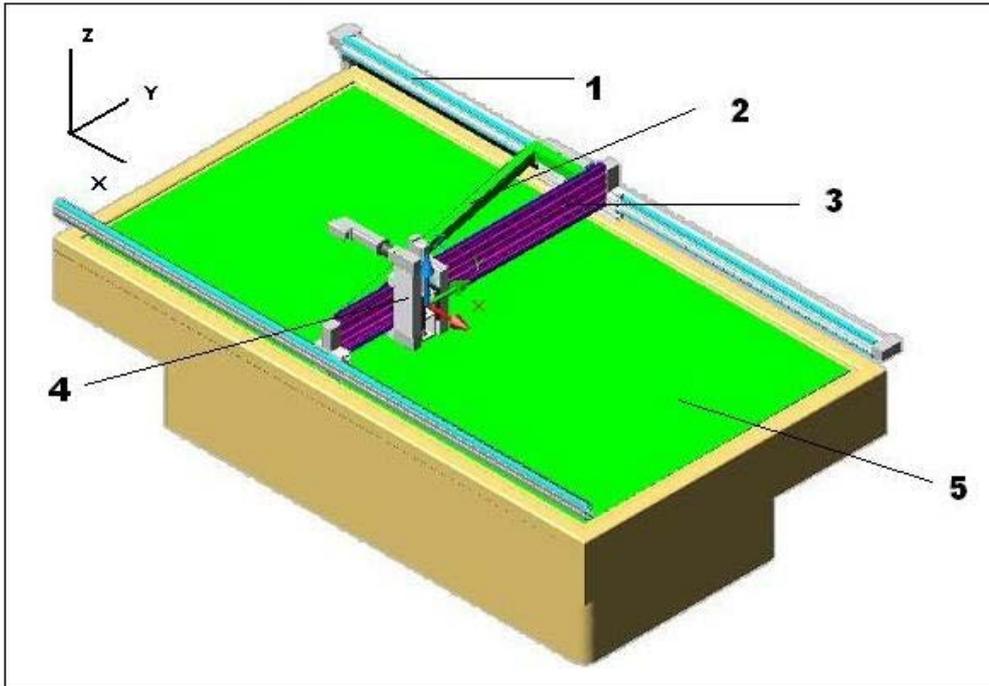


Fig. 1-2 Propuesta 1 de segundo prototipo elaborada por el MI. Alonso Madera Coronel.
 (1) Banda dentadas en el eje X, (2) estructura de soporte para el eje Y, (3) Banda dentada en el eje Y, (4) Tornillo de bolas recirculantes en el eje Z, (5)Volumen de trabajo $X = 3m$, $Y = 1.5m$, $Z = 1.2m$.

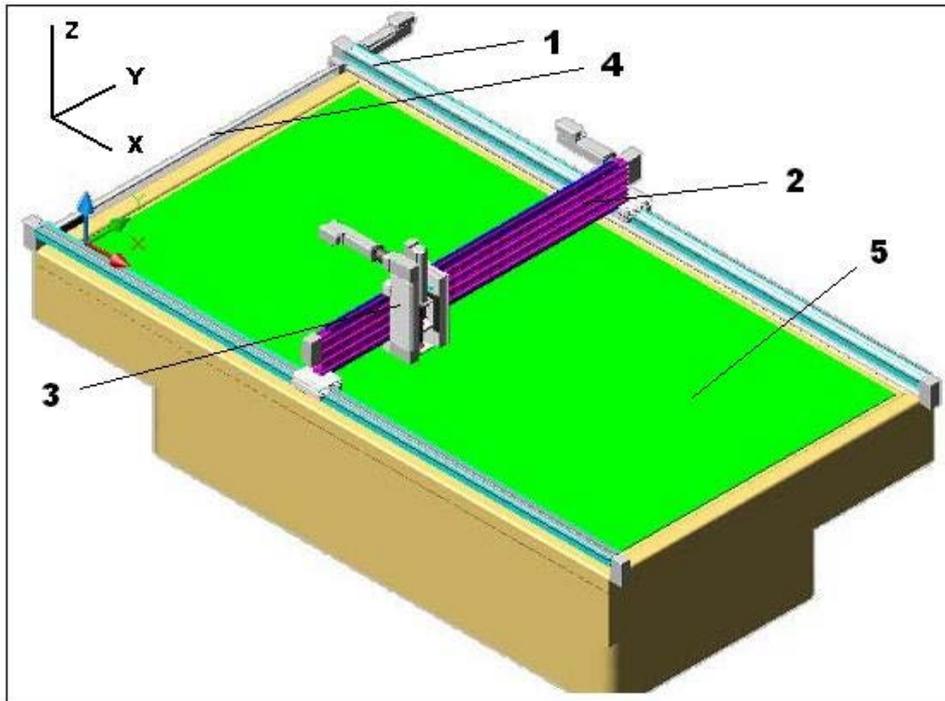


Fig. 1-3 Propuesta 2 de segundo prototipo elaborada por el MI. Alonso Madera Coronel.
 (1) Banda dentadas en el eje X, (2) Banda dentada en el eje Y, (3) Tornillo de bolas recirculantes en el eje Z, (4) Flecha de transmisión de par (5)Volumen de trabajo $X = 3m$, $Y = 1.5m$, $Z = 1.2m$.

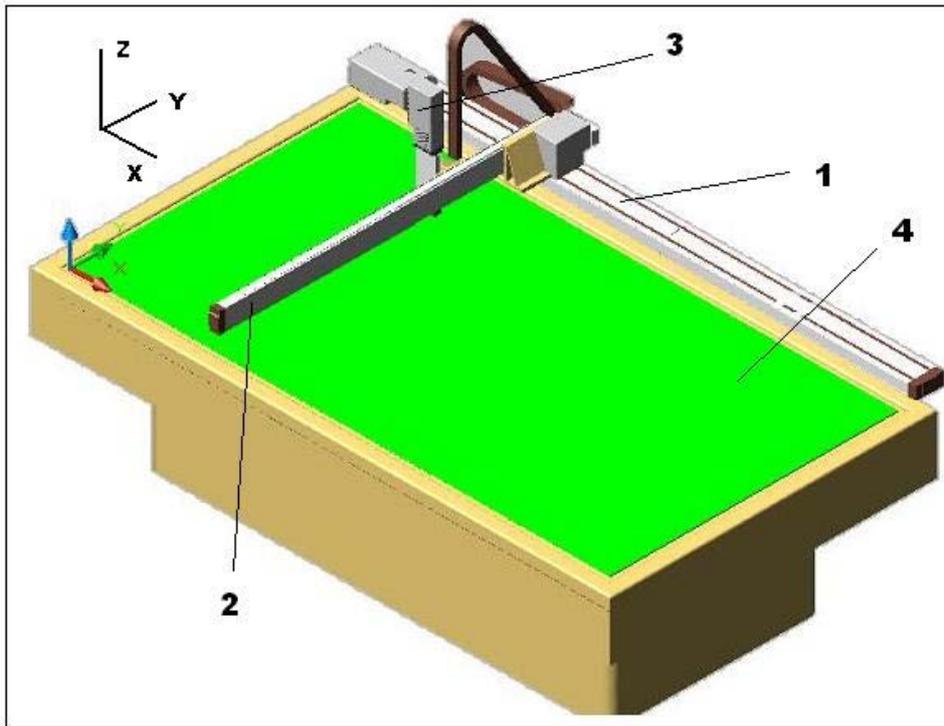


Fig. 1-4 Propuesta 3 de segundo prototipo elaborada por los ingenieros Ismael Nava Domínguez y Juan Martín Juárez Landín

(1) Tornillo de bolas en el eje X, (2) Tornillo de bolas en el eje Y, (3) Tornillo de bolas recirculantes en el eje Z, (4) Volumen de trabajo $X = 3m$, $Y = 1.5m$, $Z = 1.2m$.

Los conceptos de robot presentados en las figuras 1.2, 1.3 y 1.4 presentan características de diseño similares entre ellos, básicamente son configuraciones cartesianas con desplazamiento en los ejes coordenados X, Y y Z. En la figura 1.2, podemos observar que la propuesta 1 consta de un cabezal de corte que se desplaza impulsado por un servomotor que transmite movimiento a los carros de aluminio, verticalmente soportados sobre rieles a un costado de dos perfiles de aluminio en los ejes X y Y, por medio de bandas dentadas, y para el eje Z el cabezal se desplaza impulsado por otro servomotor que a su vez transmite movimiento a un tornillo de bolas, permitiendo que éste suba y baje. Para la propuesta 2 (figura 1.3) se utilizó una flecha que transmite movimiento a un tornillo de bolas por medio de un servomotor para el desplazamiento en ambos extremos sobre el eje X; para el desplazamiento sobre los ejes Y y Z también se utilizó un tornillo de bolas acoplado a su respectivo servomotor.

En la figura 1.4 la propuesta 3 nos muestra otra alternativa para la configuración del robot cartesiano, donde se aprecia que para el desplazamiento sobre el eje X y Y se utilizaron bandas y para el eje Z un tornillo de bolas, y en los tres ejes se transmite movimiento a dichos elementos por medio de servomotores.

Como se puede observar en las tres configuraciones hechas por los compañeros el área de trabajo y el principio de funcionamiento son los mismos para todas las propuestas.

1.3 DESCRIPCIÓN DE CORTE DE CUERO PARA ZAPATOS

Se le llama corte, al proceso en el cual se obtienen trozos de piel con un espesor y forma definida a partir de un lienzo de cuero de origen animal básicamente de piel bovina y porcina. Es importante señalar que los cortes se realizan en base a la colocación que posteriormente va tener dentro del zapato, para obtener una mayor resistencia y durabilidad, así como de un máximo confort.

1.4 MÉTODO ACTUAL DE CORTE UTILIZADO POR EL GRUPO FLEXI

El uso exclusivo de pieles genuinas implica una labor minuciosa por parte de personal experto en la Central de Corte de Flexi.

Aquí se corta la piel en las piezas que formaran el zapato, de acuerdo a los requerimientos de resistencia y flexibilidad de cada parte del calzado, descartando las fallas naturales de la piel como cicatrices o picaduras.

Los componentes del zapato que no son de origen animal son cortados en máquinas controladas por computadora.

Además del suajado, en la Central de Corte de Flexi se realizan los procesos de Coordinado que incluyen, entre otros, el asegurar que la piel tenga un grosor uniforme, rebajándola un poco más en ciertas secciones para permitir su correcto ensamble, así como la eventual adhesión de textiles que incrementan la consistencia de la piel.

1.4.1 Proceso previo al corte de piel

Antes del corte de piel se realizan diferentes tareas. Aunque la producción se basa en el programa de Trabajo, el desarrollo del mismo no sigue necesariamente el orden planificado. En el caso del área de Corte, su “cliente” es el área de Pespunte (área dónde se realiza el proceso de unión de las piezas cortadas para formar un solo ensamble), la cual le hace la solicitud de piel que necesita con base en el programa de trabajo semanal, pero no necesariamente en el orden en que se planeó. Por ejemplo, el área de Pespunte puede el día lunes solicitar que se corte la producción planeada para el jueves.

Al tiempo que el área de Pespunte hace su solicitud a Corte, también se hace la requisición de material a Almacén, donde a partir de la solicitud de la cantidad y tipo de piel a surtir, se escogen las hojas necesarias para cubrir la solicitud. Almacén entrega una relación de las pieles entregadas con su número de rollo, la cantidad de piel estimada para su uso, así como el modelo y Kankan (tarjeta o etiqueta de identificación) que tienen que producirse, además del rink al que deberá de entregarse.

Al entregar al área de corte la piel seleccionada, ésta es revisada nuevamente por el personal del área de corte, para verificar si los defectos existentes en la piel son aceptables.

Junto con las solicitudes de trabajo, se genera el Kanban, el cual lleva el control de la orden solicitada. El Kanban contempla producción en lotes de 10 pares cada uno. El control de estos lotes se lleva por medio de etiquetas que se pegan a recipientes de plástico donde se colocan todas las partes de los 10 pares que contiene.



Fig. 1-5 Etiquetas Kanban con información de la producción a realizar



Fig. 1-6 Recipientes plásticos donde se recaban los lotes de piezas de zapatos

En las etiquetas se tiene información básica sobre el lote a producir:

Número de Kanban

Número consecutivo de orden o subkanban

Número de orden

Talla

Código de muescas

Clave del Producto

1.4.2 *Proceso De Corte*

Una vez que se recibe la piel, ésta es entregada a los cortadores de cada rink para su corte de acuerdo a lo establecido en el Kanban. Dentro de la sección de corte se siguen las instrucciones determinadas por el área de Presupuesto para el corte de las piezas. Aunque actualmente los cortadores ya siguen estas reglas con base en su capacitación y experiencia.

Podemos agregar que los cortadores van realizando el suajado a partir del área de primera hacia la cabeza de la piel y a medida que va quedando desperdicio los van eliminando. Durante este proceso consideran tanto las líneas de estiramiento que tiene la piel, la forma de estiramiento que debe seguir la pieza, los defectos de la piel, la importancia que tienen estos defectos en función del tipo de piel que se usa, así como de la pieza que se está cortando.



Fig. 1-7 Proceso de suajado elaborado en grupo Flexi.

Es importante considerar algunas cifras que se manejan en el área de Corte:

- De cada piel se obtiene entre 10 y 15 pares de zapatos dependiendo si son de hombre o mujer (12 pares en promedio), las tallas y el estilo.
- El área de piel para cada par de zapatos es de 12 dm² en promedio, pero varía de 10 a 15 dm²
- Se procesan 17,000 pares al día entre los 13 rinks instalados
- Cada piel es cortada en un tiempo que oscila entre 22 y 25 minutos
- Los cortadores ahorran entre 1% y el 3% de la piel estimada por el almacén
- Cada rink tiene entre 5 y 8 cortadores

- El área de Corte tiene 15 hrs. hábiles para entregar el pedido realizado por Pespunte (día y medio real aproximadamente).

Una vez que se cortan las piezas, éstas son recolectadas y revisadas, y en su caso numeradas por un supervisor, para seguir al proceso de Coordinado, dentro del mismo rink.

En el proceso de Coordinado se realizan diferentes procesos para facilitar el montaje de las piezas en el Pespunte, estos procedimientos pueden ser rebajado, agregado de adhesivos o sintéticos para dar fuerza a la pieza, etc. depende de las piezas.

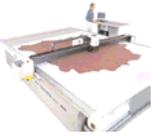
Al terminarse el proceso de Coordinado se integran en sus respectivos recipientes de plástico las piezas, donde son nuevamente revisadas. A estos recipientes se les incorporan las partes de sintéticos, forros, etc. que conformarán cada par de zapatos. Cuando todo está completo se actualiza su estatus en el sistema de control y se envía al área de Pespunte.

En caso de que alguna falla no se hubiera detectado y se encontrara en el área de Pespunte, ésta devuelve la pieza(a veces ya cosida) a corte para su reemplazo. Para ello existe un área que se encarga de estos problemas, donde cortadores toman de los retazos de piel para reemplazar las piezas con problemas.

1.5 MÁQUINAS COMERCIALES

Para enriquecer la fase conceptual de diseño se buscaron opciones comerciales con diferentes proveedores. Las principales opciones comerciales se muestran a continuación en la tabla 1-1:

Tabla 1-1. Máquinas cortadoras que actualmente están en el mercado.

Modelo	Fabricante	Herramienta de corte	País de origen	Área de corte mm	Dimensiones mm	Espesor max. de corte mm	Velocidad de corte	Precisión	Precio	Aceleración	Imagen
FB 400 LASER CUTTER	CadCam Technology	Láser 10W	UK	600 x 460	Altura 1000 Ancho 800 Largo 820	NE	10 – 600 mm/s	NE	NE	1g	
FB 1500 LASER CUTTER	CadCam Technology	Láser 10W - 30W - 50W - 100W	UK	1450 x 990	Altura 1025 Ancho 2060 Largo 1260	NE	1025 mm	NE	NE	1g	
JWNC Series	NE	NE	China	NE	NE	NE	600 mm/s	Alta precisión	NE	NE	
C100S	Han's Laser Technology Co., Ltd.	Láser 100W	China	1240 x 1240	Largo1820 Ancho1860 Altura1300	NE	1-150 mm/s	0.02mm.	NE	NE	
FB 1800 LASER CUTTER	CadCam Technology	Láser 10W - 30W - 50W - 100W	UK	1850 x 990	Altura 1025 Ancho 2460 Largo 1260	NE	10 – 600 mm/s	NE	NE	1g	
DGC12	Jinan Parker Machinery Co., Ltd.	No especificado (N-E)	China	3300 x 2200	4024 x 2824 x 1220	3-12	NE	NE	NE	NE	
Taurus XM	Gerber technology	Cuchilla	USA	2740 x 3200	3600 x 4500	NE	1270 mm/s	0.5 mm	NE	10.16 m/s ²	
XL-1200	Eurolaser	Láser 50 a 600 W	USA	2200 x 1200	Ancho 1640 Largo 3070 Alto 1190	30	1 - 1000 mm/s (in steps of 1 mm)	+/- 0.02 mm	NE	max. 5 m/s ²	
HLC	LECTRA	Cuchilla Z42 Carburo de Tungsteno	Francia	NE	12000 x 2700	NE	NE	NE	NE	NE	
Mfc furniture	LECTRA	Láser	Francia	NE	Ancho 3335 Longitud 9360	30	1400 mm/s max	+/- 0.02 mm	NE	NE	
StoneCrafter	Flow	Waterjet 60,000 psi or 87,000 psi HyperPressure™	USA	1950 x 3700 Z(200 mm)	1800 x 3700	NE	12.5 m/min	± 0.002 in (0.05 mm)	NE	NE	

Modelo	Fabricante	Herramienta de corte	País de origen	Área de corte mm	Dimensiones mm	Espesor max. de corte mm	Velocidad de corte	Precisión	Precio	Aceleración	Imagen
IFB - Integrated Flying Bridge	Flow	Waterjet 60,000 psi intensifier or 55,000 psi HyPlex	USA	2000 x 3000 1800 x 3700 1800 x 7300	1200 x 1200 1200 x 2400 2000 x 3000 1800 x 3700 1800 x 7300	8 inches thick	12.5 m/min	± 0.002 in (0.05 mm)	NE	NE	
C100B	Han's Laser Technology Co., Ltd.	Láser 100W	China	900 x 600	Largo1440 Ancho1140 Altura 1050	12	1-400 mm/s	0.03mm	NE	NE	
55100	OMAX JetMachining Centers	Waterjet 40 horsepower, 55,000 psi	USA	3200 x 1600	3200 x 2300	NE	5.1 m/min	±0.002" (0.051 mm)	NE	NE	

* NE: no especificado

Actualmente en el mercado existen una gran cantidad de fabricantes de máquinas cartesianas para corte de cuero. Como se observa en la tabla 1-1, cada fabricante tiene un tipo diferente de herramienta para realizar el corte, tales como cuchilla, láser o chorro de agua. Algunos tipos de máquinas son capaces de cortar distintos materiales, especialmente las que usan láser o chorro de agua, por ejemplo plástico, madera, metal, papel, vidrio, entre otros.

Con base en la información recopilada, podemos decir que las máquinas de corte por cuchilla no pueden cortar diferentes materiales, ya que los fabricantes sólo mencionan el corte de cuero y no de otro tipo de material.

Con la información obtenida nosotros pensamos que una de las causas de la limitación de este tipo de máquinas, es la potencia de los motores y el tipo de cuchilla que estas máquinas utilizan, debido al contacto directo de la herramienta con el material a cortar. Los distribuidores de máquinas de corte a base de cuchilla, aseguran tener buena precisión y velocidad, además de tener un acabado superficial aceptable en el corte. Pensamos que su mayor ventaja sobre las demás opciones existentes, es el costo, debido a que no poseen un cabezal muy complejo.

Por otra parte las máquinas de corte por láser presentan un mejor acabado en el corte, y como ya se mencionó, son capaces de cortar diferentes materiales, aunque se debe tener un mayor cuidado en la calibración del láser para no provocar daños en la materia

prima, como por ejemplo algún tipo de quemadura, sin embargo la mayoría de los fabricantes de este tipo de máquinas aseguran no provocar daño alguno en el material. Comparadas con las máquinas que utilizan cuchilla, su costo es mayor pero comparadas con las de chorro de agua podríamos decir que son más baratas debido a que este tipo de cabezal es más simple.

Por otro lado las máquinas a base de chorro de agua son las más costosas a causa de la complejidad de su cabezal pero a su vez son capaces de cortar casi cualquier material, la mayoría de los fabricantes aseguran dejar un excelente acabado superficial en los cortes sin causar ningún tipo de daño en la materia prima.

Una ventaja de las máquinas que utilizan chorro de agua o láser sobre las de cuchilla, es que no “arrastran” el material al realizar el corte debido a que lo realizan atravesando el material de un lado a otro, por lo que no requieren de un sistema de sujeción tan estricto, como es el caso de las máquinas cortadoras por cuchilla que necesitan un buen sistema de sujeción para no provocar que la piel se pliegue.

Con lo antes mencionado podemos decir que las máquinas que utilizan un cabezal de corte por chorro de agua son las más adecuadas para realizar el corte de cuero aunque sean las más costosas.

1.6 ESPECIFICACIONES Y REQUERIMIENTOS

Para el diseño del robot es necesario considerar los siguientes requerimientos:

- Velocidad de corte 1 m / seg.
- Los lienzos de piel tienen un largo de 3 m y un ancho de 1.5 m.
- Los espesores varían considerablemente, los cuales se presentan en la siguiente tabla junto con las fuerzas de desgarre obtenidas en el laboratorio Flexi:

Tabla 1-2 Valores estándares de desgarre por calibre del laboratorio Flexi.

Tabla de Valores Estándares de Desgarre por Calibre del Laboratorio Flexi																	
Espesor mm	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4
Desgarre kg	3.4	4.2	5	5.8	6.6	7.4	8.2	9	9.8	10.6	11.4	12.2	13	13.8	14.6	15.4	16.2

- Longitudes efectivas de trabajo:
- Carrera en X = 3.00 m
- Carrera en Y = 1.5 m
- Carrera en Z = 0.05 m

Aunque no hay restricciones explícitas indicadas por Flexi, se debe de ocupar el menor espacio posible.

2. OBJETIVO DE LA TESIS Y ALCANCES

El objetivo de la presente tesis es el de realizar el diseño conceptual y de detalle de un robot cartesiano capaz de cortar cuero que es utilizado para la manufactura de calzado.

El alcance de nuestro trabajo es la conclusión de los planos conceptuales de un robot que satisfaga las necesidades de la empresa Flexi. Se pretende llegar al diseño conceptual de una estructura básica que permita el movimiento en los tres ejes coordenados X, Y, Z. Con las metas planteadas aquí se pretende sentar una base para que alumnos y profesores de la Facultad de Ingeniería continúen y concluyan la fabricación del Robot para Corte de Cuero.

3. DISEÑO CONCEPTUAL

Con base en la información obtenida de las máquinas comerciales, así como del primer prototipo existente, nosotros decidimos proponer una estructura que sea capaz de cortar el cuero por medio de un cabezal de corte que utilice cuchilla. Sin embargo, esta estructura no está restringida a este tipo de cabezal de corte.

3.1 DISEÑO DE CONFIGURACIÓN

Para desarrollar el diseño de configuración del robot, se estudiaron diferentes configuraciones, así como las ventajas y desventajas de cada una de éstas.

Entre las características que identifican a un robot se encuentran su volumen de trabajo y ciertos parámetros como el control de resolución, la exactitud y la repetibilidad. El volumen de trabajo de un robot se refiere únicamente al espacio dentro del cual puede desplazarse el extremo de su muñeca. Para determinar el volumen de trabajo no se toma en cuenta el efecto final. Cuando se habla de la configuración de un robot, se habla de la forma física que se le ha dado al brazo del robot. El brazo del manipulador puede presentar cuatro configuraciones clásicas: la cartesiana, la cilíndrica, la polar y la angular. Para ilustrar los diferentes volúmenes de trabajo con cada una de las configuraciones se muestran las siguientes imágenes:

3.1.1 Configuración cartesiana:

Posee tres movimientos lineales, es decir, tiene tres grados de libertad, los cuales corresponden a los movimientos localizados en los ejes X, Y y Z. Las configuraciones cartesianas son las más adecuadas para describir la posición y movimiento del brazo.

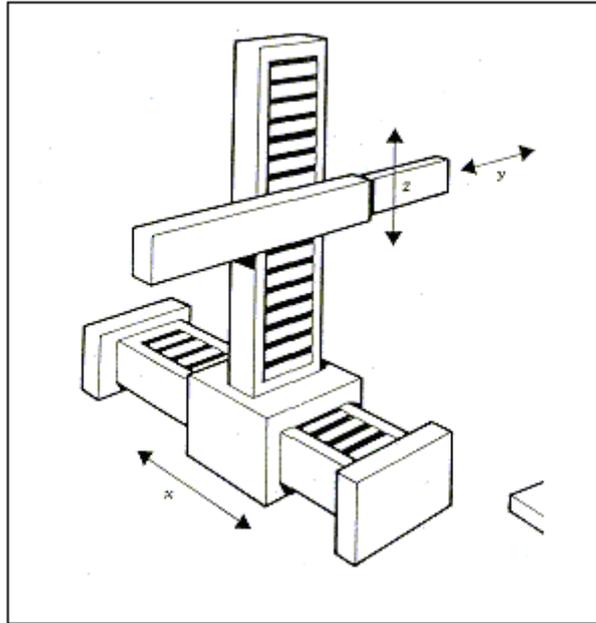


Fig. 3-1. Configuración robot cartesiano

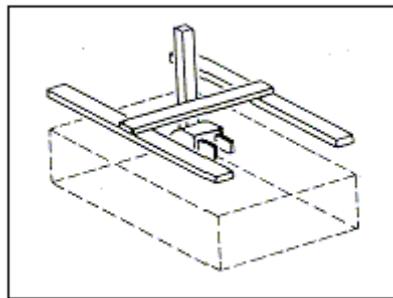


Fig. 3-2 El robot cartesiano genera una figura cúbica en su volumen de trabajo.

El volumen generado por la configuración cartesiana es el apropiado para nuestro objetivo de trabajo además de que dicho volumen puede ser diseñado para ser muy pequeño o muy grande.

3.1.2 Configuración cilíndrica:

Puede realizar dos movimientos lineales y uno rotacional, o sea, que presenta tres grados de libertad. (Fig. 3-3)

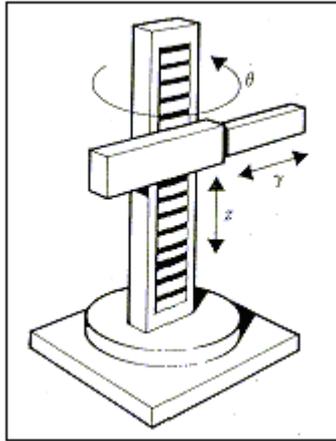


Fig. 3-3 Robot de configuración Cilíndrica.

El volumen de trabajo generado por la configuración cilíndrica se muestra en la figura 3-4 donde se aprecia que los movimientos que puede realizar esta configuración están dentro de un cilindro, este espacio no es el óptimo para nuestra aplicación.

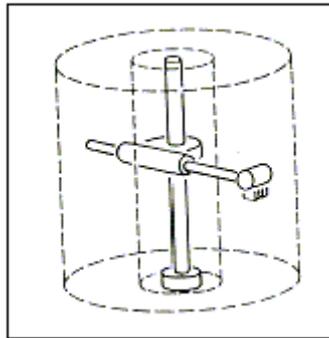


Fig. 3-4 El robot cilíndrico presenta un volumen de trabajo regular

3.1.3 Configuración polar:

Tiene varias articulaciones (Fig.3-5). Cada una de ellas puede realizar un movimiento distinto: rotacional, angular y lineal. De igual manera que la configuración cilíndrica el volumen de trabajo generado por esta configuración no es el ideal para nuestra aplicación.

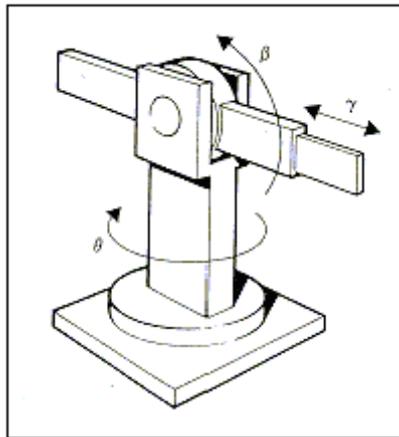


Fig. 3-5 Robot de configuración polar.

