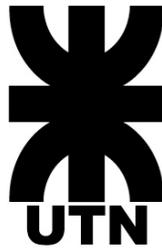


**BRIAN STANGAFERRO**



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL**  
**Facultad Regional Reconquista**

**DISEÑO DE IMPRESORA 3D**  
**DE GRANDES DIMENSIONES**

Proyecto Final presentado en cumplimiento de las exigencias de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Facultad Regional Reconquista, realizado por el estudiante Brian Stangaferro.

Asesores: Prof: Ing. Alejandro Fabbro  
Prof: Ing. Iván Talijancic

Reconquista, Santa Fe  
República Argentina  
Año 2018

## **DEDICATORIA**

Dedico este logro de mi vida a mis padres, esos seres maravillosos que siempre me dieron todo lo que necesité y me apoyaron en esta etapa de vida.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por darme la perseverancia.

A mis padres y a mi familia por acompañarme en cada paso de mi vida.

A mi país por brindarme la posibilidad de formarme como profesional en una Universidad Pública de gran prestigio, como lo es la Universidad Tecnológica Nacional.

A la Facultad Regional Reconquista por haberme dado la posibilidad de realizar mi carrera en un ambiente amigable.

A mis profesores asesores por su predisposición y guiarme en este proyecto.

A todos aquellos compañeros y amigos de estudio con los que compartimos estos años.



## ÍNDICE GENERAL

Capitulo 1: Introducción.....	8
1.1 Fundamentación Inicial del Proyecto.....	9
1.2 Objetivos .....	10
Capitulo 2: Fundamentos Teoricos .....	11
2.1 ¿Qué es la Impresión 3D?.....	11
2.2 Historia .....	11
2.3 Tecnologías.....	12
2.3.1 Impresoras 3D por Estereolitografía (SLA).....	12
2.3.2 Impresoras 3D de Sinterización Selectiva por Láser (SLS).....	13
2.3.3 Impresoras 3D por Inyección Polyjet .....	14
2.3.4 Impresión por Deposición de Material Fundido (FDM) .....	15
2.4 Justificación:.....	18
Capitulo 3: Estudio de Antecedentes .....	19
3.1 Mercado de las Impresoras 3D .....	19
3.2 Algunas Marcas de Impresoras 3D Existentes .....	19
3.2.1 Stratasys:.....	19
3.2.2 3D Systems .....	22
3.2.3 MakerBot.....	23
3.3 Capacidades y Limitaciones de las Maquinas Comunes Existentes en Argentina .....	24
Capitulo 4: Descripción General del Dispositivo Diseñado .....	25
4.1 Partes que Componen la Maquina.....	26
4.1.1 Estructura .....	26
4.1.2 Sistema de Movimiento .....	26
4.1.3 Cabezal Extrusor.....	26
4.1.4 Sistema de Control .....	26
Capitulo 5: Diseño Mecanico de la Estructura .....	27
5.1 Estructura .....	27
5.1.1 Base .....	27
5.1.2 Estructura Soporte .....	27
5.2 Mesa.....	28
5.2.1 Cama Caliente .....	28
5.3 Cerramientos.....	29
5.3.1 Puertas .....	30



5.3.2 Porta Rolos .....	30
capitulo 6: Sistema de Movimiento .....	31
6.1 Carro Y: .....	32
6.2 Carro X .....	33
6.2.1 Diseño del Carro X .....	34
6.3 Carro Z .....	34
6.4 Transmisiones .....	36
6.4.1 Sistema de Transmisión XY .....	36
6.4.2 Sistema de Transmisión Z .....	40
6.5 Motores .....	42
6.6 Soportes .....	43
6.6.1 Soporte Barras .....	43
6.6.2 Base Soporte Husillos .....	44
6.6.3 Soporte Tuercas .....	44
6.6.4 Soportes de Motores .....	45
6.6.5 Eje Poleas .....	46
Capitulo 7: Cabezal Extrusor y Materiales de Impresión .....	47
7.1 Extrusor .....	47
7.1.1 Motor Paso a Paso .....	47
7.1.2 Engranaje de Tracción .....	47
7.1.3 Engranaje Reductor .....	47
7.1.4 Rodamiento de Presión .....	47
7.1.5 Guía del Filamento .....	48
7.1.6 Hotend .....	48
7.1.7 Sensor de Temperatura .....	48
7.1.8 Elemento Calefactor .....	48
7.1.9 Boquilla de Salida .....	48
7.2 Métodos de Extrusión .....	48
7.2.1 Extrusión Directa .....	49
7.2.2 Extrusión Bowden .....	51
7.3 Mezcla de Colores .....	53
7.3.1 Cyclops .....	53
7.3.2 Diamond Hotend .....	54
7.4 Mezcla de Materiales .....	54
7.4.1 Chimera .....	55



7.4.2 Kraken.....	55
7.4.3 Extrusor Doble.....	56
7.5 Materiales Usados en la Impresión 3D .....	56
7.5.1 ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) .....	56
7.5.2 PLA (Ácido Polilactico).....	59
7.5.3 HIPS (Poliestireno de alto impacto) .....	61
7.5.4 Ninjaflex .....	62
7.5.5 Ultimaker TPU 95A:.....	62
7.5.6 Nylon .....	63
7.5.7 PET (Tereftalato de Polietileno) .....	64
7.5.8 Wood Filament.....	66
7.5.9 Filamentos de metal.....	67
7.5.10 Filamentos especiales .....	68
7.6 Selección.....	70
Capitulo 8: Sistemas de Control .....	71
8.1 Placas de Control.....	71
8.1.1 Arduino.....	72
8.1.2 RAMP's 1.4 .....	73
8.1.3 Pololu.....	73
8.1.4 Motor Paso a Paso.....	74
8.1.5 Sensor de Temperatura.....	74
8.1.6 Finales de carrera (EndStop) .....	75
8.1.7 Pantalla LCD.....	76
8.2 Drivers .....	77
Capitulo 9: Conclusión y Propuesta de Mejoras .....	78
9.1 Conclusión .....	78
9.2 Acciones Futuras .....	78
9.3 Propuesta de Mejoras .....	78
Capitulo 10: Referencias Bibliograficas .....	79
Anexo I: Cálculos y Análisis Justificativos .....	80
AI.1 Cálculo Motor Eje Z.....	80
AI.1.1 Pre-selección.....	80
AI.1.2 Calculo.....	83
AI.1.3 Verificación .....	87
AI.2 Cálculo Motor Eje XY.....	88



AI.2.1 Pre-selección.....	88
AI.2.2 Calculo.....	92
AI.2.3 Verificación .....	97
AI.3 Cálculo del Husillo.....	98
AI.3.1 Selección .....	99
AI.3.2 Verificación .....	101
AI.4 Cálculo Correa Síncrona XY .....	103
AI.4.1 Pre-selección.....	103
AI.4.2 Cálculo.....	103
AI.5 Patines Lineales Eje X.....	108
AI.5.1 Pre-Selección.....	108
AI.5.2 Esfuerzos en un patín.....	109
AI.5.3 Cargas en un patín .....	110
AI.5.4 Cargas Estáticas en el Patín.....	111
AI.5.5 Cargas Dinámicas en un Patín .....	111
AI.5.6 Selección de Patines y Rieles .....	115
AI.6 Patines Lineales Eje Y .....	115
AI.6.1 Pre-Selección.....	115
AI.6.2 Cargas en un patín .....	116
AI.6.3 Cargas Estáticas en el Patín.....	117
AI.6.4 Cargas Dinámicas en un Patín .....	117
AI.6.5 Selección de Patines y Rieles .....	119
AI.7 Patines Lineales Eje Z .....	120
AI.7.1 Pre-Selección.....	120
AI.7.2 Cargas en un patín .....	120
AI.7.3 Cargas Estáticas en el Patín.....	121
AI.7.4 Cargas Dinámicas en un Patín .....	122
AI.7.5 Selección de Patines y Rieles .....	123
AI.8 Cálculo Resistencia Calefactora .....	124
AI.8.1 Cálculo de la potencia calorífica necesaria (PT).....	124
Anexo II: Catálogos y Documentación.....	128
Anexo III: Planos .....	129
Anexo IV: Informe Análisis de Elementos Finitos.....	130
Anexo V: Computo de Materiales .....	131

## CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN

En los últimos años viene aconteciendo un fenómeno a nivel mundial que está produciendo un cambio en los sistemas de fabricación de piezas y componentes de productos. Estos consisten en el cambio de tecnologías que se basan en métodos tradicionales (por arranque de viruta o sustractivos junto conformación de materiales) a los encabezados por los sistemas de fabricación por adición de materiales (AM – Additive Manufacturing) donde las impresoras 3D van a la vanguardia del fenómeno.

Desde el año 2013, el Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación Productiva a través de la creación del Programa Nacional I+DEL y de su línea de trabajo en Tecnologías Emergentes - Impresión 3D [1] ha diseñado una estrategia de intervención que se ha centrado fundamentalmente en generar alianzas y vínculos con los principales actores del sector para dar impulso a la investigación en esta tecnología, promover su fabricación nacional y a través de jornadas de impresión en 3D ha realizado la difusión de los avances en estas políticas.

En la actualidad la posibilidad de desarrollo de productos está fundada en dos variables o áreas que dominan al mismo; una de estas es la utilización de herramientas de diseño y simulación (CAD/CAM/CAE) y otra la producción de prototipos rápidos para la verificación física en primera instancia y mecánicas y dinámicas en condiciones reales de los diseños realizados. Esto se logra a través de impresoras 3D.

Estas máquinas son capaces de realizar "impresiones" de diseños en 3D, en el sentido original del término se refiere a los procesos en los que secuencialmente se deposita material en una plataforma, con cabezales de impresión de inyección de material de aporte. Y a través de capas se va generando un volumen que conforma la pieza diseñada.

Hoy día el campo de impresoras 3d las cuales utilizan distintas metodologías para la generación de los mismos. Sus principales diferencias se encuentran en la forma en la que las diferentes capas son usadas para crear piezas.

Algunos métodos usan fundido o ablandamiento del material para producir las capas, por ejemplo, sinterizado de láser selectivo (SLS) y modelado por deposición fundida (FDM), mientras que otros depositan materiales líquidos que son curados con diferentes tecnologías. Y finalmente, pero en total desuso, el caso de manufactura de objetos laminados, delgadas capas son cortadas para ser moldeadas y unidas juntas.

---

[1] [http://www.mincyt.gob.ar/\\_post/descargar.php?idAdjuntoArchivo=39659](http://www.mincyt.gob.ar/_post/descargar.php?idAdjuntoArchivo=39659)



En la década pasada este tipo de equipos eran de difícil acceso ya sea por la imposibilidad de importación o por su costo además que indefectiblemente se consideraba que la herramienta que permitía su incorporación en la cadena de desarrollo que dependía del dominio de las herramientas CAD/CAM/CAE en primera instancia lo cual se tomaba que una no podía separarse de la otra.

En la coyuntura actual el acceso a componentes electrónicos, mecánicos y software permite que se puedan desarrollar máquinas y equipos con una mayor efectividad y un menor costo que hace 10 años, pero la características de las impresoras 3D de mercado son de bajo porte o volumen de impresión que no supera los 200x200x200 mm, por lo cual si bien se permiten construir piezas de pequeñas medidas que permiten cubrir un porcentaje alto de las necesidades de mercado sin mayores dificultades en las soluciones tecnológicas.

En el mercado argentino a través de un relevamiento realizado por el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI) y el Ministerio de Ciencia y Tecnología (MCyT) [2] encontramos que con la tecnología de impresión FDM las mayores áreas de impresión rondan en 400x400x400mm.

En conclusión, debemos admitir que las posibilidades de impresión de piezas, modelos y prototipos dentro del país no superan los límites mencionados lo cual paralelamente cubre las expectativas que se pueden tener en todos los tipos de rubros y campos de desarrollo de productos.

Si se desea duplicar los tamaños de impresión logrando máquinas dentro de las tecnologías de FDM (o similar) en tamaños de 800x800x600 mínimo y no mayores a 1000x1000x1000 se lograrían tamaños de impresión que cubrirían las posibilidades y soluciones necesarias de mercado público y privado en un rango mucho mayor.

Dada la posibilidad de adquirir componentes de bajo costo y a través del manejo del conocimiento que brindan las distintas disciplinas que interactúan en el desarrollo, se pueden lograr con inversiones no muy elevadas, desarrollar equipos de impresión con dimensiones mayores a las existentes en el mercado.

### **1.1 Fundamentación Inicial del Proyecto**

Este proyecto tiene sus orígenes en el marco del PID (Proyecto de Investigación y Desarrollo) tutorado entre la Facultad Regional Santa Fe y la Facultad Regional Reconquista de la Universidad Tecnológica Nacional. El mismo lleva como título: DESARROLLO DE IMPRESORAS 3D DE GRANDES DIMENSIONES PARA EL DISEÑO Y FABRICACION

---

[2]\_ [https://www.inti.gob.ar/prodiseno/pdf/mapa\\_impresion3d.pdf](https://www.inti.gob.ar/prodiseno/pdf/mapa_impresion3d.pdf)



DE PIEZAS MECÁNICAS, el número de PID es 4271 y el código del mismo AMTUNFE0004271

Específicamente este proyecto final de carrera es la que corresponde a una etapa concreta de este PID, donde se plantea una impresora 3D del tipo FDM cuya principal ventaja comparativa con las existentes en el mercado será su gran volumen de impresión, el cual no debe ser menor a 800x800x600mm.

### **1.2 Objetivos**

Diseñar una impresora 3D de un volumen de trabajo mínimo de 800x800x600mm para la fabricación de piezas industriales mediante el sistema de impresión FDM (Modelado por Deposición Fundida).

Diseñar y calcular la estructura y los mecanismos de movimientos los cuales se realizarán mediante poleas y correas dentadas accionadas por motores paso a paso, se realizará la selección del cabezal extrusor y el sistema de control.

Por último, se realizará el computo de materiales para su construcción.

## **CAPITULO 2: FUNDAMENTOS TEORICOS**

### **2.1 ¿Qué es la Impresión 3D?**

La impresión 3D es un grupo de tecnologías de fabricación por adición capaz de crear piezas volumétricas en tres dimensiones, esta fabricación se genera desde un software de diseño 3D, los archivos se envían a la impresora 3D que funciona gracias a los polímeros que se usan en el proceso, estos actúan por diferentes medios que solidifican el material capa a capa hasta completar la pieza tridimensional fabricada. [3]

### **2.2 Historia**

En los años 1980 se desarrollaron equipos y materiales de fabricación de aditivos tempranos. En 1981, Hideo Kodama, del Instituto Municipal de Investigaciones Industriales de Nagoya (Japon), inventó dos métodos de fabricación AM (Additive Manufacturing) de un modelo de plástico tridimensional con un polímero fotoendurecible, en el que el área de exposición a los rayos UV era controlada por un patrón de máscara o transmisor de fibra de barrido. Pero el 16 de julio de 1983, Alain Le Méhauté, Olivier de Witte y Jean Claude André presentaron su patente para el proceso de estereolitografía. Fue tres semanas antes de que Chuck Hull presentase su propia patente de estereolitografía. La aplicación de los inventores franceses fue abandonada por la compañía General Electric francesa (ahora Alcatel-Alsthom) y CILAS (The Laser Consortium). La razón aducida fue "por falta de perspectiva empresarial".

Luego en 1984, Chuck Hull de 3D Systems Corporation desarrolló un sistema prototipo basado en el proceso conocido como estereolitografía, en el que se añaden capas mediante el curado de fotopolímeros con láseres de rayos ultravioleta. Hull definió el proceso como un "sistema para generar objetos tridimensionales mediante la creación de un patrón transversal del objeto a formar", pero esto ya había sido inventado por Kodama. La contribución de Hull fue el diseño del formato de archivo STL (STereoLithography) ampliamente aceptado por el software de impresión 3D, así como las estrategias digitales de corte y relleno comunes a muchos procesos actuales. [4]

En 1987 el Dr. Deckard y el Dr. Beaman de la universidad de Texas inventan la sinterización selectiva por láser (SLS) que consiste en utilizar un láser para sintetizar material en polvo.

En 1989 Scott y Lisa Crump desarrollan la técnica de modelado por deposición fundida (FDM) que consiste en insertar filamentos termoplásticos en una cabeza de extrusión que

---

[3]\_ [https://es.wikipedia.org/wiki/Impresi%C3%B3n\\_3D](https://es.wikipedia.org/wiki/Impresi%C3%B3n_3D)

[4]\_ <http://createbot.mx/sitio/la-impresion-3d-2/>



calienta y deposita el material fundido que se solidifica capa por capa hasta completar el objeto tridimensional. En 1990 patentan y fundan la empresa Stratasys para su comercialización.

En 1999 la sociedad Objet LTD patenta la tecnología PolyJet photopolymer, (adquirida por Stratasys) funciona con un fotopolímero líquido que se rocía y se solidifica gracias a una luz ultravioleta, la impresión se realiza capa a capa.

En 2005 el Dr. Bowyea de la Universidad de Bath en Reino Unido desarrolla la primera impresora 3D autoreplicable (Rep-Rap), sin patente y con los planos disponibles gratuitamente en internet. Esto surge bajo el proyecto Rep-Rap el cual consiste en la creación de una máquina que es capaz de fabricar sus componentes, la premisa de este proyecto tiene también como objetivo que cualquier persona pueda acceder a realizar una impresora 3D Rep-Rap, para esto los planos, software, configuraciones y todo lo necesario para realizarlo está disponible de forma libre y gratuita en la web [5]. Al mismo tiempo se van incorporando desarrollos y experiencias de todas las personas que hacen uso de esta información.

En 2009 es fundada la empresa Makerbot y Sculpeo quienes desarrollan herramientas web para la impresión 3D que se difunden de manera gratuita.

En 2011 se dispara la tecnología de la impresión 3D al estar disponible para todas las personas inclusive en formatos de escritorio, al siguiente año se lanzan al mercado las impresoras 3D Createbot para el hogar y la industria.

El término “impresión en 3D” se refería originalmente a un proceso que empleaba cabezales de impresión de chorro de tinta estándar y personalizados. [6]

## **2.3 Tecnologías**

### **2.3.1 Impresoras 3D por Estereolitografía (SLA)**

Esta técnica fue la primera en utilizarse. Consiste en la aplicación de un haz de luz ultravioleta a una resina líquida (contenida en un cubo) sensible a la luz. La luz UV va solidificando la resina capa por capa. La base que soporta la estructura se desplaza hacia abajo para que la luz vuelva a ejercer su acción sobre el nuevo baño, así hasta que el objeto alcance la forma deseada.

Con este método se consiguen piezas de altísima calidad, aunque, por sacar un inconveniente, se desperdicia cierta cantidad de material en función del soporte que sea necesario fabricar.

---

[5]\_ <http://reprap.org/>

[6]\_ <https://www.3dnatives.com/es/modelado-por-deposicion-fundida29072015/>

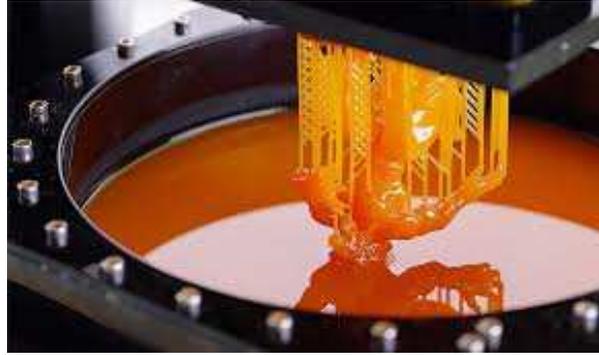


Figura 2.1

### 2.3.2 Impresoras 3D de Sinterización Selectiva por Láser (SLS)

También conocido en inglés como Selective Laser Sintering (SLS), esta tecnología se nutre del láser para imprimir los objetos en 3D.

Nació en los años 80, y pese a tener ciertas similitudes con la tecnología SLA, ésta permite utilizar un gran número de materiales en polvo (cerámica, cristal, nylon, poliestireno, etc.). El láser impacta en el polvo, funde el material y se solidifica. Todo el material que no se utiliza se almacena en el mismo lugar donde inició la impresión por lo que, no se desperdicia nada.

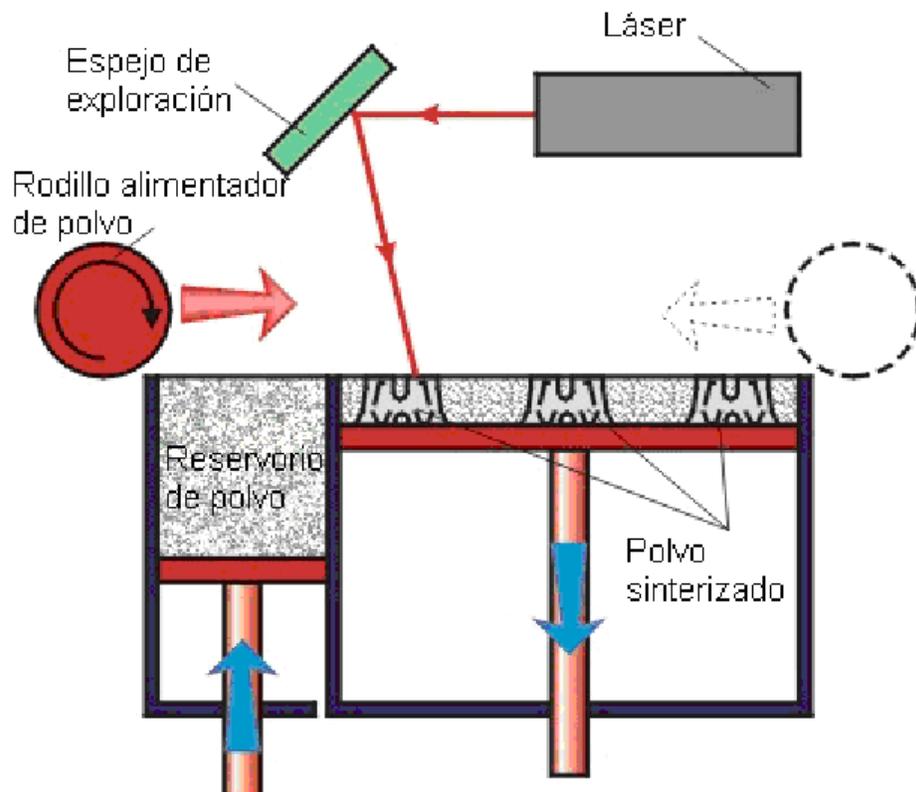


Figura 2.2

### 2.3.3 Impresoras 3D por Inyección Polyjet

Este es el sistema de impresión 3D más parecido a una impresora habitual (de tinta en folio), pero en lugar de inyectar gotas de tinta en el papel, inyectan capas de fotorpolímero líquido que se pueden curar en la bandeja de construcción, Su funcionamiento se puede ver en la Figura 1.2.

La impresión 3D Polyjet es compatible con una amplia gama de materiales (mas de 120 aproximadamente) y permite incluso de combinar varios simultáneamente (cada uno almacenado en una cabeza de impresión distinta). El material compuesto obtenido, Material Digital, permite obtener prototipos de alto desempeño para asemejarse al modelo final (resistencia a la temperatura, biocompatibilidad, rigidez, flexibilidad) y en variedad de colores.

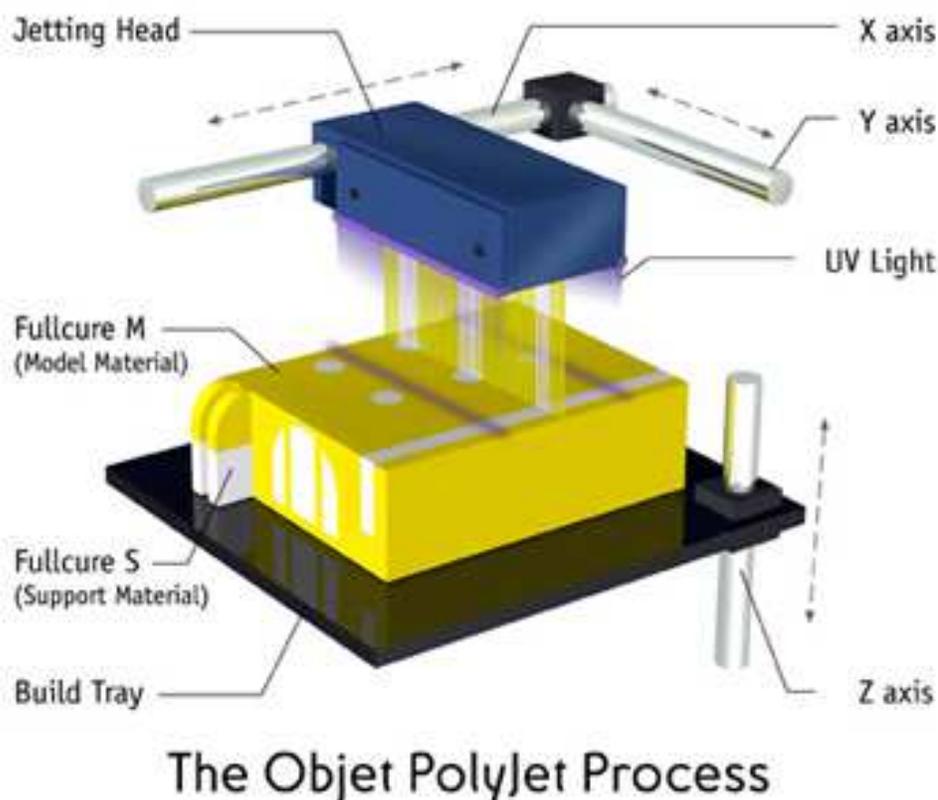


Figura 2.3

### 2.3.4 Impresión por Deposición de Material Fundido (FDM)

También conocida por FFF (Fused Filament Fabrication, término registrado por Stratasys)

La técnica aditiva del modelado por deposición fundida es una tecnología que consiste en depositar polímero fundido sobre una base plana, capa a capa. El material, que inicialmente se encuentra en estado sólido almacenado en rollos, se funde y es expulsado por la boquilla en minúsculos hilos que se van solidificando conforme van tomando la forma de cada capa.

Se trata de la técnica más común en cuanto a impresoras 3D de escritorio y usuarios domésticos se refiere. Aunque los resultados pueden ser muy buenos, no suelen ser comparables con los que ofrecen las impresoras 3D por SLA, por ejemplo. La ventaja principal es que esta tecnología ha permitido poner la impresión 3D al alcance de cualquier persona con impresoras como la CubeX, Prusa o cualquier impresora de RepRap.

Actualmente se utilizan una gran variedad de materiales, entre los que predominan ABS y PLA. [7]

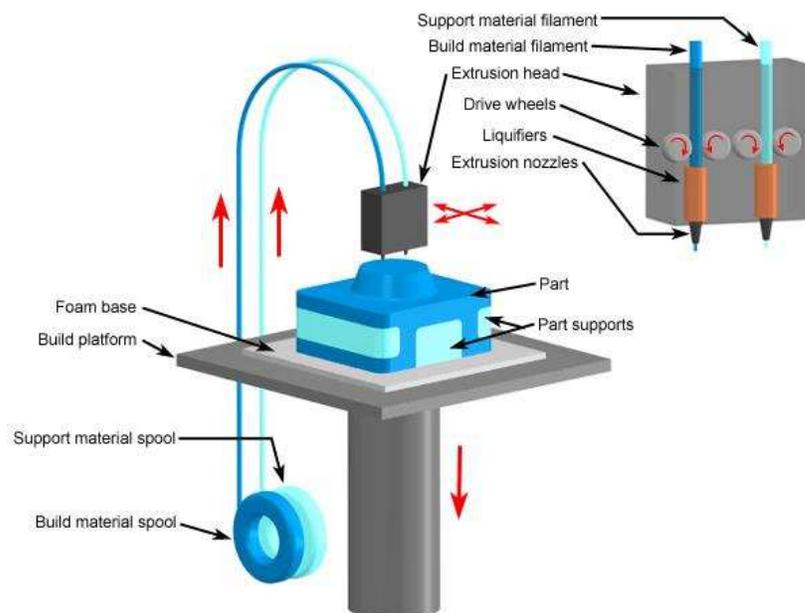


Figura 2.4

#### 2.3.4.1 Proceso de Impresión

Como primera medida para comenzar la impresión se requiere preparar la máquina, para esto se setea los parámetros de temperatura de la cama caliente y el extrusor para el material que se va a utilizar, y se deja que lleguen a la temperatura adecuada.