3.1.4 Configuración angular (o de brazo articulado):

Presenta una articulación con movimiento rotacional y dos angulares (Fig. 3-6). Puede realizar movimiento lineal para lo cual requiere mover dos o tres de sus articulaciones simultáneamente. El volumen de trabajo generado por este tipo de configuración es irregular. Aunque puede cumplir con los requerimientos respecto al volumen de trabajo, es menos preciso que la configuración cartesiana y para realizar los cortes en el lado mas alejado de la piel respecto al robot se generarían momentos de reacción de mayor magnitud.

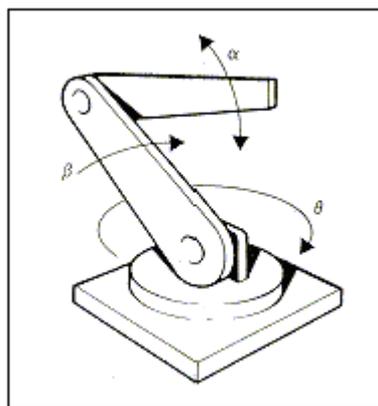


Fig. 3-6 Robot de configuración de brazo articulado.

Una vez conocidas las distintas maneras de configurar el robot, se eligió la configuración cartesiana. Se eligió esta configuración debido al gran volumen de trabajo que se requiere para realizar el corte de cuero con el lienzo de cuero totalmente

extendido. En esta configuración el lienzo de cuero cabe perfectamente sobre la superficie rectangular además de que en ella puede describirse cualquier tipo de trayectoria dentro de su volumen de trabajo, esto no sería posible con una configuración cilíndrica por ejemplo.

La configuración cartesiana permite diseñar un robot estructuralmente rígido. Otro aspecto importante es que para realizar las trayectorias de corte que se necesitan, es más sencillo crearlas con dos movimientos lineales en vez de tres movimientos angulares, como por ejemplo en una configuración de brazo articulado.

La última razón de utilizar esta configuración es que se contaba con un primer prototipo realizado, solo que de menores dimensiones.

Para el desarrollo de nuestra configuración se tomó como base el primer prototipo propuesto por el Dr. Yu Tang, mismo que integra movimiento en sus tres ejes coordenados XYZ. Dicho robot se muestra en la figura 1-1.

3.1.5 Configuración de robot cartesiano cortador de cuero.

En la siguiente figura se muestra el concepto del robot que se diseñó para el corte de cuero. En las siguientes secciones se procederá a describir brevemente cada una de las partes principales y sus principios de funcionamiento.

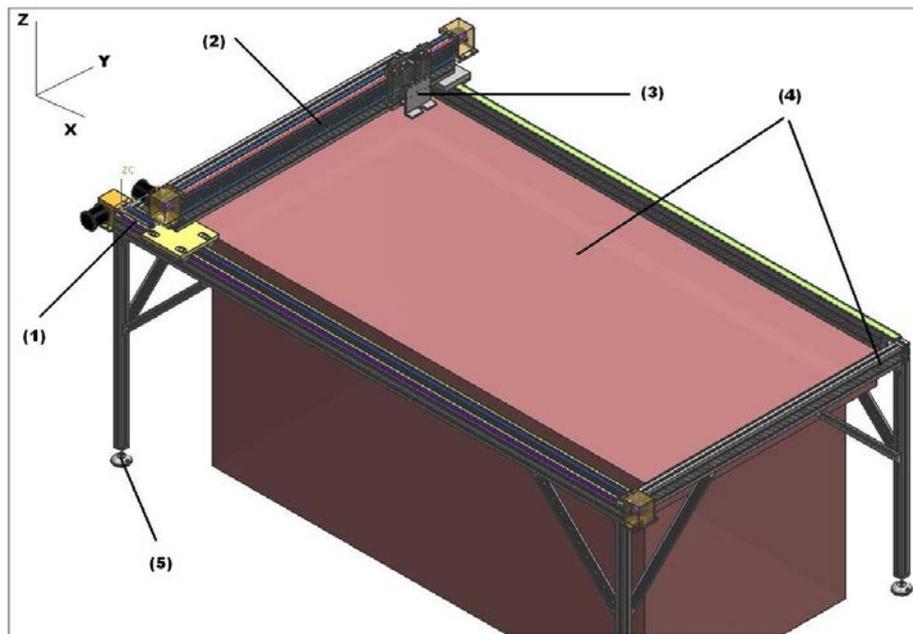


Fig. 3-7 Diseño conceptual del robot cartesiano cortador de cuero. (1) Sistema de movimiento lineal para el eje X. (2) Sistema de movimiento lineal para el eje Y. (3) Soporte de Cabezal y sistema de movimiento lineal para el eje Z. (4) Área de trabajo y estructura base. (5) Sistema de soporte.

3.1.6 Descripción de funcionamiento

El funcionamiento del Robot para el proceso de corte de cuero, se basa en dar movimiento lineal en tres ejes coordenados X, Y y Z. La combinación de movimiento lineal de los ejes X, Y, permitirá describir cualquier tipo de trayectoria en este mismo plano. Estas combinaciones de movimiento se aprovecharán para realizar los cortes de cuero con la ayuda de un cabezal de corte, el cual estará montado en el eje Y.

El movimiento en el eje Z, solo será necesario para ajustar la altura o profundidad del cabezal de corte, el cual no es parte de este trabajo de tesis.

3.1.6.1 Área de trabajo y estructura base.

El robot se divide en tres ejes coordenados de movimiento lineal XYZ, los cuales están definidos por perfiles de aluminio de alta resistencia de la marca mK serie 50¹, estos perfiles conforman una estructura con la rigidez necesaria, así como, la opción de un sencillo ensamble y desensamble, además de un práctico traslado de la misma y posibles modificaciones en su diseño. El área efectiva de trabajo que el robot debe de tener es de 3000 mm de largo por 1500 mm de ancho.

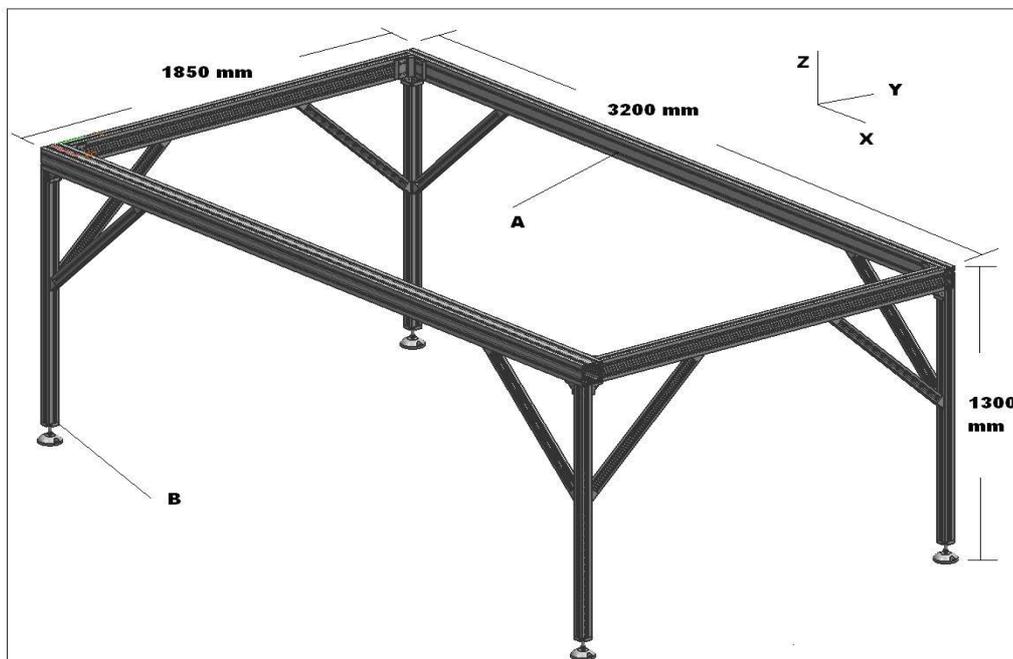


Fig. 3-8 Estructura base del robot hecha con perfiles de aluminio de alta resistencia de la marca mK.,
(A) Armadura en el plano XY. (B) Patas de soporte de la armadura XY

¹ Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

Esta estructura esta diseñada con perfiles de tres diferentes tipos (Fig. 3-8). En la dirección Z, los perfiles utilizados poseen dimensiones de 50x50 mm (figura3-12), éstos tienen la función de pilares o “patas” que sostienen al resto de la armadura en el plano XY. Para dar mayor rigidez a la estructura, se utilizaron los perfiles de la serie 40, sistema 2040, para colocarlos como cartabones, en cada una de las patas.

Para la armadura en el plano XY (Fig. 3-9) se utilizaron perfiles de la misma serie pero de diferentes dimensiones. En tres lados de la armadura XY, se utilizaron perfiles con dimensiones de 50 x 100 mm en su corte transversal, dos con longitudes de 1600mm y uno con una longitud de 3200mm. En el lado restante se utilizó el perfil de 100 x 100 mm en su corte transversal y una longitud de 3200 mm (Fig. 3-9), debido a que sobre este perfil correrá la transmisión en dirección X. Se eligieron estos perfiles para que puedan soportar el peso del sistema de movimiento en dirección Y, junto con el cabezal de corte y así evitar flexión que pueda afectar el proceso de corte.

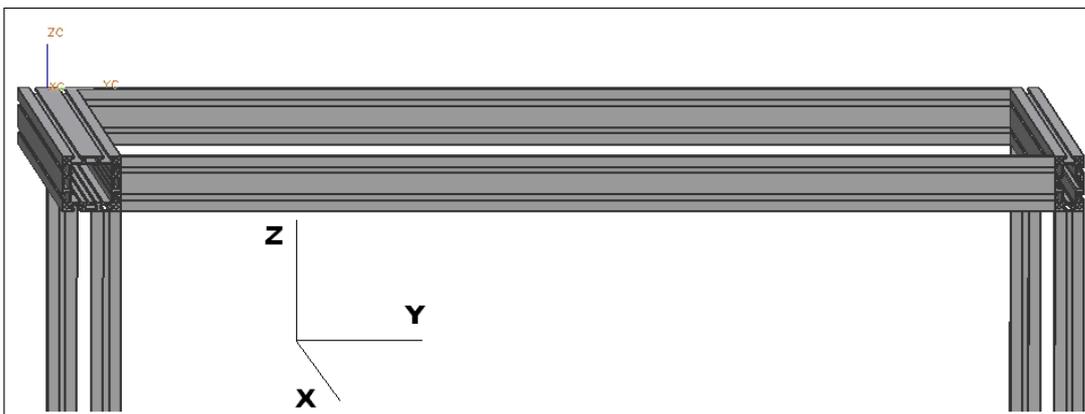


Fig. 3-9 En esta imagen se muestra el armado con los diferentes perfiles de mK.

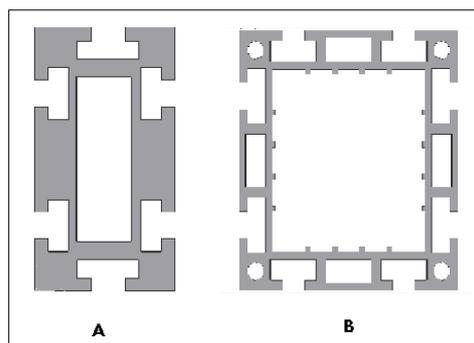


Fig. 3-10 Corte transversal de perfiles serie 502. A corte transversal de perfil de la serie 50 de dimensiones 50x100 mm (Sistema 2004, N° 51.04.3200). B corte transversal del perfil de la serie 50 de dimensiones 100 x 100 mm (Sistema 2005, N° 51.05.3200).

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

Para el eje transversal (Y) (Fig. 3-11) donde deslizará el cabezal de corte, se eligió un perfil de la misma serie 50 de dimensiones 50 x 200 y de largo 1800 mm debido al espacio que se necesita para montar el cabezal de corte. Como ya se mencionó este perfil será el encargado de soportar el cabezal, así como las guías que le permitirán deslizarse en el eje Y.

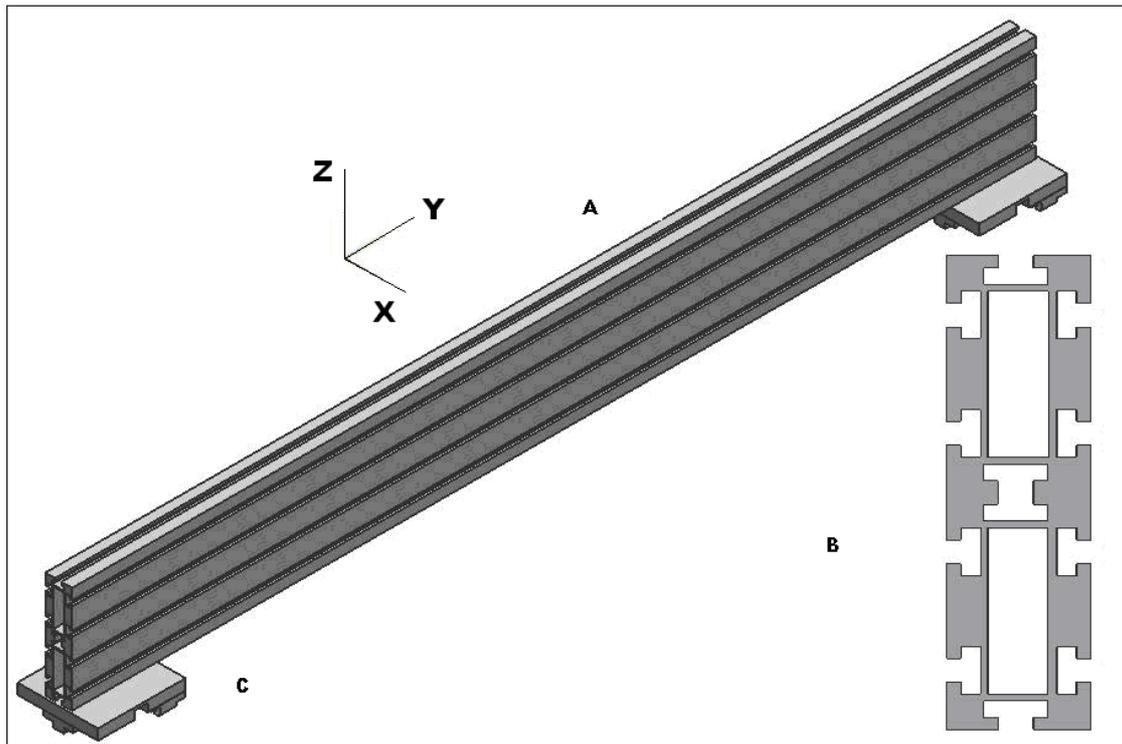


Fig. 3-11 A Perfil mK serie 502 sistema 2008 (N° 51.08. 1800) utilizado para soportar y trasladar el cabezal de corte en la dirección Y. B corte transversal del perfil y C charolas utilizadas para el soporte y desplazamiento del puente en la dirección X.

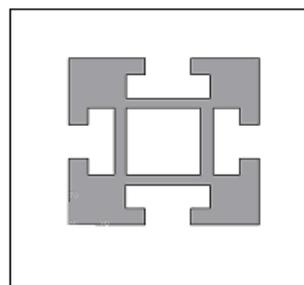


Fig. 3-12 Corte transversal del perfil de aluminio mK serie502, 50 x 50 mm, sistema 2000 (N° 51.00.1200).

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

3.1.6.2 Sistema de movimiento lineal para el eje X.

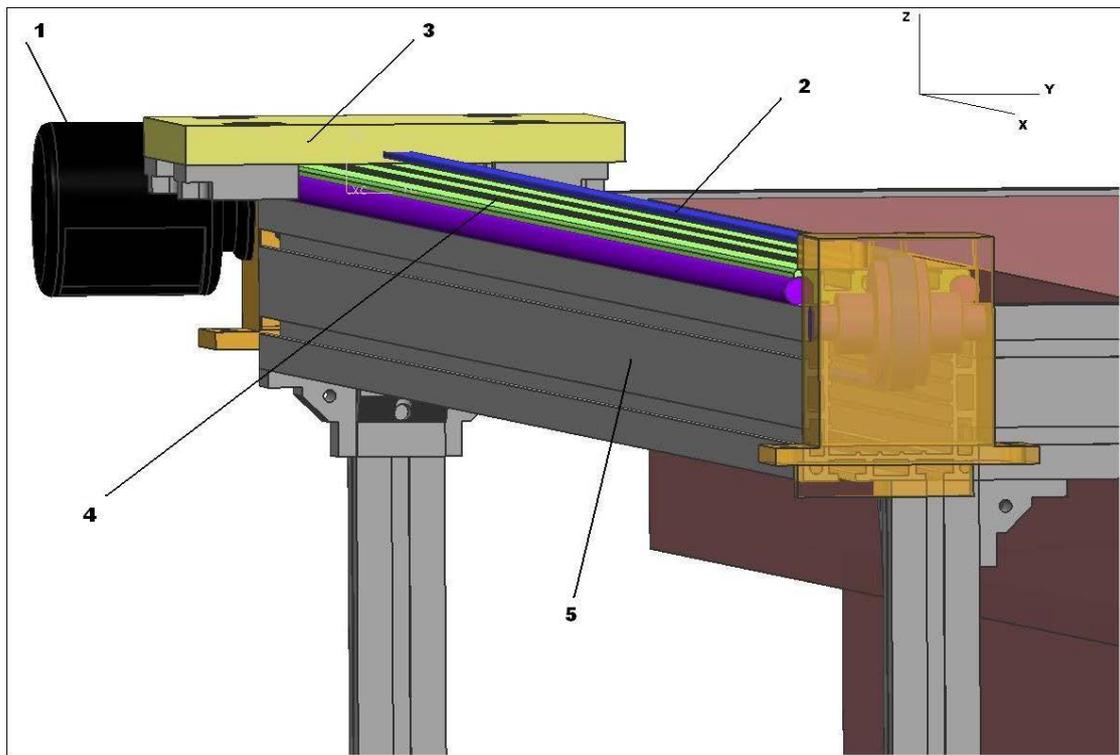


Fig. 3-13 Sistema de movimiento lineal para el eje X. (1) Servomotor, (2) Banda dentada, (3) Charola de aluminio, (4) Riel de aluminio, (5) Perfil de Aluminio.

El sistema de movimiento lineal para el eje X estará apoyado sobre dos ejes paralelos los cuales son dos perfiles diferentes de la serie 50², sistemas 2004 y 2005 de la marca mK (Fig. 3-11). Este sistema de movimiento lineal comprende cinco subsistemas (Fig.3-13). Primeramente para generar el par necesario para desplazar el eje transversal junto con el cabezal de corte sobre el eje X se cuenta con un servomotor (1). Este servomotor impulsa a la charola de aluminio (3) por medio una banda dentada (2). Este par de elementos solo se utilizaron en un solo extremo del Robot ya que un solo motor es capaz de dar el torque y potencia necesaria para realizar el movimiento y corte de cuero en esta dirección además de evitar un mayor costo del Robot.

Las charolas de aluminio serie 50 de mK² se desplazan sobre un riel de aluminio (4) que cuenta con un par de guías en los extremos para mantener el movimiento lineal sobre este eje. Las dimensiones de estos elementos son diferentes para cada uno de los

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

² Catálogo mK Técnica Lineal. Edición 02.2005 Siegburg

lados del sistema, debido a que los momentos generados durante el movimiento son diferentes.

Para dar soporte a los elementos antes mencionados, se propuso un perfil de aluminio de la marca mK serie 50² sistema 2005 de dimensiones 100 X 100 mm (5) en el extremo izquierdo (Fig. 3-14) y un perfil de la misma marca serie 50 sistema 2004 de dimensiones 50 mm x 100 mm del lado contrario.

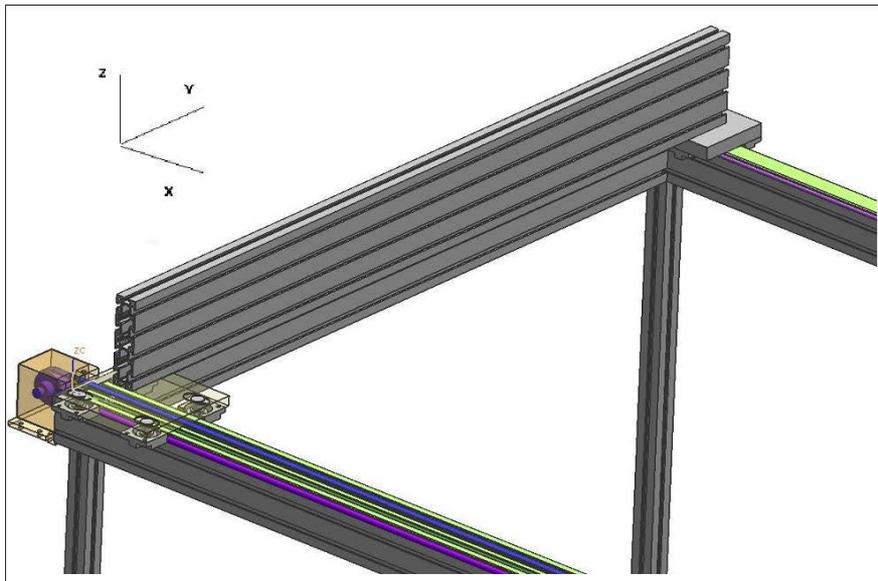


Fig. 3-14 Ejes paralelos que soportan el eje transversal y permiten el movimiento en el eje X.

3.1.6.3 Sistema de movimiento lineal para el eje Y.

De igual forma que en el sistema de movimiento lineal en la dirección X, el sistema de movimiento lineal en dirección Y está compuesto de perfiles mK. Como primer elemento en este sistema (Fig. 3-15) se tiene un servomotor (1) que de igual manera se encarga de generar el movimiento en esta dirección.

De la misma forma que en la dirección X, se cuenta con una banda dentada (2) para transmitir el movimiento a la charola de aluminio serie 50³ de mK (3). Dicha charola se encuentra apoyada sobre un riel de aluminio (4) con sus respectivas guías y rodamientos para mantener su posición adecuada durante su desplazamiento.

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

³ Catálogo mK Técnica Lineal. Edición 02.2005 Siegburg

Se ubica también un perfil de aluminio (5) de la serie 50², sistema 2008 de dimensiones 50 X 200 mm de mK para dar soporte a estos elementos. De esta manera queda integrado el sistema de movimiento en el eje Y (Fig. 3-15 y 3-16).

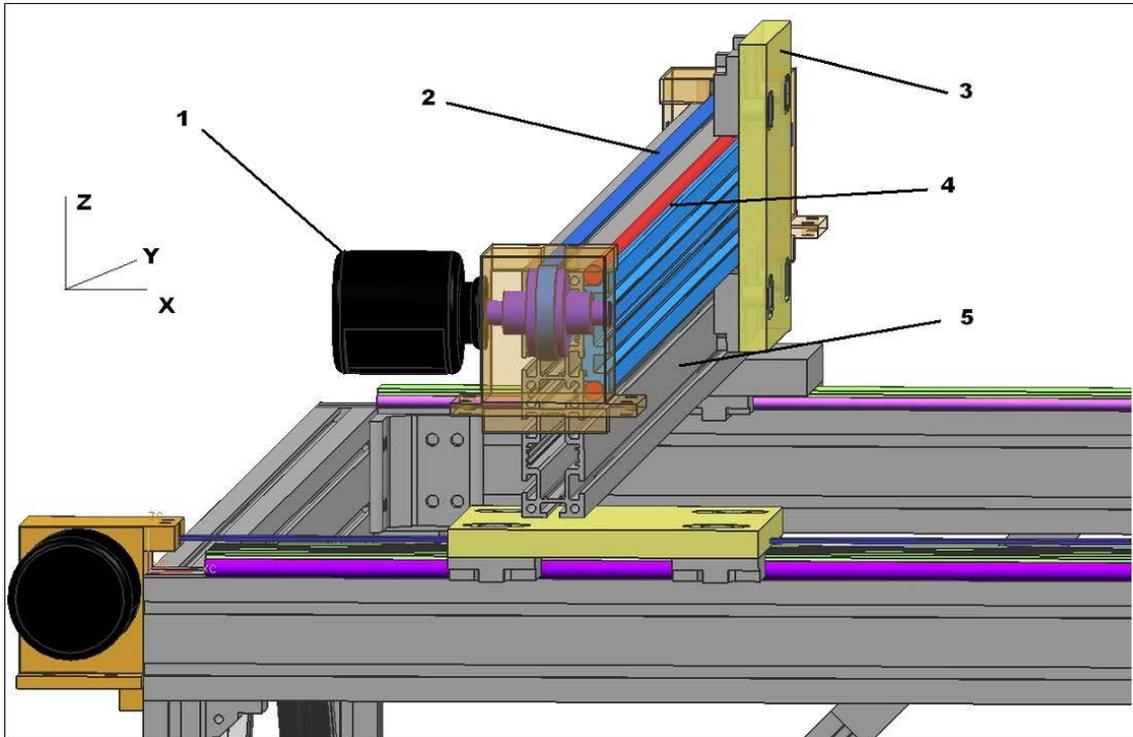


Fig. 3-15 Sistema de movimiento lineal para el eje Y. (1) Servomotor, (2) Banda dentada, (3) Charola de aluminio, (4) Riel de aluminio, (5) Perfil de aluminio.

3.1.6.4 Sistema de movimiento lineal para el eje Z

Para el movimiento lineal en el eje Z (Fig. 3-16) se tiene una configuración integrada por diferentes elementos que se mencionan a continuación.

Un Soporte para el cabezal de corte (1) que servirá como base para el montaje del cabezal. El desplazamiento de este soporte se aprovechará para que el dispositivo de corte pueda realizar el cambio de herramienta automático. El Robot utilizará tres herramientas, una *cuchilla de corte*, un *marcador* y un *saca bocados*.

Para poder realizar el movimiento de subir y bajar el Soporte del cabezal, se colocaron dos guías lineales con sus respectivos rodamientos (2) que mantengan el movimiento del cabezal en la misma dirección. Estas guías absorberán las cargas de reacción de la piel al momento de realizar el corte y así evitar dañar el tornillo. También evitarán que el soporte gire cuando realice cortes en trayectorias curvas.

Un tornillo cuerda ACME (3) se encargará de aprovechar el par del servomotor para desplazar el soporte del cabezal de arriba abajo y viceversa.

Finalmente un servomotor (4) será la fuente de potencia de este sistema, el cual está colocado en la parte superior del tornillo.

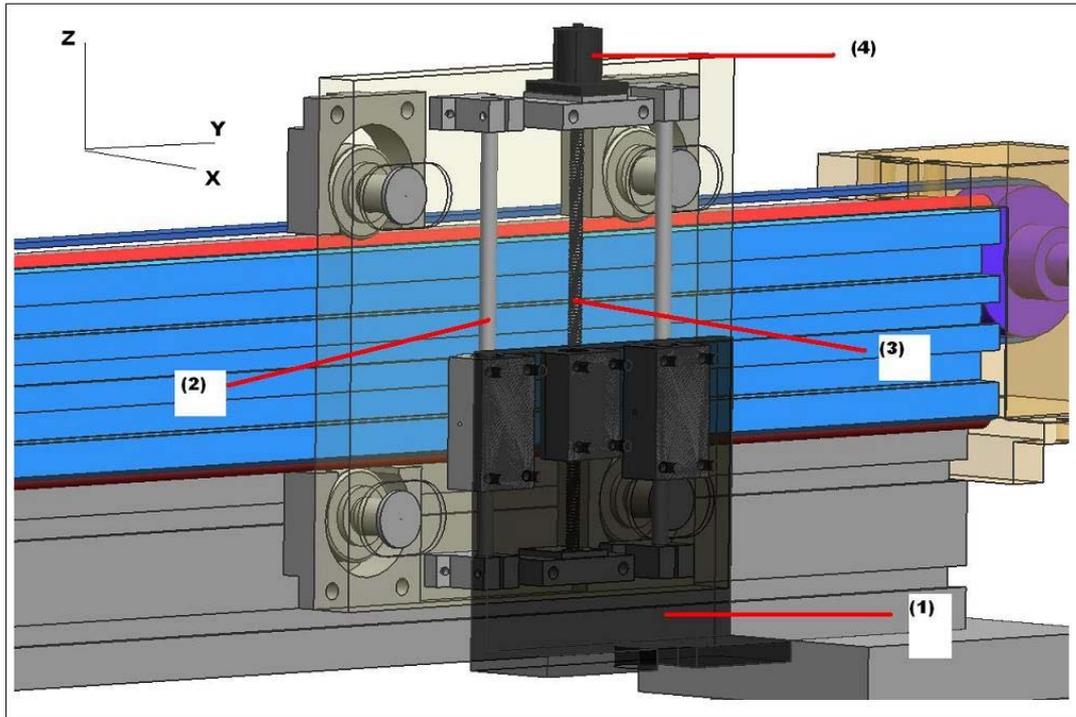


Fig. 3-16 Eje transversal que permite el movimiento en la dirección Z. (1) Soporte para el cabezal de corte, (2) Guías lineales, (3) Tornillo cuerda ACME, (4) Servomotor.

3.1.6.5 Sistema de soporte y sujeción.

El sistema de soporte está compuesto por cuatro niveladores que están colocados en la parte inferior de cada una de las patas de la estructura. Estos son la parte de apoyo con el piso, ya que le brinda la sujeción necesaria a toda la estructura debido a que van anclados directamente al suelo mediante tornillos. Estos niveladores también absorben ligeros desniveles del suelo (Fig. 3-18).

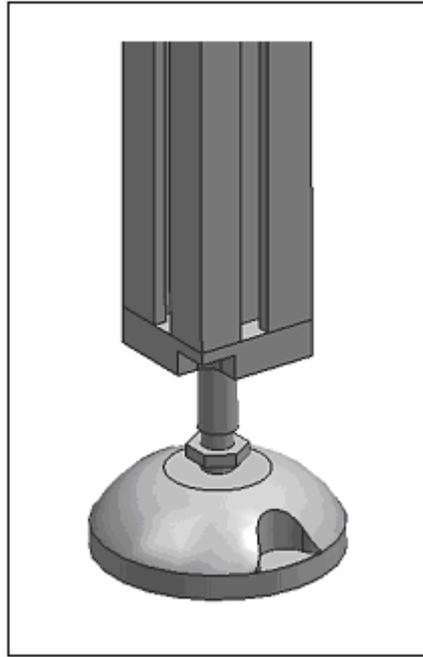


Fig. 3-17 Soporte y nivelador del Robot de mK2.

La unión entre perfiles está hecha mediante escuadras, nudos y placas también de la marca mK, las cuales están predefinidas para las diferentes series de perfiles. Para este ensamble se utilizaron dos diferentes modelos que unen la armadura en el plano XY con cada una de las patas (Fig.3-19 y 3-20)

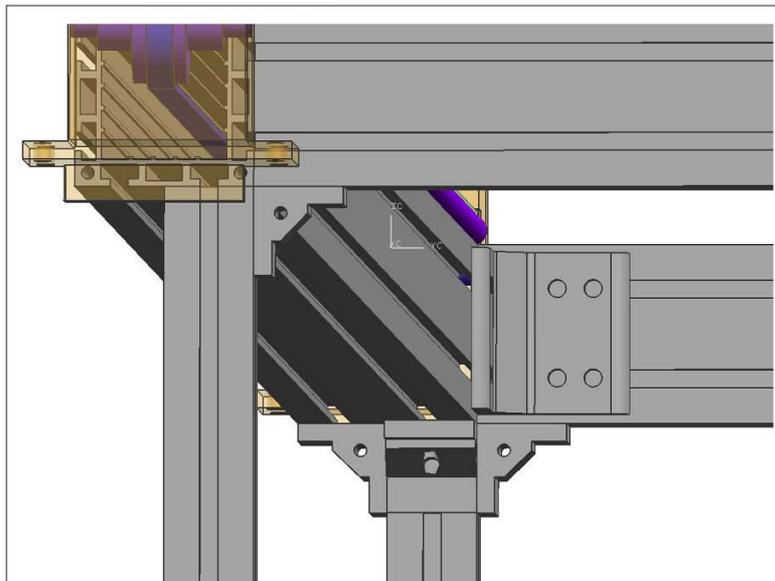


Fig. 3-18 Escuadras de unión entre perfiles.

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

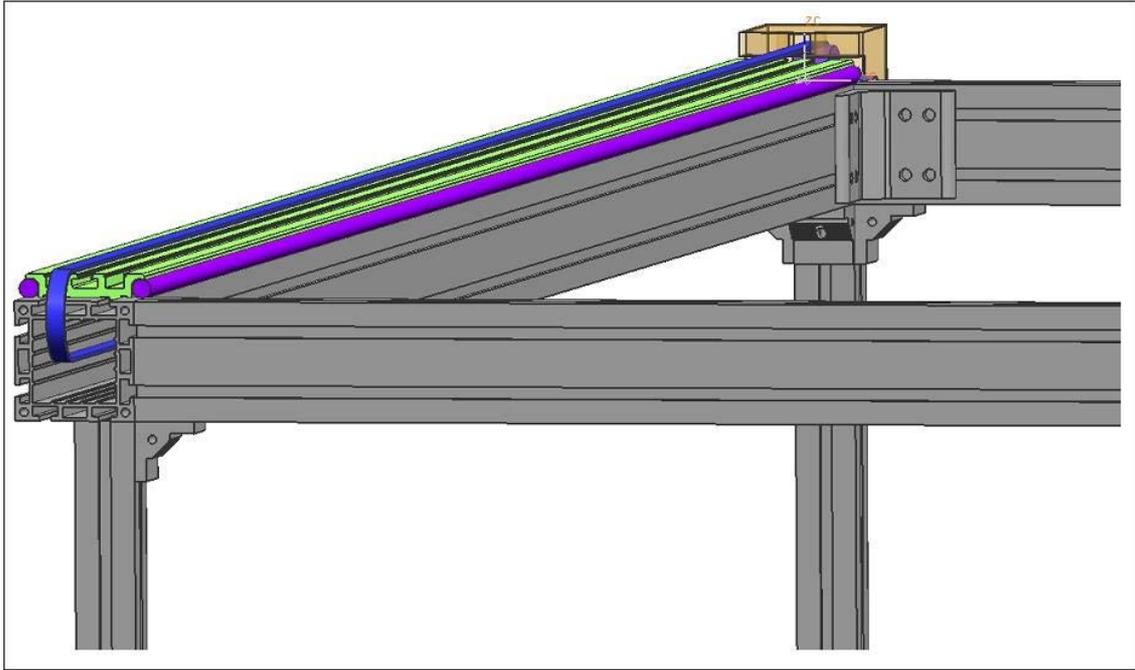


Fig. 3-19 Vista de los elementos de unión y perfiles.

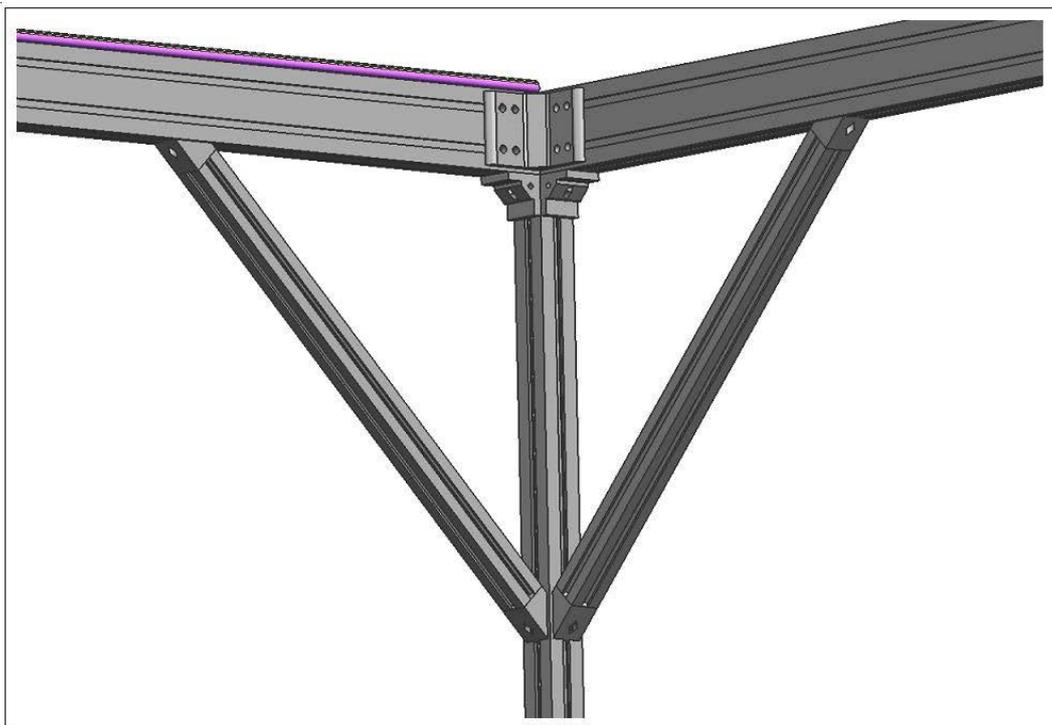


Fig. 3-20 Cartabones para dar mayor rigidez a la estructura.

4 CÁLCULOS: PERFILES MK Y SELECCIÓN DE SERVOMOTORES

4.1 SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE DEFLEXIÓN EN LOS PERFILES EN EL EJE X

Justificación de la selección de perfiles.

Para seleccionar los perfiles adecuados en la dirección X, se partió del diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 1.

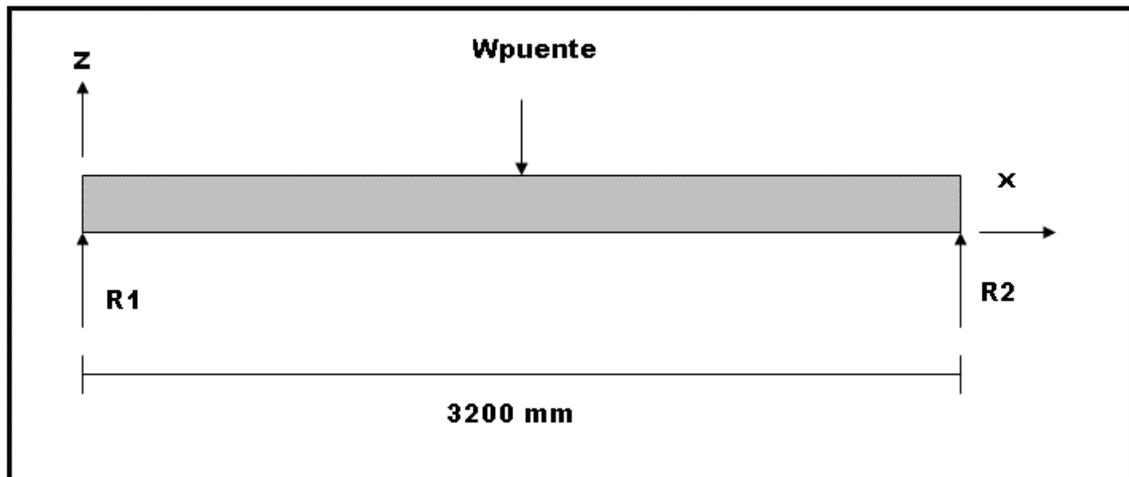


Fig. 4-1 Diagrama de cuerpo libre del perfil en dirección X. Donde W_{puente} es el peso del puente en dirección Y sobre el cual está montado el cabezal de corte; $R1$ y $R2$ son las reacciones de los apoyos en cada extremo del perfil.

Primeramente para saber la serie de perfiles adecuada que se utilizará en la dirección X se partió de la Figura 1, dónde se propuso una carga aproximada de $W_{puente} = 500\text{ N}$; esta carga aproximada corresponde al peso del perfil, la guía lineal con adaptador, las charolas de soporte y el cabezal de corte, todo esto ensamblado en el eje Y.

Ya con una carga propuesta y la longitud del perfil requerida se utilizó la gráfica de la figura 2, para seleccionar el sistema de perfiles adecuados a nuestras necesidades. En la gráfica de la figura 2², tenemos la longitud del perfil en mm en el eje de las abscisas y la

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

carga N en el eje de las ordenadas. Con la carga seleccionada se traza una línea paralela al eje de las abscisas y con la longitud de 3200 mm se traza una línea paralela al eje de las ordenadas, las cuales se prolongan hasta que se cruzan entre ellas. Este punto nos indica el sistema de perfiles adecuado para este caso. Estas líneas se ilustran de color rojo en la figura 2, donde el resultado obtenido es el **sistema de perfiles 2004**².

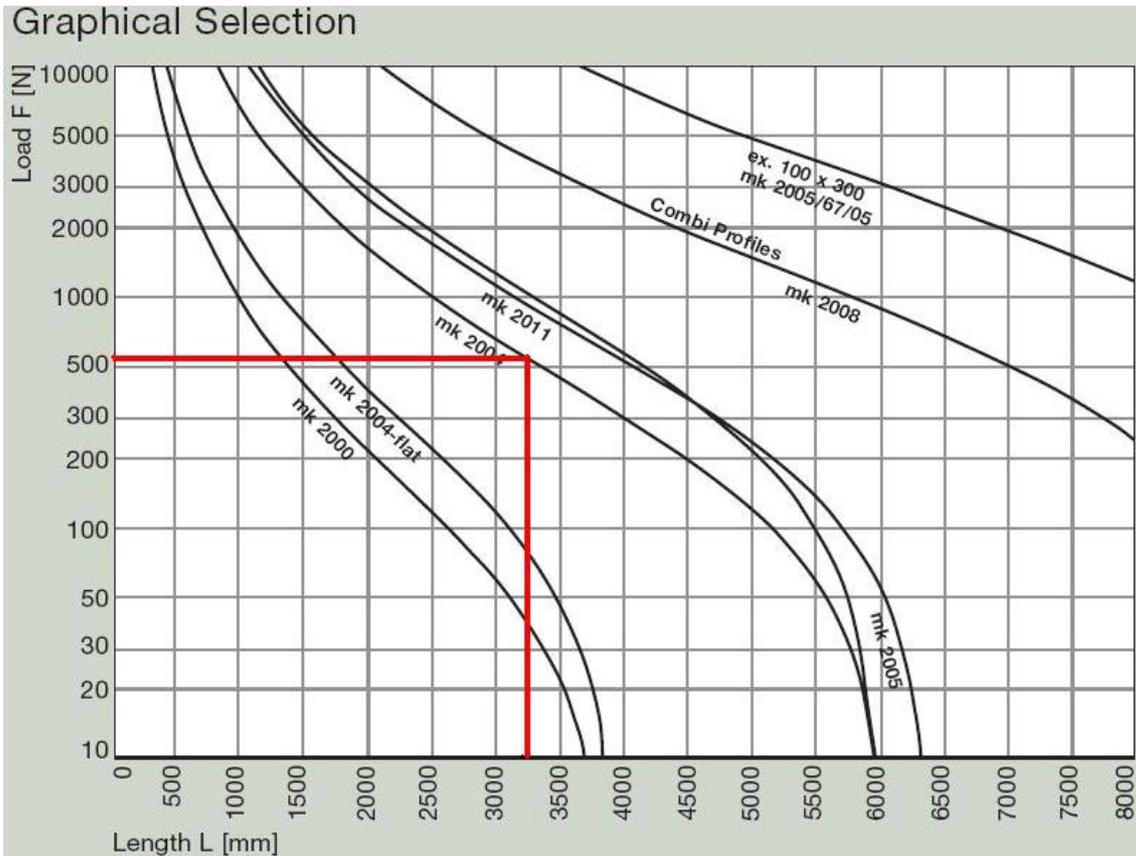


Fig. 4-2 Gráfica de selección para perfiles MK, donde se muestra las longitudes disponibles en el eje horizontal, las cargas en el eje vertical y las curvas correspondientes a cada sistema de perfiles.

Una vez identificado el sistema de perfiles 2004, se seleccionaron los perfiles con base a sus características geométricas, mismos que pertenecen a la serie 50², así como el sistema de guías y charolas para movimiento lineal. Para un extremo del robot en la dirección X, en el cual está montada la transmisión de banda dentada, se eligió un perfil mK de la serie 50² 2005 debido a que sobre este perfil correrá la charola que impulsará al eje transversal Y, (para más detalles ver anexo2 Fig. A-1). Posteriormente se realizaron los cálculos correspondientes para corroborar su correcto funcionamiento.

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

Contando con los elementos seleccionados se realiza el diagrama de cuerpo libre (Figura 3) del perfil en el eje Y para conocer las reacciones en los perfiles en la dirección X, así como, las cargas reales que se aplican sobre cada una de las charolas.

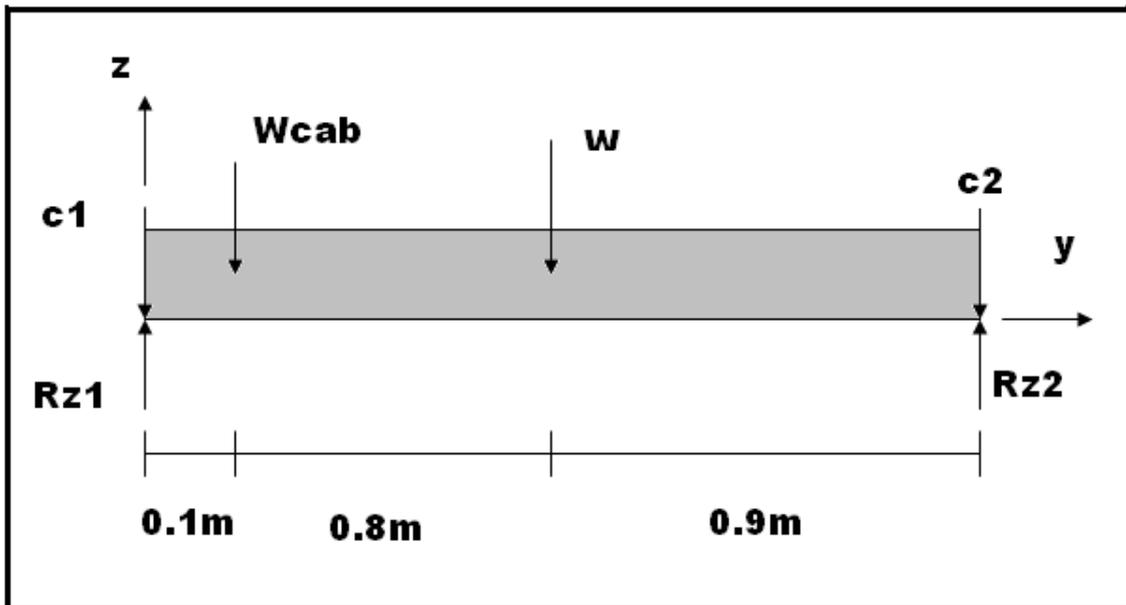


Fig. 4-3 Diagrama de cuerpo libre del perfil en la dirección Y, en el cual se observan todas las cargas aplicadas al perfil. Donde w es el peso propio del perfil y guías lineales; W_{cab} es el peso del cabezal de corte; R_{z1} y R_{z2} son las fuerzas de reacción de los perfiles de soporte en dirección X; $C1$ y $C2$ son los pesos de las charolas de soporte.

W_{cab} es el peso del cabezal de corte.

w es el peso propio del perfil en el eje Y, junto con el sistema de guía lineal.

$C1$ y $C2$ corresponden al peso de las charolas.

R_{z1} y R_{z2} son las fuerzas de reacción de los perfiles de soporte.

En el diagrama de la Fig. 4-3 se tomaron las siguientes consideraciones, el peso w está aplicado en el centro del perfil, el peso W_{cab} se colocó en el extremo izquierdo simulando la posición más crítica en el proceso de corte para el perfil.

A continuación se muestran los cálculos correspondientes:

$$C1 = 55 \text{ N}$$

$$C2 = 22 \text{ N, peso de las charolas}$$

Rz1 y Rz2 reacciones en los extremos del perfil en N

$$W = 333 \text{ N, peso propio del perfil y accesorios}$$

$$Wcab = 205 \text{ N, peso aproximado del cabezal}$$

Cálculo de reacciones en condiciones estáticas:

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_z = R_{z1} + R_{z2} - C1 - C2 - Wcab - w = 0 \text{ ----- EC. (1)}$$

Sustituyendo valores:

$$R_{z1} + R_{z2} - 55N - 22N - 205N - 333N = 0$$

$$R_{z1} + R_{z2} = 615N \text{ ----- EC. (1.1)}$$

Suma de momentos respecto a Rz1

$$\sum M_{Rz1} = 0 \text{ , el sentido anti-horario es positivo.}$$

$$\sum M_{Rz1} = R_{z2}(1.8m) - C2(1.8m) - w(0.9m) - Wcab(0.1) = 0 \text{ ----- EC. (2)}$$

Sustituyendo los valores de las fuerzas:

$$R_{z2}(1.8m) - 22N(1.8m) - 333N(0.9) - 205N(0.1m) = 0$$

Despejando Rz2:

$$R_{z2} = \frac{359.784Nm}{1.8m}$$

$$R_{z2} = 199.88N \approx 200N$$

Sustituyendo en la ecuación (1.1)

$$R_{z1} = 615N - 200N = 415N$$

Por lo tanto la máxima fuerza aplicada en los perfiles en la dirección X es de 415 N.

Conociendo la fuerza aplicada en el perfil se calcula la deformación que sufre, primero de forma analítica y posteriormente de forma gráfica.

4.1.1 Deflexión Máxima del perfil mK² 2004 en el eje X:

Los cálculos realizados a continuación serán para determinar la deflexión que sufre el perfil debido a las cargas a las cuales estará sometido. El análisis se basa en las ecuaciones propuestas en el catálogo de mK Sistema Técnica de Perfiles.

f_{total} es la deflexión total del perfil (anexo2 figura A-2)

f deflexión por carga puntual

f_{rep} deflexión por carga repartida

$$f_{total} = f + f_{rep} \text{----- EC. (3)}$$

Deflexión por carga puntual:

$$f = \frac{FL^3}{48EI_{x,y}} \text{----- EC. (4)}$$

F = 415 N (Fuerza puntual)

L = 3200 mm (longitud del perfil)

E = 70000 (Módulo de Young N/mm²)

I_x = 199.96 cm⁴ (Momento de inercia)

Sustituyendo valores en la EC. (4):

$$f = \frac{(415N)(3200mm)^3}{48(70000N/mm^2)(1999600mm^4)} = 2.02mm$$

Tenemos como resultado que la deflexión del perfil por carga puntual es de 2.02 mm.

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

Deflexión por carga repartida:

$$f_{rep} = \frac{5 * q * L^4}{384 * E * I_x} \text{----- EC. (5)}$$

Dónde:

$q = 170 \text{ N/m}$ (Carga debida a su propio peso)

$L = 3200 \text{ mm}$ (longitud del perfil)

$E = 70000$ (Módulo de Young N/mm^2)

$I_{x,y} = 199.96 \text{ cm}^4$ (Momento de inercia)

Sustituyendo en la EC. (5):

$$f_{rep} = \frac{5(0.170 \text{ N / mm})(3200 \text{ mm})^4}{384(70000 \text{ N / mm}^2)(1999600 \text{ mm}^4)} = 1.6582 \text{ mm}$$

Tenemos como resultado que la deflexión del perfil por carga repartida es de 1.6582 mm.

Sustituyendo valores obtenidos de las ecuaciones (4) y (5) en la ecuación (3), para obtener la deflexión total en el perfil mk 2004 en el eje X:

$$f_{total} = 2.02 \text{ mm} + 1.6582 \text{ mm} \approx 3.6822 \text{ mm}$$

Por lo tanto la deflexión del perfil mk 2004 en el eje X es de 3.6822 mm.

4.1.2 Deflexión Máxima del perfil mk² 2005 en el eje X:

De la misma manera se calcula la deflexión total, tanto por carga repartida como puntal para este modelo de perfil.

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

$$f_{total} = f + f_{rep} \text{----- EC. (3)}$$

Deflexión por carga puntual:

$$f = \frac{FL^3}{48EI_{x,y}} \text{----- EC. (4)}$$

F = 382 N (Fuerza puntual)

L = 3200 mm (longitud del perfil)

E = 70000 (Módulo de Young N/mm²)

I_{x,y} = 334.81 cm⁴ (Momento de inercia)

Sustituyendo valores en la EC. (4):

$$f = \frac{(382N)(3200mm)^3}{48(70000N/mm^2)(3348100mm^4)} = 1.113mm$$

Tenemos como resultado que la deflexión del perfil mk 2005 en el eje X por carga puntual es de 1.113 mm.

Deflexión por carga repartida

$$f_{rep} = \frac{5 * q * L^4}{384 * E * I_x} \text{----- EC. (5)}$$

Dónde:

q = 84.9 N/m (Carga debida a su propio peso)

L = 3200 mm (longitud del perfil)

E = 70000 (Módulo de Young N/mm²)

I_{x,y} = 334.81 cm⁴ (Momento de inercia)

Sustituyendo en la EC. (5):

$$f_{rep} = \frac{5(0.00849N/mm)(3200mm)^4}{384(70000N/mm^2)(3348100mm^4)} = 0.049mm$$

Tenemos como resultado que la deflexión del perfil mk 2005 por carga repartida es de 0.049 mm.

Sustituyendo valores obtenidos de las ecuaciones (4) y (5) en la ecuación (3), para obtener la deflexión total en el perfil mk 2005 en el eje X:

$$f_{total} = 1.113mm + 0.049mm \approx 1.2mm$$

Por lo que la deflexión total en el perfil mk 2005 en el eje X es de 1.2 mm

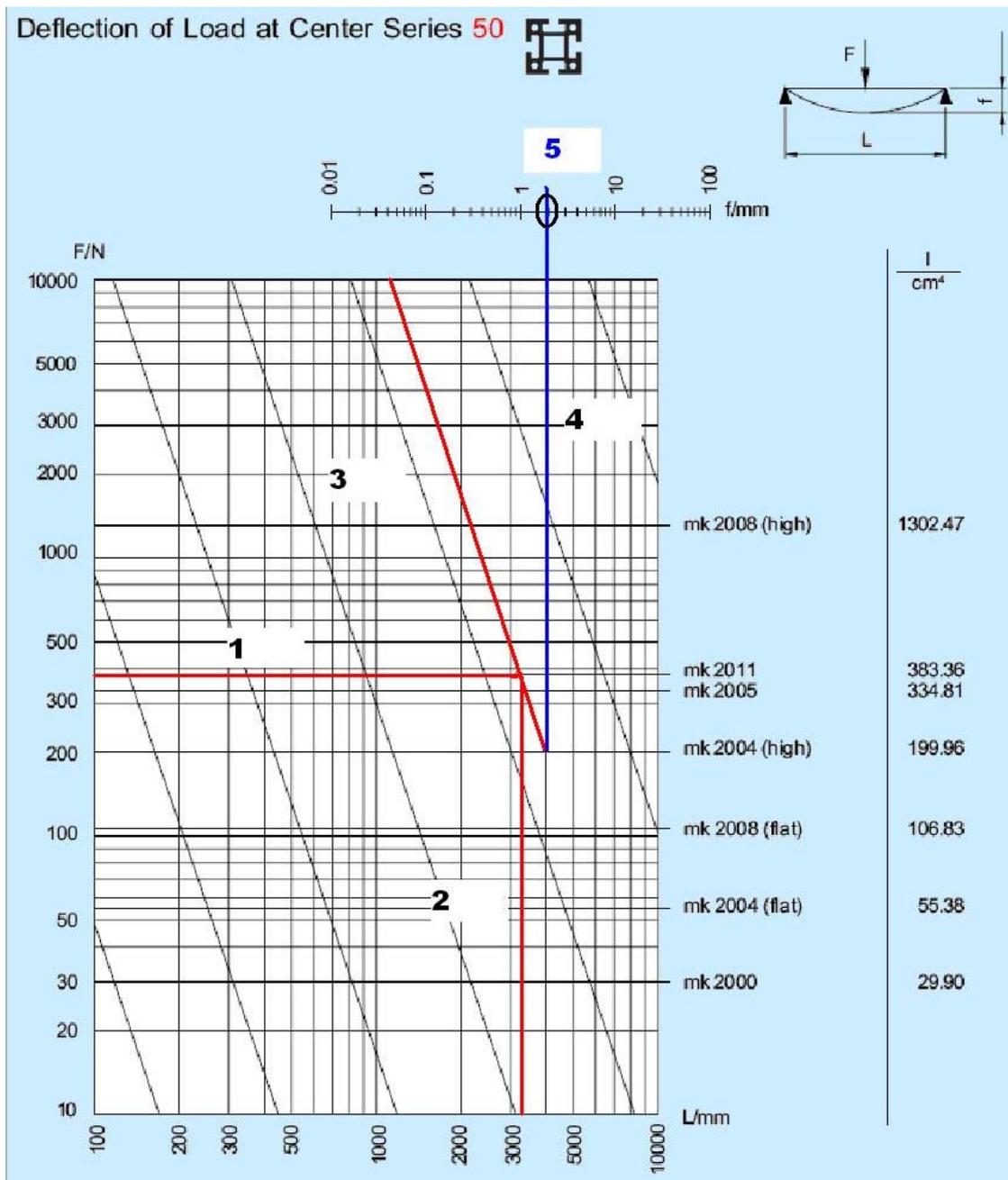


Fig. 4-4 Gráfica de deflexión de perfiles por carga puntual (anexo2 Fig. A.3)²

En la Figura 4 se muestran los pasos que se siguieron para hacer el cálculo de la deflexión generada por la carga puntual en el perfil. Como primer paso (1) se ubica la carga aplicada en la gráfica donde se traza una línea horizontal. El segundo paso consiste en ubicar la longitud del perfil y trazar una línea vertical hasta cruzar con la línea horizontal trazada en el paso 1. El tercer paso es trazar una línea paralela a las diagonales que aparecen en la gráfica que cruce por el punto de intersección obtenido en

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

los pasos 1 y 2, y que a su vez cruce con la línea de designación del perfil seleccionado. El siguiente paso consiste en trazar una nueva línea vertical, desde el punto donde cruza la línea de designación del perfil con la diagonal trazada anteriormente hasta cruzar la escala en la parte superior de la gráfica, donde se localiza dicha escala. Este cruce indica la deflexión del perfil, la cual corresponde al paso numero 5. Como puede observarse el resultado obtenido es aproximadamente 2 mm.