[7]\_ <https://www.impresoras3d.com/tipos-de-impresoras-3d/>

Una vez que la máquina de modelado por deposición fundida recibe un modelo digital 3D, el cabezal de impresión empieza a moverse a lo largo y ancho de la plataforma de impresión, distribuyendo el material de impresión como se requiere y crear una capa. Una vez que se ha creado una capa, el cabezal de impresión se eleva a una altura correspondiente a su espesor y repite el proceso una vez más hasta que se han formado todas las capas proporcionadas por el modelo 3D. Una vez que el proceso de modelado por deposición fundida se ha completado, el objeto se deja enfriar y endurecer.

En la Figura 2.5 esta esquematizado como quedan depositadas las sucesivas capas de impresión.

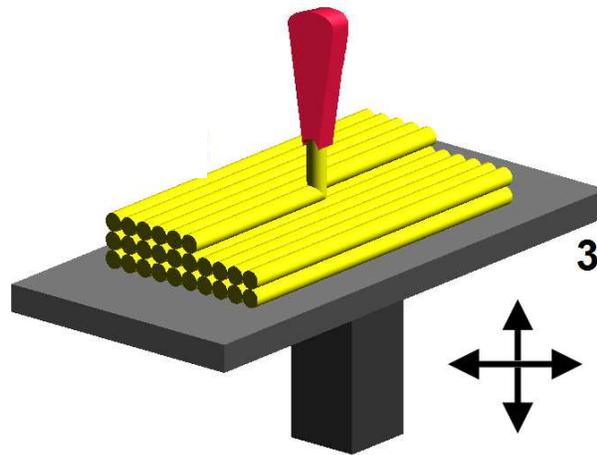


Figura 2.5

### **2.3.4.2 Parámetros que Intervienen en la Impresión 3D FDM**

#### **2.3.4.2.1 Volumen de impresión**

Es el volumen de efectivo de impresión que es capaz de crear la impresora, el mismo está dado en las medidas de los ejes X, Y, Z. también se puede decir que es la carrera efectiva que puede recorrer el pico extrusor para formar la pieza. (ver Figura 2.6).

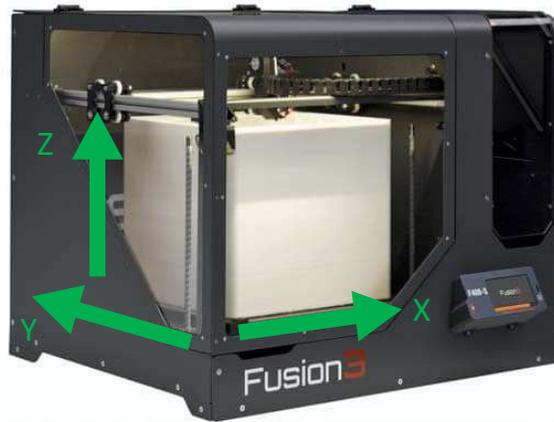


Figura 2.6

#### **2.3.4.2.2 Diámetro de la boquilla**

Es el diámetro del orificio por donde es extruido el material termoplástico usado para la fabricación de las piezas.

#### **2.3.4.2.3 Temperatura de Extrusión**

Es la temperatura que es capaz de alcanzar el elemento calefactor, este valor determina los materiales que es capaz de extruir de acuerdo a la temperatura de fusión de estos (ver Capitulo 7.5).

#### **2.3.4.2.4 Velocidad de Extrusor**

Es la velocidad a la que el extrusor inyecta el material de impresión al elemento calefactor y expulsarlo por la boquilla.

#### **2.3.4.2.5 Espesor de Capa**

Es el tamaño mínimo de capa que es capaz de crear la impresora, el mismo es la diferencia entre los valores de la variable vertical Z entre una capa y otra. Este valor tiene gran importancia para determinar la calidad de la impresión, dado que, a menor espesor de capa, mayor será la aproximación a la forma ideal de la pieza. En la Figura 2.7 se puede apreciar la diferencia entre un espesor de capa de 0,3mm y un espesor de 0,09mm, puede observarse que la terminación de la pieza realizada con espesor de capa de 0,09 es mucho mejor.



Figura 2.7



#### **2.3.4.2.6 Temperatura de Cama Caliente**

Las impresoras FDM requieren que la base sobre la cual se comienza a imprimir se encuentre a una determinada temperatura, para que el material se mantenga en un estado plástico y no se solidifique completamente, esto mantiene el material adherido a la base de impresión.

La temperatura de la misma nos determina que materiales se podrán imprimir.

#### **2.3.4.2.7 Velocidad de Impresión**

Es la velocidad a la que se desplaza linealmente el cabezal de extrusión, este determina el tiempo que tardara en realizar la impresión.

#### **2.3.4.2.8 Materiales.**

Existen gran variedad de materiales de impresión lo mas comunes son el ABS y PLA (Ver capítulo 7.5), los mismos vienen en rollos, en forma de filamento de diámetro 1,75mm o 3mm.

### **2.4 Justificación:**

Estas máquinas presentan una gran ventaja por sobre los métodos convencionales de manufactura de prototipos, dado que el costo y tiempo de realización de estos es mucho más reducido mediante la impresión 3D.

Si bien en la actualidad no es difícil adquirir máquinas de este tipo, la principal limitación de los equipos comerciales es el reducido volumen de impresión que poseen (Rondan los 200x200x200 mm) con lo que, para piezas de un volumen superior el costo de los equipos aumenta considerablemente, estando sujeto además a una mayor dificultad para poder adquirirlas debido a que son maquinas importadas.



## CAPITULO 3: ESTUDIO DE ANTECEDENTES

En este capítulo se presentará impresoras 3D existentes y el mercado de las mismas, centrándonos principalmente en las de tecnología FDM.

### 3.1 Mercado de las Impresoras 3D

A nivel profesional se destacan 2 marcas Stratasys y 3D Systems. También se encuentran marcas como MakerBot, Ultimaker, Printbot, etc. Las cuales comercializan impresoras FDM de uso hobista en pequeñas dimensiones, como así también comercializan kits de impresión donde impulsan al usuario a crear sus propias impresoras.

### 3.2 Algunas Marcas de Impresoras 3D Existentes

Existe una amplia variedad de empresas dedicadas a la fabricación de impresoras 3D, a continuación, se citan algunas. Estos datos fueron extraídos de las páginas web oficiales de cada empresa. [8] [9] [10]

#### 3.2.1 Stratasys:

Esta empresa se dedica exclusivamente a impresoras de tecnología FDM y PolyJet.

##### 3.2.1.1 F123 Series

###### Tecnología

FDM

###### Tamaño y Peso del Sistema

1626 x 864 x 711 mm (64 x 34 x 28 in) 227 kg (500 lbs) con consumibles

###### Volumen de Impresión

Stratasys F170: 254 x 254 x 254 mm (10 x 10 x 10 in)

Stratasys F270: 305 x 254 x 305 mm (12 x 10 x 12 in)

Stratasys F370: 355 x 254 x 355 mm (14 x 10 x 14 in)

###### Grosor de la Capa

0.330 mm (0.013 in)

0.254 mm (0.010 in)

0.178 mm (0.007 in)

0.127 mm (0.005 in)

###### Exactitud

---

[8]\_ <http://www.stratasys.com/>

[9]\_ <https://es.3dsystems.com/>

[10]\_ <https://www.makerbot.com/>

Las piezas se producen con una precisión de +/- .200 mm (.008 in) o +/- .002 mm / mm (.002 in / in), la que sea mayor.



Figura 3.1

### **3.2.1.2 Fortus 900 mc**

#### Tecnología

FDM

#### Tamaño y Peso del Sistema

2772 x 1683 x 2027 mm (109.1 x 66.3 x 78.1 in); 2869 kg (6325 lbs.)

Con torre de iluminación de fabricación: 2772 x 1683 x 2281 mm (109.1x66.3x89.8in)

#### Volumen de Impresión

914,4 x 609,6 x 914,4 mm (36 x 24 x 36 in) La placa admite dos zonas de construcción para hojas de construcción pequeñas o grandes.

#### Grosor de la Capa

0.508 mm (0.020 in)

0.330 mm (0.013 in)



0.254 mm (0.010 in)

0.178 mm (0.007 in)

Exactitud

Las piezas se producen con una precisión de +/- .089 mm o +/- .0015 mm por mm (+/- .0035 pulg. O +/- .0015 pulg. Por pulg.), Lo que sea mayor.



Figura 3.2

### **3.2.1.3 Objet1000 Plus**

Tecnología

PolyJet

Tamaño y Peso del Sistema

1960 x 2868 x 2102 mm (77.5x113x83 in); 2200 kg (4850 lbs.)

Volumen de Impresión

1000 x 800 x 500 mm (39.3x31.4x19.6 in);

Peso máximo del modelo en la bandeja: 135kg

Grosor de la Capa

16  $\mu\text{m}$  (0.0006 in)

Exactitud

Hasta 600 micras para el tamaño completo del modelo (solo para materiales rígidos, dependiendo de la geometría, los parámetros de construcción y la orientación del modelo)



Figura 3.3

### 3.2.2 3D Systems

Esta empresa tiene impresoras de múltiples tecnologías:

Stereolitografía SLA, MultiJet MJP, Sinterización Selectiva por Laser SLS,  
Impresoras de Metal y Odontológicas

#### 3.2.2.1 ProJet® MJP 5600

Tecnología

MultiJet (MJP)

Tamaño del Sistema

518 x 381 x 300 mm

Grosor de Capa

16  $\mu$  layers



Figura 3.4

### **3.2.2.2 Project 6000 HD**

Tecnología

Stereolitografía (SLA)

Tamaño del Sistema

250 x 250 x 250 mm (10 x 10 x 10 in)



Figura 3.5

### **3.2.3 MakerBot**

Esta empresa se dedica únicamente a la fabricación de Impresoras 3D de tecnología FDM, sobre todo para uso en prototipado.

#### **3.2.3.1 Relicator MakerBot +**

Tecnología

FDM

Tamaño del Sistema

295 x 195 x 165 mm (11.6 X 7.6 X 6.5 in)

Grosor de la Capa

100  $\mu\text{m}$  [0.0039 in]

Diámetro del Filamento

1.75 mm [0.069 in]

Diámetro de la Boquilla

0.4 mm [0.015 in]



Figura 3.6

### **3.3 Capacidades y Limitaciones de las Maquinas Comunes Existentes en Argentina**

Actualmente en Argentina, el INTI desarrollo un mapa de Impresión 3D. [2] Analizando esta se puede ver que la mayoría de las máquinas que hay en el mercado argentino tienen como máximo un volumen de impresión de 300x300x300mm y menor a estos.

Si bien existen máquinas de impresión de gran volumen como ser la Fortus 900 mc de Stratasys, estas no se comercializan en nuestro país y su precio es superior a u\$d 100.000.

Lo cual las hace prácticamente inaccesibles para las industrias pequeñas y medianas de nuestro país y principalmente de nuestra zona.

---

[2]\_ [https://www.inti.gob.ar/prodiseno/pdf/mapa\\_impresion3d.pdf](https://www.inti.gob.ar/prodiseno/pdf/mapa_impresion3d.pdf)

## **CAPITULO 4: DESCRIPCION GENERAL DEL DISPOSITIVO DISEÑADO**

En este capítulo se realizará una descripción detallada de la maquina desde el punto de vista funcional, más adelante se detallarán los criterios verficativos del diseño.

La máquina consiste en una estructura metálica realizada en perfil estructural, la cual sostendrá todos los elementos de la máquina, en la parte inferior se encuentra la mesa de impresión que es donde se depositara el material fundido que sale del extrusor.

El extrusor se moverá montado sobre los carros de desplazamiento, los ejes X e Y se moverán mediante correas dentada mientras que el eje Z lo hará mediante tornillo y tuerca.

Los movimientos son realizados por motores paso a paso, los cuales serán controlados por drivers electrónicos diseñados con este fin, dados que son capaces de leer el código generado por computadora, procesarlo y ordenar los movimientos correspondientes como así también controlar las temperaturas de trabajo y la inyección de material del extrusor

La elección de mantener la mesa de impresión fija y mover el sistema XY, siendo esto contrario a la mayoría de los sistemas de impresión 3D que existen, se debe a que la mesa de impresión tiene un peso superior al doble que el sistema XY, además al producirse la impresión el material depositado ira aumentando el peso de la mesa. Por esto se decidió mover el de menor peso, lo que acarrea menos esfuerzos e inconvenientes.

Se puede observar una vista general del dispositivo completo en la Figura 4.1, el detalle de las dimensiones que posee este se encuentra en el *Anexo III – Vista General – Plano N°:1*.

Una vez finalizado el diseño se ha logrado volumen de impresión de 830x830x600, estas dimensiones se pueden observar en el *Anexo III – Detalle Volumen de Impresión – Plano N°2*.



Figura 4.1

## 4.1 Partes que Componen la Maquina

### 4.1.1 Estructura

Esta es la que será de soporte para todos los elementos de la máquina, como así también mantendrá protegida el área de impresión

### 4.1.2 Sistema de Movimiento

Estos incluyen aquellos elementos responsables de generar el movimiento del extrusor, en estos están incluidos los motores, las guías de movimiento, los elementos de transmisión, y otros.

### 4.1.3 Cabezal Extrusor

Este es el responsable de fundir y expulsar el material de impresión.

### 4.1.4 Sistema de Control

Este es el encargado de interpretar el diseño de la pieza a realizar y comandar todos los elementos que intervienen en el proceso de impresión 3D.

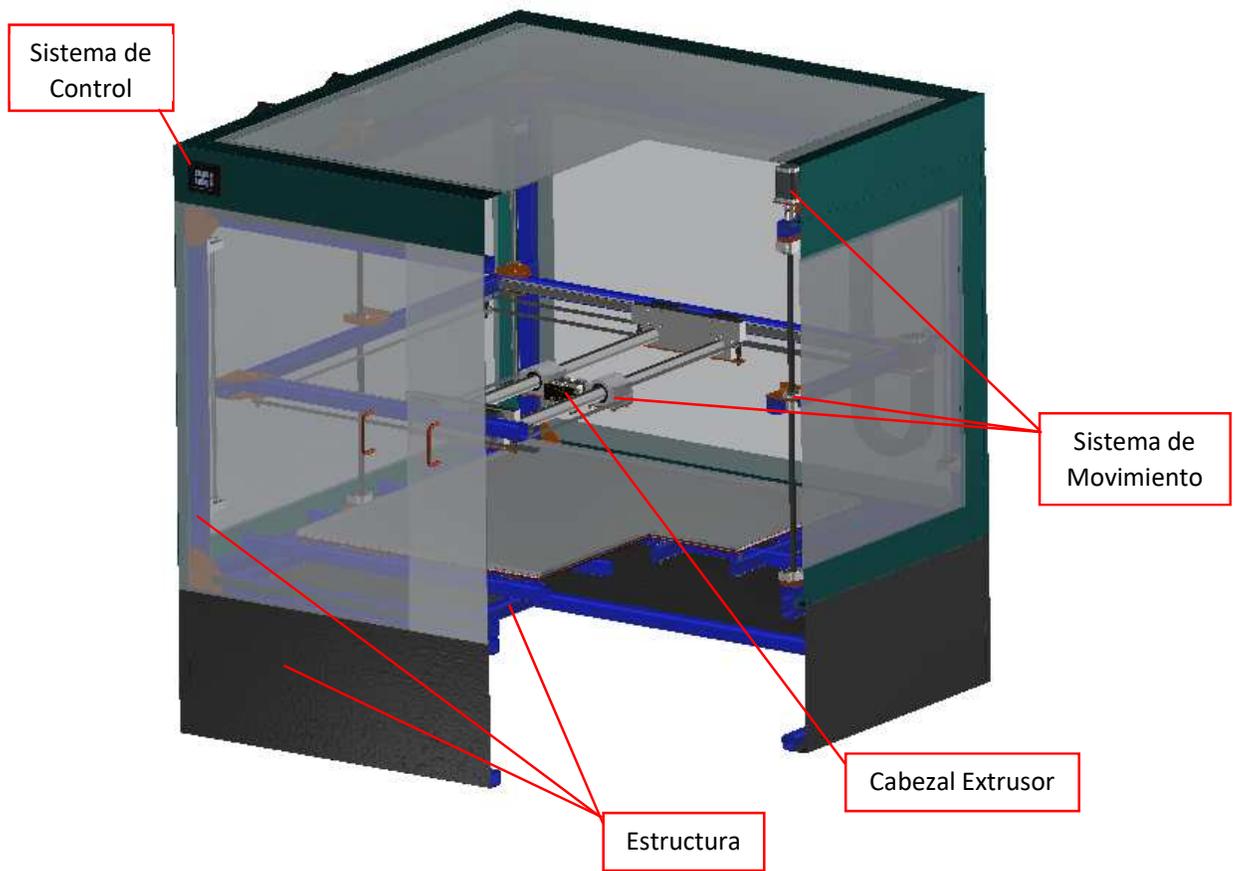


Figura 4.2

## CAPITULO 5: DISEÑO MECANICO DE LA ESTRUCTURA

### 5.1 Estructura

#### 5.1.1 Base

Estará construida en estructural de 40x40x3mm formando una estructura prismática unida mediante soldadura para darle rigidez, sus dimensiones se pueden ver en el *Anexo III – Estructura – Plano N°3*. Ésta cumplirá la función de separar del suelo la estructura soporte que ira montada sobre la misma, dejando así un lugar de trabajo a una altura más accesible, además de contrarrestar las irregularidades del lugar donde se instalará la máquina, dando la posibilidad de nivelarlo correctamente

#### 5.1.2 Estructura Soporte

Esta estará realizada en tubo estructural cuadrado de 40x40x3mm formando un prisma, los tubos se unirán entre si mediante escuadras de chapa metálica y tornillos, no se utilizara soldadura para armar esta estructura dado que este proceso de fijación genera y libera tensiones en los tubos de conformado en frio, lo que conlleva a deformaciones impredecibles y difíciles de corregir.

A diferencia de la base, en esta estructura soporte debe ser lo más perfecta posible y libre de deformaciones, dado que sobre la misma se montarán las guías de desplazamiento de los carros.

El detalle de la estructura y el montaje de las escuadras puede verse en el *Anexo III – Estructura – Plano N°3*, mientras que el detalle de las escuadras puede verse en *Anexo III – Escuadra de Estructura – Plano N°4*.

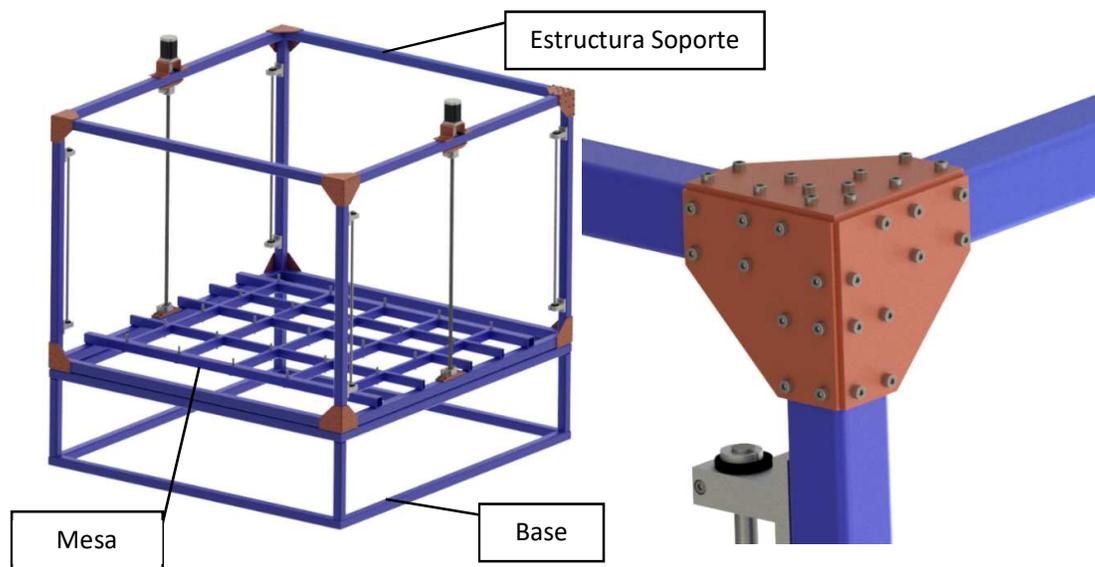


Figura 5.1



## 5.2 Mesa

En la parte inferior se ubica la mesa de impresión realizada en una maya con tubo estructural de 20x40mm, esta armada mediante soldadura y se montara sobre la estructura soporte mediante tornillos. Sus dimensiones y detalles pueden verse en el *Anexo III – Mesa de Impresión – Plano N°5*

La maya tendrá perforaciones roscadas por los cuales pasaran los tornillos sobre los que descansa la cama caliente que es sobre la cual se realizara la deposición de material fundido.

Los tornillos permiten la nivelación perfecta de la cama caliente, permitiendo corregir cualquier deformación que pueda sufrir esta.



Figura 5.2

### 5.2.1 Cama Caliente

Este será el elemento sobre el cual se depositará el material fundido, estará conformado de la siguiente manera:

Sobre los tornillos de regulación de la mesa estarán colocadas las resistencias planas. Como es de esperarse el lado calefactor estará orientado hacia arriba, mientras que la zona aislada de la resistencia hará contacto con los tornillos de regulación.

Según los cálculos realizados (*ver Anexo I.8*) se requiere una potencia de calefacción  $P_T = 2,625 [KW]$ , una carga superficial  $CS = 0,2625 \left[ \frac{W}{cm^2} \right]$  y una superficie de calefacción  $Sup = 10000 [cm^2]$ .

Una vez consultado al fabricante, este aconsejo usar 6 resistencias planas que cubrirán toda la superficie de trabajo.

Sobre las resistencias ira una placa de aluminio de 2mm de espesor. El objetivo de esta es homogeneizar la temperatura de la mesa de impresión, evitando la generación de puntos fríos o calientes que producirán distintos niveles de contracción en la pieza que se imprime, lo que



generaría graves problemas de deformación pudiendo llegar a producir grietas en el objeto impreso.

Por último, va colocado el vidrio que es el que entra en contacto con el material extruido. Este será vidrio Pyrex de 10 mm de espesor, la necesidad de este material es debido a las temperaturas a las que está expuesto.

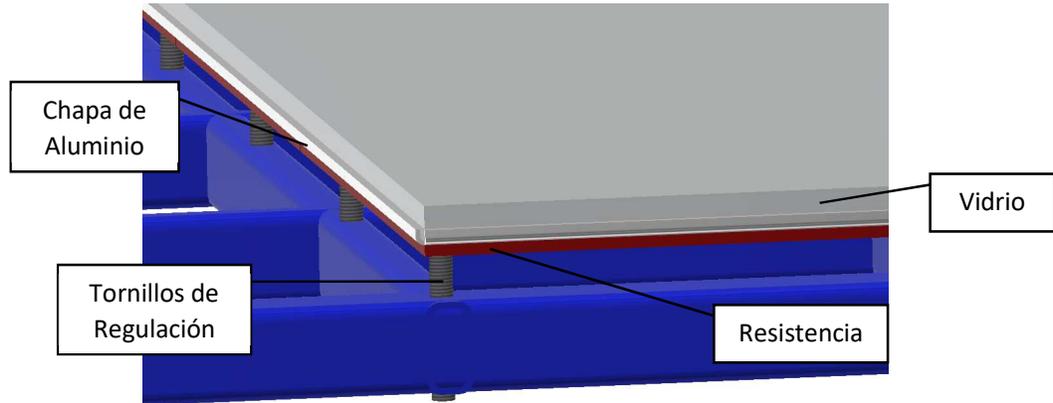


Figura 5.3

### 5.3 Cerramientos

Toda la estructura estará encerrada por tapas realizadas con chapa BWG N°14 y con acrílico de 4mm, de manera que se pueda observar el trabajo de la maquina desde los costados y arriba.

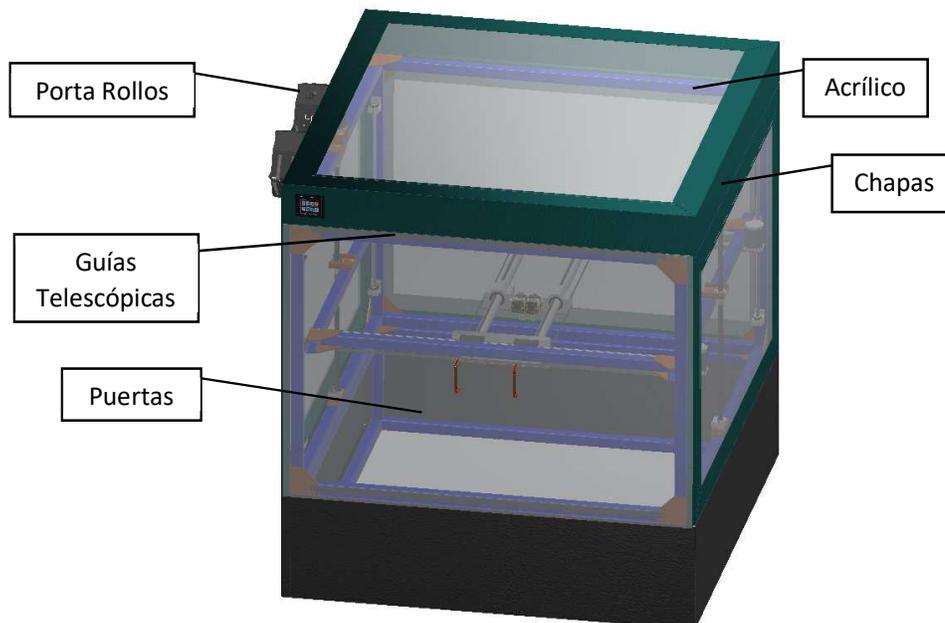


Figura 5.4

### 5.3.1 Puertas

Las mismas serán enteramente de acrílico de 8mm, directamente sobre estas se fijarán las manijas para su cierre y apertura, como así también las correderas telescópicas Ducasse 21-008 de 600mm de extensión (ver *Anexo II – Catálogo Ducasse*), las cuales permiten la apertura total de las puertas permitiendo total acceso a la zona de trabajo de la máquina.



Figura 5.5

### 5.3.2 Porta Rolos

Estos elementos contendrán los rollos de material de impresión, su función no es solo de soporte, sino también protegen los mismos de la humedad, el cual es un factor que debe mantenerse bajo en el material para poder obtener impresiones de calidad. Los mismos serán de material de impresión 3D.

El diseño de estos porta rollos se obtuvo de una página web [21] de distribución gratuita, donde el autor sube distintos diseños de elementos útiles para realizar mediante impresión 3D.