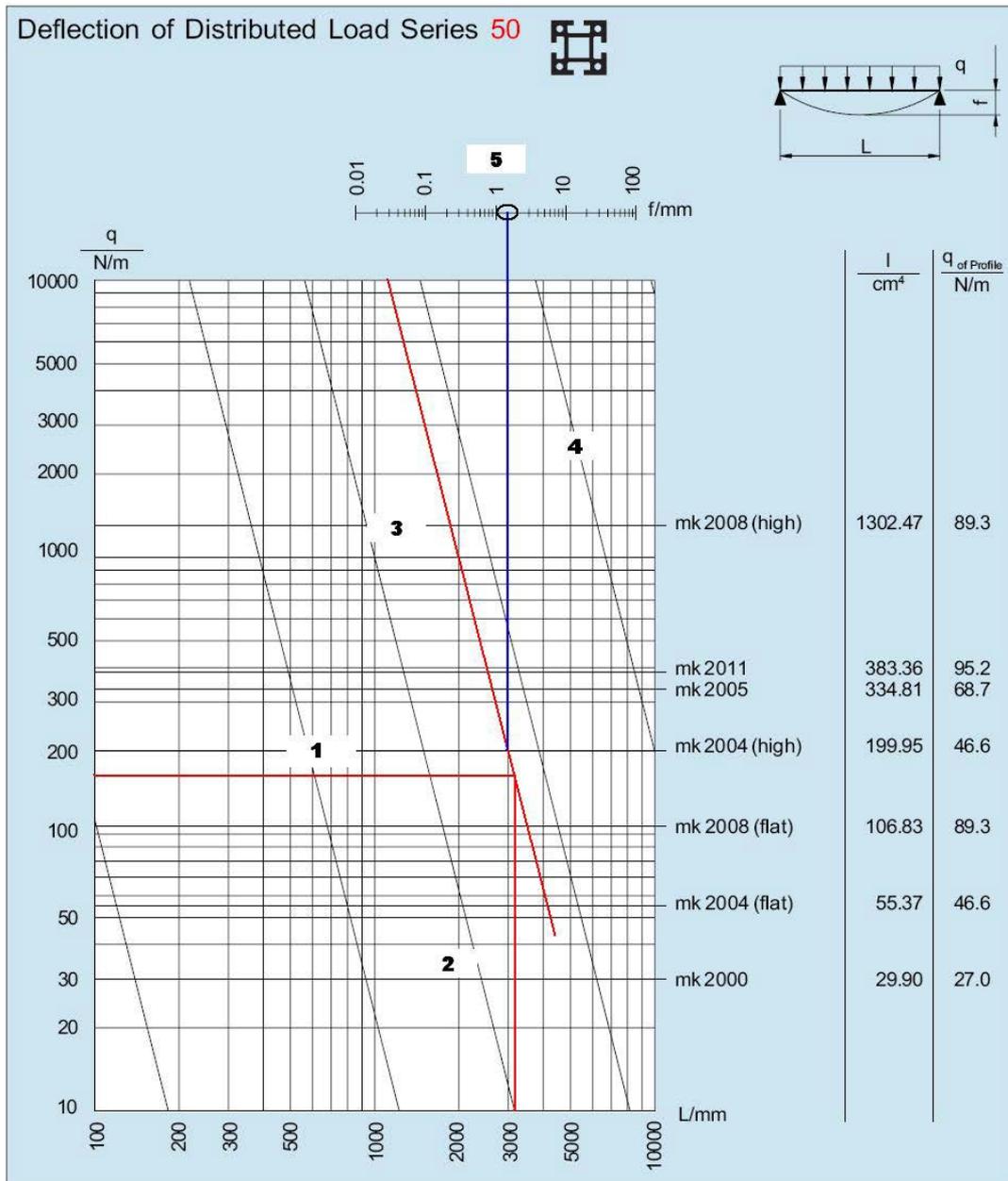


Fig. 4-5 Gráfica de deflexión del perfil mk 2004² por carga repartida. Los números corresponden a las líneas de color, que marcan los pasos a seguir para el cálculo de la deflexión de forma gráfica.

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

En la figura anterior se muestra la gráfica para calcular la deflexión del perfil por carga distribuida. Aquí se siguieron los mismos pasos que en la gráfica de la Figura 4.

El resultado obtenido fue de 1.6 mm, por lo que sumando las dos deflexiones obtenidas de manera gráfica el resultado es aproximadamente el mismo que el obtenido de forma analítica.

$$f_{total} = 2mm + 1.6mm = 3.6mm$$

4.2 SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE CHAROLAS PARA EL MOVIMIENTO EN EL EJE X.

4.2.1 Cálculo del momento que absorbe la charola de transmisión en el eje X:

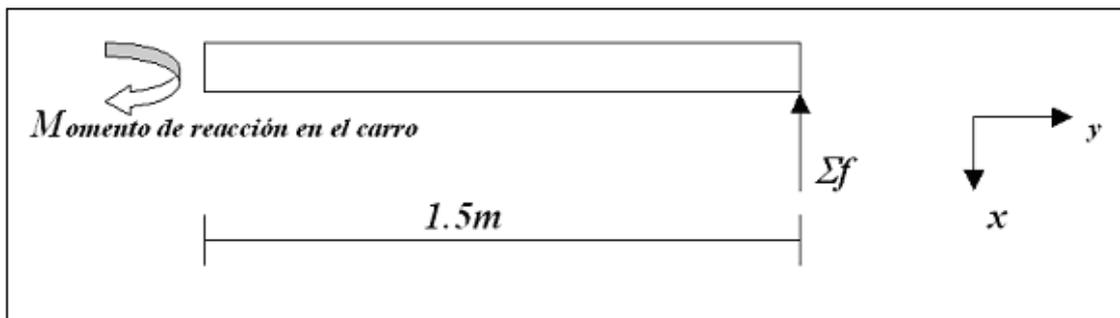


Fig. 4-6 Diagrama de cuerpo libre del perfil del eje transversal.

Para el cálculo del momento generado en el perfil se tomó el caso más crítico, el cual se presenta cuando el cabezal de corte está ubicado en el extremo más alejado a la charola de transmisión del eje X, provocando que la fuerza de fricción en el carro del lado contrario sea máxima y por consiguiente también el momento generado por esta fuerza. Por otra parte el momento generado por la inercia del cabezal y la fuerza de desgarre también son máximos en esta posición. Para el cálculo del momento en esta posición se utiliza el diagrama de cuerpo libre de la figura 6, donde la sumatoria de fuerzas representa todas las fuerzas involucradas en esta posición y esta descrita por la ecuación 6, como se muestra a continuación:

$$\sum f = F_r + F_{corte} + F_{cab} \dots\dots\dots EC. (6)$$

- F_r fuerza de fricción en el carro
- F_{corte} fuerza de desgarre del cuero
- F_{cab} fuerza de inercia del cabezal

La única fuerza que no se conoce es dentro de la sumatoria de fuerzas es la fuerza de fricción (F_r), la cual se debe calcular.

Cálculo de la fuerza de fricción (F_r):

F_N fuerza normal sobre el carro

μ_{fr} Coeficiente de fricción

$$F_r = F_N * \mu_{fr} \dots\dots\dots \text{EC. (6.1)}$$

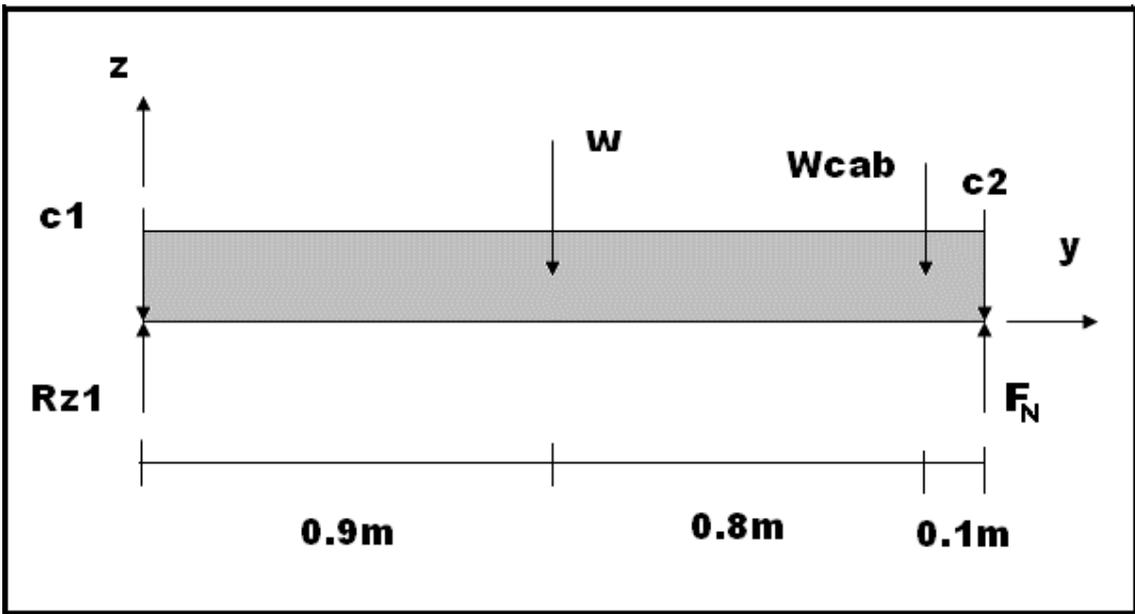


Fig. 4-7 Diagrama de cuerpo libre del perfil en la dirección Y, en el cual se observan todas las cargas aplicadas al perfil. Donde w es el peso propio del perfil y guías lineales; Wcab es el peso del cabezal de corte; Rz1 y Rz2 son las fuerzas de reacción de los perfiles de soporte en dirección X; C1 y C2 son los pesos de las charolas de soporte

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 7, se calcula la fuerza normal F_N tomando suma de momentos respecto a $Rz1$, como a continuación se presenta:

Suma de momentos respecto a $Rz1$

$\sum M_{Rz1} = 0$, el sentido anti-horario es positivo.

$$\sum M_{Rz1} = F_N(1.8m) - C2(1.8m) - w(0.9m) - Wcab(1.7) = 0 \text{ ----- EC. (2)}$$

Sustituyendo los valores de las fuerzas:

$$F_N(1.8m) - 22N(1.8m) - 333N(0.9) - 205N(1.7m) = 0$$

Despejando F_N :

$$F_N = \frac{687.8Nm}{1.8m}$$

$$F_N = 382N$$

$$F_r = F_N * \mu_{fr}$$

Sustituyendo valores en ecuación 6.1:

$$F_r = 382N * 0.05 = 19N$$

Las fuerzas restantes para la sumatoria son:

$$F_{corte} = 170N , \text{ que se obtiene de la tabla 3-1.}$$

$$F_{cab} = W_{cab} = 20.5kg(1m/s^2) = 20.5N$$

Por lo tanto ya se conocen las tres fuerzas involucradas, por lo que se sustituyen en la ecuación EC. (6):

$$\sum f = 19N + 170N + 20.5N = 209.5N$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\sum M_o = \sum f(1.5m) - M_{reacción}$$

$$M_{reacción} = 314Nm$$

Con base en el resultado anterior la charola capaz de soportar este momento es la **LW 38.44-04**(con L1 = 250 mm). La cual debido a sus características geométricas estará montada sobre el perfil mK 2005, mencionado anteriormente.

Tabla 4-1 *Ficha técnica para la selección de charolas (ver anexo2 Fig. A- 4)*³

Ident-Nr.	Description	L1 [mm]	F _{y0} [N]	F _{z0} [N]	M _{x0} [Nm]	M _{y0} [Nm]	M _{z0} [Nm]	m _{carriage} [kg]	Plate only
B90.50.044	LW 38.44-04	250	1600	4000	80	360	150	5.5	5009CI0250
B90.50.044	LW 38.44-04	450	1600	4000	80	760	300	8.5	5009CI0450

4.2.2 Cálculo de la masa en movimiento para el eje X:

Es necesario conocer la masa que se desplaza sobre los diferentes ejes de movimiento, ya que esto influye directamente sobre la potencia de los servomotores que las impulsarán. Por lo que a continuación se presenta una tabla en donde se describe la masa aproximada en movimiento para la dirección X.

Tabla 4-2. *Pesos y dimensiones de los elementos en movimiento dirección X (para más detalles ver anexo2 Figuras A-4 hasta A-8)*

Elemento	Cantidad	Denominación Catálogo	Dimensiones mm	Kg./m	Peso Kg.	Peso total:
Perfil mK 2008	1	51.08.1800	50x200x1800	9.09	16.362	65 Kg.
Guía lineal	1	PF 16- 38.44/61	20.5x100x1800	8.8	15.84	
Guías de rodamiento	2	7003EP	1700	1.58	2.686	
Charola	2	LW 38.44-04	250X250X22.5	----- -	5.5 c/u	
Charola	1	LW 38.41-04	150x150x22.5	-----	2.2	

³ Catálogo mK Técnica Lineal. Edición 02.2005 Siegburg

Cabezal de corte	1	-----	-----	-----	15	
Transmisión	1	-----	-----	-----	3	

Para la selección del servomotor correspondiente a la dirección X, se hicieron las siguientes consideraciones:

Masa: $m = 65 \text{ Kg.}$

Velocidad: $v = 1 \text{ m/s}$

Aceleración: $a = 1\text{m/s}^2$

La fuerza máxima de desplazamiento F_{Drive} se calcula de la siguiente forma:

$$F_{Drive} = F_a + F_{Roll} + F_{Empty} + F_{Additional} \dots\dots\dots EC. (7) \quad (\text{ver anexo Fig. A-9})$$

Dónde:

$F_a =$ Fuerza de aceleración

$$F_a = m a \dots\dots\dots EC. (8)$$

Con: $m =$ masa en movimiento en Kg

$a =$ aceleración constante en m/s^2

Por lo que sustituyendo en la EC. (8) nos queda:

$$F_a = 65 \text{ Kg. } (1\text{m/s}^2) = 65 \text{ N}$$

$F_{Roll} =$ Fuerza de Fricción

La fuerza de fricción F_{Roll} es la fuerza que aparece entre la superficie de las ruedas y de los rieles de acero, cuando las charolas están en movimiento.

$$F_{Roll} = F_N * \mu_{Roll} \dots\dots\dots EC. (9)$$

Con: $F_N = Fg$ (para movimiento horizontal) $= 65\text{kg} * 10 \text{ N/kg} = 650 \text{ N}$

$$\mu_{Roll} = 0.05 \text{ (coeficiente de fricción)}$$

Sustituyendo en la EC. (9):

$$F_{Roll} = 650 \text{ N} * 0.05 = \mathbf{32.5 \text{ N}}$$

F_{Empty} = Fuerza de precarga

La fuerza **F_{Empty}** es la fuerza con la cual esta ajustada la banda dentada sin carga de trabajo.

$$F_{Empty} = 50 \text{ a } 100 \text{ N (depende del módulo lineal y de la precarga de la banda dentada)}$$

$$F_{Empty} = \mathbf{75 \text{ N}}$$

F_{Additional} = Fuerza de carga adicional

La **F_{Additional}**, es la fuerza que se ocupa para realizar el objetivo del trabajo, en nuestro caso es el corte de cuero.

$$F_{Additional} = \mathbf{170 \text{ N}}; \text{ (Fuerza máxima de desgarre)}$$

Por lo que sustituyendo en la EC. (7) para F_{Drive} :

$$F_{Drive} = 65 \text{ N} + 32.5 \text{ N} + 75 \text{ N} + 170 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{Drive} = 342.5 \text{ N}}$$

Por lo tanto la fuerza máxima de desplazamiento F_{Drive} es de 342.5N la cual se utiliza para la selección del servomotor.

4.2.3 Selección de servomotor:

El catálogo de *Técnica Lineal de MK* proporciona la siguiente tabla dónde se presentan los respectivos valores del diámetro de paso D_{pitch} de la polea impulsora y el par del motor M_{drive} propuestos en sus propios módulos:

Tabla 4-3. Parámetros de selección para motores. (ver anexo2 figura A-9)³

Values for the mk LZR Modules:			
D_{Pitch}	41.4 mm	50.9 mm	71.3 mm
Z	26	32	28
M_{Drive}	12 Nm	15 Nm	70 Nm

Se propone un diámetro de polea de 41.4mm, se realiza el cálculo del momento requerido M_{req} y se compara con el valor de M_{drive} correspondiente al diámetro de la polea propuesta para verificar si $M_{drive} \geq M_{req}$, si éste no es el caso se tendrá que proponer otro diámetro de paso.

Por lo que se procede a calcular este parámetro con base en la EC (10) para seleccionar el servomotor adecuado para nuestro trabajo:

M_{req} = par requerido

$$M_{req} = \frac{F_{drive} * D_{pitch}}{2 * \eta} \dots\dots\dots EC. (10)$$

dónde: $F_{Drive} = 342.5N$
 $D_{pitch} = 0.0414 m$ (especificado en catálogo, ver anexo2 figura A-8)³

³ Catálogo mK Técnica Lineal. Edición 02.2005 Siegburg

$\eta = 95 \%$ (eficiencia en el acoplamiento entre flecha y polea)

Sustituyendo los valores en la EC. (10):

$$M_{req} = (342.5 \text{ N} * 0.0414 \text{ m}) / (2*0.95) = \mathbf{7.46 \text{ N m}}$$

Por lo tanto M_{req} que se necesita es de 7.46 Nm, por lo que el siguiente paso es calcular el número de revoluciones por minuto que se necesitan con base en la EC (11):

$n_{req} = \text{revoluciones por minuto requeridas (RPM)}$

$$n_{req} = \frac{v * 60000}{D_{pitch} * \pi} \dots\dots\dots\text{EC. (11)}$$

Dónde: v : Velocidad

$$v = 1 \text{ m/s}$$

$$D_{pitch} = 0.0414 \text{ m}$$

Sustituyendo valores en la EC. (11):

$$n_{req} = (1 \text{ m/s} * 60000) / (41.4 \text{ mm} * \pi) = \mathbf{461.319 \text{ RPM}}$$

El valor aproximado de las RPM necesarias para nuestro motor es de 460 RPM.

El último parámetro del motor por conocer es la potencia, la cual se obtiene a partir de la EC. (12).

$P_{req} = \text{potencia requerida}$

$$P_{req} = \frac{F_{drive} * 1.3v}{\eta} \dots\dots\dots\text{EC. (12)}$$

Dónde: $F_{Drive} = 342.5 \text{ N}$

Velocidad: $v = 1 \text{ m/s}$

$\eta = 95 \%$ (eficiencia en el acoplamiento entre flecha y polea)

Sustituyendo en la EC. (12):

$$P_{req} = (342.5 \text{ N} * 1 \text{ m/s})(1.3) / 0.95 = \mathbf{468.68 \text{ watts}}$$

Transformando en hp:

$$468.68 \text{ watt} (0.001340 \text{ hp/ 1 watt}) = 0.6 \text{ hp}$$

Por lo tanto la Potencia requerida P_{req} del motor para el eje de movimiento en la dirección X es:

$$P_{\text{req}} = 0.6 \text{ hp}$$

Resumiendo tenemos:

Con los cálculos anteriores el motor adecuado para impulsar el eje X necesita las siguientes características:

- Par del motor: $M_{\text{req}} = 7.46 \text{ N m}$
Revoluciones por minuto: $n_{\text{req}} = 461.319 \text{ RPM}$
Potencia del motor: $P_{\text{req}} = 468.68 \text{ watt}$

El siguiente paso es seleccionar la banda dentada que se utilizará para este eje de movimiento. Para la selección de la banda tenemos:

Primeramente se debe cumplir la siguiente condición:

$$F_{\text{Drive}} < F_u \dots\dots\dots \text{EC. (13)}$$

Dónde F_{Drive} es la fuerza de desplazamiento calculada anteriormente y su valor resultó $F_{\text{Drive}} = 342.5\text{N}$, F_u es la fuerza máxima de trabajo de la banda dentada y su valor se toma directamente de la Tabla 4, de acuerdo al modelo seleccionado.

De la tabla 4 se toma el valor de $F_u = 575\text{N}$ que corresponde al modelo 5M-15, el cual cumple con la condición de la EC (13):

$$342.5\text{N} < 575\text{N}$$

Cumpliendo con la condición anterior, se calcula la fuerza permisible de la banda dentada, dada por la EC (14):

$$F_{allowable} = F_v + F_u \quad \text{Con } F_v = F_u \dots\dots\dots EC. (14)$$

- $F_{allowable}$ Fuerza permisible de la banda dentada
- F_v Fuerza de precarga
- F_u Fuerza máxima de trabajo de la banda dentada

Sustituyendo valores en la EC (14):

$$F_{allowable} = 575N + 575N = 1150N$$

Por lo tanto el modelo de la banda seleccionada **5M-15** cumple con las características de trabajo para el sistema de movimiento del eje X.

Tabla 4-4. *Tabla de selección de bandas mK (ver anexo2 Fig. A-9)*³

	AT 5-16	5M-15	8M-30
$F_{breaking}$	3900 N	3600 N	14900 N
$F_{allowable}$	1200 N	1150 N	4000 N
$F_v = F_u$	600 N	575 N	2000 N

Contando con el cálculo de los elementos seleccionados anteriormente, tales como perfil de soporte, motor y banda dentada se define la denominación del sistema de acuerdo con el catálogo de mK.³

Por lo que la denominación del servomotor es **LZR 2005-38.44-15**

Dónde:

- 2005- indica el perfil de soporte utilizado.
- 38.44- indica la guía utilizada.
- 15- indica el ancho de la banda dentada.

³ Catálogo mK Técnica Lineal. Edición 02.2005 Siegburg

4.3 SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE DEFLEXIÓN EN LOS PERFILES EN EL EJE Y.

Para esta dirección se seleccionó un perfil mK 2008 debido a sus características geométricas posteriormente se analizó la deflexión del perfil provocada por las diferentes cargas.

4.3.1 Deflexión del Perfil para el eje Y mk² 2008 por carga puntual

Con base en la EC (4)

$$f = \frac{FL^3}{48EI_{x,y}} \dots\dots\dots(4)$$

- F = 205 N (Fuerza puntual)
- L = 1800 mm (longitud del perfil)
- E = 70000 (Modulo de Young N/mm²)
- I_{x,y} = 1302.47 cm⁴ (Momento de inercia)

Sustituyendo valores en la EC. (4):

$$f = \frac{(205N)(1800mm)^3}{48(70000N/mm^2)(13024700mm)^4} = 0.0273mm$$

La deflexión por carga puntual del perfil mK 2008 en la dirección Y por carga puntual es de 0.0273mm.

Ahora se calcula la deflexión por carga repartida con base en la EC (5) tal como se muestra a continuación:

$$f_{rep} = \frac{5 * q * L^4}{384 * E * I_x} \dots\dots\dots EC. (5)$$

² Catálogo mK Sistema Técnica de Perfiles. Edición 02.2004. Siegburg

Dónde:

$q = (\text{Peso del perfil} + \text{Peso de la guía lineal} + \text{Peso de los rieles})$

$q = (9.09 \text{ kg/m} + 6.08 \text{ kg/m} + 1.58 \text{ kg/m}) = 17.47 \text{ kg/m} = 174.7 \text{ N/m}$ (Carga debida a su propio peso)

$L = 1800 \text{ mm}$ (longitud del perfil)

$E = 70000$ (Modulo de Young N/mm^2)

$I_{x,y} = 1302.47 \text{ cm}^4$ (Momento de inercia)

Sustituyendo en la EC. (5):

$$f_{rep} = \frac{5(0.1747 \text{ N/mm})(1800 \text{ mm})^4}{384(70000 \text{ N/mm}^2)(13024700 \text{ mm}^4)} = 0.0262 \text{ mm}$$

Sustituyendo valores obtenidos de las ecuaciones (4) y (5) en (3):

$$f_{total} = 0.0273 \text{ mm} + 0.0262 = 0.0535 \text{ mm}$$

Por lo tanto la deflexión máxima del perfil en la dirección Y es de 0.0535 por lo que podemos asegurar que esta deformación no perjudicara el proceso de corte.

4.4 SELECCIÓN DE CHAROLA PARA EL MOVIMIENTO EN EL EJE Y.

Se seleccionó la charola modelo LW 38.44-04 principalmente por sus dimensiones geométricas las cuales son necesarias para montar el sistema de movimiento en el eje Z.

4.4.1 Cálculos para seleccionar el servomotor y la banda de transmisión en el eje Y.

Cálculo de la masa en movimiento para el eje Y:

Charola LW 38.44-04: Dimensiones 250X250X22.5 mm

Masa = 5.5 Kg

Masa de cabezal de corte: 15 Kg (aproximadamente)

Masa Total: $m = 20.5 \text{ Kg}$

Para la selección del servomotor correspondiente para el desplazamiento en la dirección

Y se hicieron las siguientes consideraciones:

Velocidad: $v = 1 \text{ m/s}$

Aceleración: $a = 1\text{m/s}^2$

Aceleración de la gravedad: $g = 0 \text{ m/s}^2$ (movimiento horizontal)

La fuerza máxima de desplazamiento F_{Drive} se calcula de la siguiente forma:

$$\mathbf{F}_{Drive} = \mathbf{F}_a + \mathbf{F}_{Roll} + \mathbf{F}_{Empty} + \mathbf{F}_{Additional}$$

Dónde:

F_a = Fuerza de aceleración

$$F_a = m a$$

Con: m = masa en movimiento en Kg

a = aceleración constante en m/s^2

Por lo que sustituyendo nos queda:

$$F_a = 20.5 \text{ kg} (1\text{m/s}^2) = \mathbf{20.5 \text{ N}}$$

F_{Roll} = Fuerza de Fricción

La fuerza de fricción F_{Roll} es la fuerza que aparece entre la superficie de las ruedas y de los rieles de acero, cuando las charolas están en movimiento.

$$F_{Roll} = F_N * \mu_{Roll}$$

Con: $F_N = Fg$ (para movimiento horizontal)

F_g = fuerza ejercida por acción de la gravedad

$\mu_{Roll} = 0.05$ (coeficiente de fricción)

Sustituyendo:

$$F_g = 20.5 \text{ kg} * 10 \text{ N/kg} = 205 \text{ N}$$

$$F_{Roll} = 205 \text{ N} * 0.05 = \mathbf{10.25 \text{ N}}$$

F_{Empty} = Fuerza de precarga

La fuerza F_{Empty} es la fuerza con la cual esta ajustada la banda dentada sin carga de trabajo

$F_{Empty} = 50 \text{ a } 100 \text{ N}$ (depende del módulo lineal y de la precarga de la banda dentada)

$$F_{Empty} = \mathbf{75 \text{ N}}$$

$F_{Additional}$ = Fuerza de carga adicional

La $F_{Additional}$, es la fuerza que se ocupa para realizar el objetivo del trabajo, en nuestro caso es el corte de cuero.

$$F_{Additional} = \mathbf{170 \text{ N}}$$
; (Fuerza máxima de desgarre)

Por lo que sustituyendo en la fórmula para F_{Drive} :

F_{Drive} : Fuerza necesaria para el funcionamiento

$$F_{Drive} = F_a + F_{Roll} + F_{Empty} + F_{Additional}$$

$$F_{Drive} = 20.5 \text{ N} + 10.25 \text{ N} + 75 \text{ N} + 170 \text{ N}$$

$$F_{Drive} = \mathbf{275.75 \text{ N}}$$

Por lo que la fuerza necesaria para el funcionamiento para el eje de movimiento en dirección Y es $F_{Drive} = 275.75 \text{ N}$

4.4.2 Selección de servomotor:

Utilizando la tabla número 3, se procede a calcular estos parámetros para seleccionar el servomotor adecuado para la dirección Y:

De la misma manera que en la dirección X, se propone un diámetro de polea de 41.4mm, se realiza el cálculo del momento requerido M_{req} y se compara con el valor de M_{drive} correspondiente al diámetro de la polea propuesta para verificar si $M_{drive} \geq M_{req}$, si este no es el caso se tendrá que proponer otro diámetro de paso.