Figura 5.6

## CAPITULO 6: SISTEMA DE MOVIMIENTO

El sistema desarrollado consiste en 3 carros de movimiento, uno para cada dirección espacial (X, Y, Z ver Figura 6.1), los mismos se desplazan sobre rodamientos lineales los cuales permiten el movimiento de manera suave y con muy bajo rozamiento, los carros X e Y tienen desplazamiento horizontal de manera que están dispuestos en forma perpendicular, con esto obtenemos el movimiento necesario para depositar una capa de material de impresión en el plano, mientras que el eje Z tendrá un movimiento vertical, con lo que al finalizar cada capa de deposición de material este se desplaza para permitir una siguiente capa, lo que da lugar a la formación de volumen de la pieza que se imprime.

Los movimientos en las direcciones X e Y se realizarán mediante correas sincrónicas, mientras que el desplazamiento en la dirección Z será mediante tornillos de bolas recirculantes.

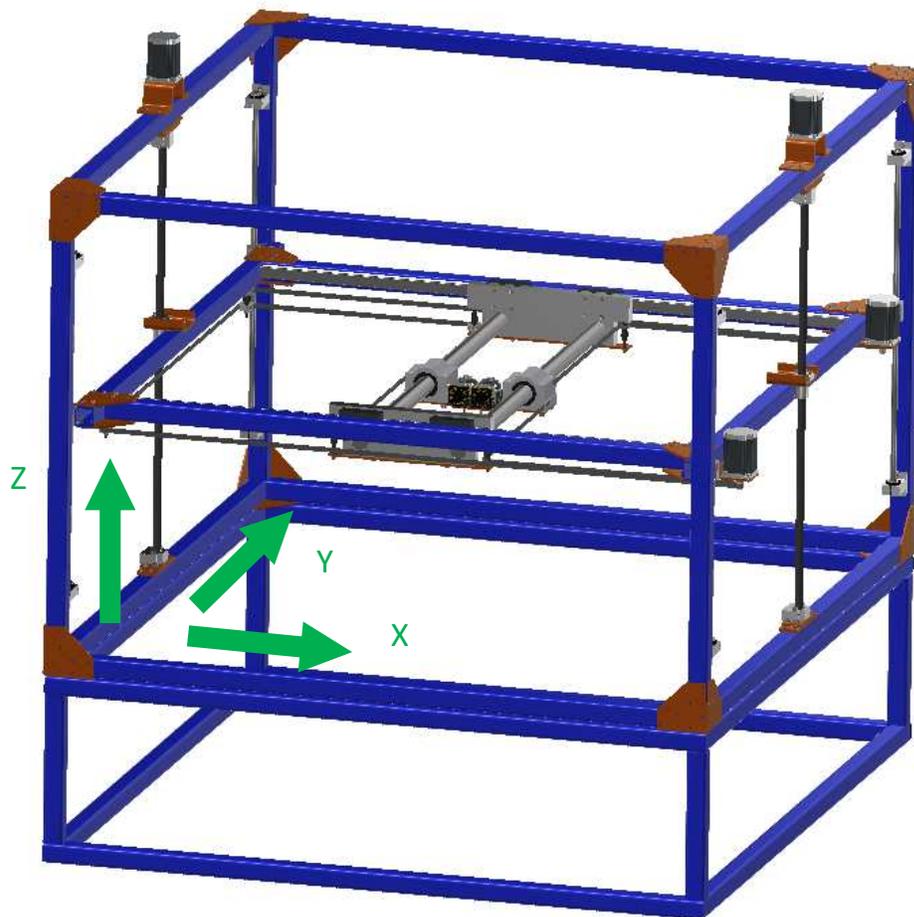


Figura 6.1

### 6.1 Carro Y:

Consiste en un soporte de chapa de 1/4" de espesor de Acero SAE 1010 que contiene el extrusor de impresión y dos rodamientos lineales que permiten el movimiento del mismo en una sola dirección.

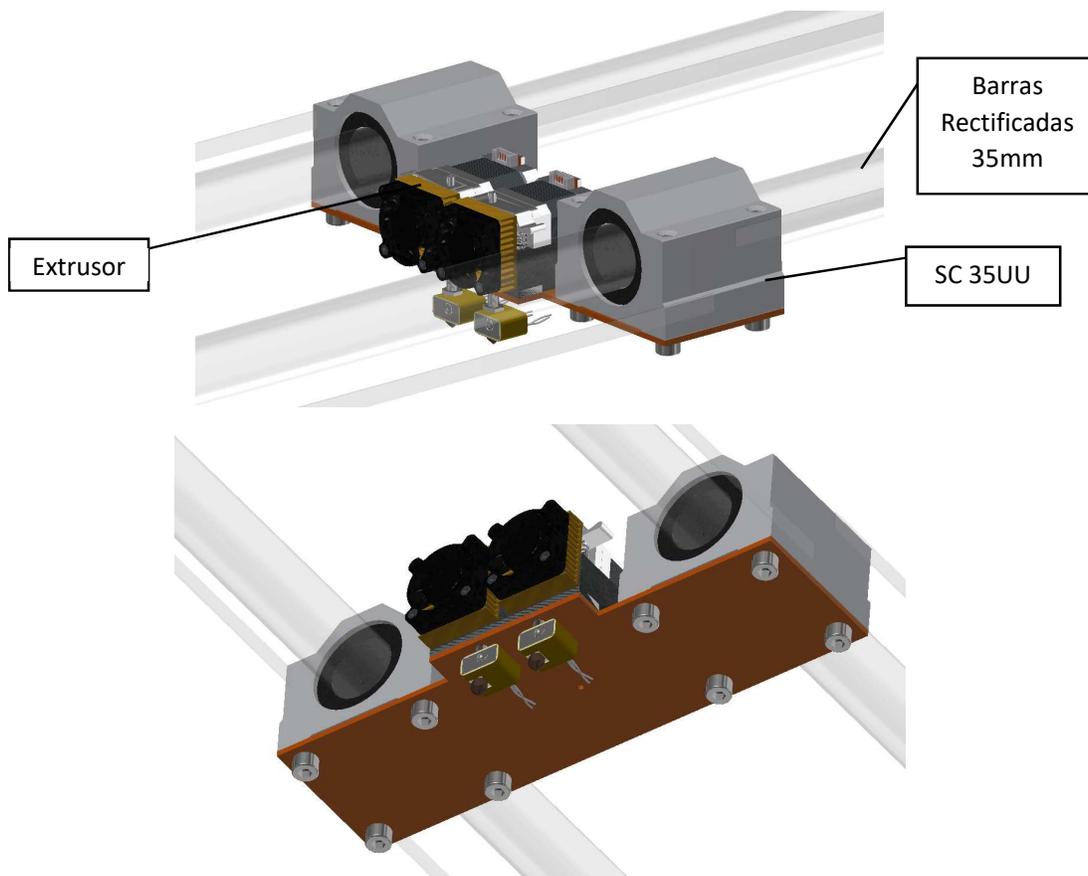


Figura 6.2

Los rodamientos son del tipo SC 35UU de la marca THK (ver *Anexo II – Catálogo THK*) los cuales deslizan sobre barras redondas de acero rectificado. La elección de uso de estos rodamientos y barras se realizó en base a un estudio de deformaciones realizado mediante el análisis por elementos finitos, en el programa “Autodesk Inventor” (ver *Anexo IV – Análisis de Elementos Finitos*). En este estudio, el cual se realizó en forma iterativa, se buscó obtener la mínima deformación de las barras rectificadas debido al peso del carro, esto es para mantener la precisión y la calidad de impresión, recordemos que el espesor de cada capa de impresión puede llegar a ser del orden de 0,01mm en tecnología FDM.

Las dimensiones y el montaje del mismo pueden verse en *el Anexo III – Carro Y – Plano N°:6*.



## 6.2 Carro X

Este está formado por 2 placas de aluminio de 25 mm de espesor, las que, en conjunto con las barras redondas rectificadas de 35mm de la marca THK (ver *Anexo II – Catálogo THK*) sobre las que se realiza el movimiento en la dirección Y, forman la estructura del carro.

Las dimensiones y el montaje del mismo pueden verse en *el Anexo III – Carro X – Plano N°:7*.

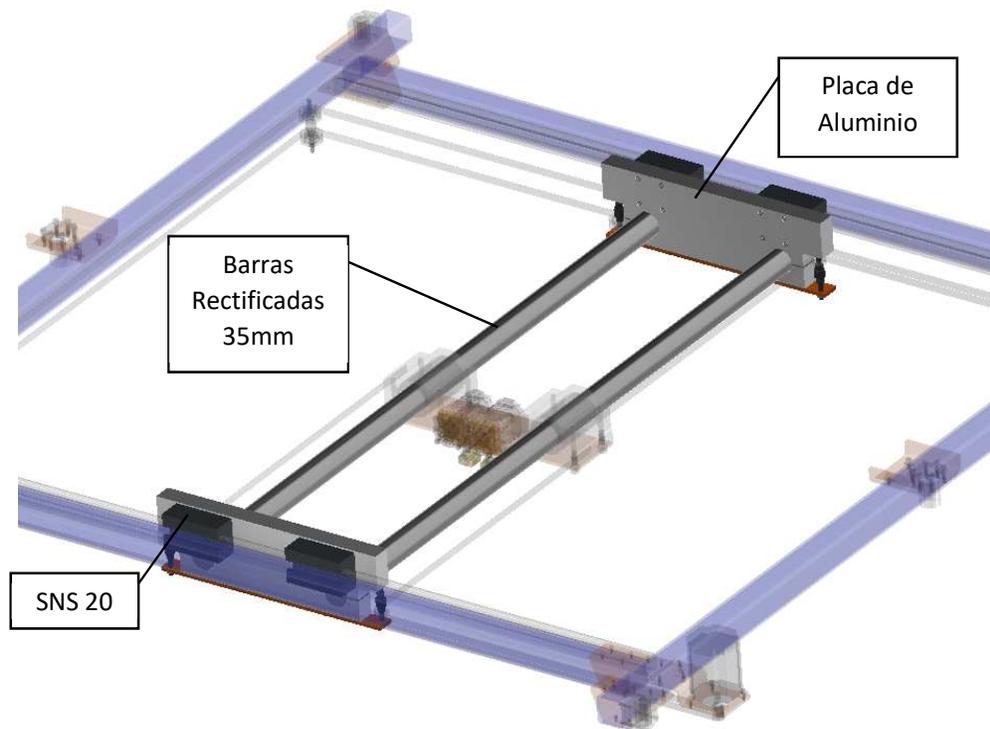


Figura 6.3

Sobre estas placas también se montarán las poleas que dirigirán la correa hacia el carro Y, además de los patines lineales que permitirán el desplazamiento del carro en la dirección X, estas serán del tipo Bosch Retroth modelo SNS 20 (ver *Anexo II – Catálogo Bosch Retroth*). El cálculo y dimensionamiento de estas puede verse en el *Anexo I.5*.

Estas tienen la ventaja de que el vínculo entre la guía y el riel sea semejante a un empotramiento, por lo que producen un momento de reacción ante la carga producida por el peso de las barras redondas y el carro. Con lo que se obtiene una mayor resistencia a la deflexión que se producen en las barras redondas



Figura 6.4

### 6.2.1 Diseño del Carro X

Para el diseño de este carro y la selección de las barras se utilizó la herramienta de análisis de elementos finitos del programa Autodesk Inventor (ver *Anexo IV – Análisis de Elementos Finitos*), se buscó que la deflexión de las barras en su punto máximo no sea mayor a el grosor de capa capaz de depositar la maquina (0,01mm), Para esto se realizó una simulación estática del conjunto para verificar esto.

La misma dio como resultado 0,00015mm como deflexión máxima (esto se puede ver en la Figura 6.5), de manera que se cumplió con el objetivo planteado

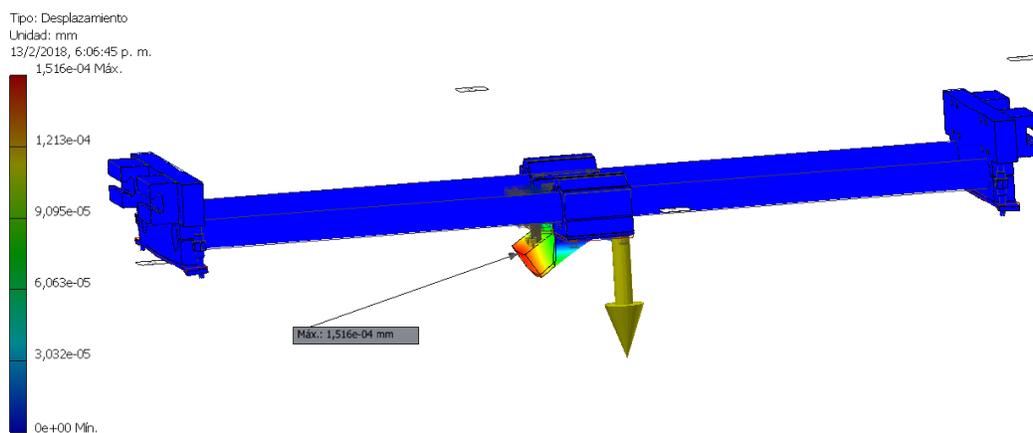


Figura 6.5

### 6.3 Carro Z

Este está formado por un rectángulo de tubo estructural de 40x40x3mm, por las mismas razones que en la estructura soporte no se usa soldadura para vincular los tubos, por lo cual están unidos mediante escuadras de chapa gruesa y tornillos de fijación.

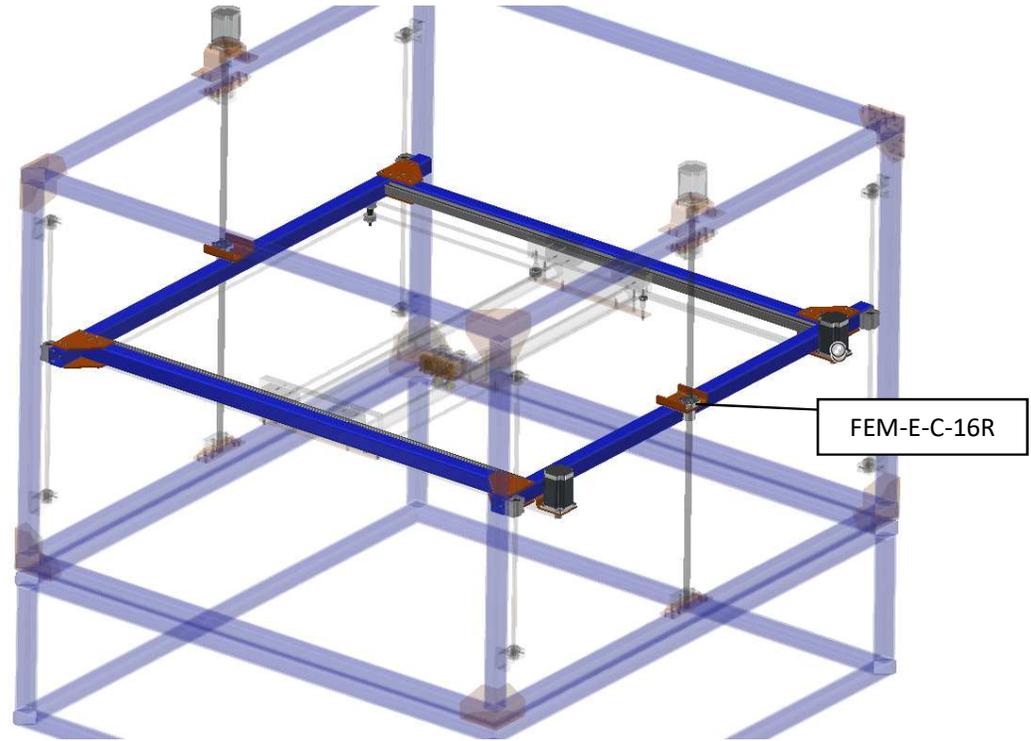


Figura 6.6

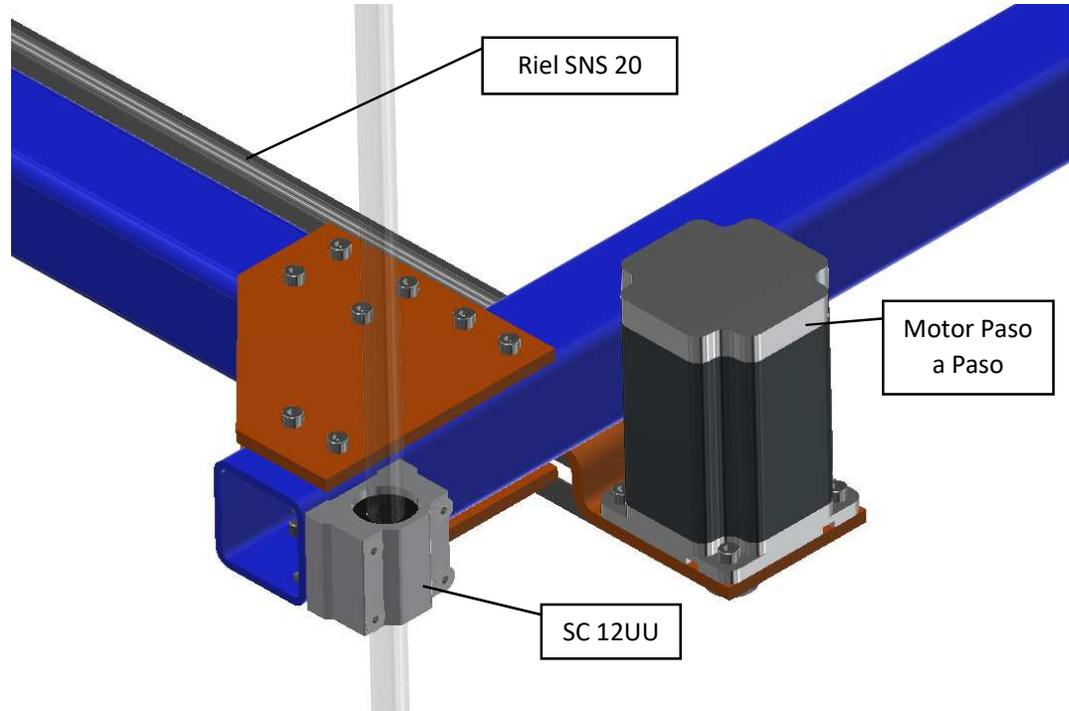


Figura 6.7

Sobre este se montarán los rieles de las guías Bosch Retroth modelo SNS 20 (ver *Anexo II – Catálogo Bosch Retroth*), sobre las que se desplaza el carro X como también los motores que producen el movimiento en X e Y.

En este están sujetos los patines lineales SC 12UU (ver *Anexo II – Catálogo THK*) que permiten el movimiento de este mismo, como así también las tuercas de bolas recirculantes FEM-E-C-16R (ver *Anexo II – Catálogo Bosch Retroth AG*) que generan el desplazamiento en la dirección Z. El cálculo de los patines lineales SC 12UU puede verse en el *Anexo I.7*.

Las dimensiones y el montaje del mismo pueden verse en *el Anexo III – Carro Z – Plano N°:8*.

## 6.4 Transmisiones

### 6.4.1 Sistema de Transmisión XY

En la mayoría de las máquinas de este tipo el movimiento en cada dirección es realizado exclusivamente por un motor (o 2 en paralelo), esto hace de este un sistema fácil de controlar dado que el accionamiento en cada dirección está vinculado a la variación de solo un motor. Esto se puede observar en la Figura 6.8.

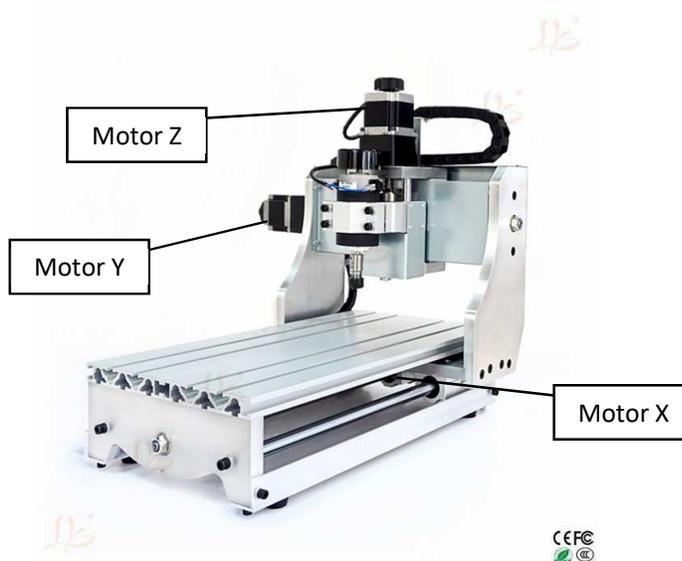


Figura 6.8

El inconveniente de estos sistemas es que los motores deben ser montados sobre los mismos carros, esto acarrea un considerable aumento en la masa de estos, debido a que los motores tienen un peso importante, además de que se los debe reforzar para soportar los motores.

Esto es factible en aquellas maquinas donde las velocidades de desplazamiento son relativamente bajas (0,5m/s), y donde la robustez de los carros se debe a esfuerzos externos, como ser el caso de máquinas de mecanizado en las que se realiza fuerza para efectuar el corte de los materiales.

En el caso de la impresión 3D no existe resistencia al avance, a excepción del rozamiento, y las velocidades de desplazamiento son mucho más altas (2,5 – 3 m/s), de manera que tener la masa de los motores moviéndose a altas velocidades conlleva un aumento en las inercias que deben vencer estos, lo que repercute en transmisiones y guías mas grandes y reforzadas, y por supuesto mayor potencia en los motores.

Por todas estas razones se buscó quitar los motores de los carros que se mueven a altas velocidades (carros X e Y), se analizó dos sistemas posibles mostrados a continuación:

#### 6.4.1.1 Hbot:

Es un sistema de Transmisión que permite el movimiento del carro en las direcciones XY manteniendo los motores giran. Cuando motores giran en la misma dirección se produce el movimiento en un eje. Al girar en direcciones opuestas se efectúa el movimiento en el otro eje. Si solo un motor gira, ambos ejes se moverán de manera uniforme (a 45°). Todos los demás ángulos son posibles con las relaciones de transmisión correctas.

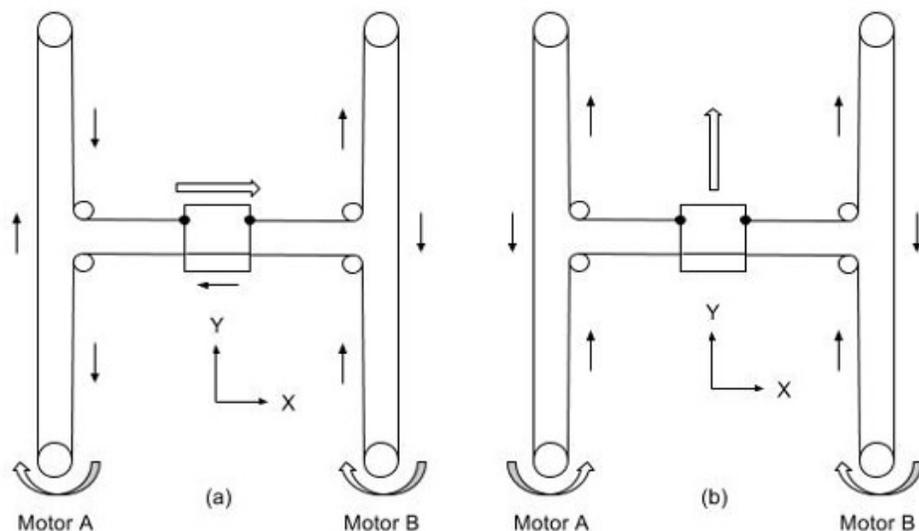


Figura 6.9

Este sistema es simple, pero imparte algunas fuerzas de torsión en el mecanismo bajo algunas cargas que trabajan en contra de la precisión. Por ejemplo, mirando el diagrama de la

izquierda en la Figura 6.9. La correa está tirando hacia abajo en el lado izquierdo de la 'H' y hacia arriba en el lado derecho. Esto trata de torcer el pórtico si hay alguna resistencia al movimiento del carro en X.

#### 6.4.1.2 Core XY:

Este es otro sistema que permite el movimiento en XY manteniendo los motores fijos, es muy parecido al Hbot, pero resuelve el inconveniente de la torsión del carro cruzando las correas en un extremo. Esto se refleja en que siempre se aplicara fuerza en la misma dirección y en ambos extremos. Sin embargo, se requieren dos correas para accionarlo y la longitud de estas es mayor que en el caso anterior. En la Figura 6.10 se ve cómo van distribuidas las correas.

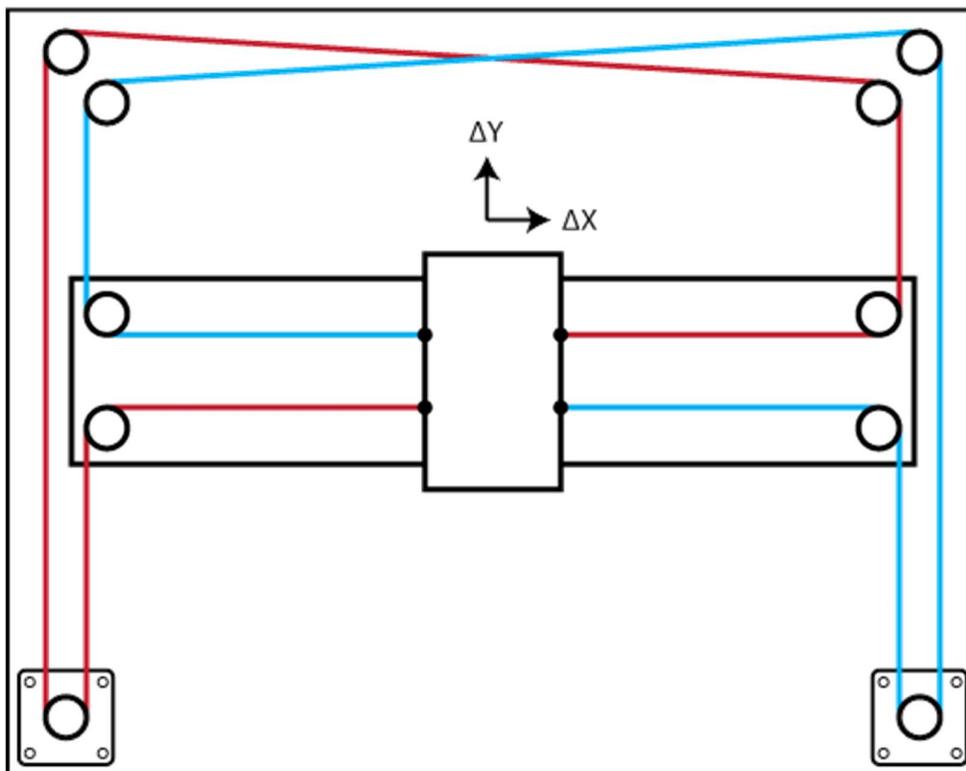


Figura 6.10

#### 6.4.1.3 Implementación:

Expuestas las ventajas y desventajas de cada sistema se optó por el “Core XY” debido a los inconvenientes que podría traer el Hbot, cosa que se acrecienta por la longitud que posee el carro en el diseño realizado (1,2 mts.). (*Anexo III – Carro X – Plano N°7*)

En la Figura 6.11 vemos como queda resuelto el sistema de movimiento de los carros X e Y.



Figura 6.11

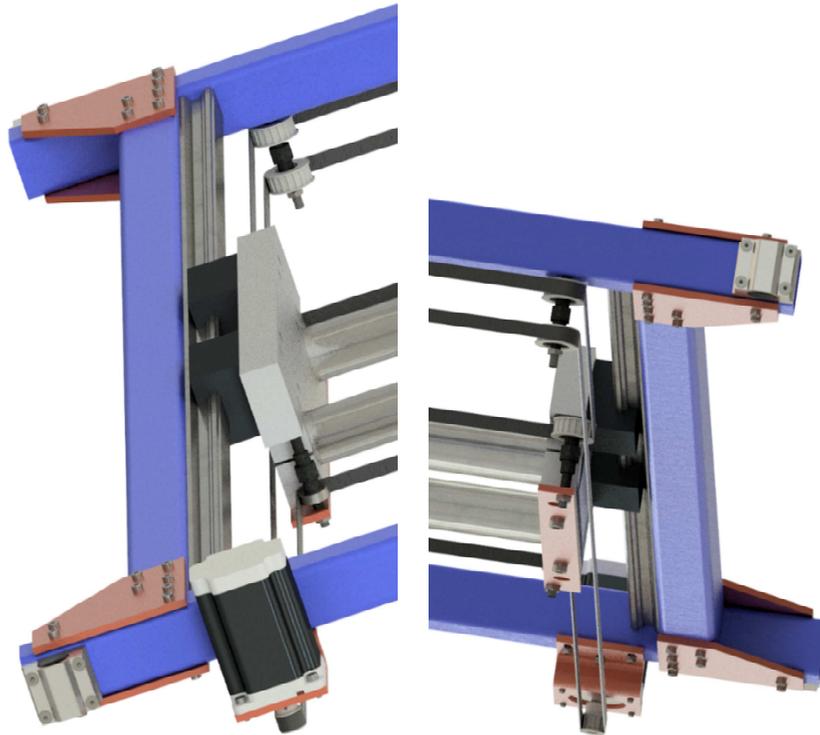


Figura 6.12

En el *Anexo III – Sistema Core XY – Plano N°9* puede verse en detalle las dimensiones que posee este sistema.

En la figura 6.12 se observa como ambas correas quedan en la misma línea, pero en distintos niveles. Además, se denota el paralaje entre las mismas, lo que se logró variando los diámetros de las poleas, tanto las poleas lisas como las dentadas. Quedando de esta manera:



### Elementos de transmisión XY

- Polea motor:
  - Polea dentada 15-5M-10
  - Marca: Intermec
  - Cantidad: 2
- Poleas locas (dentada):
  - Polea dentada 20-5M-10
  - Marca: Intermec
  - Cantidad: 6
- Poleas locas (lisa):
  - Polea lisa  $\varnothing 19-10$
  - Marca: Intermec
  - Cantidad: 2
- Correas:
  - Correa síncronas 4600-5M-10
  - Marca: Intermec
  - Cantidad: 2

El cálculo y selección de estos elementos se realizó en el Anexo I.4 con respecto al catálogo que puede verse en el *Anexo II – Catálogo de Correas Síncronas Intermec*.

### **6.4.2 Sistema de Transmisión Z**

Este movimiento es en forma vertical por lo que la transmisión a elegir debe soportar todo el peso del carro Z en todo momento y tener la fuerza suficiente para contrarrestar los efectos de la gravedad al realizar los movimientos.



Figura 6.13

Por estas razones se decidió utilizar un sistema de movimientos mediante husillo y tuercas de bolas recirculantes, debido a que este transmite menor fuerza hacia el motor que otros sistemas.

Se utilizarán dos husillos, colocados a ambos lados de la máquina para efectuar un movimiento más estable, en el mismo eje se encontrará el motor de accionamiento vinculado a este mediante un acople flexible.

La disposición de estos elementos se puede ver en el *Anexo III – Transmisión Z – Plano N°10*.

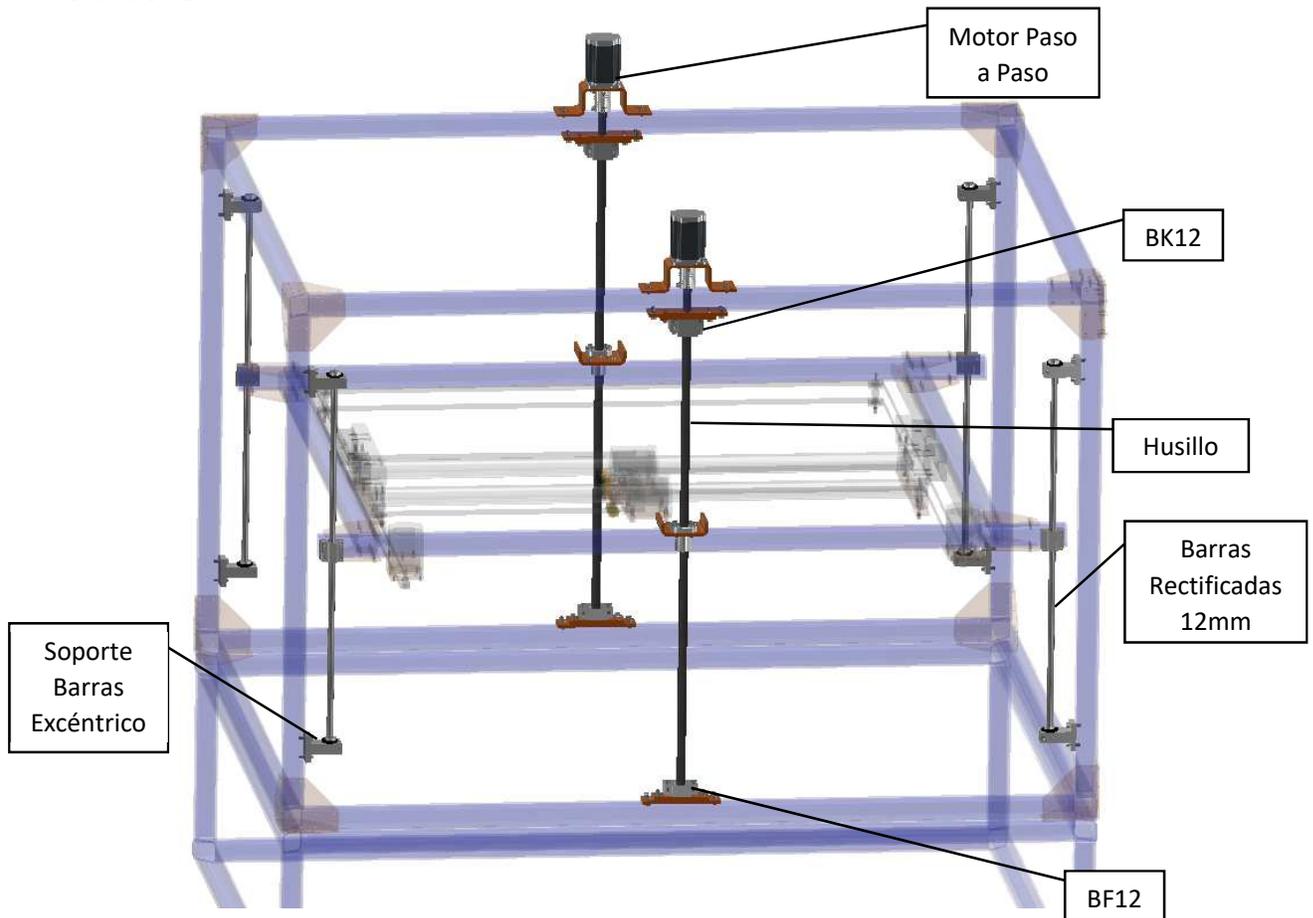


Figura 6.14

El husillo a utilizar es Bosch FEM-E-C 16x5Rx3-4 de 900mm de longitud (ver *Anexo II – Catálogo Bosch Retroth AG*), el cálculo y selección de éste puede verse en el *Anexo I.3*.

El mismo estará soportado en sus extremos por rodamientos especiales para husillos de bolas, estos son de la marca Higuin modelo BK12 y BF12. (ver *Anexo II – Catálogo Hiwin B03TE01-1412*)



Figura 6.15

### 6.5 Motores

Una vez realizados los cálculos (ver *Anexo I.1* y *I.2*) de la potencia que se necesita para mover cada carro dio como resultado la utilización de 4 motores paso a paso, Nema 23 modelo FL60STH86-3008BF (ver *Anexo II – Ficha Técnica Motor FL60STH86*) los cuales estarán conectados en configuración Bipolar Paralelo, que es el método de conexión que permite entregar el máximo torque del motor.



Figura 6.16

## 6.6 Soportes

Para poder realizar las alineaciones de tanto de las barras rectificadas y los husillos, se decidió hacer soportes regulables, de manera que se pueda corregir cualquier problema que surja durante su construcción.

### 6.6.1 Soporte Barras

Existen en el mercado soportes para barras redondas rectificadas, pero la implementación de estas conllevaba realizar dispositivos especiales para poder montarlos, por esta razón es más conveniente fabricar un soporte que se adapte a nuestras necesidades.

Este ira montado de forma fija sobre la estructura soporte, y la regulación de la barra se realizará en el punto donde va montada, esto será mediante un sistema doble excéntrico, que al girarlos permite mover la barra en cualquier dirección del plano. En la imagen derecha de la Figura 6.17 se puede observar el sistema doble excéntrico. Los detalles de sus dimensiones se encuentran en el *Anexo III – Soporte de Barras Excéntrico – Plano N°11*.

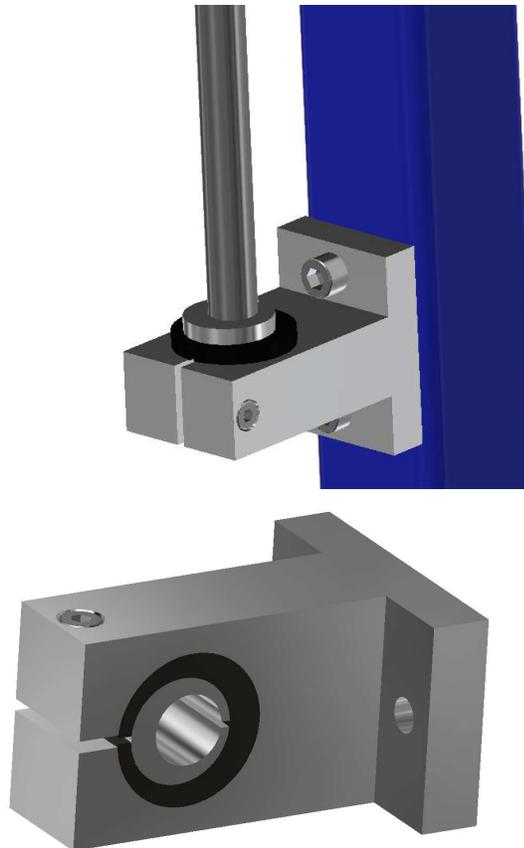


Figura 6.17



### 6.6.2 Base Soporte Husillos

Como se mencionó con anterioridad los husillos irán montados sobre los soportes BK12 y BF12 (ver *Anexo II – Catálogo Hiwin B03TE01-1412*), pero estos no permiten corrección de ningún tipo, por esto se los montara sobre dos placas de acero que poseen correderas en donde pasan los tornillos de fijación para permitir la alineación. Los detalles pueden verse en el *Anexo III – Base Soporte husillos – Plano N°12*.

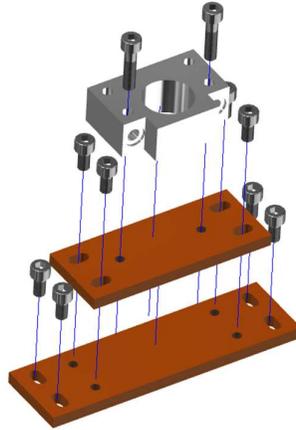


Figura 6.18

### 6.6.3 Soporte Tuercas

Este estará realizado en chapa gruesa, y tendrá unas pestañiar para darle mayor rigidez.

Tal como los soportes anteriores habrá correderas por donde pasan los tornillos de fijación. Los detalles pueden verse en el *Anexo III – Soporte Tuercas – Plano N°13*.

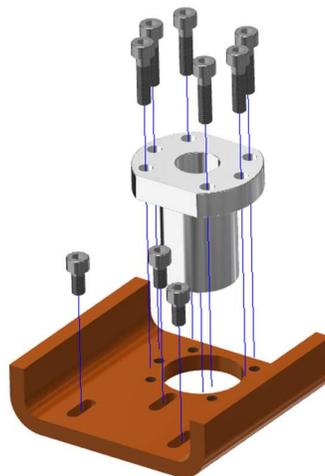


Figura 6.19



#### 6.6.4 Soportes de Motores

Debido a que las correas se encuentran en diferentes planos es necesario de realizar un soporte distinto para cada motor del sistema XY, dado que el tensionado de las correas se realiza desde aquí es necesario que los soportes permitan este movimiento el cual se logra mediante correderas. Los detalles pueden verse en el *Anexo III – Soporte Motores XY – Plano N°15*.

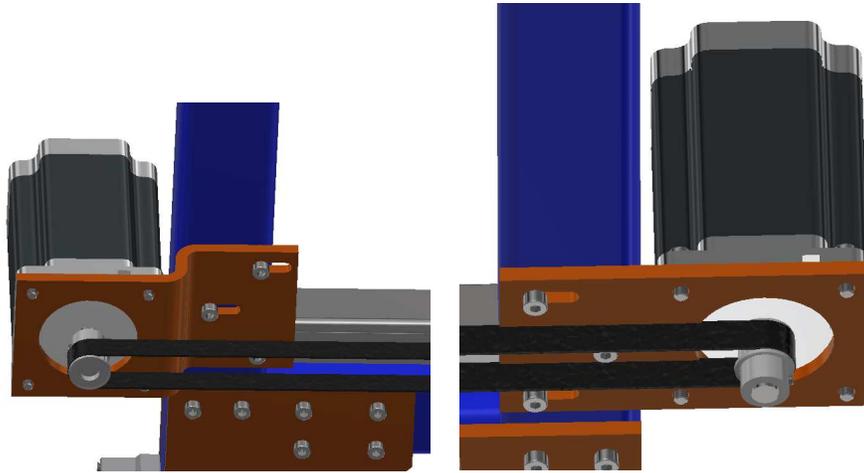


Figura 6.20

Los soportes de los motores Z se montarán sobre un plegado de chapa gruesa, los cuales dan lugar para la colocación del acople flexible.

Al igual que los demás poseen correderas para ajustar su ubicación. Los detalles pueden verse en el *Anexo III – Soporte Motores Z – Plano N°14*.

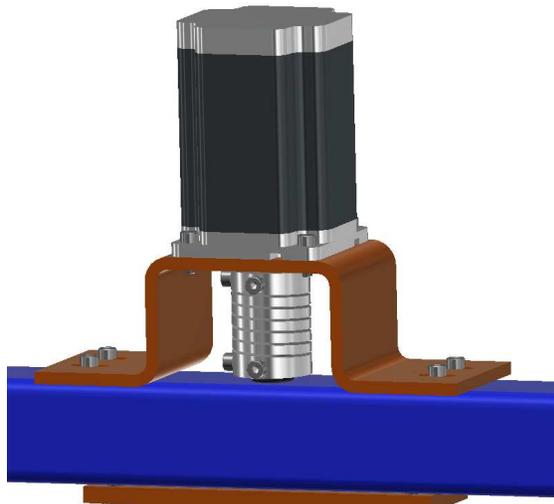


Figura 6.21



### 6.6.5 Eje Poleas

Este fue diseñado de manera que sirviera para todas las poleas, de esta manera logramos unificar los ejes y simplificar la cantidad la variedad de piezas. Los detalles pueden verse en el *Anexo III – Eje Poleas – Plano N°16*.

En la Figura 6.22 se puede ver como queda colocado en los distintos puntos de la máquina.

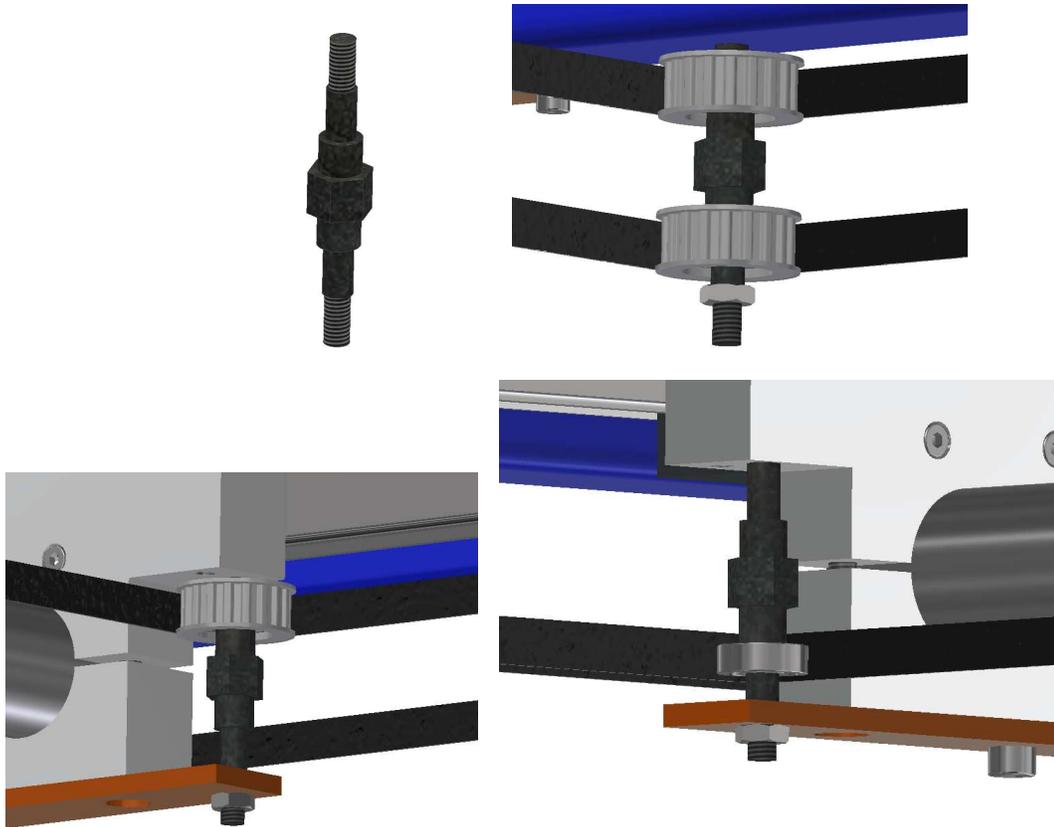


Figura 6.22

## **CAPITULO 7: CABEZAL EXTRUSOR Y MATERIALES DE IMPRESIÓN**

### **7.1 Extrusor**

El extrusor de una impresora 3D es el subsistema que toma el filamento de la bobina y la deposita sobre la superficie de impresión de forma totalmente precisa, y acorde a los parámetros de impresión que lee la impresora desde el archivo GCODE, para generar capa a capa la pieza que se diseñado con anterioridad.

El extrusor está compuesto de varias piezas y puede ser muy diferente de una impresora a otra, incluso puede ser diferente entre dos impresoras iguales ya que, en principio, se podría cambiar y adaptar según la impresora, el extrusor y la electrónica de cada una, aunque este no será un tema que será tratado en este capítulo ya que se escapa de la finalidad del mismo. En este conjunto de piezas encontrarás básicamente (ver figura 7.1.1):

#### **7.1.1 Motor Paso a Paso**

Este motor se utiliza para el empuje del filamento desde la zona por donde entra desde la bobina hasta que sale por la boquilla para ser depositado el material de impresión sobre la pieza en construcción. Este motor va controlado por la electrónica de la impresora y gira en pequeños pasos (fracciones de giro) precisos para que salga la cantidad exacta de material necesario.

#### **7.1.2 Engranaje de Tracción**

Se trata de la pieza que va sobre el eje del motor paso a paso, como una polea, con dientes o líneas longitudinales alrededor del borde exterior cuya función es traccionar sobre el filamento para que éste se desplace según el motor paso a paso gire.

#### **7.1.3 Engranaje Reductor**

En algunos casos se utiliza un engranaje de diámetro superior al que va en el eje del motor con la finalidad de aumentar la fuerza aplicada sobre el filamento para el arrastre. En este caso, el engranaje que toca de forma directa el filamento es éste y el del motor transmite el giro del mismo para que también lo haga el reductor.

#### **7.1.4 Rodamiento de Presión**

Es un rodamiento simple y sencillo que presiona el filamento sobre el engranaje de tracción para que ésta no se pierda y el filamento se desplace acorde a lo que la impresora ordena al extrusor.



### **7.1.5 Guía del Filamento**

Es un tubo simple que guía el filamento de forma recta desde el motor hasta el hotend. Este tubo tiene el diámetro justo para que pase el filamento sólido en dirección al hotend. El mismo por lo general está realizado en un material aislante, de manera que no transmita calor al filamento antes de que este llegue al hotend.

### **7.1.6 Hotend**

Este es el elemento que calienta el filamento y lo derrite para que salga de forma lo suficientemente líquida por la boquilla del extrusor. Se trata de un tubo vertical por el cual pasa el filamento aun sólido y por fuera éste se calienta para que la temperatura llegue a la parte interior y afecte correctamente al filamento.

### **7.1.7 Sensor de Temperatura**

Como bien dice su nombre, este elemento se encarga de medir la temperatura y pasarle el dato leído al sistema de control de la impresora para que se lleve a cabo el correcto control de la temperatura del extrusor, que será la temperatura a la que sale el filamento por la boquilla.

### **7.1.8 Elemento Calefactor**

Es el encargado de calentar el filamento hasta fundirlo para que este pueda ser utilizado en la impresión

### **7.1.9 Boquilla de Salida**

Esto es simplemente un cono donde va llegando el material caliente (derretido) por su parte más ancha, se acumula y mantiene caliente, y sale por un pequeño agujero en su parte más pequeña. Generalmente el diámetro de esta abertura es de 0,4 mm, pero suelen usarse de distintas medias incluso hasta 0,1mm

## **7.2 Métodos de Extrusión**

Hasta aquí se puede decir que “todos los extrusores son iguales”, y en principio así es. Cuentan con los mismos elementos, aunque según el extrusor las medidas pueden cambiar (hay filamentos de 1.75 y 3 mm de diámetro y boquillas de 0.1 y 0.8 mm entre otras medidas). También existen dos formas de extrusión, la extrusión directa y la extrusión Bowden. Ahora se describirá las diferencias entre ambos sistemas.

### 7.2.1 Extrusión Directa

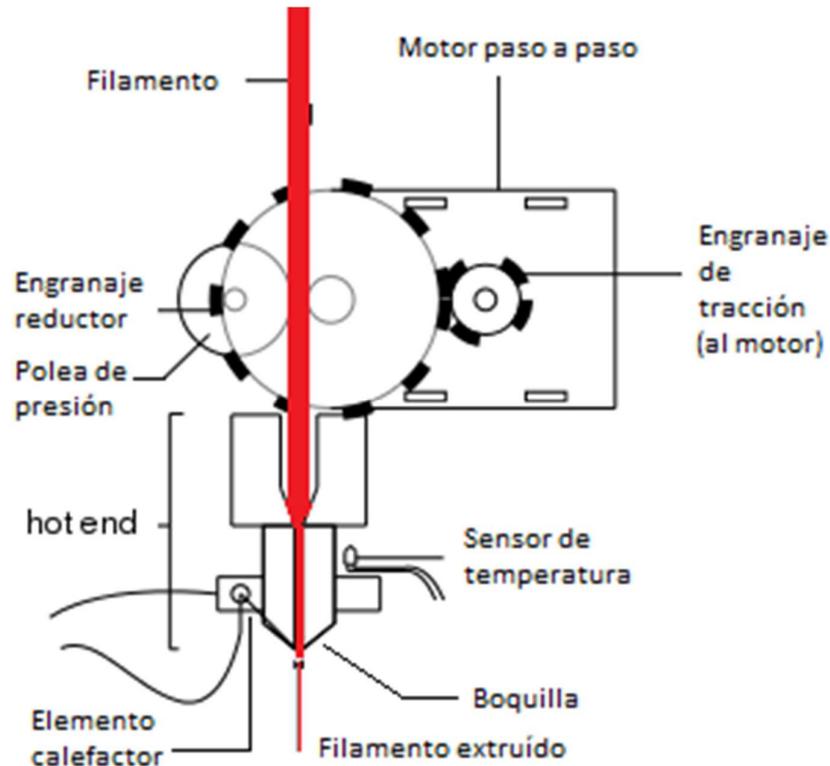


Figura 7.1

El sistema de extrusión directa es el más simple que existe y es muy efectivo, muy recomendable para la iniciación en la impresión 3D

En esta forma de extrusión se pasa el filamento de forma directa desde el motor de arrastre hasta la boquilla pasando por el hotend previamente. Aquí el conjunto del extrusor es una sola pieza (desmontable, claro está), compacta y más sencilla.

#### Ventajas:

- Extrusor compacto.
- Fácil comprobación de avería o resolución de atasco.
- Totalmente desmontable.

#### Desventajas:

- El conjunto es más pesado y eso afecta al desplazamiento de los ejes X e Y.

En las Figuras 7.2 y 7.3 se presentan fotos reales de un extrusor donde se puede apreciar todos sus elementos:

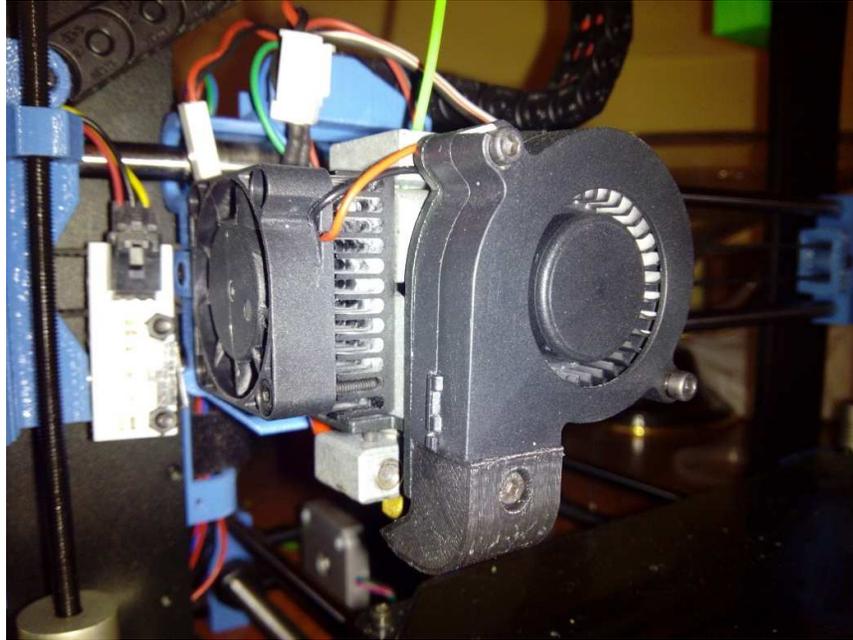


Figura 7.2



Figura 7.3

En la Figura 7.4 se puede apreciar perfectamente como el filamento pasa de forma directa desde la entrada del extrusor hacia el hotend y como lo arrastra la polea del motor paso a paso.