Por lo que se procede a calcular este parámetro con base en la EC (10) para seleccionar el servomotor adecuado para nuestro trabajo:

M_{req} = par requerido

$$M_{req} = \frac{F_{drive} * D_{pitch}}{2 * \eta} \quad D_{pitch} = \text{diámetro de paso en la polea}$$

η = eficiencia en la transmisión.

dónde: $F_{Drive} = 275.75 \text{ N}$
 $D_{pitch} = 0.0414 \text{ m}$ (especificado en catálogo tabla 3)
 $\eta = 95 \%$ (eficiencia en el acoplamiento entre flecha y polea)

Sustituyendo:

$$M_{req} = (275.75 \text{ N} * 0.0414 \text{ m}) / (2 * 0.95) = \mathbf{6 \text{ N m}}$$

Por lo tanto M_{req} que se necesita es de 6 Nm, por lo que el siguiente paso es calcular el número de revoluciones por minuto que se necesitan con base en la EC (11):

n_{req} = revoluciones por minuto requeridas (RPM)

$$n_{req} = \frac{v * 60000}{D_{pitch} * \pi} \dots\dots\dots EC. (11)$$

Dónde: $v =$ Velocidad = 1 m/s
 60000 factor de conversión
 $D_{pitch} = 0.0414$ m
 $\pi = 3.1416$

Sustituyendo en la EC. (11):

$$n_{req} = (1 \text{ m/s} * 60000) / (41.4 \text{ mm} * \pi) = \mathbf{461.319 \text{ RPM}}$$

El valor aproximado de las RPM necesarias para nuestro motor es de 460 RPM.
 El último parámetro del motor por conocer es la potencia, la cual se obtiene a partir de la EC. (12).

$P_{req} =$ potencia requerida

$$P_{req} = \frac{F_{drive} * 1.3v}{\eta} \dots\dots\dots EC. (12)$$

Dónde: $F_{Drive} = 275.75$ N
 Velocidad: $v = 1$ m/s
 $\eta = 95 \%$ (eficiencia en el acoplamiento entre flecha y polea)

Sustituyendo:

$$P_{req} = (275.75 \text{ N} * 1 \text{ m/s})(1.3) / 0.95 = \mathbf{377.34 \text{ watt}}$$

Transformando en hp:

$$377.34 \text{ watt} (0.001340 \text{ hp} / 1 \text{ watt}) = 0.5 \text{ hp}$$

Por lo tanto la Potencia requerida P_{req} del motor para el eje de movimiento en la dirección Y es:

$$P_{req} = 0.5 \text{ hp}$$

Resumiendo tenemos:

Con los cálculos anteriores el motor adecuado para impulsar el eje Y necesita las siguientes características:

- Par del motor: $M_{req} = 6 \text{ N m}$
- Revoluciones por minuto: $n_{req} = 461.319 \text{ RPM}$
- Potencia del motor: $P_{req} = 377.34 \text{ watt} = 0.5 \text{ hp.}$

El siguiente paso es seleccionar la banda dentada que se utilizará para este eje de movimiento. Para la selección de la banda tenemos:

Primeramente se debe cumplir la siguiente condición:

$$F_{Drive} < F_u \dots\dots\dots EC. (13)$$

Dónde F_{Drive} es la fuerza de desplazamiento calculada anteriormente y su valor resultó $F_{Drive} = 275.75N$, F_u es la fuerza máxima de trabajo de la banda dentada y su valor se toma directamente de la Tabla 4, de acuerdo al modelo seleccionado.

De la tabla 4 se toma el valor de $F_u = 575N$ que corresponde al modelo 5M-15, el cual cumple con la condición de la EC (13):

$$275.75N < 575N$$

Cumpliendo con la condición anterior, se calcula la fuerza permisible de la banda dentada, dada por la EC (14):

$$F_{allowable} = F_v + F_u \quad \text{Con} \quad F_v = F_u \dots\dots\dots EC. (14)$$

$F_{allowable}$ Fuerza permisible de la banda dentada

F_v Fuerza de precarga

F_u Fuerza máxima de trabajo de la banda dentada

Sustituyendo valores en la EC (14):

$$F_{allowable} = 575N + 575N = 1150N$$

Por lo tanto el modelo de la banda seleccionada **5M-15** cumple con las características de trabajo para el sistema de movimiento del eje Y.

Contando con el cálculo de los elementos seleccionados anteriormente, tales como perfil de soporte, motor y banda dentada se define la denominación del sistema de acuerdo con el catálogo de mK³

Por lo que la denominación del servomotor es **LZR 2008-38.44-15**

Dónde:

2008- indica el perfil de soporte utilizado.

38.44- indica la guía utilizada.

15- indica el ancho de la banda dentada.

4.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL TORNILLO CUERDA ACME EN LA DIRECCIÓN Z

4.5.1 Cálculo del tornillo cuerda ACME

Para la selección del tornillo fue necesario consultar la siguiente tabla:

Tabla 4-5. *Parámetros de selección del tornillo cuerda ACME (ver anexo1 Tabla A-2)*¹

DIA.	LEAD	PART NO.	SUPERNUT* DIMENSIONS					PRELOAD FORCE (LBS)	DESIGN LOAD	MAX STATIC LOAD	EFFICIENCY %	DRAG TORQUE (oz-in)
			A	B (min)	B (max)	C	TH					
3/16"	0.050	SNAB1820X	0.625	1.125	1.250	0.187	9/16-18	1-3	10 lbs	150 lbs	49	2-4
	0.050	SNAB2520X									41	
1/4"	0.063	SNAB2516X	0.625	1.125	1.250	0.187	9/16-18	1-3	25 lbs	225 lbs	48	2-4
	0.250	SNAB4-2516X									76	
	0.500	SNAB7-2514X									81	

³ Catálogo mK Técnica Lineal. Edición 02.2005 Siegburg

¹ Catálogo Ball & Lead screws. Thomson. February 2004. Danaher Motion. U.S.A..

Se eligió el tornillo Part N° (Designación) = **SNAB2516X** con base en la carga de diseño la cual es de 25 lbs, equivale a 111 N aproximadamente, posteriormente se tomaron otros parámetros importantes de la misma tabla, los cuales son descritos más adelante.

Parámetros tomados de la tabla 5:

D: diámetro del tornillo

Torque: Es el torque necesario con el cual funcionará el tornillo en N*mm.

Load: Es la carga de diseño que estará aplicada al tornillo en N.

Lead: Es la distancia que recorre el tornillo durante una revolución.

Efficiency: Expresada como porcentaje, es la capacidad del ensamble para convertir el torque en empuje con las mínimas pérdidas mecánicas.

Cálculo del Torque:

Para calcular el torque necesario se utilizó la siguiente fórmula, la cual es para convertir el torque en empuje y el movimiento rotacional en movimiento lineal (*ver anexo2 Fig. A-10*)

$$torque(lbs) = \frac{load(lbs) * lead(in)}{2\pi * efficiency} \dots\dots\dots(15)$$

Diámetro= ¼ in

Lead= 0.063 in

Design load (carga) = 25 lb. aprox.: 111N, 11Kg

η = 43 %

Sustituyendo valores en la ecuación 15 tenemos:

$$Torque = \frac{25lb(0.063in)}{2\pi(0.43)} = 0.5829$$

$$\begin{aligned} \text{Torque} &= 0.5829 \text{ lb.} \cdot \text{in} \\ &= 0.066 \text{ N} \cdot \text{m} = 66.6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Por lo tanto el torque requerido para el funcionamiento del tornillo es 66.6 N*mm.
El siguiente paso es calcular la potencia del motor que proporcione el torque calculado anteriormente.

POTENCIA REQUERIDA

$$HP = \frac{\text{Torque}(lbs) * RPM}{63000} \dots\dots\dots EC.(16)$$

RPM = 1000 (Tomada de la tabla 6 con base en la longitud del tornillo y tipo de soporte en los extremos del mismo).

$$HP = \frac{0.5829 * 1000}{63000}$$

$$HP = 0.0092 = 6.9 \text{ watt}$$

Por lo que la potencia que debe tener el motor para el eje de movimiento en la dirección Z es de 7 watt.

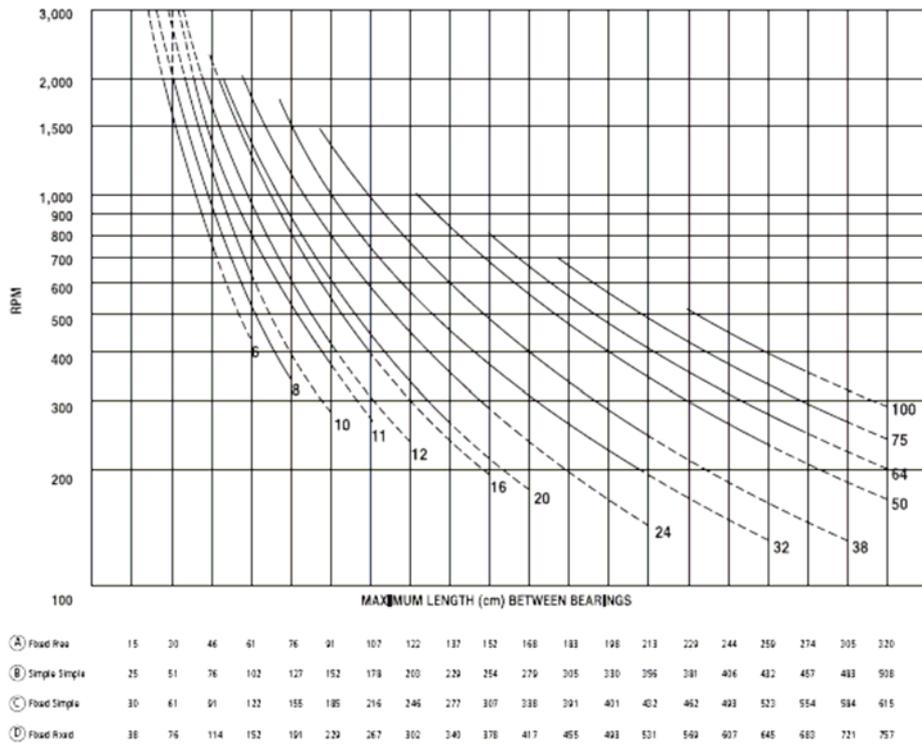


Tabla4-6. Gráfica de RPM & longitud máxima del tornillo. (ver anexo2 Fig. A-11)⁴

4.6 CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE GUÍAS LINEALES

Las guías lineales servirán para evitar que el tornillo cuerda ACME se flexione cuando se realice el corte de cuero, debido a la fuerza de desgarre que se tiene en la dirección opuesta al corte. Las guías lineales absorberán toda la carga prolongando la vida útil del tornillo. El diámetro y los elementos lineales se calculan de la siguiente forma:

⁴ Catálogo Ball & Lead screws. Thomson. February 2004. Danaher Motion. U.S.A.

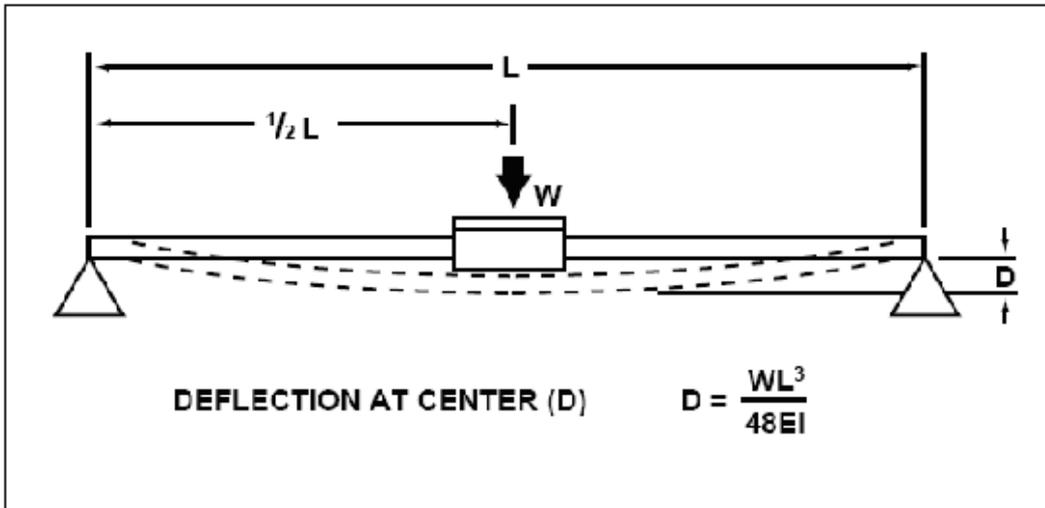


Fig. 4-8 Diagrama que muestra la deflexión a la que será sometida la guía(ver anexo2 Fig. A-12)²

Primero se calcula la deflexión para un diámetro propuesto de las guías lineales con base en la EC. (17), tal y como se muestra a continuación:

$$D = \frac{WL^3}{48EI} \dots\dots\dots \text{EC. (17)}$$

Donde:

D = Deflexión de la guía en m.

W = 85 N carga sobre la guía.

La carga de desgarre es de aproximadamente 170 N, mismos que se reparten entre las dos guías lineales quedando 85 N por cada una.

L = 0.25m longitud entre apoyos.

EI = Producto del módulo de Young por el momento de inercia todo en Nm² valor tomado de la tabla 7, el cual corresponde a un diámetro 8 mm.

² Catálogo. Advanced Linear Motion Components. Thomson. 2003. Danaher Motion. U.S.A.

Tabla 1-7 Diámetros y valores de EI para las guías de Thomson⁵.

Values of EI for Thomson 60 Case* Hardened and Ground Shafts	
Shaft Dia. (mm)	EI (Nm ²)
5	5,838
8	38,26
10	93,41
12	193,7
16	612,2
20	1495
25	3649
30	7566
40	2,391 • 10 ⁴
50	5,838 • 10 ⁴
60	1,211 • 10 ⁵
80	3,826 • 10 ⁵

Sustituyendo valores en la ecuación 17 nos queda:

$$D = \frac{85N(0.25m)^3}{48(38.26Nm^2)} = 0.0007405m = 0.74mm$$

Debido a que las guías se deforman 0.74 mm, podemos asegurar que el tornillo con un diámetro de 8 mm no sufrirá daños provocados por dichas cargas.

4.7 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS LINEALES.

Ya obtenido el diámetro de la guía, se procede a seleccionar el rodamiento lineal, el cual se escogió de la siguiente tabla:

Tabla 4-8. *Parámetros de selección de bloques con rodamientos lineales Thomson (ver anexo2 Fig. A-13).*

Part Number	Dimensions (mm)										Mass (Kg)	Dynamic Load $W_{0.99}$ (N)	Load Limit $W_{0.99}$ (N)
	d ^(P)	H ±0,020	H1	A	A1 ±0,020	B	E ±0,1	E1 ±0,1	N Dia.	N2			
SPTWN M08	8	15	26	35	17,5	62	50	25	3,3	M4	0,15	500	550

Para la selección se tomó en cuenta el diámetro de 8 mm obtenido de la guía, así como, la carga de trabajo de 170 N, por lo que se selecciono el rodamiento lineal **SP TWN M08**, mismo que soporta una carga máxima de 500 N.

4.8 CÁLCULOS DE LA VIDA ÚTIL DE LOS RODAMIENTOS LINEALES.

Para realizar estos cálculos se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_m = 2(s)(f)(L_h)60 \dots\dots\dots\text{EC. (18)}$$

Donde:

L_m es la vida requerida del rodamiento en metros.

S= es la longitud de desplazamiento.

F es la frecuencia del recorrido en ciclos por minuto.

L_h es la vida requerida en horas.

Para realizar estos cálculos se hicieron algunas consideraciones:

- Se tomó una frecuencia de 5 ciclos por minuto, debido a que la herramienta no tendrá mucho movimiento durante la realización del corte.
- Una vida requerida en horas de 26280 las cuales son equivalentes a 3 años.
- S= 0.20m, este valor es la carrera del rodamiento.

Sustituyendo valores en la ecuación (18) tenemos:

$$S= 0.2m$$

$$L_m = 2(0.2)(5)(26280)(60) = 3.1536(10)^6 \text{ m}$$

Con este resultado entramos a la gráfica de la figura 9 donde obtenemos un K_L de 0.3 aproximadamente.

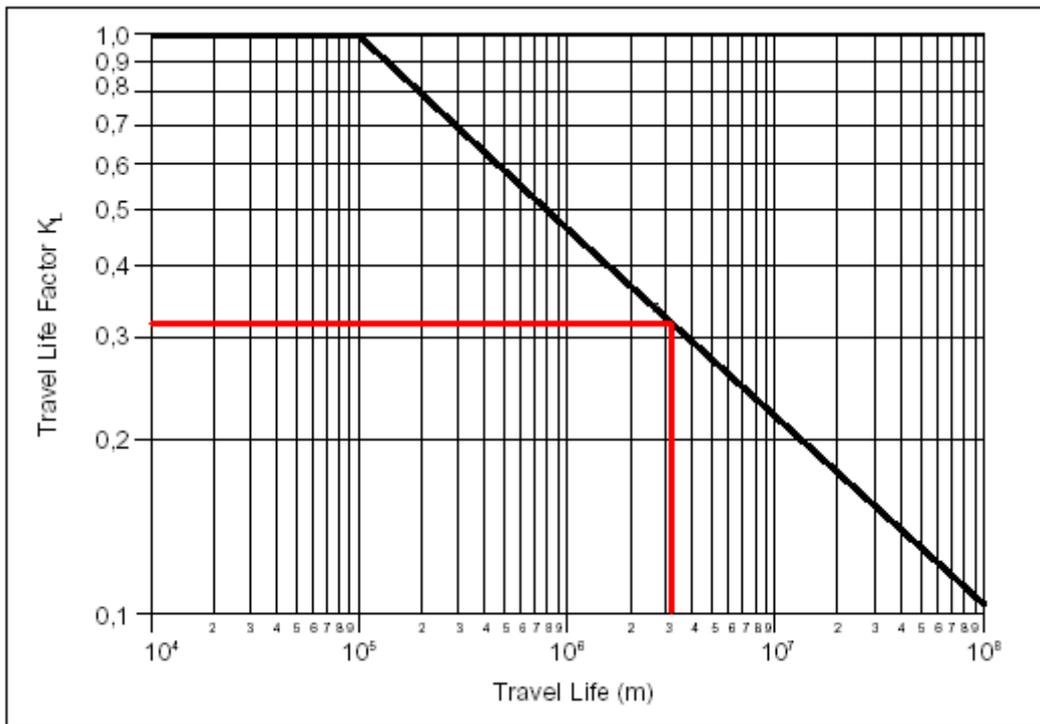


Fig. 4-9 Gráfica para obtener el factor de vida útil de las guías de Thomson. (Ver anexo2 Fig. A-14)⁵

El factor de dureza se obtiene de la gráfica de la Fig. 4-9. El factor de dureza correspondiente a la flecha es $K_s = 1$, este valor corresponde a la dureza de la flechas que esta entre 60 y 65 HRC, se obtuvo de la grafica de la figura 10.

⁵ Catálogo. Advanced Linear Motion Components. Thomson. 2003. Danaher Motion. U.S.A

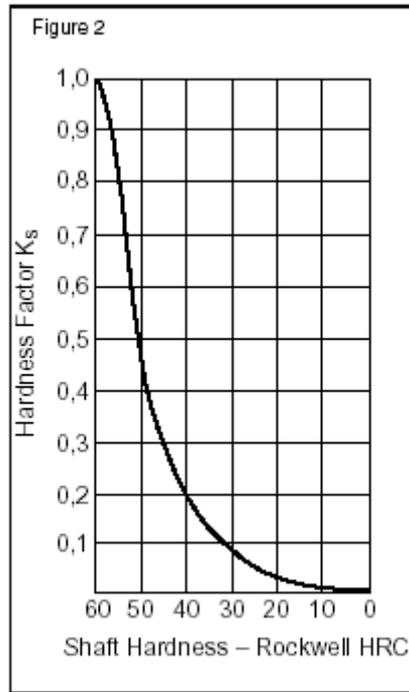


Fig. 4-10 Gráfica del factor de dureza en la flecha guía. (Ver anexo2 Fig. A-14)⁵

La capacidad de carga dinámica del rodamiento es obtenida por la siguiente fórmula:

$$W_R = \frac{P}{K_L K_S K_\theta} \dots\dots\dots EC(19)$$

Donde:

W_R es la carga dinámica.

P es la carga promedio en cada rodamiento.

K_L es el factor de vida esperada.

K_S es el factor de dureza.

K_θ es el factor de dirección de la carga resultante para el rodamiento Fig.9

El valor de P se obtuvo dividiendo la carga aplicada entre los dos rodamientos de las guías, esto es:

⁵ Catálogo. Advanced Linear Motion Components. Thomson. 2003. Danaher Motion. U.S.A

$$P = \frac{170N}{2} = 85N$$

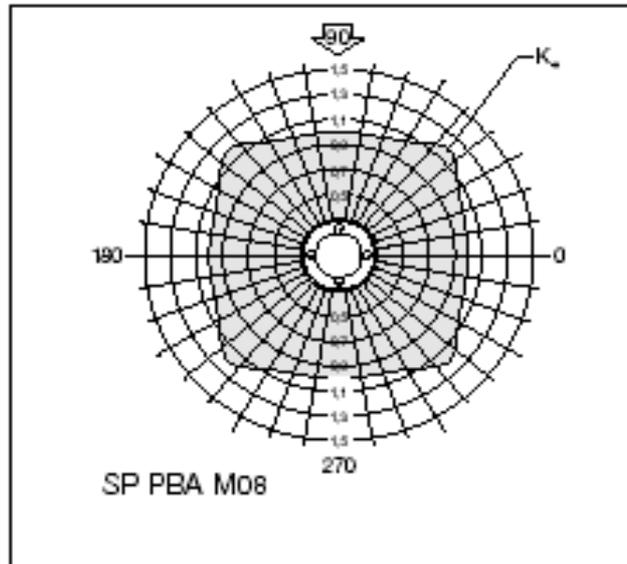


Fig. 4-11 Gráfica polar correspondiente al rodamiento con el modelo SP M08.(ver anexo2 Fig. A-15)⁵

De acuerdo con la gráfica de la Fig. 4-11 el valor correspondiente de K_0 es de 1, ya que, se toma el valor más pequeño en el área sombreada. Los valores de K_L y K_S son los calculados con anterioridad de 0.3 y 1 respectivamente.

Sustituyendo todos los valores en la ecuación (19) tenemos:

$$W_R = \frac{85N}{0.3(1)(1)} = 283.33N$$

Por lo que la carga dinámica no excede la capacidad de los rodamientos seleccionados.

La vida esperada de los rodamientos lineales **SP TWN M08** bajo las condiciones descritas esta dada por la siguiente fórmula:

⁵ Catálogo. Advanced Linear Motion Components. Thomson. 2003. Danaher Motion. U.S.A

$$L_m = \left(\frac{W}{P} K_\theta K_s\right)^3 10^5 m \quad \dots\dots\dots EC.(20)$$

Donde:

W es la carga máxima que soporta el rodamiento.

P es la carga externa aplicada al rodamiento.

K_θ es el factor de dirección de la carga resultante para el rodamiento.

K_s es el factor de dureza.

Sustituyendo valores en la ecuación (20) tenemos:

$$L_m = \left(\frac{500N}{85N} (1)(1)\right)^3 10^5 m = 203.54(10)^5 m = 2.03(10)^7 m$$

Convirtiéndolo a horas por la siguiente fórmula:

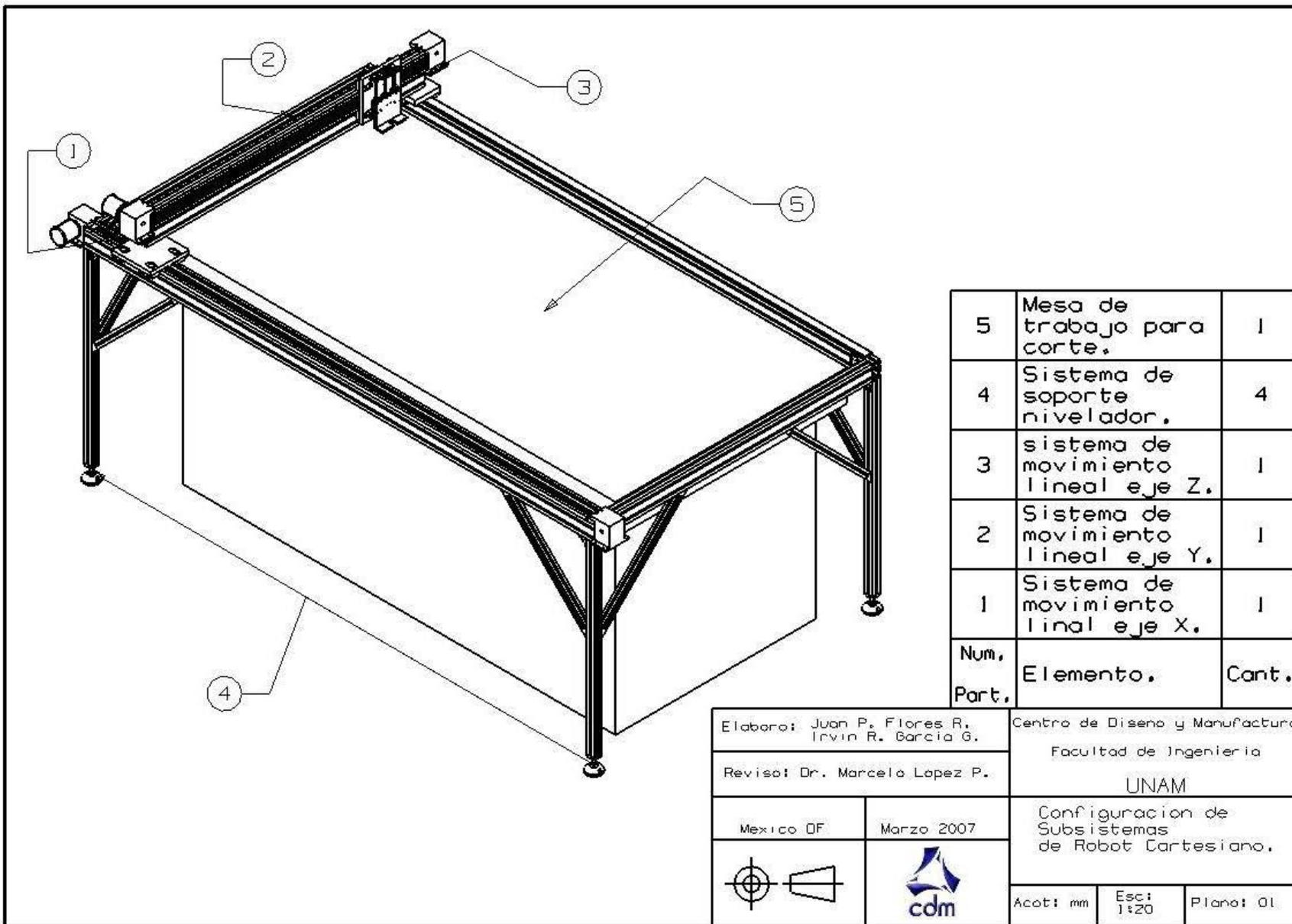
$$L_h = \frac{L_m}{2(60) * s * f} \quad \dots\dots\dots EC. (21)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (21) tenemos

$$L_h = \frac{2.03(10)^7}{2(60)(0.2)5} = 169166.6hrs$$

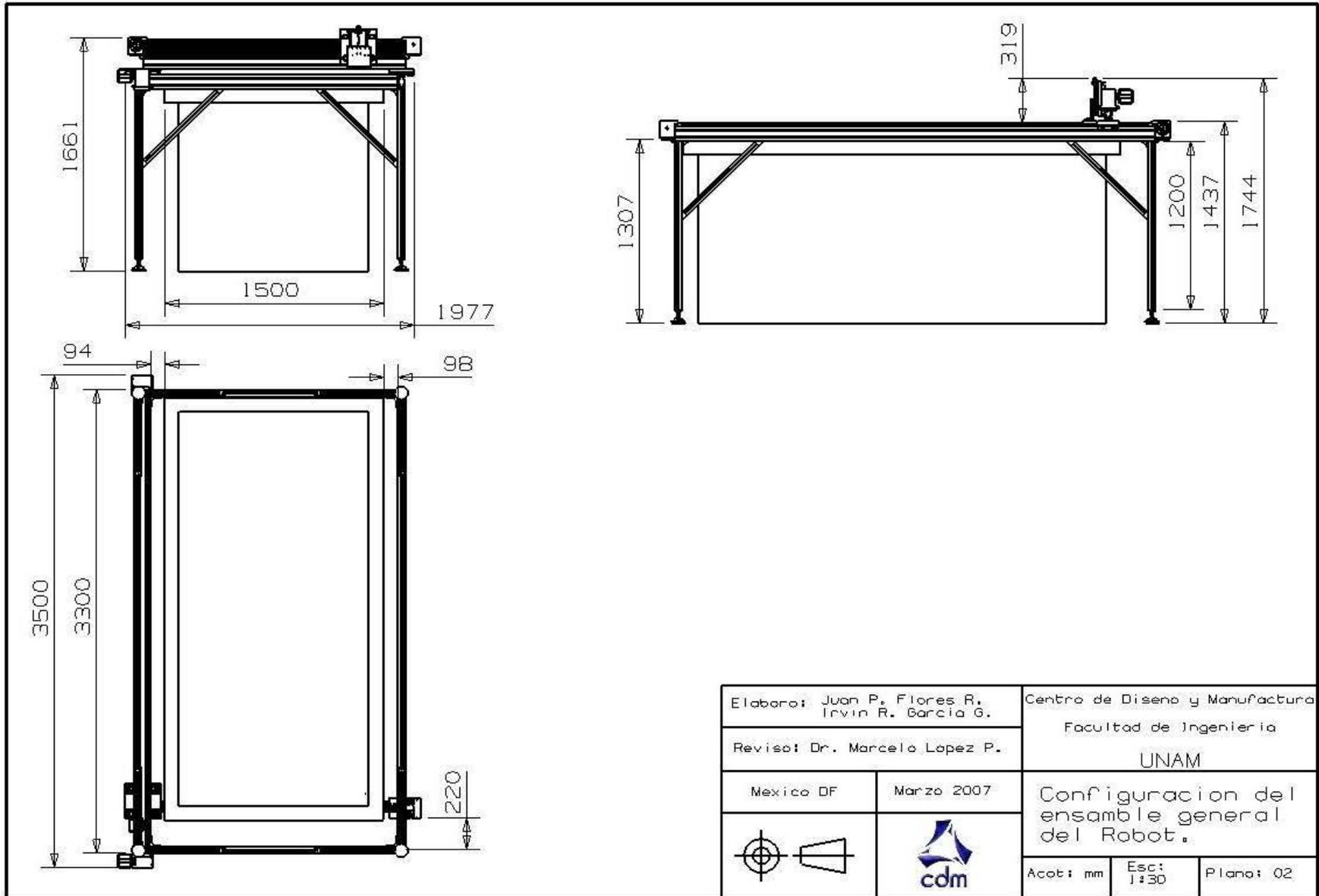
Por lo que la vida útil esperada para los rodamientos lineales es de 169166.6 hrs. aproximadamente. Como se puede ver, la vida útil de los rodamientos es muy alta, esto es debido al número de ciclos por minuto que se propuso el cual fue de 5 además de la buena calidad de los materiales. Nosotros consideramos que es bueno para el sistema de movimiento en el eje Z, ya que se puede aumentar el número de ciclos sin ningún problema.

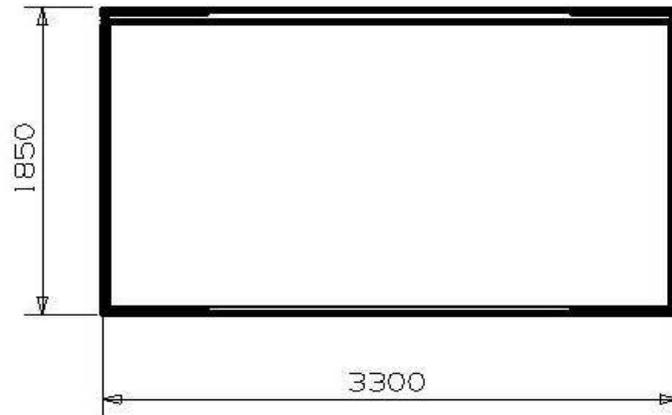
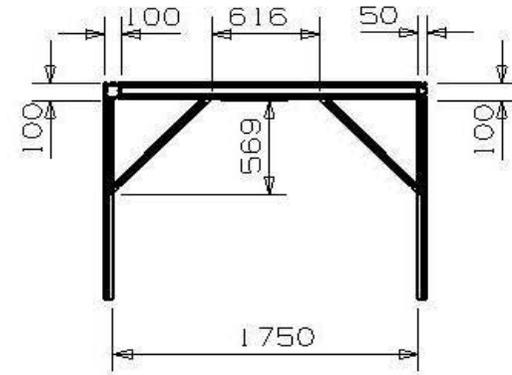
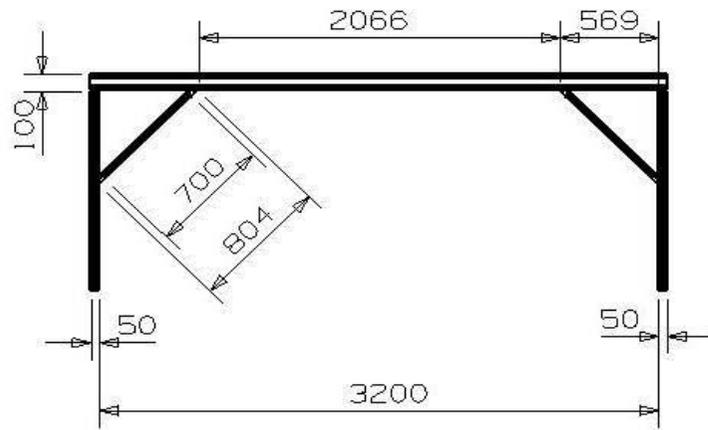
5 DISEÑO DE DETALLE

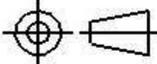


5	Mesa de trabajo para corte.	1
4	Sistema de soporte nivelador.	4
3	sistema de movimiento lineal eje Z.	1
2	Sistema de movimiento lineal eje Y.	1
1	Sistema de movimiento lineal eje X.	1
Num. Part.	Elemento.	Cant.

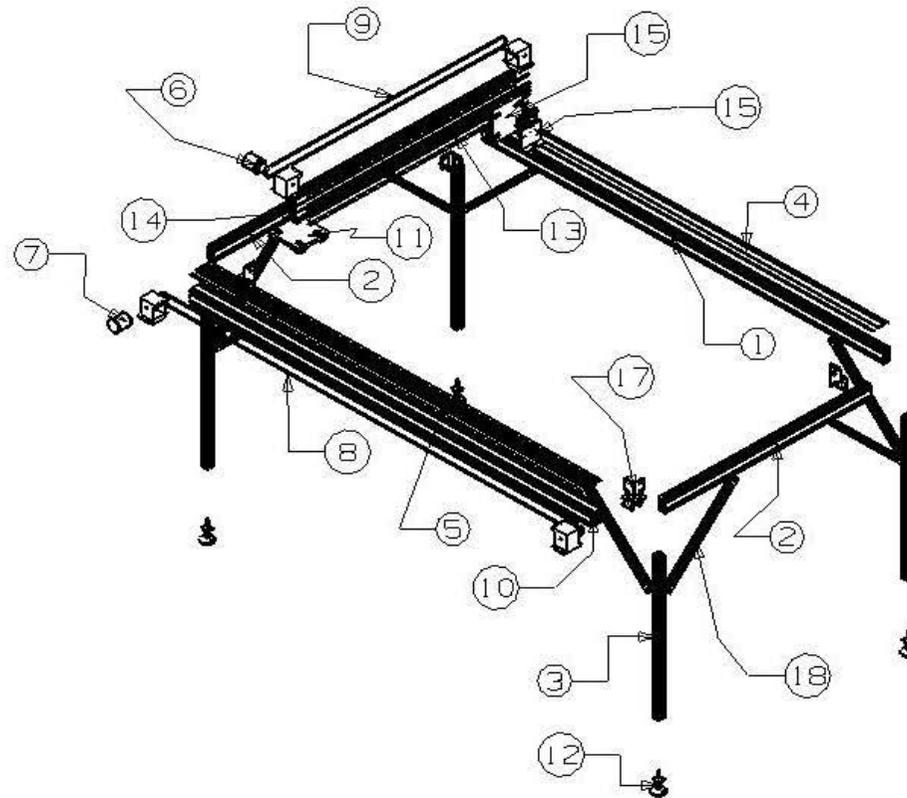
Elabora: Juan P. Flores R. Irvin R. Garcia G.		Centro de Diseño y Manufactura	
Revisa: Dr. Marcela Lopez P.		Facultad de Ingeniería	
		UNAM	
Mexico DF	Marzo 2007	Configuración de Subsistemas de Robot Cartesiano.	
Acot: mm	Esc: 1:20	Plano: 01	

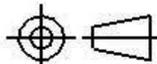


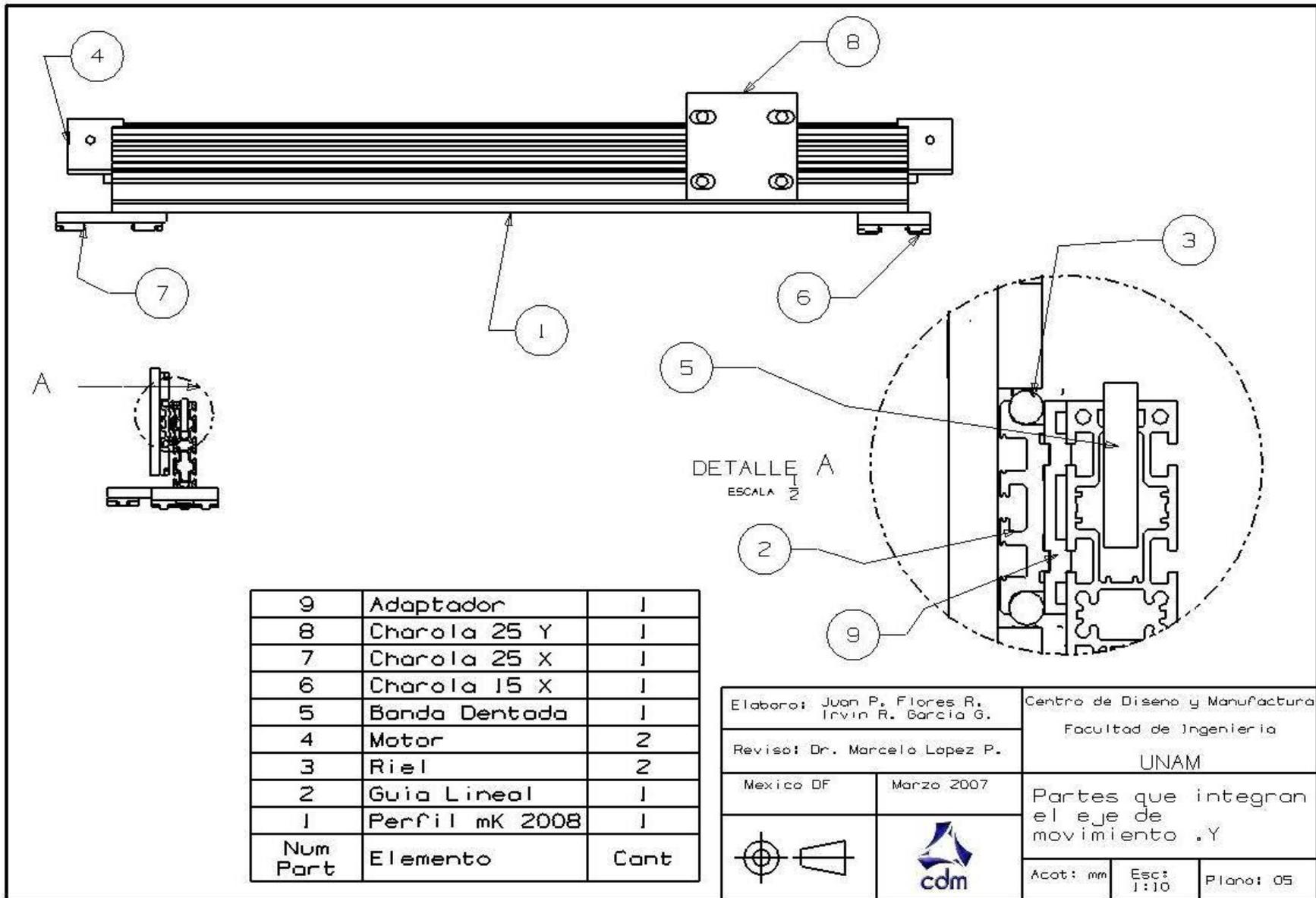


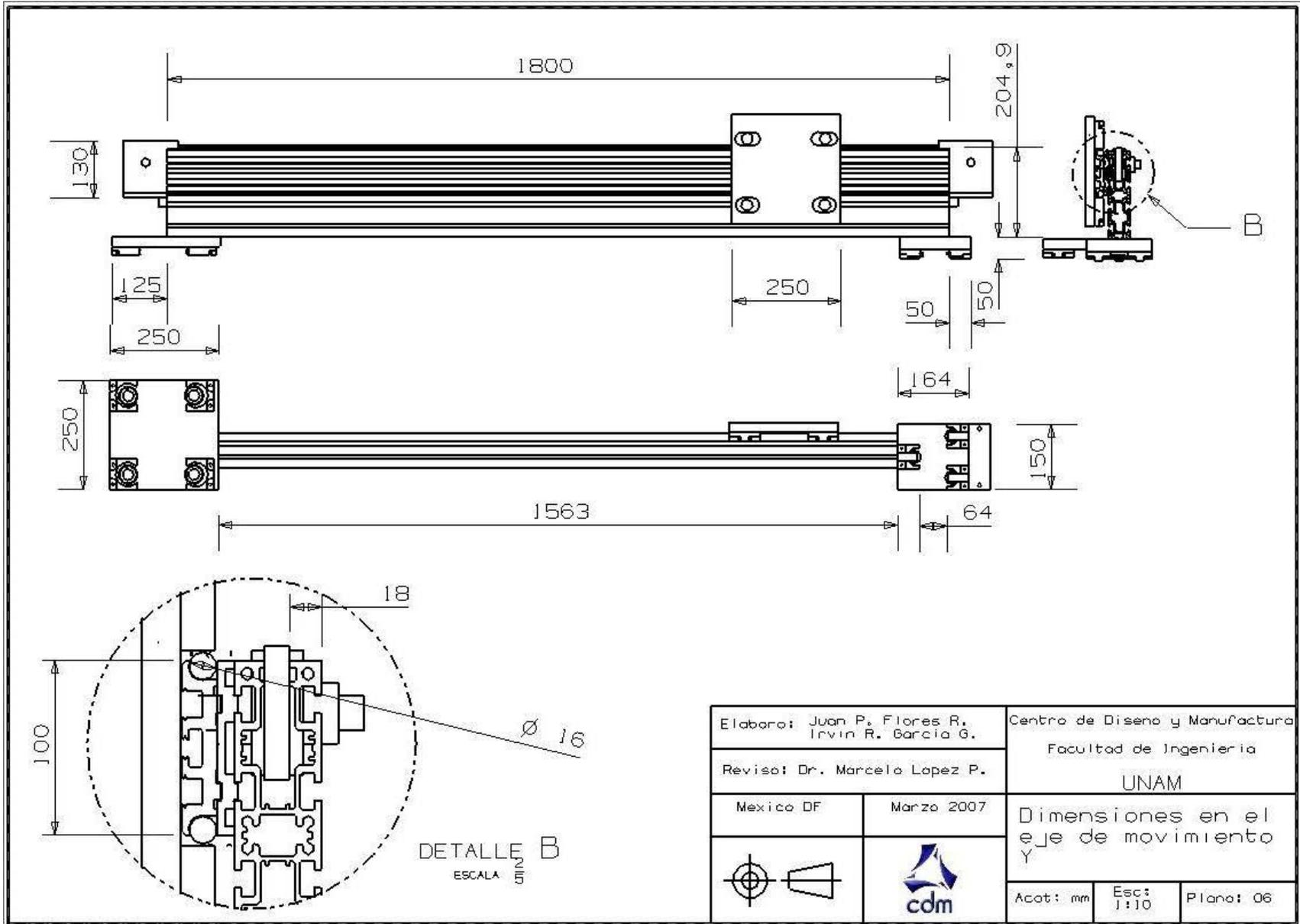
Elabora: Juan P. Flores R. Irvin R. Garcia G.		Centro de Diseño y Manufactura	
Revisa: Dr. Marcelo Lopez P.		Facultad de Ingeniería	
Mexico DF		UNAM	
Marzo 2007		Estructura base de Robot Cartesiano	
			
Acot: mm		Esc: 1:30	Plano: 03

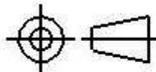
18	Cartabon	8
17	Elementos de sujecion	11
16	Charola leje YI	1
15	Sistema de movimiento lineal Z	1
14	Perfil mk 2008	1
13	Guia para perfil mk 2008	1
12	Nivelador	4
11	Charola leje XI	2
10	Perfil mk 2005	1
9	Banda dentada (eje Y)	1
8	Banda dentada (eje X)	1
7	Servomotor para eje X	1
6	Servomotor para eje Y	1
5	Guia con rieles para perfil mk 2005	1
4	Guia con rieles para perfil mk 2004	1
3	Pata	4
2	Perfil mk 2004 (eje Y)	2
1	Perfil mk 2004 (eje X)	1
Num. Part.	Elemento	Cont.

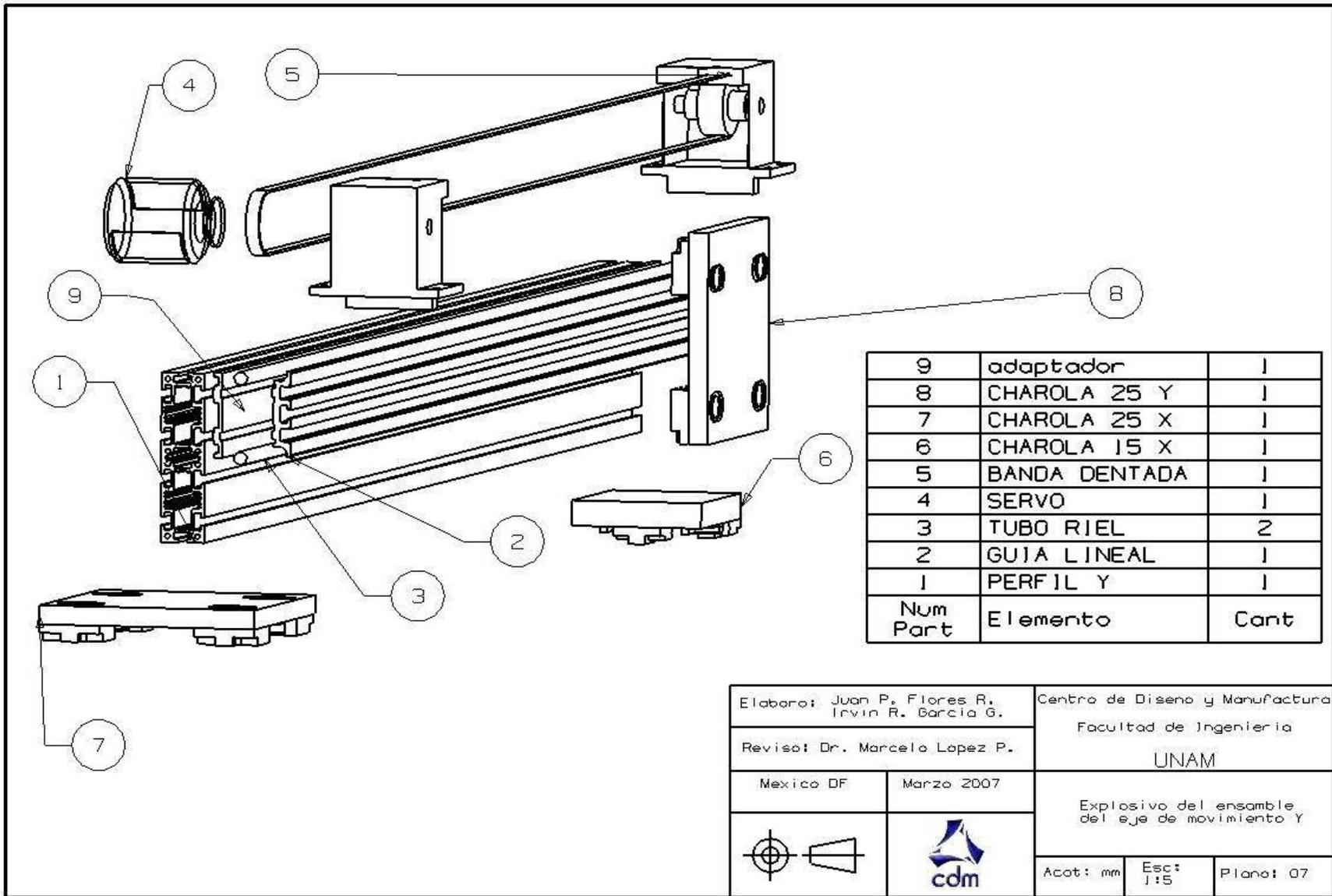


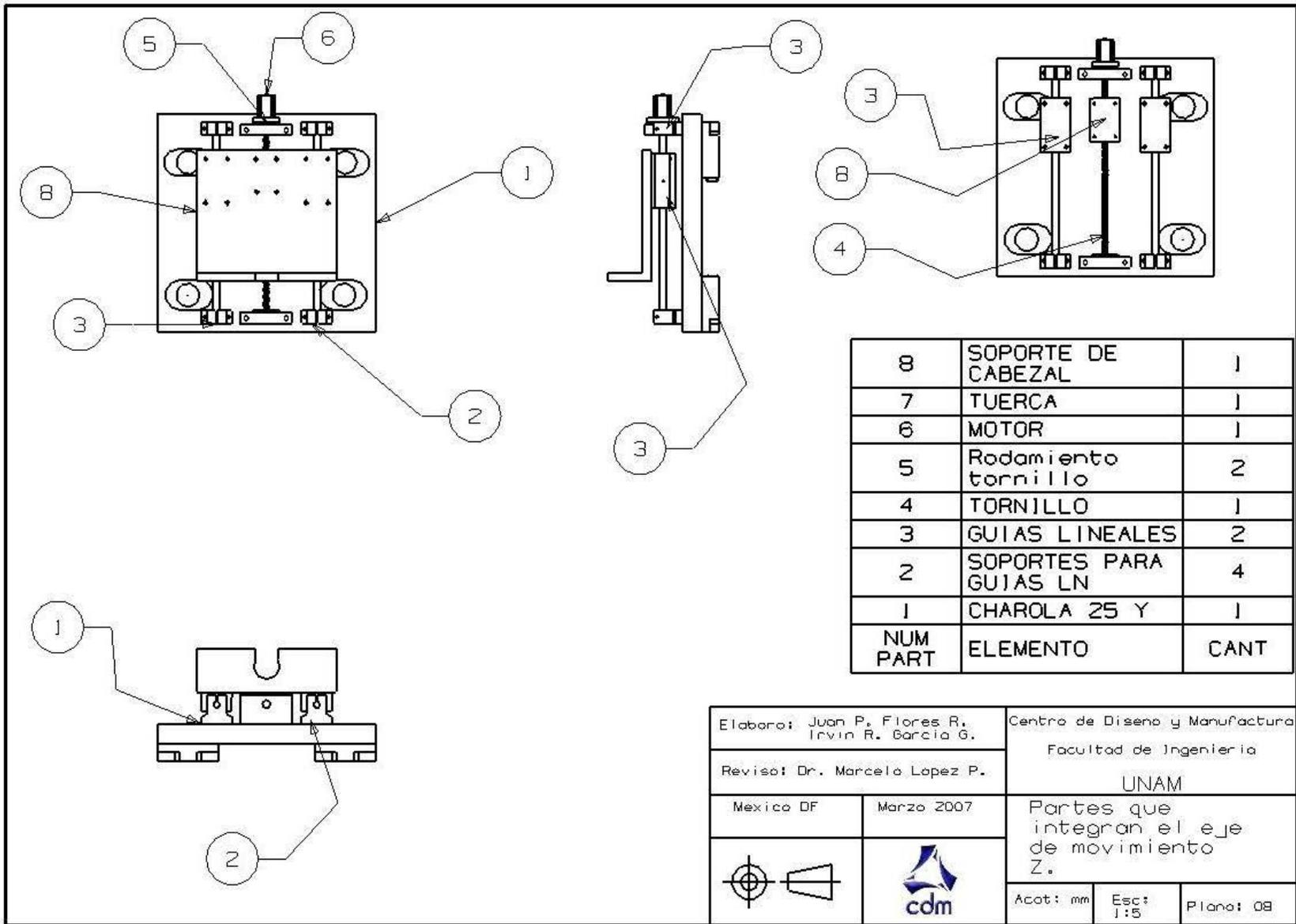
Elaboro: Juan P. Flores R. Irvin R. Garcia G.		Centro de Diseño y Manufactura	
Reviso: Dr. Marcelo Lopez P.		Facultad de Ingeniería	
Mexico DF		UNAM	
Marzo 2007		Elementos que integran la Configuración General.	
			