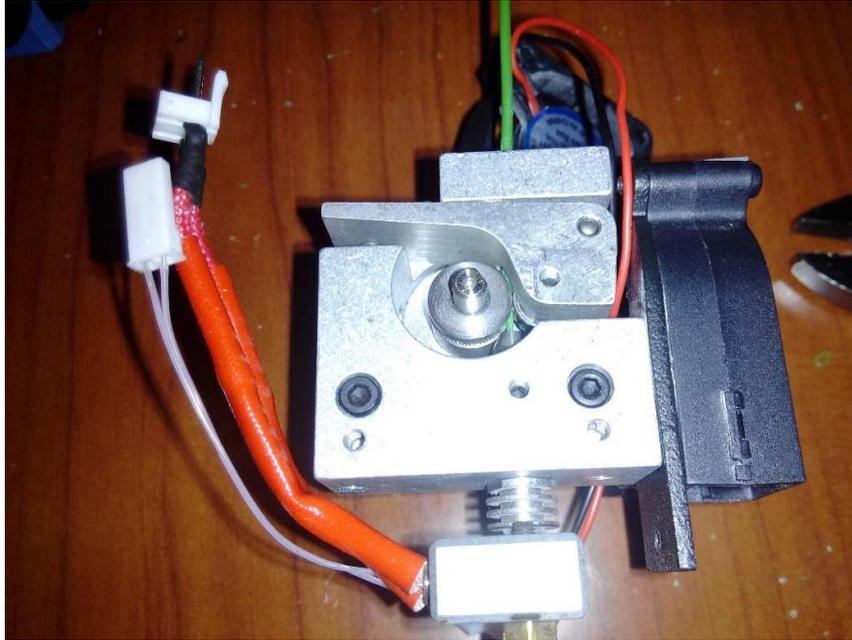


Figura 7.4

### 7.2.2 Extrusión Bowden

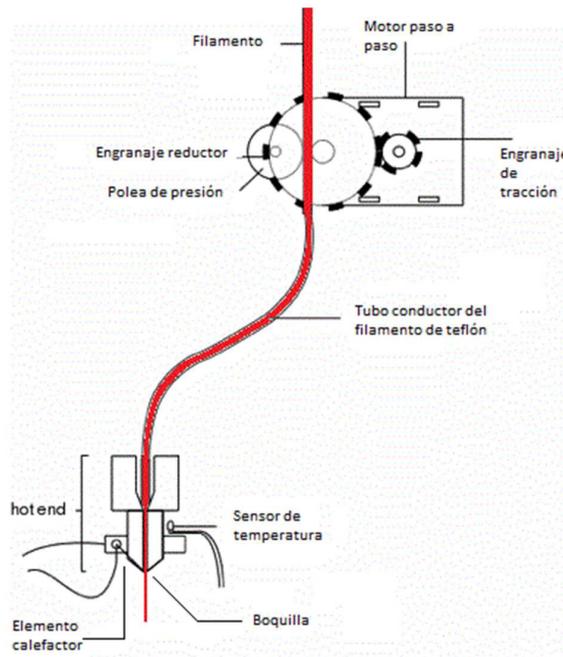


Figura 7.5

La extrusión *Bowden* es el otro tipo de extrusión existente. Es similar a la extrusión directa en cuanto a elementos y a cómo se lleva el filamento de la bobina hasta la punta de la boquilla salvo en que el motor de empuje está separado del hotend y el filamento es llevado hasta el carro del eje Y mediante una tubería flexible.



El término Bowden hace referencia al “Cable Bowden”, este es un tipo de cable mecánico flexible usado para la transmisión mecánica del movimiento por tracción, para ello dispone de un cable flexible interior, que trasmite el movimiento, rodeado de una camisa protectora también flexible, que sirve de punto de apoyo para transmitir el esfuerzo al extremo final del cable [11], el uso más común de este es el cable de freno de una bicicleta.

#### Ventajas:

- Al estar separado el motor del hotend, éste es el único que está sobre el carro del eje Y, por lo tanto, se le añade menos peso al mismo.
- Al poseer menos peso sobre sí el carro del eje Y se desplaza con menos dificultad
- Al utilizarse sobre el carro sólo el hotend éste puede ver su tamaño reducido sensiblemente.

#### Desventajas:

- Es un sistema más complejo de montar y mantener.
- En principio es más susceptible a fallos o atascos (más sensible).
- Tiene más posibilidades de sufrir exudación (extrusión involuntaria de material “goteo”).
- Es complicada su implementación cuando se requieren longitudes importantes, debido a que el mismo debe estar en forma libre para que funcione correctamente por lo que puede interferir con el sistema de movimiento.

Una representación de un extrusor Bowden se puede apreciar en la Figura 7.6.

---

[11]\_ [https://es.wikipedia.org/wiki/Cable\\_Bowden](https://es.wikipedia.org/wiki/Cable_Bowden)

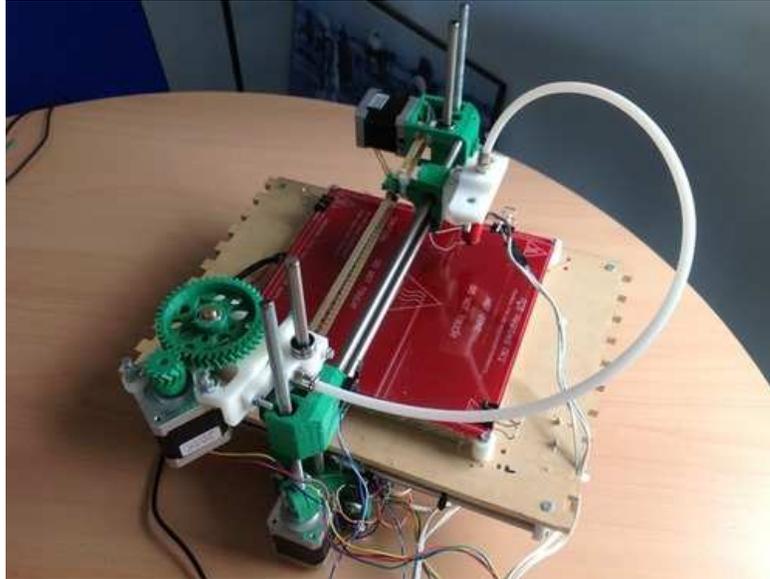


Figura 7.6

En cualquiera de los casos, ambos extrusores cumplen su función, extruyen y posan el material donde tienen que hacerlo para construir la pieza en cuestión.

### **7.3 Mezcla de Colores**

Añadir la capacidad de imprimir en diferente color a una impresora 3D la vuelve más versátil y fácil de usar, ya que le da un rendimiento más alto en comparación a la impresión de un solo color.

En el mercado existen algunos tipos de impresora que utilizan la tecnología de impresión en diferentes colores, para esto se basaron en la modificación y adaptación del cabezal extrusor para hacer posible este tipo de impresión, como son:

#### **7.3.1 Cyclops**

El cyclops ofrece una nueva manera de imprimir diferentes colores modificando únicamente su hotend, este nos ofrece 2 entradas de material y 1 salida.

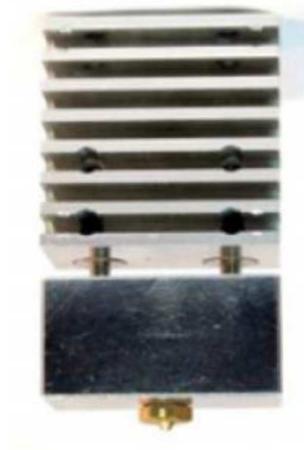


Figura 7.7

### 7.3.2 Diamond Hotend

Este modelo resalta en su diseño como su nombre lo indica por ser de tipo diamante, tiene una cámara de mezcla pequeña y una salida de un solo tamaño, permitiendo un cambio de color rápido y un desperdicio de material menor

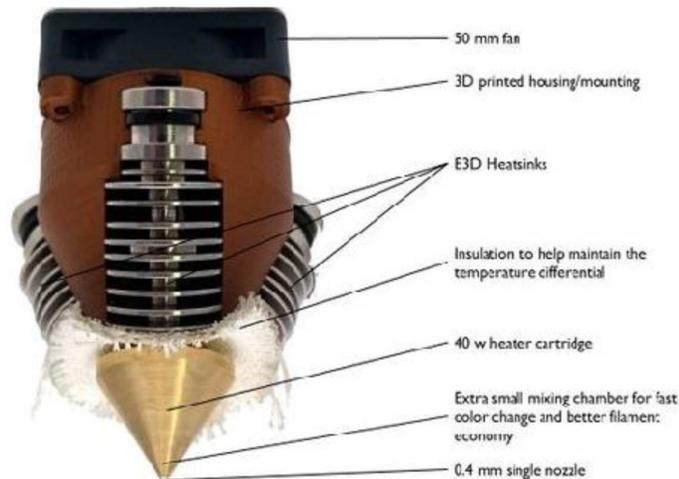


Figura 7.8

### 7.4 Mezcla de Materiales

El modelamiento aditivo por el método FDM (deposición de material fundido) la mezcla de materiales esta aun en desarrollo debido a que cada material necesita una temperatura diferente para poder ser impreso, por lo tanto cuando se requiere el intercambio de un material a otro es necesario tener en cuenta que la temperatura va a variar, lo que puede causar que el material que necesita mayor temperatura dañe al que necesita menos, por eso se desarrolla un



sistema de impresión individual donde los materiales no se mezclen pero que se pueda imprimir más de uno a la vez como son:

#### **7.4.1 Chimera**

Chimera es una manera ordenada y simple de realizar una extrusión dual, cada boquilla puede ser ajustada a diferente altura, y la temperatura de cada una puede ser controlada individualmente.



Figura 7.9

#### **7.4.2 Kraken**

El kraken es un sistema de impresión que permite tener 4 entradas y 4 salidas cada boquilla puede ser ajustada individualmente tanto su posición como su temperatura.

Utiliza refrigeración por agua y permite tener hasta 4 diferentes materiales o colores en la misma impresión.

Es alimentado mediante 4 extrusores tipo Bowden.



Figura 7.10

### 7.4.3 Extrusor Doble

Como su nombre lo indica este es simplemente dos extrusores directos unidos, por lo general están fabricados en forma simétrica de manera que las boquillas queden lo más cerca posible una de otra.

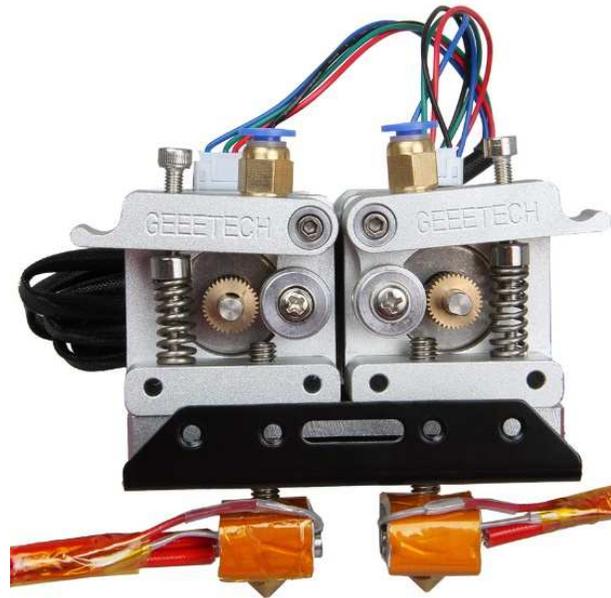


Figura 7.11

## 7.5 Materiales Usados en la Impresión 3D

Cabe recalcar que no se hablará de todos los materiales usados en la impresión 3D, se tratará especialmente los materiales más utilizados en FDM.

### 7.5.1 ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno)

Este es uno de los termoplásticos más utilizados en la impresión 3D, no es biodegradable, es muy tenaz, duro y rígido, con resistencia química y la abrasión, pero que sufre con la exposición a rayos UV.

#### 7.5.1.1 ABSplus:

Las piezas impresas en 3D en este material ofrecen resistencia mecánica y son estables con el paso del tiempo. Dado que el ABSplus funciona con materiales de soporte solubles, la eliminación de soporte se realiza sin utilizar las manos y las formas complejas y cavidades profundas no requieren ningún esfuerzo adicional.



Figura 7.12

#### **7.5.1.2 ABSi:**

Este material permite que los sistemas FDM creen componentes capaces de permitir el paso de la luz, útiles para el diseño de automóviles. Las piezas traslucidas también permiten supervisar el movimiento de fluido, por ejemplo, en prototipos de dispositivos médicos.



Figura 7.13

#### **7.5.1.3 ABS-M30:**

Es un plástico de nivel de producción diseñado para impresión 3D mediante la tecnología FDM. Es el material de más bajo coste de la gama termoplásticos que funciona con los sistemas de producción 3D. Es la opción ideal para modelos de concepto y piezas con requisitos moderados incluidos prototipos funcionales, plantillas, troqueles, herramientas de fabricación y piezas para uso final.



Figura 7.14

#### **7.5.1.4 ABS-M30i:**

Es un material de impresión 3D biocompatible que permite a los diseñadores e ingenieros de los sectores médico, farmacéutico y de envoltorios de alimentación producir modelos y montajes internamente en la empresa. Funciona para construir prototipos funcionales, herramientas y piezas finales que se puedan esterilizar mediante rayos gamma o EtO .



Figura 7.15

#### **7.5.1.5 ABS-ESD7:**

Para aquellas aplicaciones en las que la carga estática pudiera dañar los componentes, afectar al rendimiento o provocar una explosión. El ABS-ESD7 permite a los fabricantes de componentes electrónicos ampliar el uso de la impresión 3D hasta la línea de montaje. La disipación de la electricidad estática también hace que el material resulte ideal para aplicaciones en presencia de polvo y niebla que, de lo contrario se verían atraídos por una pieza de plástico.



Figura 7.16

### 7.5.2 PLA (Ácido Polilactico)

El ácido Polilactico es otro de los filamentos estrella de la impresión 3D. Es biodegradable y normalmente se obtiene de almidón de maíz, por lo que al derretirse huele casi a comida y puede usarse para recipientes de comida. La textura de las piezas no queda tan suave como con el ABS, pero si más brillantes y las esquinas salen mejor.

#### 7.5.2.1 PolyMax™ PLA:

Es un material de impresión en 3D con excelentes propiedades mecánicas y de calidad de impresión. PolyMax™ PLA tiene una resistencia al impacto de hasta nueve veces mayor que la de PLA regulares, y mejores propiedades mecánicas globales que ABS.



Figura 7.17

#### 7.5.2.2 PolyPlus™PLA:

El PolyPlus™ PLA es un PLA con una calidad de diseño para todas las impresoras de escritorio FDM/ FFF 3D. Se produce con una tecnología Jam-Free que asegura la extrusión constante y evita los atascos.



Figura7.18

### **7.5.2.3 Ninjatek™ PLA:**

Este PLA es hecho de los recursos naturales renovables, por lo que es el material de impresión en 3D más ecológico disponible. También tiene una de los perfiles de impresión más atractivos que permiten la impresión a bajas temperaturas y altas velocidades, manteniendo un alto nivel de detalle y la calidad de impresión excepcional. Este PLA tiene una resistencia a la tracción del 10% más que otras marcas líderes.



Figura 7.19

### **7.5.2.4Premium PLA:**

El Premium PLA es un PLA de gama alta ligeramente modificado y sin embargo sigue siendo tan puro como el PLA (ácido Poliláctico) de las impresoras 3D. Premium PLA tiene una excelente estabilidad térmica y proceso de cristalización ligeramente más rápido que los



filamentos PLA modificados. Esto hace que Premium PLA sea más adecuado para la impresión 3D de estructuras que requieren un aumento de proceso de endurecimiento del filamento en capas. Premium PLA está casi libre de warp-free y por lo tanto no se deformará después de enfriarse.



Figura 7.20

### **7.5.3 HIPS (Poliestireno de alto impacto)**

Es un material muy parecido al ABS, y que requiere los mismos perfiles de temperaturas, Suele usarse en combinación con el ABS para hacer piezas con espacios huecos, usando el HIPS como soporte que luego se eliminara con D-Limoneno, con el que es soluble mientras que a él la acetona no le afecta. AL igual que el ABS no soporta la luz UV.

#### **7.5.3.1 Premium 3D printer filament HIPS:**

Está hecho de pellets de poliestireno de alto impacto solubles de alto grado con una tolerancia de diámetro estrecho. Se utiliza como material de soporte estable para las impresiones de ABS.



Figura 7.21

#### **7.5.3.2 Stiron HIPS:**

Es ideal para ser utilizado como material de soporte del ABS, ya que puede ser disuelto por limoneno. Es perfecto para la evaluación de las impresiones rápidas, porque es barato y

fácil de imprimir. La pureza del material hace que sea agradable al tacto y permite grabados técnicos con facilidad.

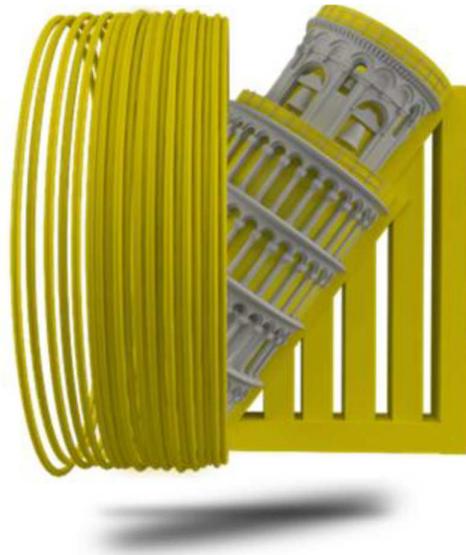


Figura 7.22

#### **7.5.4 Ninjaflex**

Se trata de un revolucionario elastómero termoplástico (TPE) que permite crear piezas con una flexibilidad sorprendente. En si el filamento tiene prácticamente la consistencia de una cuerda de goma, y las piezas resultantes pueden deformarse ampliamente.

##### **7.5.4.1 Ninjaflex®:**

Filamento flexible que lidera la industria gracias a su flexibilidad y durabilidad superior en comparación con otros materiales. Hecho de un material de poliuretano termoplástico (TPU) especialmente formulado, esta tecnología patentada cuenta con una baja adherencia, textura fácil de alimentación y el resultado es único.



Figura 7.23

#### **7.5.5 Ultimaker TPU 95A:**

Altamente versátil para aplicaciones industriales, TPU 95A (poliuretano termoplástico) de filamento es la elección para una amplia gama de proyectos de fabricación



que exigen las cualidades del caucho y plástico. Diseñado para mantener consistencia de impresión en 3D, TPU 95A es un filamento resistente semi-flexible y filamento químico resistente con fuertes enlaces de capa.

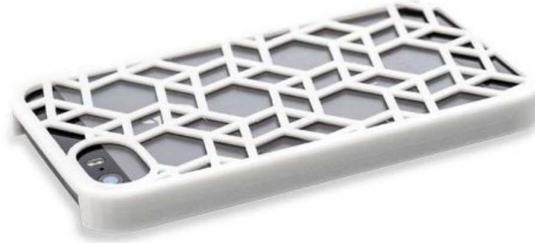


Figura 7.24

### 7.5.6 Nylon

El nylon es quizás uno de los materiales más complejos para la impresión 3D. Su principal problema es la falta de adhesión de la pieza a la bandeja, que causa muchos fallos además de un warping (se denomina cuando las esquinas de la pieza se arquean y se despegan de la mesa de impresión) muy difícil de controlar. Además, suele incorporar humedad fácilmente, por lo que previamente a la impresión 3D deberemos secarlo en el horno durante 3 o 4 horas. A cambio de todas estas dificultades, el nylon es un material resistente, poco viscoso, muy resistente a la temperatura y con distintivas que le aportan flexibilidad y transparencia.

#### 7.5.6.1 Nylon 645:

El Nylon 645 tiene un perfil fórmula único que combina la fuerza con una excelente resistencia química y un bajo coeficiente de fricción. La formulación resultante es un material que es altamente funcional en una amplia gama de aplicaciones industriales.



Figura 7.25

#### 7.5.6.2 FDM Nylon 12:

FDM Nylon 12 es el mismo material de nylon robusto popular en fabricación tradicional por su extraordinaria relación calidad/precio. Puede crear prototipos avanzados y



crear herramientas personalizadas para aplicaciones que exigen una elevada resistencia a la fatiga gracias a la tecnología limpia y sin problemas.



Figura 7.26

### **7.5.7 PET (Tereftalato de Polietileno)**

Es uno de los materiales más utilizados para las botellas y otro tipo de envases. Su principal propiedad es su capacidad de cristalización, generando piezas transparentes con efectos sorprendentes. Es muy fuerte y resistente a los impactos.

#### **7.5.7.1 EPR InnoPET:**

PET se utiliza ampliamente para producir contenedores y botellas de alimentos y bebidas. Este filamento de alta calidad le dará resultados excepcionales: buena adhesión de la capa, alta resolución y fácil de manejar. Tiene un aspecto natural transparente, suave. EPR InnoPET puede ser 100% reciclado.



Figura 7.27

#### **7.5.7.2 3DXNano™ ESD PETG:**

3DXNano™ ESD PETG (tereftalato de polietileno glicol copolímero) es un filamento para la impresión 3D que utiliza múltiples nanotubos de carbono dispersos en polímero PETG.



Este filamento se utiliza en aplicaciones críticas que requieren constante protección de descarga electrostática (EDS), baja absorción de humedad, resistencia química mejorada y un alto nivel de limpieza.



Figura 7.28

### **7.5.7.3 GPET:**

Desarrollado específicamente para la impresión 3D, con una composición sin olor y baja distorsión. Buena resistencia mecánica y alta tenacidad. Permite acabados brillantes con un aspecto translucido con color natura. Tiene una gran resistencia química, GPET está bien indicado para botellas y recipientes.



Figura 7.29



### 7.5.8 Wood Filament

Estos filamentos son los que permiten imprimir piezas con acabados similares a la madera, teniendo en cuenta que si variamos unos grados ya sea aumentando o disminuyendo los mismos se podrá apreciar un tono más claro u oscuro de la pieza.

#### 7.5.8.1 EasyWood™:

EasyWood™ es un filamento impreso 3D revolucionario, se ve, se siente y huele a madera real. Filamentos EasyWood™ contienen una mezcla única de al menos el 40% de partículas de madera molidas en combinación con los polímeros de unión fáciles para impresión.



Figura 7.30

#### 7.5.8.2 PolyWood™:

Es un material de impresión que imita la madera, pero que no contiene madera real, asegurando una experiencia de impresión limpia.



Figura 7.31

### **7.5.9 Filamentos de metal**

Algunas empresas desarrolladoras de material para la impresión 3D han desarrollado materiales con características de metales como el cobre aluminio etc. Abriendo nuevas opciones al momento de seleccionar materiales para la impresión 3D.

#### **7.5.9.1 MetalFil™ - Ancient Bronze:**

Es un filamento nuevo de metal a base de PLA con aproximadamente 80% de relleno de bronce gravimétrico. Este alto grado de polvo de bronce permite a la impresión 3D de este material hacerla casi indistinguible del bronce genuino.

### **MetalFil™ - Ancient Bronze**



**Untreated**

Figura 7.32

#### **7.5.9.2 MetaFil™ - Classic Copper:**

Es un filamento nuevo de metal a base de PLA con aproximadamente 80% de relleno de cobre gravimétrico. Este alto grado de polvo de cobre permite a la impresión 3D de este material hacerla casi indistinguible del cobre genuino.

### **MetalFil™ - Classic Copper**



**Untreated**

Figura 7.33

### 7.5.10 Filamentos especiales

Aquí revisaremos algunos materiales especiales que han sido desarrollados para trabajar con cierta combinación de componentes, ya se han filamentos de soporte o filamentos especialmente diseñados para la impresión 3D.

#### 7.5.10.1 PVA (Polivinilo de Alcohol):

PVA (alcohol polivinílico) es un material de soporte soluble en agua para la impresión en 3D multi-extrusion. Con buena estabilidad térmica, Ultimaker PVA es ideal para imprimir modelos complejos que requieren soportes para grandes voladizos y profundas cavidades internas. Diseñado para una experiencia de impresión 3D sin fisuras, el PVA proporciona una buena adhesión.



Figura 7.34

#### 7.5.10.2 HDglass™:

HDglass™ es un amorfo de alta gama modificando PETG que agrava el filamento de la impresora 3D. HD significa “Heavy Duty”, tiene excelentes propiedades cuando se trata de resistencia a la temperatura para mismos materiales similares. Aparte de ser resistente el HDglass™ es claro y tiene un rango de transparencia muy impresionante, ya que es un filamento amorfo, lo que permite un 90% de la luz visible pase a través de su fibra y tiene menos de 1% de opacidad. Con este filamento ahora son capaces de obtener lo más aproximado a resultados similares al vidrio impresos en 3D.



Figura 7.35

### **7.5.10.3 Atlas Support™:**

Atlas Support™ es la próxima generación de materiales de apoyo solubles en agua para la extrusión de doble impresión 3D FDM. Atlas Support™ es una mezcla única de PVA “normal” y además asegura un proceso de impresión de doble extrusión mucho más estable.

Atlas Support™ se enlaza bien con una amplia variedad de materiales termoplásticos tales como PLA, ABS, HIPS, TPE, TPU, PETG, ASA, etc. También es mucho menos sensible a la degradación por la humedad.

### **7.5.10.4 CarbonFil™:**

CarbonFil™ es un filamento de peso ligero reforzado de fibra de carbono muy rígido. El filamento CarbonFil™ se basa en una mezcla única del compuesto HDglass™ reforzada con un 20% de fibras de carbono, que ha dado como resultado un filamento de fibra de carbono para impresión 3D excepcionalmente rígido.



Figura 7.36

### **7.5.10.5 Ultimaker PC (policarbonato):**

Con Filamentos de Ultimaker PC (policarbonato), puede imprimir partes fuertes y resistentes que mantienen la estabilidad dimensional cuando se somete a temperaturas de hasta 110 °C. Este PC es un filamento ideal para la impresión de moldes, herramientas, prototipos funcionales y piezas para la fabricación a corto plazo (PC | Ultimaker, 2016).



Figura 7.37

## 7.6 Selección

Una vez obtenido el conocimiento acerca de los diferentes métodos de extrusión y los distintos materiales disponibles para la impresión 3D, se optó por utilizar un extrusor directo con cabezal doble lo que nos permitirá imprimir en distintos materiales y colores.

La mayoría de los cabezales que hay en el mercado son fabricados mediante impresión 3D (RepRapp), por lo que son plásticos, generalmente ABS, esto puede traer algún inconveniente dado que trabaja cerca de una fuente de calor, pero por sobre todo por los lapsos de tiempo prolongados durante los que estará trabajando.

Por estas razones se optó por un extrusor MK8 Doble [12] (Figura 7.38), el cual está fabricado totalmente en aluminio, cada extrusor esta comandado por un motor Nema 17 que viene ya montado en los cabezales, los Fan Cooler que se aprecian en la imagen se encargan de disipar la temperatura proveniente del hotend. En el *Anexo III – Extrusor MK8 Doble – Plano N°:15* se pueden observar sus dimensiones.

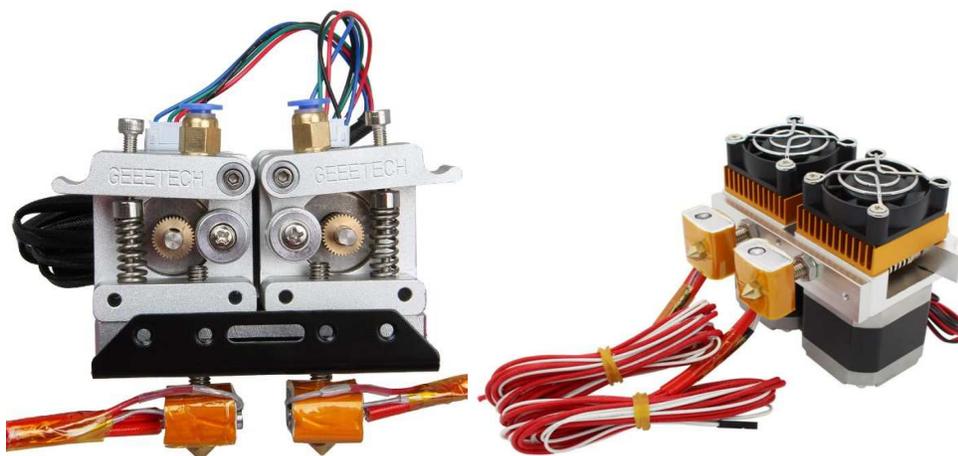


Figura 7.38

---

[12]\_ [https://www.geeetech.com/wiki/index.php/MK8\\_Extruder](https://www.geeetech.com/wiki/index.php/MK8_Extruder)

## CAPITULO 8: SISTEMAS DE CONTROL

### 8.1 Placas de Control

No es el objetivo de este proyecto desarrollar la electrónica de control para esta máquina. Por lo que se usara controladores de código abierto desarrollados en el programa RepRap.

De todas maneras, se explicará brevemente como está constituido este sistema para comprender su funcionamiento.

En la Figura 8.1, vemos un esquema general de los elementos que componen la impresora. Asimismo, en la Figura 8.2 vemos el esquema de conexionado de estos elementos.

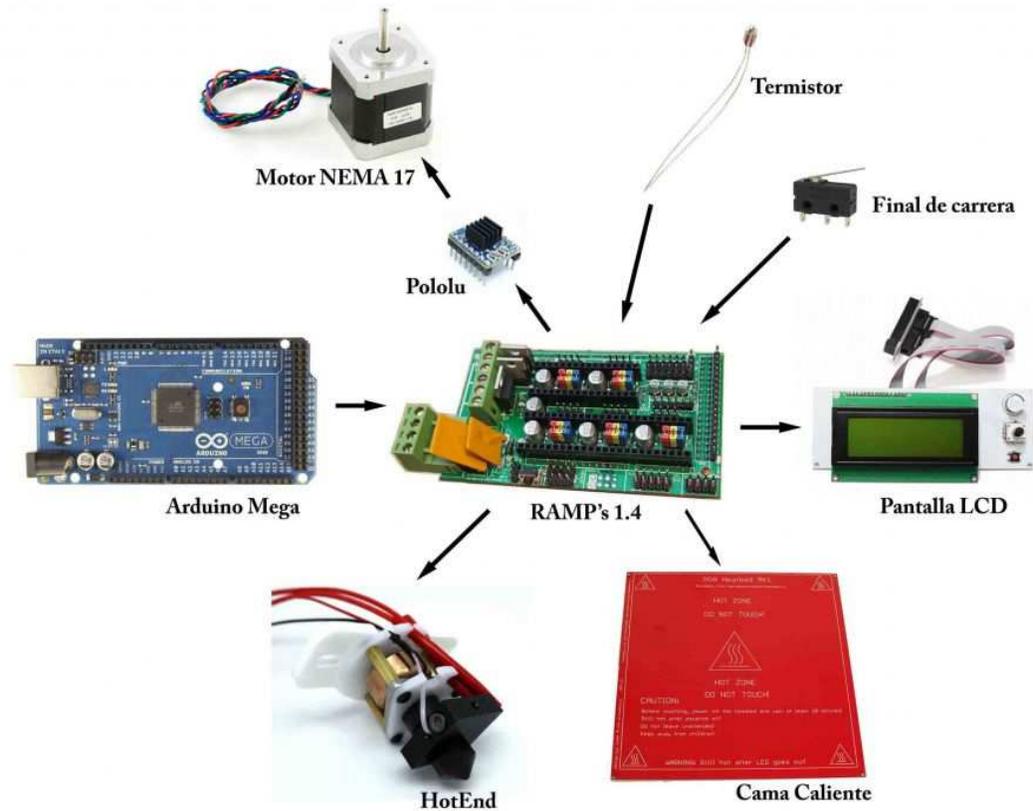


Figura 8.1

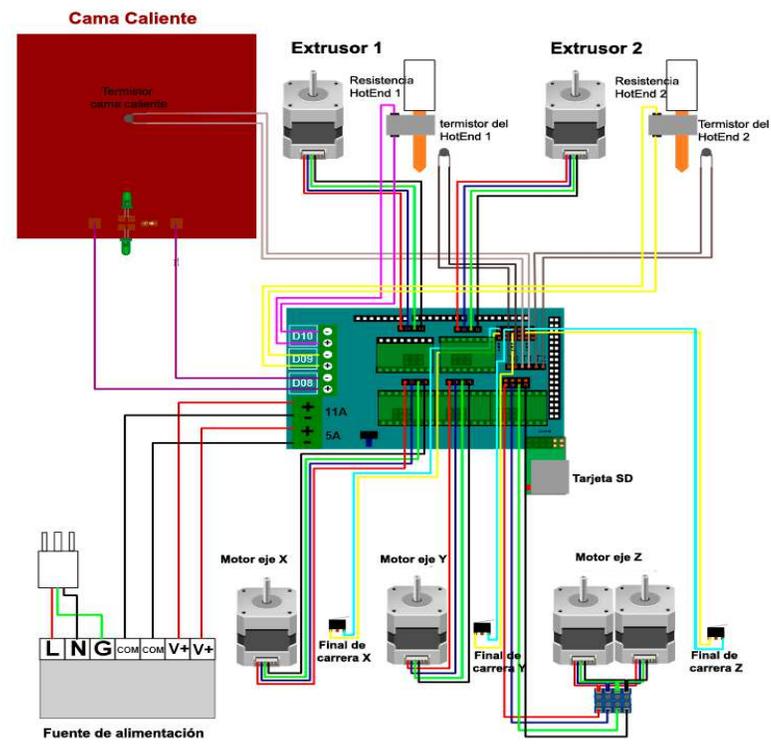


Figura 8.2

### 8.1.1 Arduino

Arduino va a ser la placa que controle todos los procesos de la impresora, en este caso se emplea un Arduino Mega 2560 (ver *Anexo II – Datasheet Arduino Mega 2560*), ya que tanto por la extensión del programa que se le carga, como por la gran cantidad de entradas / salidas que necesitamos, esto no se podría hacer con otra placa Arduino.

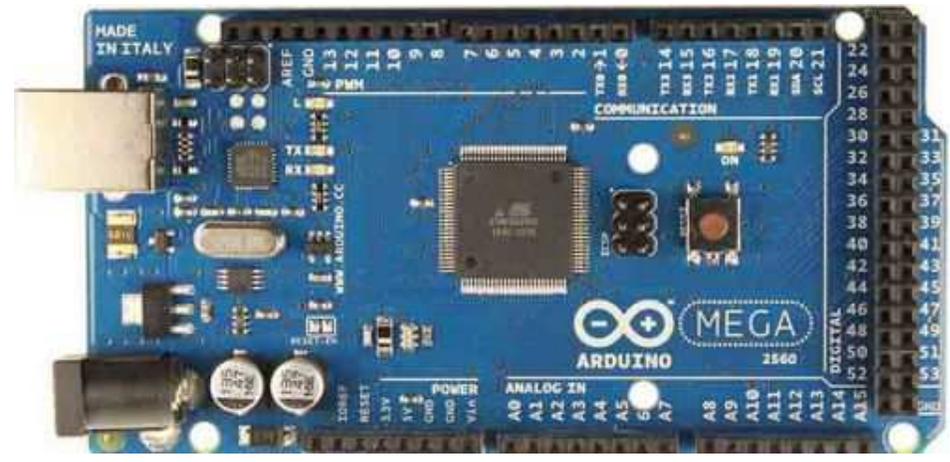


Figura 8.3

La placa Arduino puede funcionar de dos maneras, recibiendo y ejecutando la información que le llega directamente del ordenador a través del puerto USB o de manera autónoma leyendo los datos que le carguemos en la pantalla mediante la tarjeta SD ya que, aunque sea un elemento opcional, el tener una pantalla donde visualizar la información y desde donde poder controlar la impresora, facilita mucho las cosas.

### 8.1.2 RAMP's 1.4

La RAMP's 1.4 es el shield que le vamos a colocar a nuestro Arduino y que nos va a permitir controlar los elementos de potencia sin peligro a dañar el Arduino.

En la Figura 8.4, se puede ver de manera detallada todos los conectores y elementos que conforman la RAMP 1.4 (ver *Anexo II – Datasheet RAMPS 1.4*). Como elementos más destacados, podemos ver que hay espacio para 5 Pololus (driver's que gestionaran la potencia que se le entrega a los motores paso a paso), 3 Mosfet de potencia para calentar la cama y hasta 2 HotEnd's, 1 conector para la pantalla LCD y los diferentes pines donde conectaremos tanto los sensores de temperatura como los finales de carrera.

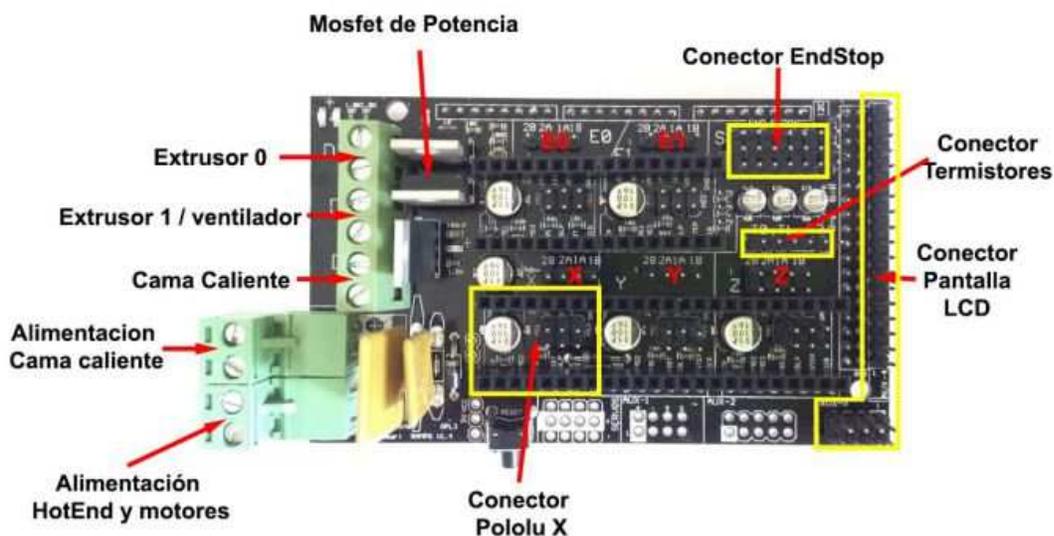


Figura 8.4

### 8.1.3 Pololu

El Pololu es un driver que gestiona la potencia que se entrega al motor, este driver, va "pinchado" directamente sobre la RAMP's y regulará la corriente del motor mediante la variación del potenciómetro que tiene el mismo.

Existen varios modelos de pololus diferentes, Figura 8.5, podéis ver dos tipos diferentes de pololus, el de 1 potenciómetro basado en el A4988 y el G3D driver que posee dos potenciómetros (ver *Anexo II Datasheet Polulu A4988*).

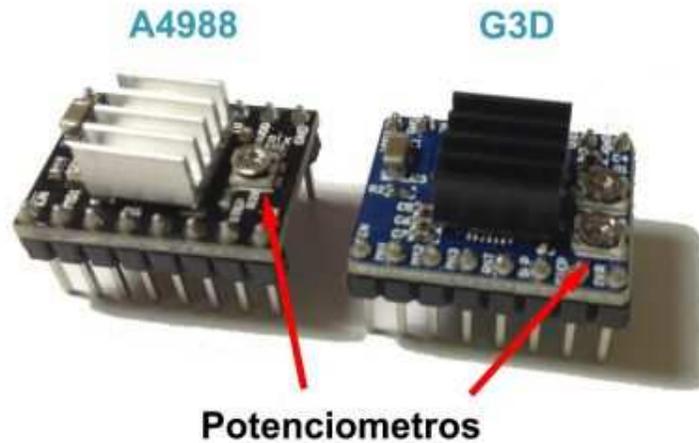


Figura 8.5

#### 8.1.4 Motor Paso a Paso

Los motores a utilizar son 4 Nema 23 modelo FL60STH86-3008BF los que se usan para dar el movimiento del cabezal y 2 Nema 17 los cuales constituyen la inyección del filamento en cada cabezal de extrusión MK8.



Figura 8.6

#### 8.1.5 Sensor de Temperatura

En la impresora, el control de la temperatura es algo fundamental, tanto para conseguir piezas con un buen acabado, como para proteger los elementos de la misma, ya que si el HotEnd que estamos utilizando tiene partes no metálicas y superamos los 250 grados, es posible que este sufra deformaciones (Razón por la que se optó por un cabezal totalmente metálico)

Para realizar el control de temperatura contamos con 2 termistores, uno que irá colocado en la cama caliente y otro en el HotEnd. La regulación de temperatura, la hace Arduino por medio de un regulador PID que tiene programado en su interior, llegando a estabilizar la temperatura con variaciones que no superan 1° arriba o abajo en el HotEnd.



Figura 8.7

El tipo de termistor que utilizemos debemos de indicarlo en el firmware, ya que existen muchos tipos diferentes y cada uno funciona de una manera, el termistor más común que podemos encontrar es NTC de 100k (ver *Anexo II – Datasheet Termistor NTC 100K*), que es el que se utilizara en este caso. es el que aparece en la Figura 8.7.

#### **8.1.6 Finales de carrera (EndStop)**

Los finales de carrera son los elementos que van a indicar a nuestra impresora donde está el inicio de impresión, el punto 0,0,0. Conociendo el punto de partida, solo hay que decirle a nuestra maquina cuanto se puede mover en cada dirección antes de salirse de los límites de impresión.

La impresora cuenta con 6 finales de carreras (dos por cada eje).

Otra cosa que hay que tener en cuenta con los finales de carrera es la forma de trabajar con ellos, hay dos posibilidades, trabajar con ellos en la posición "normalmente abiertos" (en reposo, el circuito permanecerá abierto) y en la posición "normalmente cerrados" (en reposo, el circuito permanece cerrado). Por lo general se trabaja con los finales de carrera en "normalmente abiertos", aunque se puede trabajar de las dos formas, habrá que configurar por firmware el modo de funcionamiento.

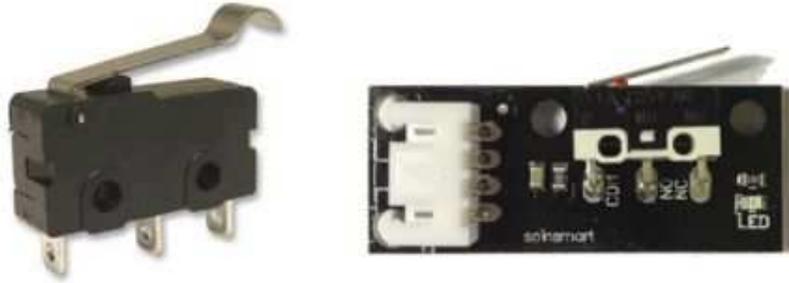


Figura 8.8

### 8.1.7 Pantalla LCD

Este es un elemento que no es necesario para que la impresora 3D funcione, pero son tantas las ventajas que nos aporta que sería fundamental disponer de una, ya que con esto podemos hacer nuestra impresora totalmente autónoma además de ver datos como la temperatura de un simple vistazo.

Otra posibilidad que nos ofrece la pantalla LCD es la de controlar incluso durante la impresión los valores de temperatura, velocidad, FLOW... todo de una manera muy sencilla navegando a través del menú de la propia pantalla.

En el mercado se pueden encontrar muchos tipos de pantallas LCD

Todas las pantallas LCD usan el mismo conexionado, no importa el modelo o fabricante, todas poseen 2 conectores con 10 pines cada uno al cual irán conectados cables planos que a su vez se conectarán a la RAMP's mediante un acoplador, esto se aprecia en la Figura 8.9.



Figura 8.9

Estos dos cables tienen funciones muy diferentes, el que va al conector 2 de la pantalla (en la mayoría de modelos) es el que se encarga de transmitir los datos desde la tarjeta SD hasta Arduino y el que está en el conector 1 se usa para mostrar datos en pantalla y para la alimentación de la misma.

En este caso se optó por una pantalla táctil de 3,2", el modelo de la misma es: 3,2" TFT Touch Screen



Figura 8.10

## 8.2 Drivers

Así como la electrónica en este proyecto no se desarrollará los drivers que controlan la placa, sino que utilizaremos los que vienen junto a estas.

En lo único que se trabajará sobre los drives será en las configuraciones de los parámetros necesarios que para adaptarlos a esta impresora 3D.

El driver que viene incluido junto a las placas es el Marlin, el cual es un driver de código abierto desarrollado por la comunidad RepRap.



## **CAPITULO 9: CONCLUSIÓN Y PROPUESTA DE MEJORAS**

### **9.1 Conclusión**

Podemos decir que este proyecto culmina con el diseño de una impresora 3D totalmente funcional y que cumple con las expectativas del proyecto planteado inicialmente, teniendo esta una capacidad de crear piezas de un volumen 9 veces mayor que las impresoras comúnmente encontradas en el mercado, siendo este de 830 x 830 x 600mm.

### **9.2 Acciones Futuras**

Recientemente desde la UTN Reconquista se han comprado casi la totalidad de los componentes necesarios para la fabricación de esta máquina. Debido a que en el mercado no se consiguieron exactamente algunos componentes de los descriptos en este proyecto, se deberá realizar una revisión y ajustar los elementos que sean necesarios.

Una vez realizado esto se procederá a comenzar su construcción, teniendo como objetivo que para el mes de diciembre del corriente año, tener la maquina en funcionamiento.

### **9.3 Propuesta de Mejoras**

Varias máquinas de impresión FDM mantienen el recinto de impresión calefaccionado y a una temperatura estable. Esto se realiza para que en la pieza impresa no se produzcan grandes gradientes de temperatura, lo que puede generar tensiones y fisuras en las piezas.

Una vez completado el prototipo se analizará la alternativa de calefaccionar el recinto de impresión para obtener piezas de mejor calidad.



## **CAPITULO 10: REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS**

- [1]\_ [http://www.mincyt.gob.ar/\\_post/descargar.php?idAdjuntoArchivo=39659](http://www.mincyt.gob.ar/_post/descargar.php?idAdjuntoArchivo=39659)
- [2]\_ [https://www.inti.gob.ar/prodiseno/pdf/mapa\\_impresion3d.pdf](https://www.inti.gob.ar/prodiseno/pdf/mapa_impresion3d.pdf)
- [3]\_ [https://es.wikipedia.org/wiki/Impresi%C3%B3n\\_3D](https://es.wikipedia.org/wiki/Impresi%C3%B3n_3D)
- [4]\_ <http://createbot.mx/sitio/la-impresion-3d-2/>
- [5]\_ <http://reprap.org/>
- [6]\_ <https://www.3dnatives.com/es/modelado-por-deposicion-fundida29072015/>
- [7]\_ <https://www.impresoras3d.com/tipos-de-impresoras-3d/>
- [8]\_ <http://www.stratasys.com/>
- [9]\_ <https://es.3dsystems.com/>
- [10]\_ <https://www.makerbot.com/>
- [11]\_ [https://es.wikipedia.org/wiki/Cable\\_Bowden](https://es.wikipedia.org/wiki/Cable_Bowden)
- [12]\_ [https://www.geeetech.com/wiki/index.php/MK8\\_Extruder](https://www.geeetech.com/wiki/index.php/MK8_Extruder)
- [13]\_ <https://www.softcover.io/read/277d0efe/impresion/la-dura-realidad>
- [14]\_ <https://www.zonamaker.com/>
- [15]\_ <http://diamore.com.ar/Resistencias.html>
- [16]\_ <http://www.resistenciastope.com/es/calculo-resistencias/>
- [17]\_ [https://filament2print.com/es/blog/9\\_Dudas-habituales-sobre-la-temperatura-y-la-ve.html](https://filament2print.com/es/blog/9_Dudas-habituales-sobre-la-temperatura-y-la-ve.html)
- [18]\_ <https://www.impresoras3d.com/ventajas-de-imprimir-con-doble-extrusor/>
- [19]\_ [http://www.mibqyyo.com/articulos/2014/09/22/asi-funciona-la-extrusion-en-las-impresoras-3d/#/vanilla/discussion/embed/?vanilla\\_discussion\\_id=0](http://www.mibqyyo.com/articulos/2014/09/22/asi-funciona-la-extrusion-en-las-impresoras-3d/#/vanilla/discussion/embed/?vanilla_discussion_id=0)
- [20]\_ <http://www.thingiverse.com/thing:2119644>
- [21]\_ GERRERO PASQUEL, Esteban Ismael. Cabezal Multiextrusor para Impresora 3D. Ecuador 2017



## ANEXO I: CÁLCULOS Y ANÁLISIS JUSTIFICATIVOS

### AI.1 Cálculo Motor Eje Z

#### AI.1.1 Pre-selección

##### AI.1.1.1 Motor

Par el cálculo de los motores se requieren algunos parámetros físicos de este, por lo que seleccionare un modelo para poder realizar el cálculo.

El motor elegido es un nema 23, modelo FL60STH86-3008BF

Tabla de Datos

# FL60STH86

## High Torque Size 23 - 1.8 degree Hybrid Stepper motor

Part No.	Connection Type	Phase	Degree	Voltage V	Current A	Resistance Ohm	Inductance mH	Holding Torque Nm	Rotor Inertia g.cm <sup>2</sup>	Weight KG
FL60STH86-2008BF	Unipolar	4	1.8	6	2	3	6.8	2.15	840	1.4
	Bipolar (S)	2		8.4	1.4	6	27.2	3		
	Bipolar (P)	2		4.17	2.8	1.5	6.8	3		
FL60STH86-3008BF	Unipolar	4		3.9	3	1.3	3.2	2.15		
	Bipolar (S)	2		5.46	2.1	2.6	12.8	3		
	Bipolar (P)	2		2.73	4.2	0.65	3.2	3		

#### Torque Curves:

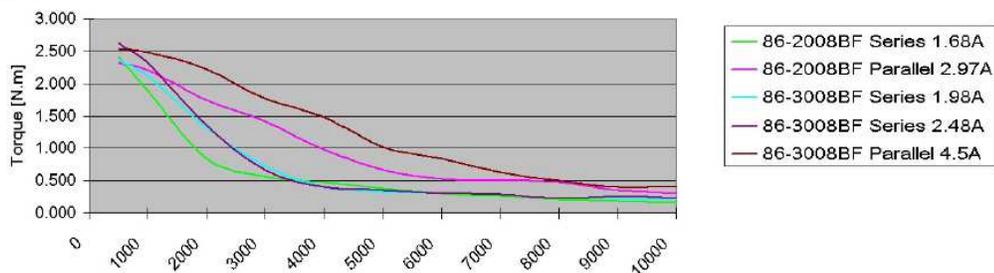


Figura A-I.1

$$\beta = \text{Angulo de Paso} [^\circ]$$

$$\beta = 1,8^\circ$$

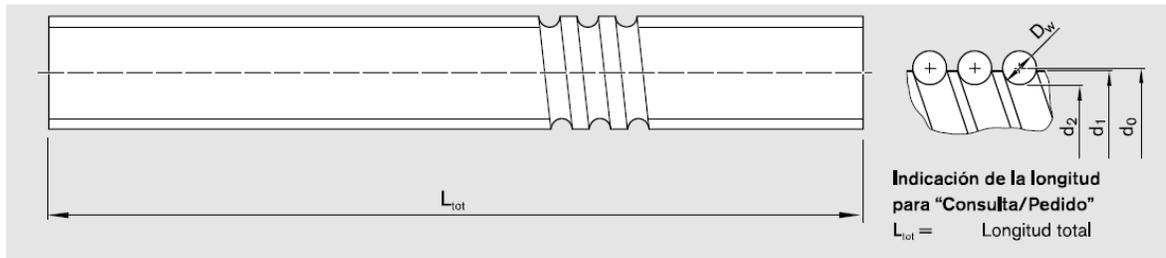
$$j_{mot} = \text{Momento de Inercia del Motor} [\text{Kg cm}^2]$$

$$j_{mot} = 0,84 [\text{Kg cm}^2]$$

### AI.1.1.2 Husillo

Tabla de Datos

## Husillo laminado de precisión SN-R



Datos de pedido: **SN 20 x 5R x 3 X X T7 R 00T200 00T200 1250 1 0**

Tamaño $d_0 \times P \times D_w$	Referencia Clase de tolerancia T5	Clase de tolerancia T7	Clase de tolerancia T9	Medidas (mm)		Momento de inercia $J_s$ (kgcm <sup>2</sup> /m)	Longitud máxima (mm)		Peso (kg/m)
				$d_1$	$d_2$		estándar	bajo consulta	
6 x 1R x 0,8	R1531 105 00	R1531 107 00	R1531 109 00	6,0	5,3	0,02		auf Anfrage	0,19
6 x 2R x 0,8	R1531 125 00	R1531 127 00	R1531 129 00	6,0	5,3	0,02			0,19
8 x 1R x 0,8	R1531 205 00	R1531 207 00	R1531 209 00	8,0	7,3	0,04			0,36
8 x 2R x 1,2	R1531 225 00	R1531 227 00	R1531 229 00	8,0	7,0	0,04			0,36
8 x 2,5R x 1,588	R1531 235 00	R1531 237 00	R1531 239 00	7,5	6,3	0,04			0,30
12 x 2R x 1,2	R1531 425 00	R1531 427 00	R1531 429 00	11,7	10,8	0,13	1500	2500	0,79
12 x 5R x 2	R1531 465 10	R1531 467 10	R1531 469 10	11,4	9,9	0,11			0,75
12 x 10R x 2	R1531 495 00	R1531 497 00	R1531 499 00	11,4	9,9	0,11			0,74
16 x 5L x 3	R1551 015 00	R1551 017 00	R1551 019 00	15,0	12,9	0,31			1,24
16 x 5R x 3	R1511 015 00	R1511 017 00	R1511 019 00	15,0	12,9	0,31			1,24
16 x 10R x 3	R1511 045 00	R1511 047 00	R1511 049 00	15,0	12,9	0,31			1,23
16 x 16R x 3	R1511 065 10	R1511 067 10	R1511 069 10	15,0	12,9	0,34			1,29
20 x 5R x 3	R1511 115 00	R1511 117 00	R1511 119 00	19,0	16,9	0,84			2,03
20 x 5L x 3	R1551 115 00	R1551 117 00	R1551 119 00	19,0	16,9	0,84			2,03
20 x 10R x 3	R1511 145 00	R1511 147 00	R1511 149 00	19,0	16,9	0,84			2,03

Figura A-I.2

Del husillo seleccionado con anterioridad, se necesita los siguientes parámetros

$$h = \text{Paso del Tornillo [cm]}$$

$$h = 0,5 \text{ [cm]}$$

$$r_B = \text{Radio del Tornillo [cm]}$$

$$r_B = 0,75 \text{ [cm]}$$

### AI.1.1.3 Peso del Carro Z

Este se obtendrá de las propiedades del diseño realizado en “Autodesk Inventor”

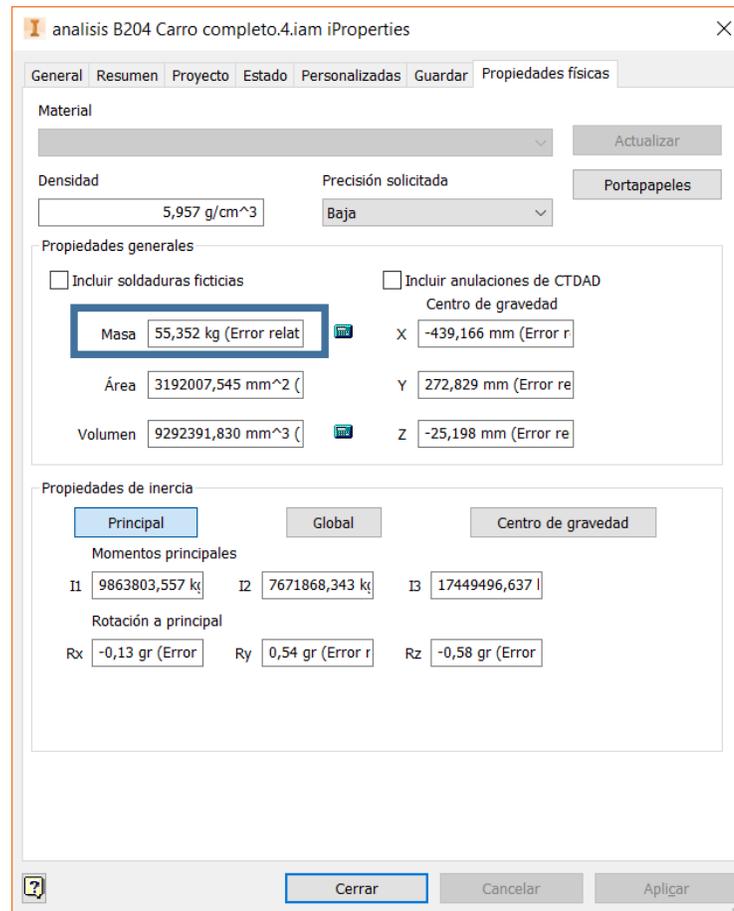


Figura A-I.3

Dado que en este valor no está considerado la bulonería en su totalidad, como así tampoco las cadenas portacables, adoptare el siguiente valor:

$$m_Z = \text{Masa del Carro Z [Kg]}$$

$$m_Z = 70 \text{ [Kg]}$$

### AI.1.1.4 Otros Valores

Dado que los catálogos no especifican ciertos valores, adopto los siguientes en base a distintos valores observados en cálculos de sistemas parecidos

$$\eta = \text{Rendimiento}$$

$$\eta = 0,9$$

$$\mu = \text{Coeficiente de Fricción del Tornillo}$$

$$\mu = 0,005$$



### AI.1.2 Calculo

Para el cálculo se siguió el apunte *Formulas + Calculations for Optimum Selection of a Stepmotor* (ver Anexo II).