		Acot: mm	Esc: 1:30
		Plano: 04	

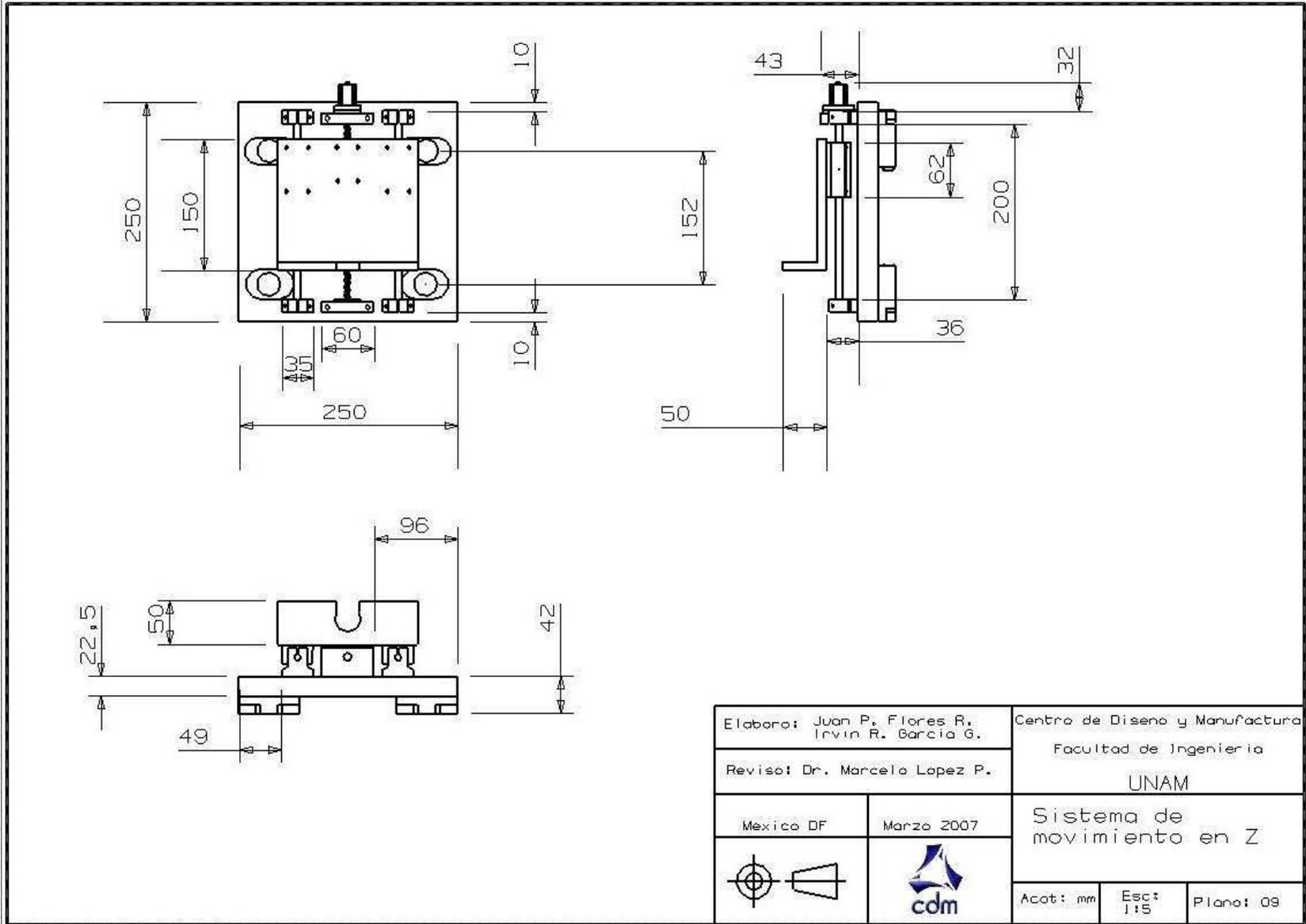


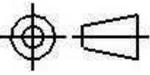


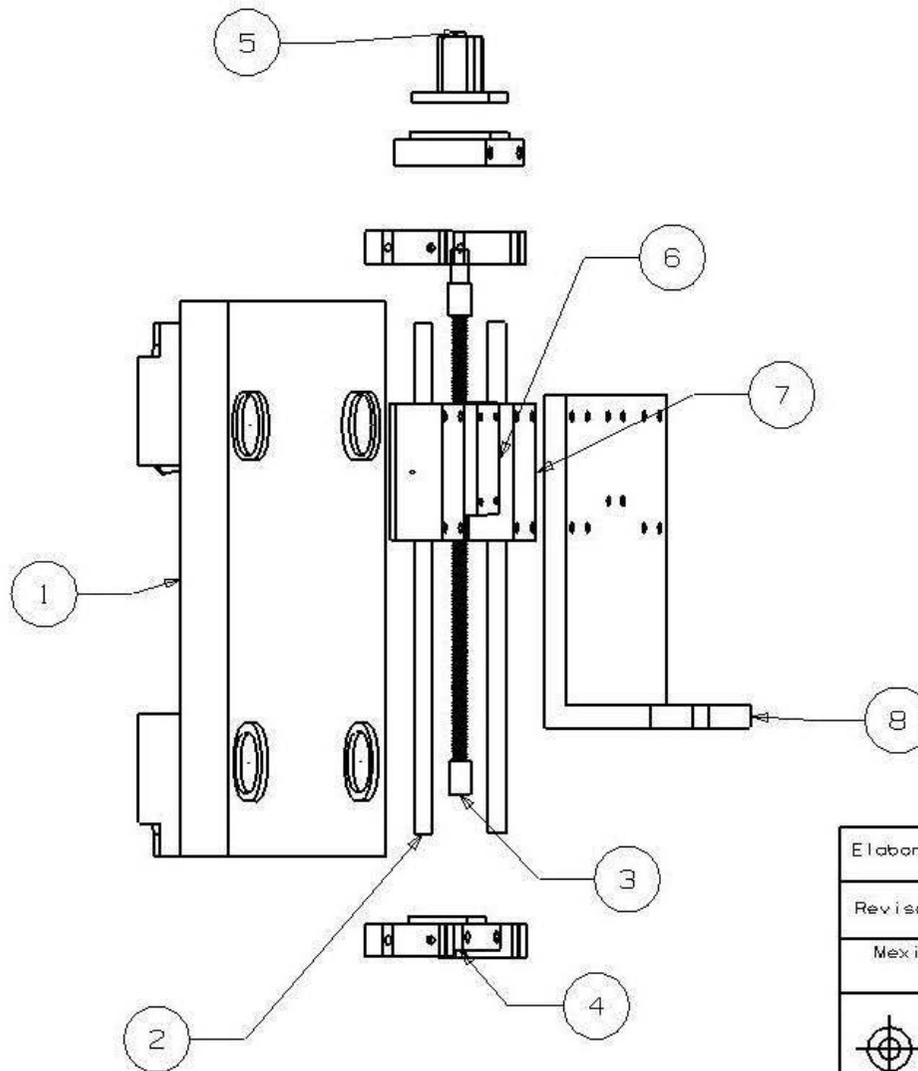
Elaboro: Juan P. Flores R. Irvin R. Garcia G.		Centro de Diseño y Manufactura	
Revisó: Dr. Marcela Lopez P.		Facultad de Ingeniería	
Mexico DF		UNAM	
Marzo 2007		Dimensiones en el eje de movimiento Y	
 			
Acot: mm	Esc: 1:10	Plano: 06	







Elabora: Juan P. Flores R. Irvin R. Garcia G.		Centro de Diseño y Manufactura	
Reviso: Dr. Marcela Lopez P.		Facultad de Ingeniería	
UNAM		UNAM	
México DF	Marzo 2007	Sistema de movimiento en Z	
		Acot: mm	Esc: 1:5
		Plano: 09	



8	SOPORTE DE CABEZAL	1
7	RODAMIENTO LINEAL	2
6	TUERCA	1
5	MOTOR_SUJ	1
4	SOPORTE DE TORNILLO	2
3	TORNILLO	1
2	GUIA LINEAL	2
1	CHAROLA	1
Num part	Elemento	Cant

Elabora: Juan P. Flores R. Irvin R. Garcia G.		Centro de Diseño y Manufactura	
Revisa: Dr. Marcelo Lopez P.		Facultad de Ingeniería	
Mexico DF		UNAM	
Marzo 2007		Explosivo de sistema de movimiento Z	
Acot: mm		Esc: 1:2.5	Plano: 10

CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

CONCLUSIONES

Se realizó el diseño conceptual y de detalle de un Robot Cartesiano para el Corte de Cuero, el cual era el objetivo principal.

Se puede concluir lo siguiente:

El uso de estos perfiles en el diseño de la estructura base para el Robot, le proporciona una rigidez capaz de soportar un peso aproximado de 70 kg lo que le brinda un buen funcionamiento. Los elementos utilizados tienen una alta resistencia a deteriorarse por causas o factores del ambiente de trabajo. Además, de que todos estos elementos le brindan un acoplamiento limpio en cada una de sus partes que lo conforman. Este acoplamiento en el ensamble le hace lucir una buena estética. Dejando abierta la posibilidad de nuevos cambios o adaptaciones.

La utilización de las charolas y guías lineales para las direcciones X y Y como elementos de transporte para el movimiento lineal, le asegura tener desplazamientos en la dirección requerida, así como de brindarle un camino libre de imperfecciones las cuales pudieran afectar las dimensiones y las velocidades en el proceso de corte.

El sistema de transmisión elegido para el Robot, el cual es integrado por bandas dentadas, en las direcciones X y Y, le brinda la precisión y repetibilidad requeridas por el cliente pero a un costo menor en comparación con una transmisión utilizando tornillos de bolas recirculantes, todo esto a corto plazo debido a que el costo de mantenimiento en las bandas es mayor. Por otra parte, en lo que corresponde a la dirección Z, en donde no es necesario tener una alta precisión, la utilización de un tornillo cuerda ACME y guías con rodamientos lineales cumplen con las necesidades de movimiento en esta dirección y con una aceptable vida útil.

El uso de servomotores proporciona un control preciso de los movimientos del robot además de proporcionar el torque necesario para realizar los cortes en el cuero.

Una gran ventaja de la configuración de diseño que se presenta en esta tesis, es que la arquitectura que posee le permite tener un área de trabajo grande con muy poco espacio

desperdiciado. Las bandas dentadas cumplen con la especificación de repetibilidad requerida por el cliente.

La desventaja de esta configuración es el alto costo de los perfiles utilizados para el ensamble.

Los elementos escogidos para la realización del proceso de corte de cuero y los componentes estructurales de aluminio son de vanguardia, facilitando la labor del diseñador, permitiendo que el Robot mantenga una alta versatilidad y flexibilidad.

TRABAJO A FUTURO

Se propone diseñar un cabezal de corte el cual posea un elemento para el cambio rápido de herramienta, que le permita agilizar la tarea de marcar y cortar los diferentes estilos de piezas.

Como parte del proyecto y para un funcionamiento completo del Robot se debe diseñar un sistema de sujeción de la piel, acompañado del diseño del software para el acomodo de piezas minimizando el desperdicio de cuero.

Aunque la transmisión por medio de bandas dentadas cumple con los requisitos de precisión, se propone realizar un análisis más detallado de los costos a largo plazo, debido a que éstas pueden ser más costosas en comparación con una transmisión con tornillos de bolas recirculantes. Se debe analizar con detalle el tiempo que la cuchilla dura con el suficiente filo para cortar, ya que de esto depende la fuerza que se debe aplicar al corte y esto puede afectar el desempeño de los motores.

BIBLIOGRAFÍA

[1] Shigley Joseph E. & Mischke Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica. Sexta Edición. Mc. Graw Hill Interamericana. México 2002.

[2] mK, Catálogo Sistema Técnica de Perfiles, Edición 2004, Siegburg.

[3] mK, Linear Tecnica Catalogue. Edition 2005. Siegburg.

[4] Thomson, Ball & Lead Screws Catalogue, USA, 2004.

[5] Thomson, Advanced Linear Motion Metric Components Catalogue, USA, 2003.

[6] Beer Ferdinand P. & Johnston Russell E. Jr. Mecánica de Materiales. Mc. Graw Hill. USA 1979.

[7] Callister William D. Jr: Ciencia e Ingeniería de los Materiales, segunda Edición. John Wiley & Sons, Inc. USA 1991.

[8] *Jorge Rojas V., Ingeborg Mahla A., Gerardo Muñoz C., Daniel Castro A. "DISEÑO DE UN SISTEMA ROBÓTICO CARTESIANO PARA APLICACIONES INDUSTRIALES". REVISTA FACULTAD DE INGENIERÍA, U.T.A. (CHILE), VOL 11 N° 2, 2003, pp. 11-16*

[9] Michael Mc Cann, Cuero, Piel y Calzado, Industrias Textiles y de la Confección.

[10] Reporte Interno de Proyecto PAP, elaborado por Fernando Velásquez y Luis Guevara, Facultad de Ingeniería, UNAM, 2006

MESOGRAFÍA

[1] Cartesian System from Absolute Clarity & Calibration, LLC.htm

[2] <http://www.cct-uk.com/>

[3] Laser Cutting Machines From China Han's Laser Technology

[4] www.lectra.com

[5] <http://www.manufacturers.com.tw/showroom-7016-4-1-0-0.php>

[6] <http://www.flowcorp.com/waterjet-products.cfm>

[7] www.eurolaser.com

[8] <http://parker.en.alibaba.com/>

[9] www.gerbertechnology.com

[10] <http://www.atom.it/en/atom-cutting-machines.aspx>

[11] www.omax.com

[12] <http://cn-wonderful.en.alibaba.com/>

[13] <http://www.teenking.com.cn/en/en-pro.htm#>

ANEXO 1 (TABLAS DE SELECCIÓN)

<p>Alloys of mk Profiles per DIN 17615 "Precision profiles"</p>	<p>mk uses primarily two alloys for all profile series. For Series 25 und 40 AlMgSi 0.5 F25, for Series 50 AlMgSi 0.7 F28, which has a higher hardness.</p>	
	<p>6063 T6 3.3206.72 AlMgSi 0.5 F25</p>	<p>6005 T6 3.3210.71 AlMgSi 0.7 F28</p>
<p>Density E-Modulus Rm Rp_{0.2} Reduction of Area Hardness HB Linear Expansion Thermal Conductivity Electrical Conductivity</p>	<p>2.7 kg/dm³ 70,000 N/mm² 245 N/mm² 195 N/mm² 10 % 75 23.4 · 10⁻⁶ 1/K 200-220 W/m · K 38-34 m/Ω · mm²</p>	<p>2.7 kg/dm³ 70,000 N/mm² 270 N/mm² 225 N/mm² 8 % 90 23.4 · 10⁻⁶ 1/K 180-220 W/m · K 26-32 m/Ω · mm²</p>

Tabla A-1 *Propiedades del material de los perfiles.*

Anti-Backlash Supernuts®

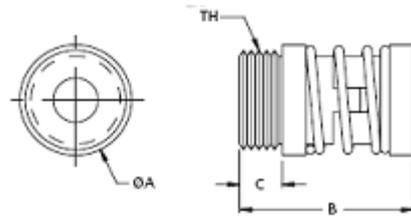
SNAB Thread Mount Style

Our SNAB Model has the greatest design flexibility allowing anti-backlash assemblies through 1" diameters. All SNABs are made from our internally lubricated Acetal providing excellent lubricity and very low wear.

FLANGES

3/16" to 1/4"	F25
5/16" to 10mm	F37

Dimensions available online.



SNAB*

3/16" to 10mm Diameter

DIA.	LEAD	PART NO..	SUPERNUT® DIMENSIONS					PRELOAD FORCE (LBS)	DESIGN LOAD	MAX STATIC LOAD	EFFICIENCY %	DRAG TORQUE (oz-in)
			A	B (min)	B (max)	C	TH					
3/16"	0.050	SNAB1820X	0.625	1.125	1.250	0.187	9/16-18	1-3	10 lbs	150 lbs	49	2-4
	0.050	SNAB2520X									41	
1/4"	0.063	SNAB2516X	0.625	1.125	1.250	0.187	9/16-18	1-3	25 lbs	225 lbs	48	2-4
	0.250	SNAB4-2516X									76	
	0.500	SNAB7-2514X									81	
	0.083	SNAB3112X									49	
5/16"	0.167	SNAB2-3112X	0.750	1.160	1.340	0.250	5/8-18	2-5	50 lbs	350 lbs	65	2-4
	0.250	SNAB2-3108X									72	
	0.500	SNAB4-3108X									80	
	0.063	SNAB3716X									36	
3/8"	2mm	SNAB37x2M	0.750	1.160	1.340	0.250	5/8-18	2-5	70 lbs	350 lbs	42	2-4
	0.083	SNAB3712X									44	
	0.100	SNAB710X									49	
	0.125	SNAB3708X									53	
	0.167	SNAB2-3712X									60	
	0.200	SNAB2-3710X									65	
	0.250	SNAB2-3708X									68	
	0.375	SNAB4-3711X									75	
	0.500	SNAB4-3708X									79	
	1.000	SNAB5-3705X									82	
	1.200	SNAB5-3704X									82	
	10mm	2mm									SNAB10x2M	
3mm		SNAB10x3M	53									
6mm		SNAB4-10x1.5M	67									
20mm		SNAB6-10x3.3M	81									

* SNAB nuts are only as axially stiff as the spring force in one direction.

Tabla A-2 Parámetros de selección de tornillo cuerda ACME de la marca Thomson.

ANEXO 2 FIGURAS

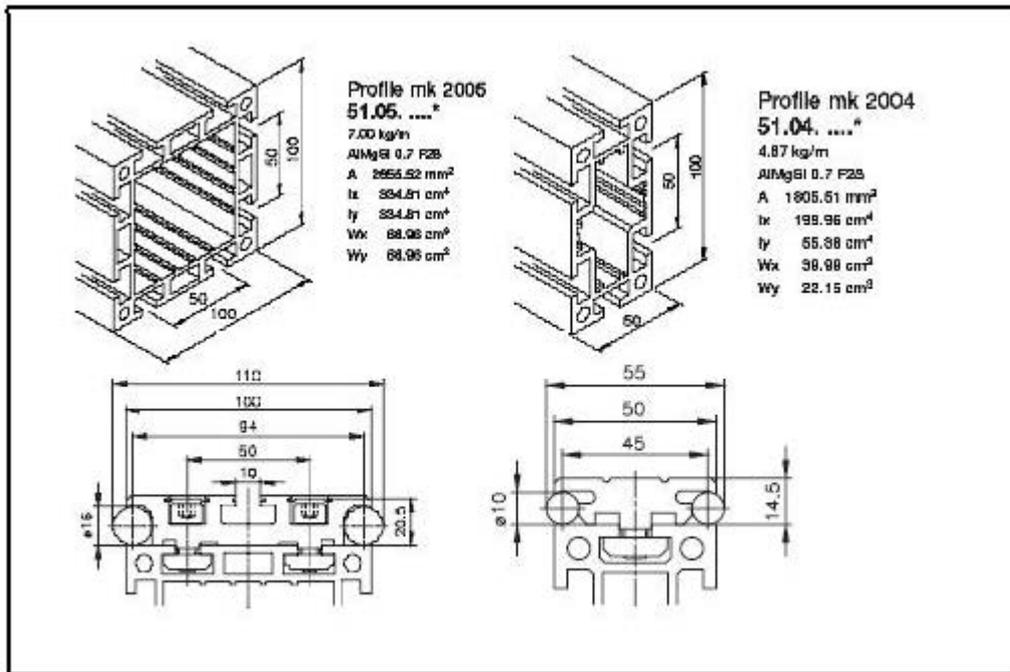


Figura A-1 Perfiles y guías utilizados en la dirección X.

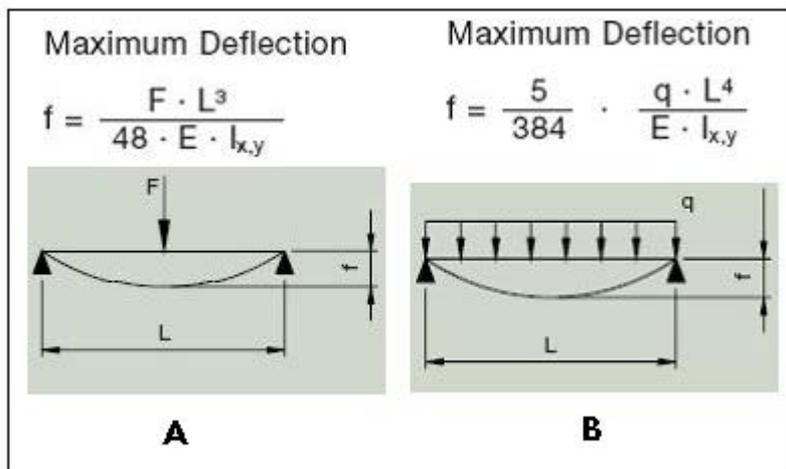
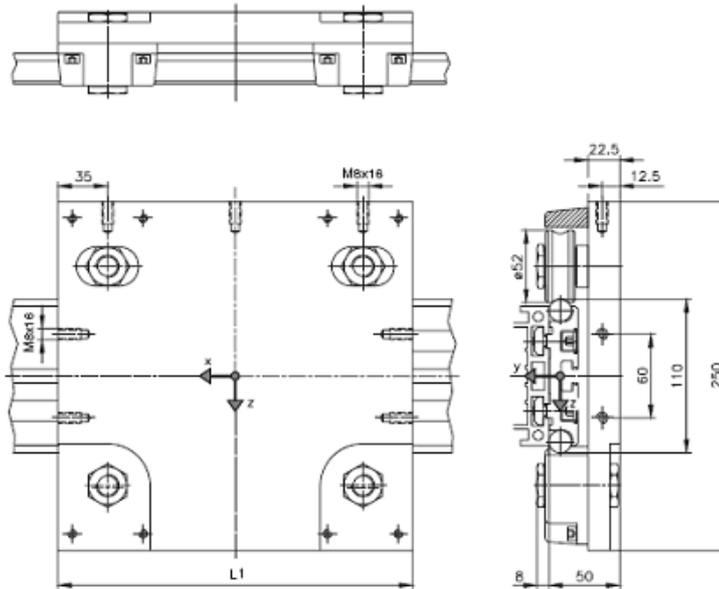


Figura A-2. Fórmulas para calcular la deflexión en los perfiles. A deflexión por carga puntual, B deflexión por carga repartida; fuente catálogo de MK.

Carriage LW 38.44-04 (for Profile Track) PF 16-38.44/61



Technical Data

Ident-Nr.	Description	L1 (mm)	F _{y0} (N)	F _{z0} (N)	M _{x0} (Nm)	M _{y0} (Nm)	M _{z0} (Nm)	m _{carriage} (kg)	Plate only
B90.50.044	LW 38.44-04	250	1600	4000	80	360	150	5.5	5000 C10250
B90.50.044	LW 38.44-04	450	1600	4000	80	760	300	8.5	5000 C10450

Figura A-3 Características de la charola utilizada en dirección X y Y.

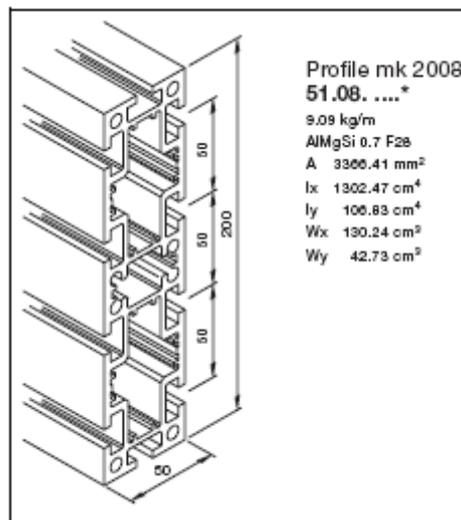


Figura A-4 Características del perfil 51-08-1800 sistema mk 2008 utilizado en el eje Y.

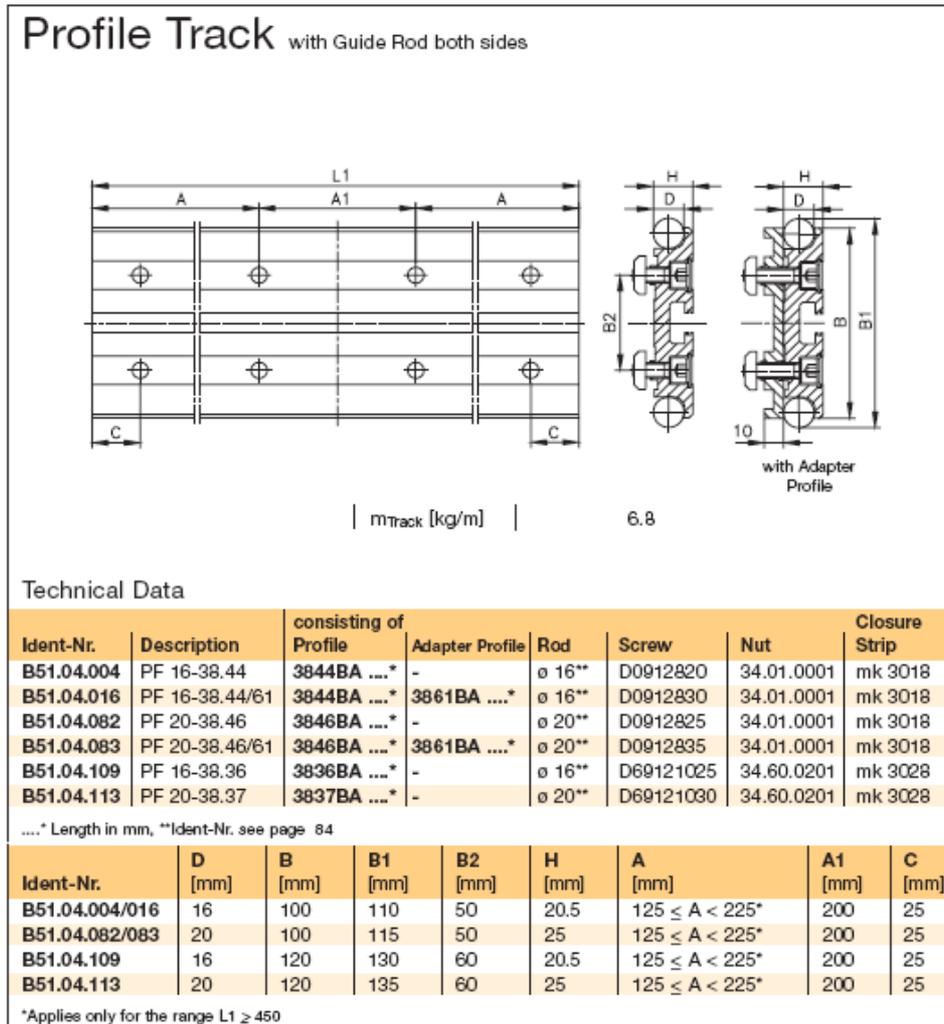


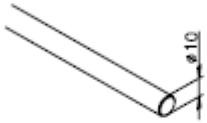
Figura A-5 Características de la guía lineal utilizada en el perfil 51-08-1800 sistema mK 2008 en dirección Y.

Guide Rods

The stock lengths of Cf 53 and X46 Cr13 (corrosion resistant) rods is 4000 mm, for Cf 53 galvanized rods 3000 mm.



Guide Rod 6
0.22 kg/m



Guide Rod 10
0.62 kg/m



Guide Rod 16
1.58 kg/m



Guide Rod 20
2.47 kg/m

Ident-Numbers

	Cf 53 1.1213	Cf 53 1.1213 (galva- nized)	X46 Cr13 1.4034
ø 6 mm	7003AK....*	7003DC....*	7003EC....*
ø 10 mm	7003AA....*	7003DH....*	7003EH....*
ø 16 mm	7003AM....*	7003DP....*	7003EP....*
ø 20 mm	7003CM....*	7003DT....*	7003ET....*

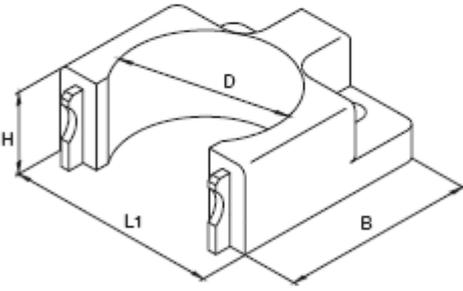
Wipers

Polyamide

The wiper housings act as a safeguard (housing covers pinch points at the track rollers) as well as serve to remove dirt and other contaminants from the guide rods.

The rubber wipers for 10 and 16 mm rod diameters conform to the shape of the rod and can wipe off finer particulates.

On request, wipers for the 10 and 16 mm diameter rods are available with felt strips and fittings for oil lubrication.



Technical Data

Ident-Nr.	d for Rod	L1 [mm]	B [mm]	H [mm]	D [mm]
B03.00.014	ø 6**	25	22.5	11	19
B03.00.003	ø 10	50	46	20	37
B03.00.004	ø 16	70	64	30	56
B03.00.013	ø 20**	100	80	35	76

**wiper without rubber seal

Figura A-6 Características para la selección de los diferentes rieles circulares disponibles en mK.

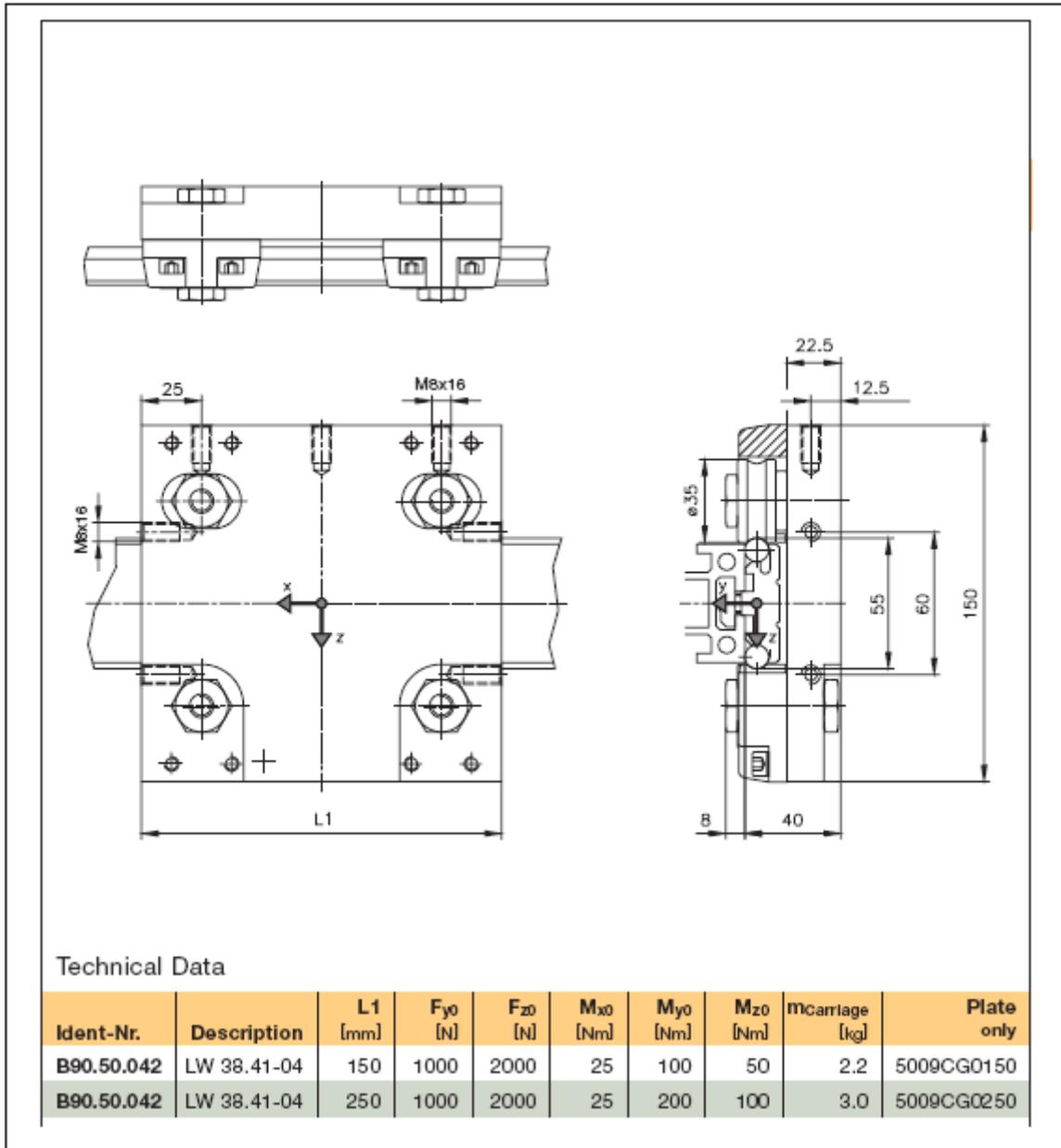


Figura A-7 Características de la charola utilizada en dirección X.