Para dimensionar el motor, se necesita calcular el torque necesario para sostener la carga (Peso) y el torque necesario para acelerar la carga a su velocidad máxima.

$$M_M = M_L + M_A$$

$M_L =$  Torque de Carga

$M_M =$  Torque del Motor

$M_A =$  Torque de Aceleración

#### AI.1.2.1 Torque de Carga:

$$M_L = F \left( \frac{h}{2 * \pi * \eta} + r_B * \mu \right) [N \cdot cm]$$

$G =$  Fuerza de la Gravedad (Peso) [N]

$F_Z =$  Fuerza Total [N]

$m_Z =$  Masa del Carro Z [Kg]

$g =$  Aceleración de la Gravedad  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$h =$  Paso del Tornillo [cm]

$\eta =$  Rendimiento

$r_B =$  Radio del Tornillo [cm]

$\mu =$  Coeficiente de Fricción del Tornillo

$$m_Z = 70 [Kg]$$

$$g = 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$h = 0,5 [cm]$$

$$\eta = 0,9$$

$$r_B = 0,75 [cm]$$

$$\mu = 0,005$$

Debido a que para este movimiento se utilizaran 2 motores, se supondrá para el cálculo del motor la mitad de la masa del carro.

$$G = \frac{m_Z [Kg]}{2} * g \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$



$$G = \frac{70[Kg]}{2} * 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$G = 343 [N]$$

$$F_z = G * (\sin(\alpha) + \mu * \cos(\alpha))$$

$$\alpha = 90^\circ;$$

$$F_z = 343 [N] * (\sin[90^\circ] + 0,005 * \cos[90^\circ])$$

$$F_z = 343 [N]$$

$$M_L = F_z * \left( \frac{h}{2 * \pi * \eta} + r_B * \mu \right)$$

$$M_L = 343 [N] * \left( \frac{0,5 [cm]}{2 * \pi * 0,9} + 0,75 [cm] * 0,005 \right)$$

$$M_L = 31,6 [N \text{ cm}]$$

#### AI.1.2.2 Torque de Aceleración:

$$M_A = \left( \frac{j_{tot} * n}{t_a} \right) * \left( \frac{2\pi}{60} \right)$$

O bien:

$$M_A = j_{tot} * \frac{f * 2 * \pi * \beta}{t_a * 360^\circ * 10^2}$$

$n =$  Revoluciones por minuto [RPM]

$t_a =$  Tiempo de Aceleración [s]

$f =$  Frecuencia [Hz] (Cantidad de pasos por segundo)

##### AI.1.2.2.1 Momentos de Inercia

Para el cálculo del momento de aceleración se necesita conocer los momentos de inercia de las partes en movimiento.

$$j_{tot} = (j_{ext} + j_{mot})$$

$j_{tot} =$  Momento de Inercia Total [Kg cm<sup>2</sup>]

$j_{ext} =$  Momento de Inercia Externo [Kg cm<sup>2</sup>]

$j_{mot} =$  Momento de Inercia del Motor [Kg cm<sup>2</sup>]

$$j_{ext} = j_{rot} + j_{tras}$$



$j_{rot} = \text{Momento de Inercia de Rotación [Kg cm}^2\text{]}$

$j_{Tras} = \text{Momento de Inercia de Traslación [Kg cm}^2\text{]}$

$$j_{rot} = 0.5 * \pi * r_B^4 * L * \gamma$$

$$j_{tras} = m * \left( \frac{h}{2 * \pi} \right)^2$$

$L = \text{Longitud del Tornillo}$

$\gamma = \text{Peso Específico del Acero}$

Al tener diseñado el tornillo en el programa “Autodesk Inventor”, se obtiene de las propiedades de pieza el momento de inercia de rotación de este, el valor esta dado como I3 debido a que el eje principal 3 coincide con el eje de rotación del tornillo.

$$j_{rot} = 0,48 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

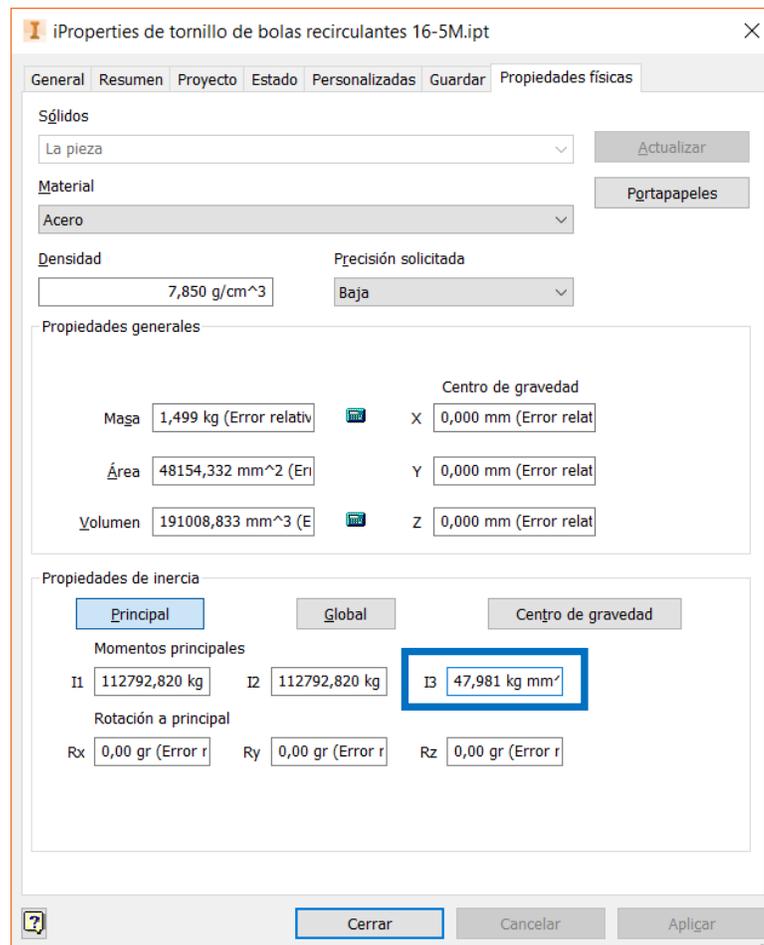


Figura A-I.4



$$j_{\text{tras}} = \frac{m_z}{2} * \left( \frac{h}{2 * \pi} \right)^2$$
$$j_{\text{tras}} = \frac{70 \text{ [Kg]}}{2} * \left( \frac{0,5 \text{ [cm]}}{2 * \pi} \right)^2$$
$$j_{\text{tras}} = 0,22 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

$$j_{\text{ext}} = j_{\text{rot}} + j_{\text{tras}}$$
$$j_{\text{ext}} = 0,48 \text{ [Kg cm}^2\text{]} + 0,22 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$
$$j_{\text{ext}} = 0,70 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

De tabla del motor obtenemos [Kg\*cm]

$$j_{\text{mot}} = 0,84 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

$$j_{\text{tot}} = j_{\text{ext}} + j_{\text{mot}}$$
$$j_{\text{tot}} = 0,70 \text{ [Kg cm}^2\text{]} + 0,84 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$
$$j_{\text{tot}} = 1,54 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

#### AI.1.2.2.2 Velocidad y Frecuencia

Para determinar la frecuencia de trabajo del motor se requiere la velocidad a la que se moverá el carro Z.

Deseo que el desplazamiento completo se realice en 15 segundos, con esto determinamos la velocidad.

$$v = \frac{\Delta l}{\Delta t}$$
$$v = \frac{90 \text{ [cm]}}{15 \text{ [s]}}$$
$$v = 6 \left[ \frac{\text{cm}}{\text{s}} \right]$$

$$f = \frac{v * z}{h}$$

$z =$  Cantidad de Pasos por Vuelta del motor

$$z = \frac{360^\circ}{\beta}$$



$$z = \frac{360^\circ}{1,8^\circ}$$

$$z = 200$$

$$f = \frac{6 \left[ \frac{cm}{s} \right] * 200}{0,5 [cm]}$$

$$f = 2400 [Hz]$$

### AI.1.2.2.3 Torque

$$M_A = j_{\text{tot}} * \frac{f * 2 * \pi * \beta}{t_a * 360 * 10^2}$$

Establecemos un tiempo de aceleración deseado.

$$t_a = 0,01 [s]$$

$$\beta = 1,8^\circ$$

$$M_A = 1,54 [\text{Kg cm}^2] * \frac{2400 [Hz] * 2 * \pi * 1,8^\circ}{0,01 [s] * 360^\circ * 10^2}$$

$$M_A = 116,2 [N cm]$$

### AI.1.2.3 Torque del Motor

$$M_M = M_L + M_A$$

$$M_M = 31,6 [N cm] + 116,2 [N cm]$$

$$M_M = 147,8 [N cm]$$

### AI.1.3 Verificación

Una vez obtenido el torque motor requerido, se verificará el torque que puede entregar el motor en las condiciones de trabajo establecidas, dado que este depende de la frecuencia.

El método de conexión del motor será bipolar – paralelo, dado que es donde entrega el mayor torque.



### Torque Curves:

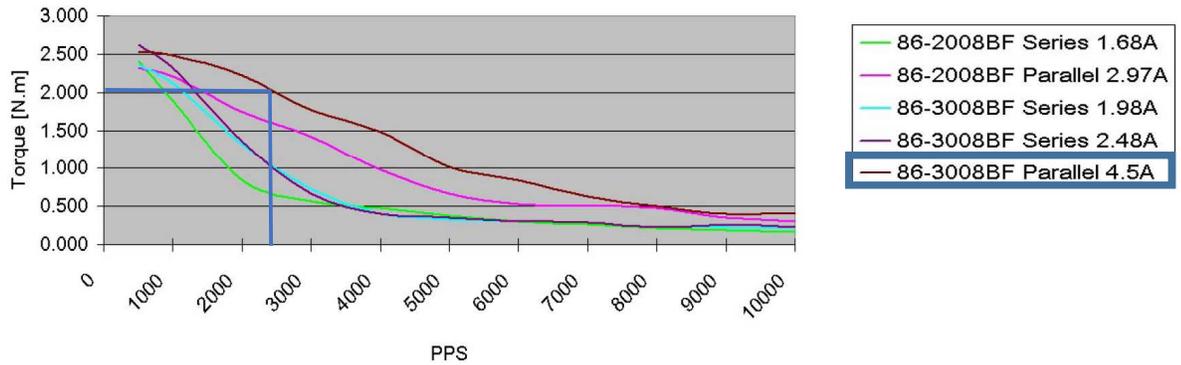


Figura A-I.5

De la tabla entonces:

$$f = 2400 [Hz]$$

$$M = 200 [N cm]$$

Para que se pueda realizar el movimiento el torque disponible debe ser mayor al torque requerido.

$$M \geq M_M$$

$$200 [N cm] \geq 147,8 [N cm]$$

*Se verifica que el movimiento podrá realizarse.*

## AI.2 Cálculo Motor Eje XY

### AI.2.1 Pre-selección

#### AI.2.1.1 Motor

Par el cálculo de los motores se requieren algunos parámetros físicos de este, por lo que seleccionare un modelo para poder realizar el cálculo.

El motor elegido es un nema 23, modelo FL60STH86-3008BF, al igual que los motores del eje Z, ver Figura A-I.1 (pág. 80)

$$\beta = \text{Angulo de Paso} [^\circ]$$

$$\beta = 1,8^\circ$$



$$j_{mot} = \text{Momento de Inercia del Motor [Kg cm}^2\text{]}$$

$$j_{mot} = 0,84 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

### AI.2.1.2 Poleas

Se utilizará como polea conductora una de 15 dientes y las poleas de direccionamiento serán de 20 dientes, las cuales son 4. Ambas poleas son de 10mm de ancho.

Tabla de Datos



## TABLA DE DIAMETROS DE POLEAS DENTADAS PARA CORREAS SINCRÓNICAS

Dientes	Diámetro exterior en milímetros			
	5M Paso 5mm	8M Paso 8mm	14M Paso 14m	20M Paso 20m
15	22,73	36,81		
16	24,32	39,36		
17	25,92	41,91		
18	27,51	44,45	77,56	
19	29,10	47,00	82,00	
20	30,69	49,54	86,47	
21	32,28	52,00	90,93	
22	33,87	54,64	95,37	135,76
23	35,47	57,20	99,83	142,12
24	37,06	59,74	104,29	148,49
25	38,65	62,28	108,75	154,85
26	40,24	64,85	113,20	161,22
27	41,83	67,39	117,66	167,59
28	43,42	70,08	122,12	173,95
29	45,01	72,62	126,57	180,32
30	46,61	75,13	130,99	186,69

Dientes	Diámetro exterior en milímetros			
	5M Paso 5mm	8M Paso 8mm	14M Paso 14m	20M Paso 20m
58	91,17	146,32	255,67	364,94
59	92,76	148,87	260,13	371,30
60	94,35	151,42	264,59	377,67
61	95,94	153,96	269,04	384,04
62	97,54	156,51	273,50	390,40
63	99,13	159,06	277,95	396,77
64	100,72	161,60	282,41	403,14
65	102,31	164,15	286,87	409,50
66	103,90	166,70	291,32	415,87
67	105,49	169,24	295,78	422,23
68	107,09	171,79	300,24	428,60
69	108,68	174,34	304,69	434,97
70	110,27	176,88	309,15	441,33
71	111,86	179,43	313,61	447,70
72	113,45	181,97	318,06	454,07
73	115,04	184,52	322,52	460,43

Figura A-I.6

De la polea seleccionada con anterioridad, se necesita los siguientes parámetros

$$r_p = \text{Radio de la Polea Conductora [cm]}$$

$$r_p = 1.1 \text{ [cm]}$$

### AI.2.1.3 Peso del Carro XY

Se debe considerar el peso de ambos carros debido al sistema utilizado.

Estos se obtendrán de las propiedades del diseño realizado en “Autodesk Inventor”

#### AI.2.1.3.1 Carro X

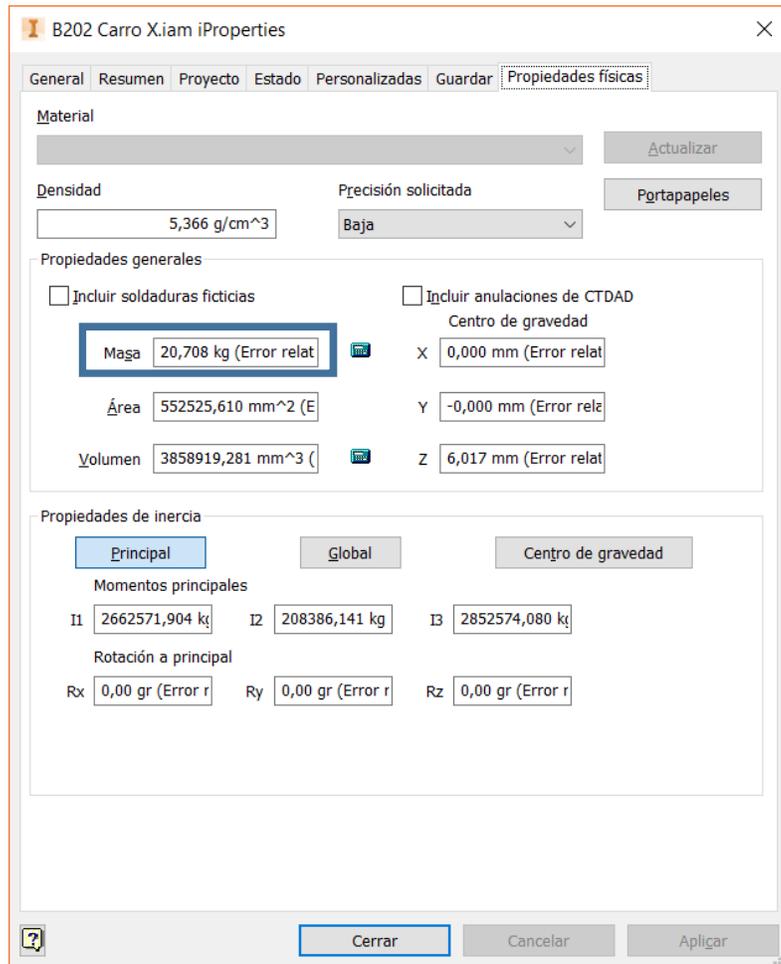


Figura A-I.7

### AI.2.1.3.2 Carro Y

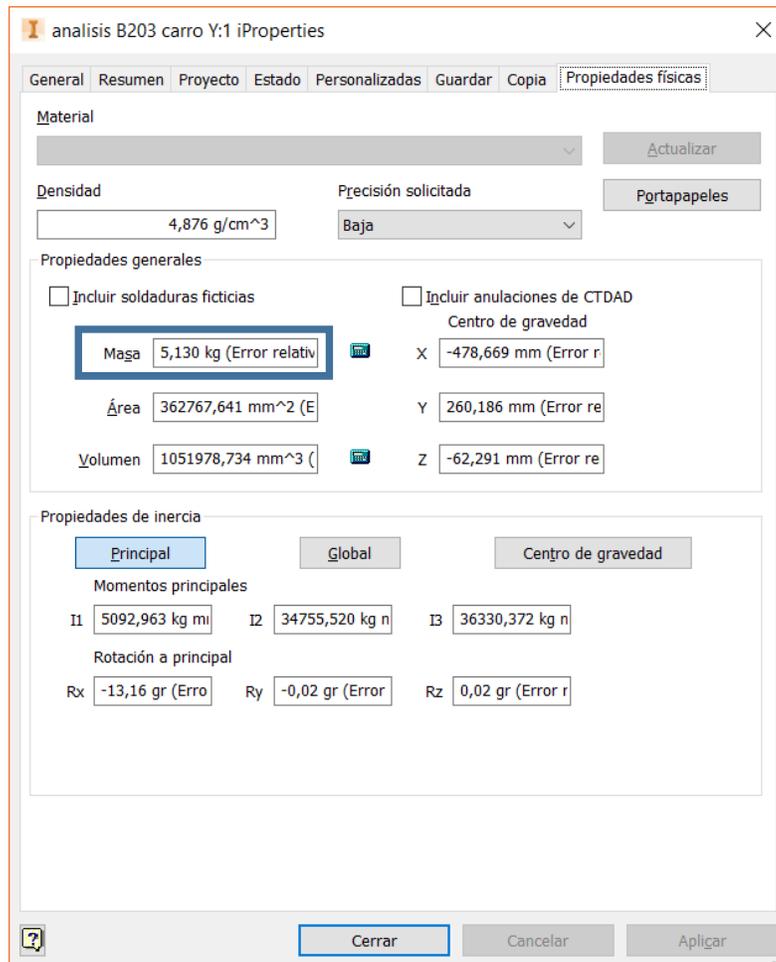


Figura A-I.8

$m_{XY} = \text{Masa del Carro } XY \text{ [Kg]}$

$m_X = \text{Masa del Carro } X \text{ [Kg]}$

$m_Y = \text{Masa del Carro } Y \text{ [Kg]}$

$$\begin{aligned}
 m_{XY} &= m_X + m_Y \text{ [Kg]} \\
 m_{XY} &= 20,7 \text{ [Kg]} + 5,1 \text{ [Kg]} \\
 m_{XY} &= 28,8 \text{ [Kg]}
 \end{aligned}$$

Dado que en este valor no está considerado la bulonería en su totalidad, como así tampoco las cadenas portacables y las correas síncronas, por lo tanto, adoptare el siguiente valor:

$$m_{XY} = 35 \text{ [Kg]}$$



#### AI.2.1.4 Otros Valores

Dado que los catálogos no especifican ciertos valores, adopto los siguientes en base a distintos valores observados en cálculos de sistemas parecidos

$\eta = \text{Rendimiento}$

$\eta = 0,9$

$\mu = \text{Coeficiente de Fricción de las Guías Lineales}$

$\mu = 0,005$

#### AI.2.2 Calculo

Para el cálculo de el torque que requiere el motor, se necesita calcular el torque necesario para mover la carga (Peso) y el torque necesario para acelerar la carga a su velocidad máxima.

$$M_M = M_L + M_A$$

$M_L = \text{Torque de Carga}$

$M_M = \text{Torque del Motor}$

$M_A = \text{Torque de Aceleración}$

##### AI.2.2.1 Torque de Carga:

$$M_L = F_{XY} * (r_p * \mu) \quad [N \cdot cm]$$

$G = \text{Fuerza de la Gravedad (Peso)} [N]$

$F_{XY} = \text{Fuerza Total} [N]$

$m_{XY} = \text{Masa del Carro XY} [Kg]$

$g = \text{Aceleración de la Gravedad} \left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$\eta = \text{Rendimiento}$

$r_p = \text{Radio de la Polea} [cm]$

$\mu = \text{Coeficiente de Fricción}$

$m_{XY} = 35 [Kg]$

$g = 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$\eta = 0,9$

$r_p = 1,1 [cm]$

$\mu = 0,005$



$$G = m_{XY} [Kg] * g \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$G = 35 [Kg] * 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$G = 343 [N]$$

Al estar ubicado el sistema en forma horizontal, entonces:

$$F_{XY} = G$$

$$F_{XY} = 343 [N]$$

$$M_L = F_{XY} * (r_p * \mu)$$

$$M_L = 686 [N] * (1,1 [cm] * 0,005)$$

$$M_L = 1,88 [N cm]$$

#### AI.2.2.2 Torque de Aceleración:

$$M_A = \left( \frac{j_{tot} * n}{t_a} \right) * \left( \frac{2\pi}{60} \right)$$

O bien:

$$M_A = j_{tot} * \frac{f * 2 * \pi * \beta}{t_a * 360^\circ * 10^2}$$

$n =$  Revoluciones por minuto [RPM]

$t_a =$  Tiempo de Aceleración [s]

$f =$  Frecuencia [Hz] (Cantidad de pasos por segundo)

#### AI.2.2.2.1 Momentos de Inercia

Para el cálculo del momento de aceleración se necesita conocer los momentos de inercia de las partes en movimiento.

$$j_{tot} = (j_{ext} + j_{mot})$$

$j_{tot} =$  Momento de Inercia Total [Kg cm<sup>2</sup>]

$j_{ext} =$  Momento de Inercia Externo [Kg cm<sup>2</sup>]

$j_{mot} =$  Momento de Inercia del Motor [Kg cm<sup>2</sup>]

$$j_{ext} = j_{rot} + j_{tras}$$

$j_{rot} =$  Momento de Inercia de Rotación [Kg cm<sup>2</sup>]

$j_{Tras} =$  Momento de Inercia de Traslación [Kg cm<sup>2</sup>]

Al tener diseñado el tornillo en el programa “Autodesk Inventor”, se obtiene de las propiedades de pieza el momento de inercia de rotación de estas.

$$j_{\text{rot}} = j_{\text{rot } 1} + 4 * j_{\text{rot } 2} * \frac{Z_1}{Z_2}$$

Polea motora ( $Z_1 = 15$  dientes)

$$j_{\text{rot } 1} = 0,006 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