Achievable Precision of Linear Modules with Timing Belts

For LZRs using a type 8M-30 timing belt, the following no-load values are achievable:

Repeatability:	0.1 mm
Positional Accuracy:	± 0.2 mm
Hysteresis:	0.2 mm

These values will vary depending on stroke and application.

Motor Selection/ Drive Design

For the motor selection several factors must be considered, including the timing belt (especially the allowable belt pull strength and required stiffness), as well as the motor – especially the starting torque, the revolutions per minute and the resulting performance.

The most important consideration is the required driving force. As a simple starting point for the calculations, the transition point from acceleration to constant speed can be used.

Constant acceleration (a = constant):

$$v = a \cdot t = \sqrt{2 \cdot a \cdot s}$$

Constant speed (v = constant):

$$v = \frac{s}{t}$$

Max. drive force:

$$F_{\text{Drive}} = F_a + F_{\text{Roll}} + F_{\text{Empty}} + F_{\text{Additional}}$$

$$F_a = m \cdot (a + g)$$

With m = moving masses in kg

a = constant acceleration in m/s^2

$g = 10 \text{ m/s}^2$, for vertical travel

$g = 0 \text{ m/s}^2$, for horizontal travel

$$F_{\text{Roll}} = F_N \cdot \mu_{\text{Roll}}$$

With $F_N = F_G$ for horizontal travel

$\mu_{\text{Roll}} = 0.05$ for lightly preloaded track roller

$F_{\text{Empty}} = 50$ to 100 N depending on Linear Module and pretension of timing belt

$F_{\text{Additional}} =$ Additional customer load

$$F_{\text{Drive}} = m \cdot (a + g) + F_N \cdot 0.05 + 100 \text{ N} + F_{\text{Additional}}$$

Timing Belt Selection:

Indicated $F_{\text{Drive}} < F_u$

For Motor Selection:

$$M_{\text{req}} = \frac{F_{\text{Drive}} \cdot D_{\text{Pitch}}}{2 \cdot \eta}$$

$$n_{\text{req}} = \frac{v \cdot 60000}{D_{\text{Pitch}} \cdot \pi}$$

$$P_{\text{req}} = \frac{F_{\text{Drive}} \cdot v}{\eta}$$

With D_{Pitch} of Pulley

$\eta = 50$ to 75% depending on selected drive (gear reducer, motor, etc.)

v in m/s

Figura A-8 Fórmulas para realizar el cálculo y selección de motores de mk.

Remarks to the Load Data

For information regarding the track roller guides, refer to the information beginning on page 40.

Remarks to the Load Data for Timing Belts

Standard timing belts used are PU (Polyurethane) with steel cord tension members. Other types, including conductive belts, are available.

The maximum speed of $v = 10$ m/s of linear assemblies can be achieved using timing belts with no reduction of the load capacities.

As of a > 10 m/s² the values for the standard load factors must be reduced (for example no peak loads $s = 1$ to high peak loads $s = 2.5$).

The allowable tension loads are based on a 0.4 % stretch of the timing belt.

The breaking strength of the belts is significantly higher. The normally usable belt pull strength (F_U) and required pre-tension (F_V) is approximately:

$$F_{\text{allowable}} = F_V + F_U \text{ with } F_V = F_U$$

	AT 5-16	5M-15	8M-30
F_{breaking}	3900 N	3600 N	14900 N
$F_{\text{allowable}}$	1200 N	1150 N	4000 N
$F_V = F_U$	600 N	575 N	2000 N

The usable starting torque results from the maximum usable belt pull strength, of the seated teeth and the pitch diameter of the drive pulley.

Values for the mk LZR Modules:

D_{Pitch}	41.4 mm	50.9 mm	71.3 mm
Z	26	32	28
M_{Drive}	12 Nm	15 Nm	70 Nm

Figura A-9 Fórmulas y parámetros para el cálculo y selección de bandas y motores mk.

Precision Lead Screws & Supernuts*

Features/Advantages

Low Cost

Considerable savings when compared to ball screw assemblies.

Variety

Large range of leads and diameters to match your requirements.

Lubrication

Internally lubricated plastic nuts will operate without additional lubrication. However, TriGEL grease or dry film lubricant is recommended and will extend product life. See pages 13 and 14.

Vibration and Noise

No ball recirculation vibration and often less audible noise compared to ball screws.

Design Considerations

Load

Supernuts provide a cost effective solution for moderate to light loads. For vertical applications, anti-backlash supernuts should be mounted with thread/flange on the bottom.

Cantilevered Loads

Cantilevered loads that might cause a moment on the nut will cause premature failure.

Critical Speed

Refer to critical speed chart on page 6.

Column Loading

Refer to column loading chart on page 7.

Self-Locking

Lead screws can be self locking at low leads. Generally, the lead of the screw should be more than 1/3 of the diameter to satisfactorily backdrive.

Custom Capability

Option of custom components to fit into your design envelope.

Non-Corrosive*

Stainless Steel and internally lubricated acetal.

Environment

Less susceptible to particulate contamination compared to ball screws.

Lightweight

Less mass to move.

Temperature

Ambient and friction generated heat are the primary causes of premature plastic nut failure. Observe the temperature limits below and discuss your design with our application engineers for continuous duty, high load and high speed applications. Danaher Motion recommends bronze nuts for very high temperature environments or can aid in your selection of high temperature plastic for a custom assembly.

Efficiency

Except at very high leads, efficiency increases as lead increases. Although the internally lubricated acetal provides excellent lubricity, Ball Screw Assemblies remain significantly more efficient than most Lead Screw designs. See page 12 for actual efficiencies.

Length Limitations

Screw Diameter	Max Length
10 mm	1200 mm
12 - 16 mm	1800 mm
>16 mm	3600 mm

Lead Accuracy

Standard Grade (SRA)	250 µm/300 mm
Precision Grade (SPR)	75 µm/300 mm

Assembly		Screws		Nuts**		
Maximum Temperature	Friction Coefficient	Material	Material	Tensile Strength	Water Absorption (24 HRS %)	Thermal Expansion Coefficient
82°C	0,08 - 0,14	Stainless Steel*	Acetal with PTFE	55 MPa	0,15	9,7 x 10 ⁻⁵ m/m°C

* 1.4301 (AISI 304) & 1.4305 (AISI 303) ** Other materials available on a custom basis.

Useful Formulas for Lead Screw Assemblies

TORQUE, ROTARY TO LINEAR

Driving the screw to translate the nut, or driving the nut to translate the screw.

$$\text{Torque} = \frac{\text{Load (N)} \times \text{Lead (mm)}}{2\pi \times \text{efficiency}}$$

TORQUE, LINEAR TO ROTARY

Loading the nut to rotate the screw

$$\text{Torque} = \frac{\text{Load} \times \text{Lead} \times \text{Efficiency}}{2\pi}$$

EFFICIENCY

$$\% \text{ Efficiency} = \frac{\tan(\text{helix angle})}{\tan(\text{helix angle} + \arctan f)} \times 100$$

f = coefficient of friction

As a rule, assemblies that have an efficiency of 50% or more will backdrive. See page 12 for efficiencies. Efficiencies listed in catalogue computed at 0,1 friction coefficient.

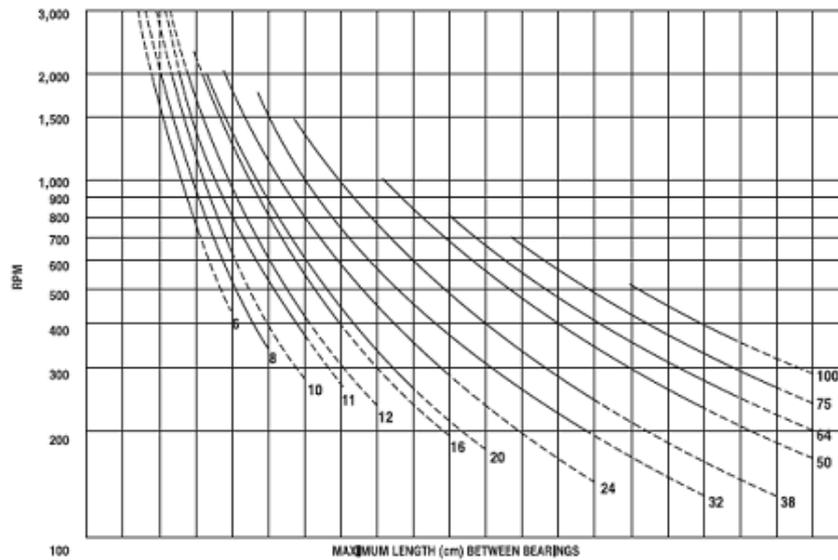
Figura A-10 Fórmulas y propiedades para el cálculo del torque de los tornillo cuerda acme, tomados del catálogo de Thomson.

Critical Speed Limits Chart

Every screw shaft has a rotational speed limit. That is the point at which the rotational speed sets up excessive vibration. This critical point is modified by the type of end bearing support used.

To use this chart, determine the required RPM and the maximum length between bearing supports. Next, select one of the four types of end support shown below. The critical speed limit can be found by locating the point at which the RPM (horizontal lines) intersects with the unsupported screw length (vertical lines) as modified by the type of supports select below. We recommend operating at no more than 80% of the critical speed limit.

Warning: Curves for the screw diameters shown are based on the smallest root (minor) diameter of the standard screws within the nominal size range and truncated at the maximum ball nut rotational speed. DO NOT EXCEED this RPM regardless of screw length.



Ⓐ Fixed-Free	15	30	45	61	76	91	107	122	137	152	168	183	198	213	229	244	259	274	305	330
Ⓑ Simple-Simple	25	51	76	102	127	152	178	203	228	254	279	305	330	356	381	406	432	457	483	518
Ⓒ Fixed-Simple	30	61	91	122	152	183	214	244	277	307	338	369	401	432	462	493	523	554	584	615
Ⓓ Fixed-Fixed	38	76	114	152	191	229	267	305	340	378	417	455	493	531	569	607	645	683	721	757



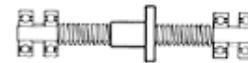
Ⓐ Fixed-Free



Ⓑ Simple-Simple



Ⓒ Fixed-Simple



Ⓓ Fixed-Fixed

Figura A-11 Gráfica para determinar la velocidad de trabajo en RPM. En esta imagen se ubica en el eje vertical la velocidad en RPM y en el eje horizontal la longitud máxima entre soportes para el tornillo. Las líneas curvas en la gráfica muestran los diferentes diámetros disponibles para los tornillos.

Shaft Deflection

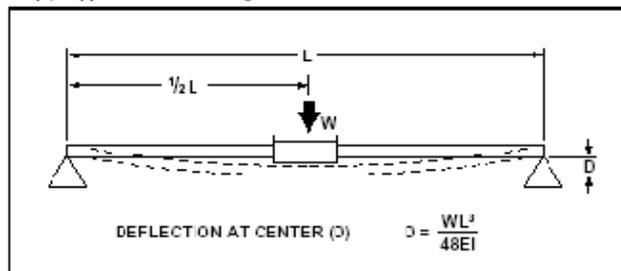
When a Linear Motion System is used in an end supported configuration it is important to ensure that system deflections at the bearing locations are kept within performance limitations.

These equations give the deflection at the center of an end supported shaft. Systems with full shaft support are not subject to the same types of deflection.

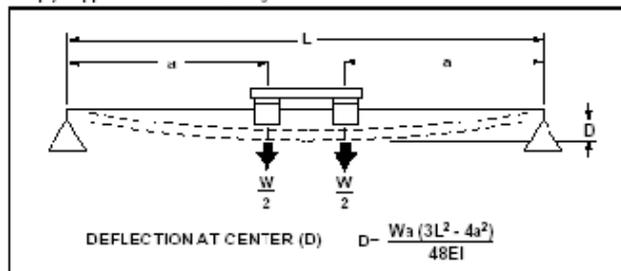
For more detailed information of the deflection characteristics of Thomson linear motion products contact application engineering

Values of EI for Thomson 40 Case* Hatched and Ground Shafts	
Shaft Dia. (mm)	EI (Nm ²)
5	5,838
8	38,26
10	98,41
12	193,7
16	612,2
20	1495
25	3649
30	7566
40	2,391 • 10 ⁴
50	5,838 • 10 ⁴
60	1,211 • 10 ⁵
80	3,826 • 10 ⁵

Simply Supported Shaft with Single Block



Simply Supported Shaft with 2 Single Blocks



For Assistance Call: 1-800-544-8466

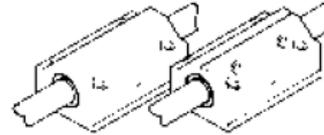


©2003 Danaher Motion. Printed in the U.S.A. The specifications in this publication are believed to be accurate and while Danaher Motion is the responsible party for the product user or others as to the suitability of Danaher Motion products for a specific application, Danaher Motion products are to be replaced without charge if properly marked, no liability is assumed beyond that of Danaher Motion.

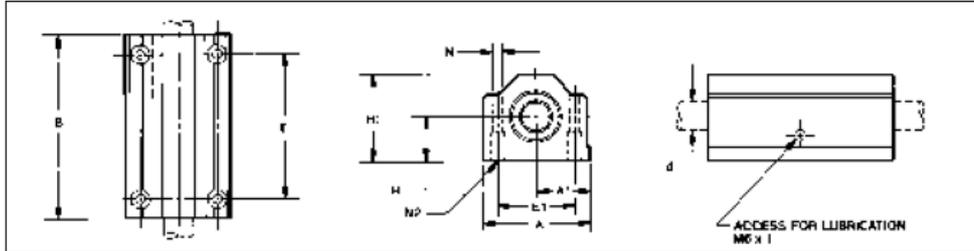
Figura A-12 Fórmulas y parámetros para calcular la deflexión en las guías de Thomson.

SSEP6

Super Smart Twin Pillow Blocks

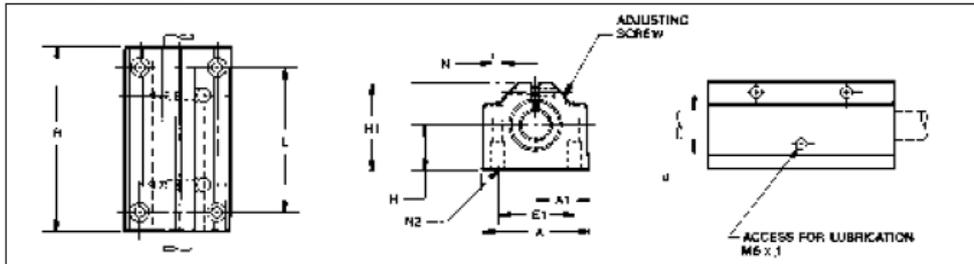


Closed type



Part Number	Dimensions (mm)										Mass (Kg)	Dynamic Load $W_0^{(P)}$ (N)	Load Limit $W_0^{(H)}$ (N)
	$d^{(P)}$	H $\pm 0,020$	H1	A	A1 $\pm 0,020$	B	E $\pm 0,1$	E1 $\pm 0,1$	N Dia.	N2			
SPTWN M08	8	15	28	35	17,5	62	50	25	3,3	M4	0,15	500	550
SPTWN M12	12	18	35	43	21,5	76	56	32	4,3	M5	0,27	1060	1165
SSETWN M16 DD	16	22	42	53	26,5	84	64	40	5,3	M6	0,41	4400	4800
SSETWN M20 DD	20	25	50	60	30,0	104	76	45	6,6	M8	0,67	8000	8800
SSETWN M25 DD	25	30	60	78	39,0	130	94	60	8,4	M10	1,24	13400	14600
SSETWN M30 DD	30	35	71	87	43,5	152	106	68	8,4	M10	1,94	16600	18200
SSETWN M40 DD	40	45	91	108	54,0	176	124	86	10,5	M12	3,63	27400	30000

Closed Adjustable type



Part Number	Dimensions (mm)										Mass (Kg)	Dynamic Load $W_0^{(P)}$ (N)	Load Limit $W_0^{(H)}$ (N)
	$d^{(P)}$	H $\pm 0,020$	H1	A	A1 $\pm 0,020$	B	E $\pm 0,1$	E1 $\pm 0,1$	N Dia.	N2			
SP TWNA M08	8	15	28	35	17,5	62	50	25	3,3	M4	0,15	500	550
SP TWNA M12	12	18	35	43	21,5	76	56	32	4,3	M5	0,27	1060	1165
SSETWNA M16 DD	16	22	42	53	26,5	84	64	40	5,3	M6	0,41	4400	4800
SSETWNA M20 DD	20	25	50	60	30,0	104	76	45	6,6	M8	0,67	8000	8800
SSETWNA M25 DD	25	30	60	78	39,0	130	94	60	8,4	M10	1,24	13400	14600
SSETWNA M30 DD	30	35	71	87	43,5	152	106	68	8,4	M10	1,94	16600	18200
SSETWNA M40 DD	40	45	91	108	54,0	176	124	86	10,5	M12	3,63	27400	30000

See footnotes (1) (2) (3) (4) (5) on page SSEPB 2 and 3. For diametral clearances, see single versions of pillow block.

For Assistance Call: 1-800-544-8466

Figura A-13 Parámetros para seleccionar bloques con rodamientos lineales Thomson.

Ball Bushing Bearing Life Expectancy and Load Capacity

Load Capacity

The load ratings given in the tables apply to Thomson Industries Ball Bushing® bearings in conjunction with 60 Case® LinearRace® shafts.

1. The load is applied at 90° relative to the horizontal plane with the load carrying elements oriented as shown in the specific product polar graphs.
2. Shaft hardness is HRC 60 to 65.

For configurations other than those described above, the following formula is used:

$$W_R = \frac{P}{K_q \cdot K_s \cdot K_L}$$

where:

W_R = required dynamic load capacity (N)

P = resultant of externally applied loads (N)

K_q = factor for direction of resultant load

K_s = shaft hardness factor

K_L = travel life factor

Load Direction

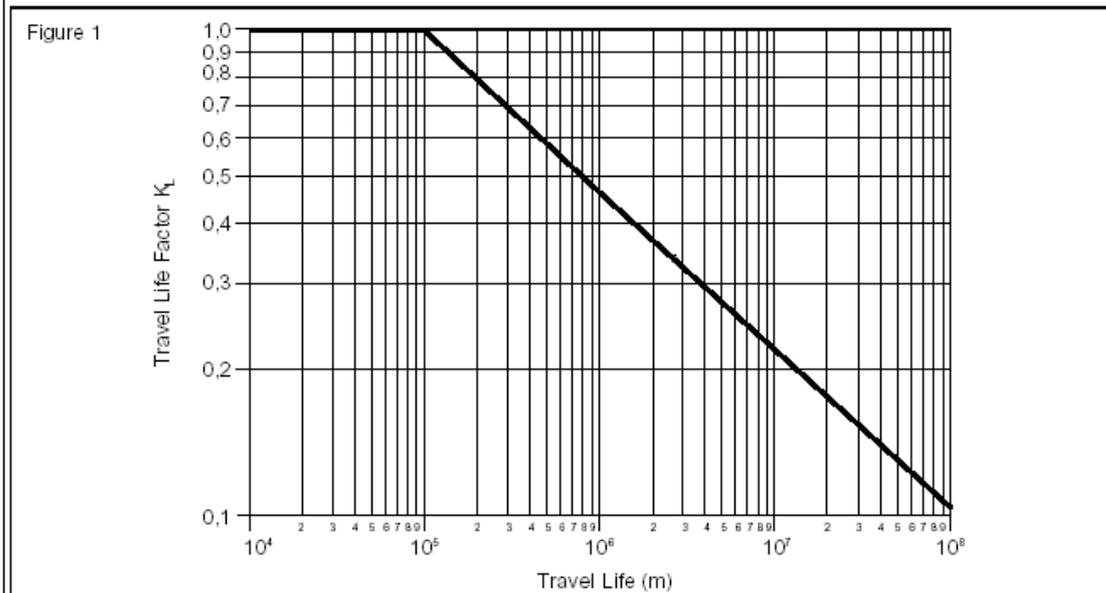
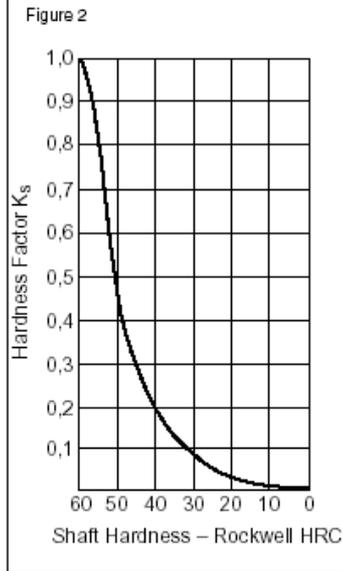
In applications where the direction of the applied load is known, refer to the polar graphs on the product specification pages for the load correction factor, K_q .

Shaft Hardness

For shafts which do not meet 60 Case shaft hardness specifications, shaft hardness factor K_s must be applied.

Travel Life

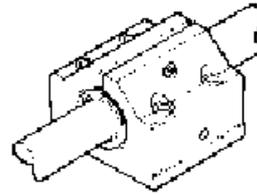
The travel life correction factors, K_L , can be found on Figure 1.



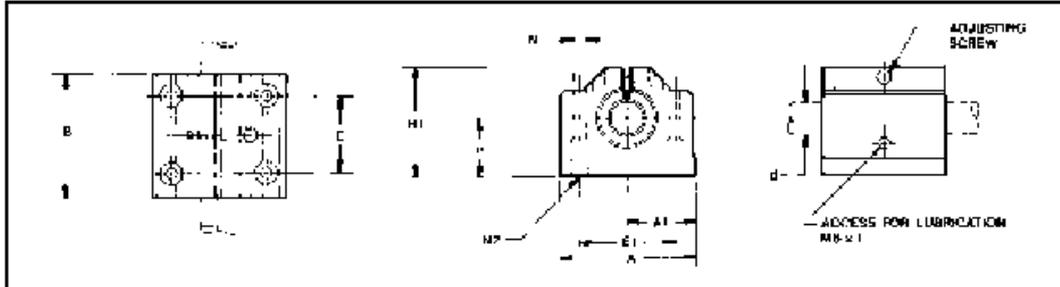
For Assistance Call: 1-800-544-8466

Figura A-14 Gráficas para obtener el factor de vida útil (abajo) y el factor de dureza (arriba) en las guías de Thomson

Super Smart Pillow Blocks



Closed adjustable type



Part Number	Dimensions (mm)										Mass (Kg)	Dynamic Load W^{10^6} (N)	Load Limit W_0^{200} (N)
	d ⁹	H ±0,020	H1	A	A1 ±0,020	B	E ±0,1	E1 ±0,1	N Dia.	N2			
SP PBA M08	8	15	28	36	17,5	32	20	25	3,3	M4	0,07	310	340
SP PBA M12	12	18	35	43	21,5	39	23	32	4,3	M5	0,13	660	715
SSE PBA M16 DD	16	22	42	53	26,5	43	26	40	5,3	M6	0,21	2200	2400
SSE PBA M20 DD	20	25	50	60	30,0	54	32	45	6,6	M8	0,35	4000	4400
SSE PBA M25 DD	25	30	60	78	39,0	67	40	60	8,4	M10	0,67	6700	7300
SSE PBA M30 DD	30	35	71	87	43,5	79	45	68	8,4	M10	0,99	8300	9100
SSE PBA M40 DD	40	45	91	108	54,0	91	58	86	10,5	M12	1,84	13700	15000

⁹The load capacities W and W_0 are valid for a resultant load applied at 90° with the ball tracks oriented as shown in the polar graphs below. If the resultant acts along another direction, the appropriate multiplicative correction factor, K_a , should be applied to W and W_0 , respectively. Open type bearings have reduced load capacities when used in pull-off situations.

⁹Adjusted to nominal.

NOTE: For additional technical data, see Engineering Support section.

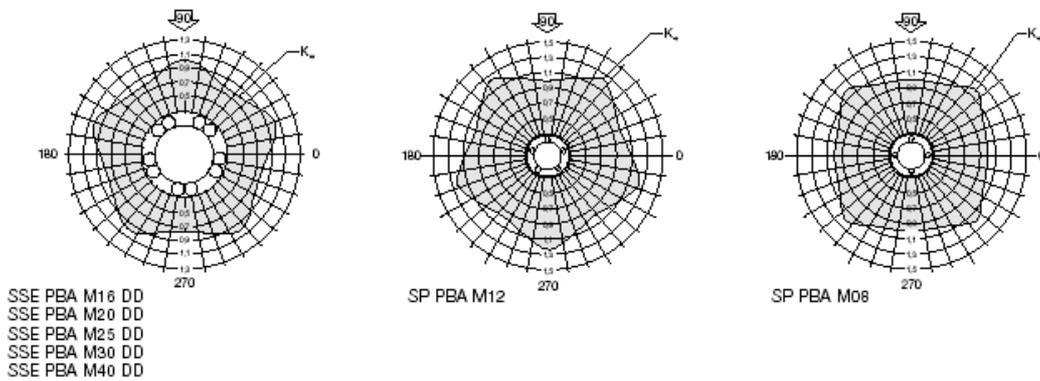


Figura A-15 Parámetros de selección para rodamientos lineales de Thomson.

Load Limit
 The load limit is the maximum load which can be applied to the bearing. It is important to analyze your application so that peak and shock loading does not exceed the load limit.

Dynamic Load Rating
 The dynamic load rating is the maximum continuous load that can be applied to the bearing with a 90% reliability of achieving life of 100 km under conventional operating conditions. However, it is important to remember that very short strokes and the direction of the applied load can be significant factors.

The following formula may be used to determine travel life.

$$L_m = \left(\frac{W}{P} \cdot K_1 \cdot K_2\right)^3 \cdot 10^6 \text{ m}$$

where:

- L_m = travel life (m)
- W = dynamic load rating from tables (N)
- P = resultant of externally applied loads (N)
- K_1 = factor for direction of resultant load
- K_2 = shaft hardness factor

$L_m = 2 \cdot s \cdot f \cdot L_h \cdot 60$
 $L_m = 2 \cdot 0,3 \cdot 100 \cdot 3500 \cdot 60$
 $L_m = 1,26 \cdot 10^6 \text{ m}$

where:
 s = stroke in meters
 f = frequency in cycles per minute
 L_h = required life in hours

This is converted into hours by the following:

$$L_h = \frac{L_m}{2 \cdot 60 \cdot s \cdot f}$$

The required dynamic load capacity is obtained by using the following formula:

$$W_m = \frac{P}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}$$

From Figure 1 (Travel Life Chart), the travel life factor (K_1) is 0,2.
 From Figure 2 (Shaft Hardness Chart), the shaft hardness factor (K_2) is 1.

$$L_m = \left(\frac{W}{P} \cdot K_1 \cdot K_2\right)^3 \cdot 10^6 \text{ m}$$

 ©2003 Danaher Motion. Printed in the U.S.A. The specifications in this publication are believed to be accurate and reliable. However, it is the responsibility of the product user to determine the suitability of Thomson products for a specific application. While defective products will be replaced without charge if promptly returned, no liability is assumed beyond such replacement.

Page 9

Figura A-16 Fórmulas para calcular la vida esperada de los rodamientos lineales de Thomson.