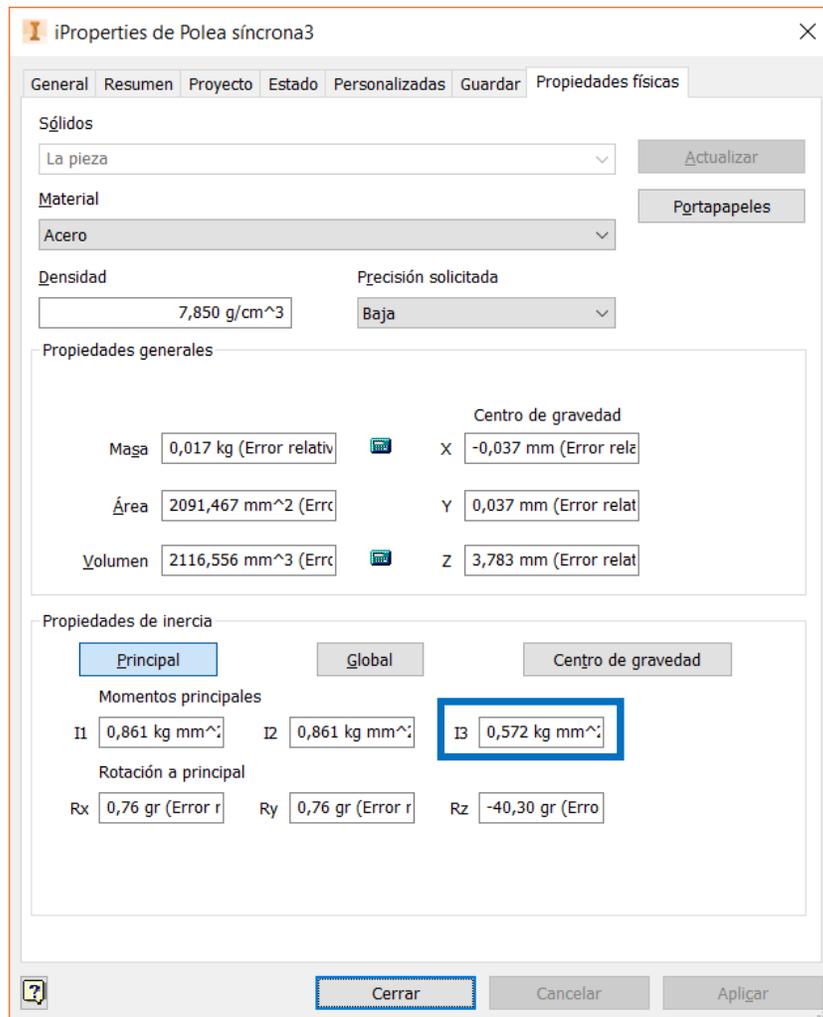


Figura A-I.9

Polea direccionadora ( $Z_2 = 20$  dientes)

$$j_{rot1} = 0,038 [Kg\ cm^2]$$

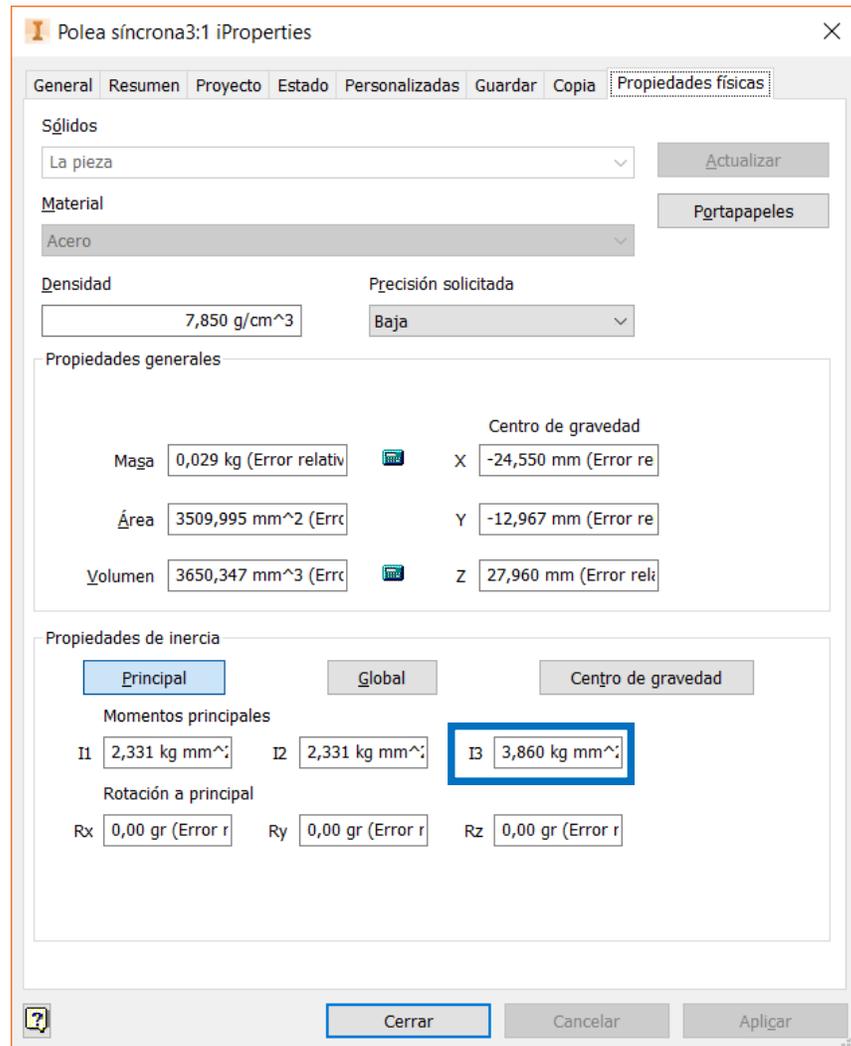


Figura A-I.10

Obtenemos en momento de rotación total

$$j_{rot} = j_{rot1} + 4 * j_{rot2} * \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$j_{rot} = 0,006 [Kg\ cm^2] + 4 * 0,038 [Kg\ cm^2] * \frac{15}{20}$$

$$j_{rot} = 0,12 [Kg\ cm^2]$$



$$j_{\text{tras}} = m_{XY} * r_p^2$$
$$j_{\text{tras}} = 35 \text{ [Kg]} * (1,1 \text{ [cm]})^2$$
$$j_{\text{tras}} = 42,35 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

$$j_{\text{ext}} = j_{\text{rot}} + j_{\text{tras}}$$
$$j_{\text{ext}} = 0,12 \text{ [Kg cm}^2\text{]} + 42,35 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$
$$j_{\text{ext}} = 42,47 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

De tabla del motor obtenemos [Kg\*cm]

$$j_{\text{mot}} = 0,84 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

$$j_{\text{tot}} = j_{\text{ext}} + j_{\text{mot}}$$
$$j_{\text{tot}} = 42,47 \text{ [Kg cm}^2\text{]} + 0,84 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$
$$j_{\text{tot}} = 43,31 \text{ [Kg cm}^2\text{]}$$

### AI.2.2.2.3 Velocidad y Frecuencia

Para determinar la frecuencia de trabajo del motor se requiere la velocidad a la que se moverá el carro XY.

Según datos relevados la máxima velocidad de impresión es de 120mm/s, con lo que adoptaremos 2 veces este valor para considerar la velocidad de posicionamiento del cabezal.

$$f = \frac{v * z}{2 \pi * r_p}$$

$z =$  Cantidad de Pasos por Vuelta del motor

$$z = \frac{360^\circ}{\beta}$$

$$z = \frac{360^\circ}{1,8^\circ}$$

$$z = 200$$



$$f = \frac{24 \left[ \frac{cm}{s} \right] * 200}{2 * \pi * 1,1 [cm]}$$

$$f = 694 [Hz]$$

Adopto:

$$f = 700 [Hz]$$

#### AI.2.2.2.4 Torque

$$M_A = j_{tot} * \frac{f * 2 * \pi * \beta}{t_a * 360 * 10^2}$$

Establecemos un tiempo de aceleración deseado.

$$t_a = 0,01 [s]$$

$$\beta = 1,8^\circ$$

$$M_A = 43,31 [Kg \text{ cm}^2] * \frac{700 [Hz] * 2 * \pi * 1,8^\circ}{0,05 [s] * 360^\circ * 10^2}$$

$$M_A = 190,48 [N \text{ cm}]$$

#### AI.2.2.3 Torque del Motor

$$M_M = M_L + M_A$$

$$M_M = 1,88 [N \text{ cm}] + 190,48 [N \text{ cm}]$$

$$M_M = 192,36 [N \text{ cm}]$$

#### AI.2.3 Verificación

Una vez obtenido el torque motor requerido, se verificará el torque que puede entregar el motor en las condiciones de trabajo establecidas, dado que este depende de la frecuencia.

El método de conexión del motor será bipolar – paralelo, dado que es donde entrega el mayor torque.

**Torque Curves:**

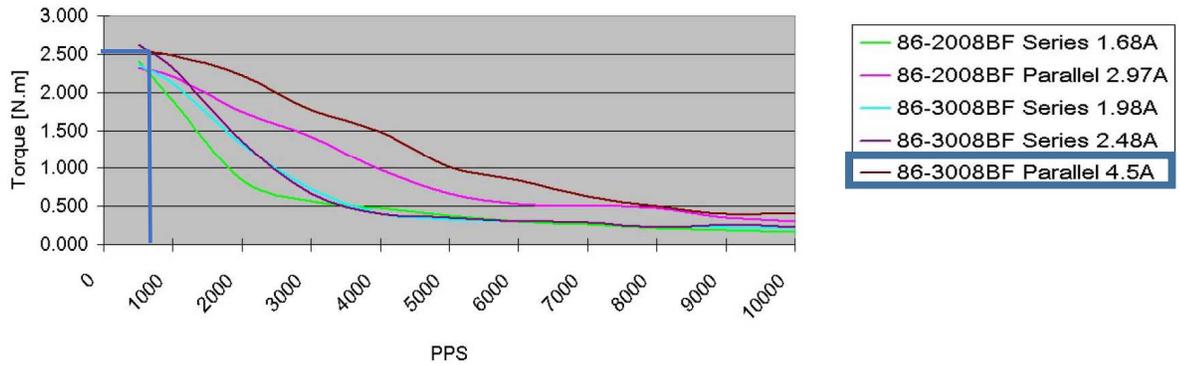


Figura A-I.11

De la tabla entonces:

$$f = 700 \text{ [Hz]}$$

$$M = 250 \text{ [N cm]}$$

Para que se pueda realizar el movimiento el torque disponible debe ser mayor al torque requerido.

$$M \geq M_M$$

$$250 \text{ [N cm]} \geq 192,36 \text{ [N cm]}$$

*Se verifica que el movimiento podrá realizarse.*

**AI.3 Cálculo del Husillo.**

Para el cálculo consideraremos las siguientes condiciones de trabajo:

- Se considerará que un solo usillo soporta toda toda la carga, esto es debido a que la carga aplicada sobre el husillo depende de la posición del carro X.
- La duración de vida de la maquina debes ser de 40000 hs para un funcionamiento del husillo del 60%.



### AI.3.1 Selección

#### AI.3.1.1 Carga Soportada

$G = \text{Fuerza de la Gravedad (Peso) [N]}$

$F_Z = \text{Carga Total [N]}$

$m_Z = \text{Masa del Carro Z [Kg]}$

$g = \text{Aceleración de la Gravedad } \left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$\eta = \text{Rendimiento}$

$\mu = \text{Coeficiente de Fricción del Tornillo}$

$n = \text{Revoluciones por minuto [RPM]}$

$$m_Z = 70 \text{ [Kg]}$$

$$g = 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$\mu = 0.9$$

$$\eta = 0,005$$

$$n = 100 \text{ [RPM]}$$

$$G = m_Z * g$$

$$G = 70 \text{ [Kg]} * 9,8 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$G = 686 \text{ [N]}$$

De acuerdo a la orientación del carro calculamos la fuerza aplicada sobre este

$$F_Z = G * (\sin(\alpha) + \mu * \cos(\alpha))$$

Al estar en posición vertical el tornillo, por lo tanto:

$$\alpha = 90^\circ$$

$$F_Z = G * (\sin[\alpha] + \mu * \cos[\alpha])$$

$$F_Z = 686 \text{ [N]} * (\sin[90^\circ] + 0.005 * \cos[90^\circ])$$

$$F_Z = 686 \text{ [N]}$$

#### AI.3.1.2 Duración de vida nominal

$L = \text{Duración de Vida en Revoluciones [rev]}$

$L_h = \text{Duración de Vida en Horas [hs]}$



$DS_{máquina}$  = Duración de Servicio de la Máquina

$DS_{husillo}$  = Duración de Servicio del Husillo de Bolas

$L_h$  máquina = Duración de Vida Nominal de la Máquina [hs]

$$L = L_h * n * 60$$

$$L_h = L_h \text{ máquina} * \frac{DS_{husillo}}{DS_{máquina}}$$

$$L_h \text{ máquina} = 40000 \text{ [hs]}$$

$$DS_{husillo} = 60$$

$$DS_{máquina} = 100$$

$$L_h = 40000 \text{ [hs]} * \frac{60}{100}$$

$$L_h = 24000 \text{ [hs]}$$

$$L = 24000 \text{ [hs]} * 100 \text{ [RPM]} * 60$$

$$L = 144000000 \text{ [rev]}$$

### AI.3.1.3 Capacidad de Carga

$C$  = Capacidad de Carga Dinámica [N]

$$C = F_Z * \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}$$

$$C = 686 \text{ [N]} * \sqrt[3]{\frac{144000000 \text{ [rev]}}{10^6}}$$

$$C = 3595,6 \text{ [N]}$$

### AI.3.1.4 Resultado de la Selección

De acuerdo a la tabla seleccionamos un husillo de bolas de precisión, tamaño 16 x 5R x 3 – 4, con tuerca simple embrizada y precargada FEM-E-C, esta fue es un extracto de *Anexo II – Catálogo Bosch Retroth AG*.



Datos de pedido: FEM-E-C 20 x 5R x 3-4 1 2 T7 R 82Z120 41Z120 1250 0 1

$d_0$  = diámetro nominal  
P = paso  
(R = derecho, L = izquierdo)  
 $D_w$  = diámetro de la bola  
i = número de hileras

Categoría	Tamaño $d_0 \times P \times D_w - i$	Referencia	Capacidades de carga		Velocidad <sup>1)</sup>
			din. C (N)	estát. C <sub>0</sub> (N)	$v_{max}$ (m/min)
A	16 x 5R x 3 - 4	R1502 010 65	12300	16100	30
B	16 x 10R x 3 - 3	R1502 040 85	9600	12300	60
B	16 x 16R x 3 - 3	R1502 060 65	9300	12000	96
A	20 x 5R x 3 - 4	R1502 110 85	14300	21500	30
A	20 x 20R x 3,5 - 3	R1502 170 65	13300	18800	120
A	25 x 5R x 3 - 4	R1502 210 85	15900	27200	30
A	25 x 10R x 3 - 4	R1502 240 85	15700	27000	60
A	25 x 25R x 3,5 - 3	R1502 280 65	14700	23300	150
A	32 x 5R x 3,5 - 4	R1502 310 85	21600	40000	23
A	32 x 10R x 3,969 - 5	R1502 340 86	31700	58300	47
A	32 x 20R x 3,969 - 3	R1502 370 65	19700	33700	94
A	32 x 32R x 3,969 - 3	R1502 390 65	19500	34000	150
B	40 x 5R x 3,5 - 5	R1502 410 86	29100	64100	19
B	40 x 10R x 6 - 4	R1502 440 85	50000	86400	38
C	40 x 12R x 6 - 4	R1502 450 65	49900	86200	45
B	40 x 16R x 6 - 4	R1502 460 65	49700	85900	60
A	40 x 20R x 6 - 3	R1502 470 85	37900	62800	75
A	40 x 40R x 6 - 3	R1502 490 65	37000	62300	150
B	50 x 5R x 3,5 - 5	R1502 510 86	32000	81300	15
A	50 x 10R x 6 - 6	R1502 540 86	79700	166500	30
C	50 x 12R x 6 - 6	R1502 550 66	79600	166400	36
B	50 x 16R x 6 - 6	R1502 560 66	79400	166000	48
A	50 x 20R x 6,5 - 5	R1502 570 86	75700	149700	60
B	50 x 40R x 6,5 - 3	R1502 590 65	46500	85900	120
B	63 x 10R x 6 - 6	R1502 640 86	88800	214300	24
B	63 x 20R x 6,5 - 5	R1502 670 86	83900	190300	48
B	63 x 40R x 6,5 - 3	R1502 690 65	53400	114100	95
C	80 x 10R x 6,5 - 6	R1502 740 86	108400	291700	19
B	80 x 20R x 12,7 - 6 <sup>2)</sup>	R1502 770 96	262700	534200	30

Figura A-I.12

### AI.3.2 Verificación

#### AI.3.2.1 Capacidad de Carga

$C_s$  = Capacidad de Carga del Husillo Seleccionado [N]

$$C_s = 12300 [N]$$

$$C_s > C$$

$$12300 [N] > 3595,6 [N]$$

Se verifica que soporta la carga

#### AI.3.2.2 Duración de Vida

$L_s$  = Duración de Vida del Husillo Seleccionado [rev]

$$L_s = \left( \frac{C_s}{F_z} \right)^3 * 10^6$$



$$L_s = \left( \frac{12300 [N]}{686 [N]} \right)^3 * 10^6$$
$$L_s = 5764 * 10^6 [rev]$$

$L_{h-s}$  = Duracion de Vida del Husillo Seleccionado en Horas [hs]

$$L_{h-s} = \frac{L_s}{n * 60}$$
$$L_{h-s} = \frac{5764 * 10^6 [rev]}{100 [RPM] * 60}$$
$$L_{h-s} = 960708 [hs]$$

$$L_{h-s} > L_h$$
$$960708 [hs] > 24000 [hs]$$

*Se verifica que la duración de vida del husillo seleccionado es superior a la requerida.*

### AI.3.2.3 Revoluciones Críticas:

Las revoluciones críticas  $n_{cr}$  dependen del diámetro del husillo, del tipo de montaje y de su longitud  $l_{cr}$ . No hay que considerar la tuerca con juego axial como elemento de guiado.

Las revoluciones de trabajo no deben superar el 80% de las revoluciones críticas. Considerar el coeficiente de las revoluciones o la velocidad lineal máx. admisible.

Siendo:

Diametro del Husillo  $\varnothing = 16 [mm]$

Longitud  $l_{cr} = 1 [m]$

Tipo de Montaje ll (Empotrado - Apollado)



## AI.4 Cálculo Correa Síncrona XY

### AI.4.1 Pre-selección

#### AI.4.1.1 Correa

Para la selección de esta se establecen los siguientes parámetros:

- Se considerará que debe soportar la fuerza máxima que puede realizar el motor.
- El sistema de movimiento adoptado es el “Core XY”, al tratarse de un sistema de movimiento compuesto, se considera que mueve simultáneamente el carro X y el Carro Y.
- Los cálculos se realizarán de acuerdo al manual de selección de la marca “Intermec”.

#### AI.4.1.2 Polea

Del diseño realizado se ha determinado el uso de una polea motora de 15 dientes, mientras que las poleas de direccionamiento serán de 20 dientes.

#### AI.4.1.3 Motor

El motor elegido es un nema 23, modelo FL60STH86-3008BF

Tabla de Datos: Ver Figura A-I.1

$\beta = \text{Angulo de Paso [}^\circ\text{]}$

$\beta = 1,8^\circ$

$M_{Max} = \text{Momento Maximo del Motor [N m]}$

$M_{Max} = 3 \text{ [N m]}$

$z = \text{Cantidad de Pasos por Vuelta del motor}$

$z = 200$

### AI.4.2 Cálculo

Para el cálculo se seguirán los pasos del manual de selección de “Intermec”. Ver *Anexo II* – Catálogo de Correas Síncronas Intermec.

#### AI.4.2.1 Velocidad de Giro

En el cálculo del motor XY se estableció que la frecuencia de trabajo y la cantidad de pasos que posee el mismo.



$$f = 700 \text{ [Hz] } \text{ [PPS]}$$

$$z = 200$$

Se calculará el por lo tanto la velocidad de giro

$$n = \frac{f}{z} * 60$$

$n = \text{Revoluciones por Minuto [RPM]}$

$z = \text{Cantidad de Pasos por Vuelta del motor}$

$$n = \frac{700 \text{ [PPS]}}{200 \left[ \frac{PP}{rev} \right]} * 60 \left[ \frac{s}{min} \right]$$

$$n = 210 \text{ RPM}$$

#### AI.4.2.2 Potencia de Accionamiento

Dado que las características del motor no especifican la potencia directamente calcularemos esta mediante.

$$P = \frac{M_{Max} * n * 2 * \pi}{60 * 746}$$

$P = \text{Potencia de Accionamiento [HP]}$

$$P = \frac{3 \text{ [N m]} * 210 \text{ [RPM]} * 2 * \pi}{60 \left[ \frac{s}{min} \right] * 746 \left[ \frac{W}{HP} \right]}$$

$$P = 0,088 \text{ [HP]}$$

#### AI.4.2.3 Factor de Servicio

De la tabla del catálogo de selección buscamos los factores de servicios.

## Factores de Servicio Básicos para Máquinas

**Tabla 3**

TIPO		FACTOR
Agitadores, batidores (Pala o propulsar)	Líquido	1.6
	Semilíquido	1.7
Maquinaria de panadería	Batidoras de masa	1.6
Maquinaria para ladrillos y barro	Taladros, batidoras y granuladores amasaderas	1.7 2.0
Centrifugadoras		1.9
Compresores	Recíprocos	2.2
	centrifugos	1.7
Transportadores	Banda, carga ligera;	1.5
	banda para horno; mineral, carbón,	1.7
	apron cangilón, espiral, helicoidal	1.8
Ventiladores, Sopladores	Centrifugos, propulsor, ventiladores para minas, sopladores positivos	1.8 2.0
Generadores y excitadores		1.8
Malinos para de martillos		1.9
Grúas, elevadores		1.8
Maquinaria para lavanderías	General	1.6
	Extractores, lavadoras	1.8
Eje de línea		1.7
Máquinas herramientas	Taladros, tornos	1.6
	máquinas de tornillo, esme- nil fresadoras, cepillos, traque- les	1.7 1.7
Molinos	Bola, varilla, granulo, etc.	2.2
Maquinaria para papel	Agitadores, calandrias, secadoras, desfibradoras, bombas nash	1.6 1.9
Maquinaria para imprentas	Imprentas, periódicos, rotativas, planos, revista; máquinas de linotipo, cortadoras, plegadoras	1.6
Bombas	Centrifugos, engranes rotarios, tubular, reciprocas	1.7 2.2
Maquinarias para plantas de hule		1.8
Maquinarias para aserraderos		1.8
Cribas	Vibradoras, (agitadoras)	1.7
	tambor, cóni- co	1.5
Maquinaria textil	Telares, hilanderías, carretes, urdimbre	1.8 1.7
Maquinaria para trabajos en madera	Tornos, sierras sinfin, sierras circulares, cepillos	1.4 1.6

**IMPORTANTE:**

Es preferible elegir siempre una transmisión de mayor capacidad a la calculada que una ligeramente inferior. Recuerde que las transmisiones NO deben emplearse como "fusible", pues para ello existen dispositivos mecánicos y eléctricos específicos.

### FACTORES DE SERVICIO ADICIONALES

CONDICIONES DE OPERACIÓN	
Por cada rueda loca	Suma 0.2
Por 10 a 16 horas de servicio	Suma 0.2
Por 16 a 24 horas de servicio	Suma 0.3

SÓLO CORREAS DE 14 mm y 20 mm	
Hasta 200 RPM	Suma 0.3
201 a 400 RPM	Suma 0.2
401 a 600 RPM	Suma 0.1

### TRANSMISIONES DE ACELERACIÓN

Para transmisiones de aceleración, añada al factor básico de servicio el factor adicional mostrado abajo.

Relación de Rango de Aceleración	Factor Adicional
1 a 1.24	ninguno
1.25 a 1.74	.10
1.75 a 2.49	.20
2.50 a 3.49	.30
3.50 o más	.40

Los factores de servicio adicionales se requieren para condiciones poco usuales tales como inversión de carga, carga pesada, freno eléctrico. Estos deben ser determinados por un especialista en transmisión.

Formula para el cálculo de la longitud de correas para transmisiones especiales que no se encuentran predeterminadas en este manual.

$$L_p = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Donde:  
 $L_p$ : largo de la correa en pulgadas  
 $D$ : diámetro de la polea mayor en pulgadas  
 $d$ : diámetro de la polea menor en pulgadas  
 $C$ : distancia entre centro en pulgadas

Figura A-I.13

Teniendo en Cuenta que:

- Transportador de carga ligera
- Tiene 4 redas locas
- Se considera que puede trabajar más de 10 hs



- Está expuesto a cambios de dirección constantes y de gran magnitud. Por lo que está expuesto a rangos de aceleración grandes.

Obtenemos entonces:

$$\textit{Tipo de Accionamiento} = 1,5$$

$$\textit{Por Rueda Loca} = 0,2 * N_r$$

$N_r = \textit{Número de Ruedas Loca}$

$$N_r = 4$$

$$\textit{Por Rueda Loca} = 0,2 * 4$$

$$\textit{Por Rueda Loca} = 0,8$$

$$\textit{Por Tiempo de Accionamiento} = 0,2$$

$$\textit{Por relación de Aceleración} = 0,4$$

El factor de servicio final será:

$F_S = \textit{Factor de Servicio}$

$$F_S = 1,5 + 0,8 + 0,2 + 0,4$$

$$F_S = 2,9$$

#### **AI.4.2.4 Potencia de Diseño**

$$P_D = P * F_S$$

$P_D = \textit{Potencia de Diseño}$

$$P_D = 0,088 \text{ [HP]} * 2,9$$

$$P_D = 0,2552 \text{ [HP]}$$

#### **AI.4.2.5 Selección**

Con la potencia de diseño y la velocidad ingresamos en la tabla y selecciono la correa correspondiente.

**Tabla de Selección del Paso para Transmisiones Sincrónicas**

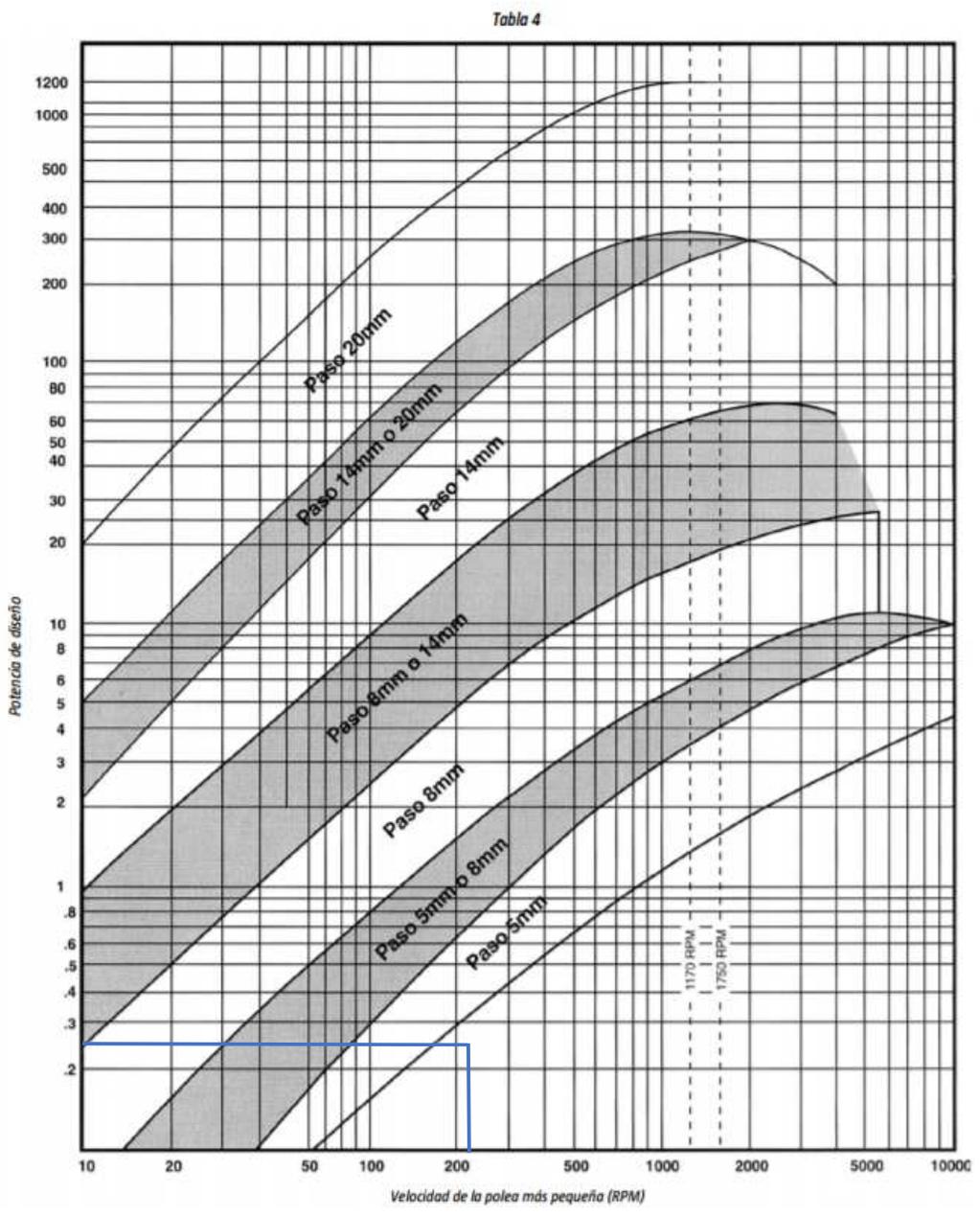


Figura A-I.14

De esta manera podemos observar que la correa seleccionada será de Paso 5mm y ancho 10mm.

Por lo tanto, las poleas correspondientes serán de 5mm de paso 10mm de ancho y 15 y 20 dientes respectivamente



Polea motor:

Polea dentada 15-5M-10

Marca : Intermec

Cantidad: 2

Poleas locas (dentada):

Polea dentada 20-5M-10

Marca: Intermec

Cantidad: 6

Poleas locas (lisa):

Polea lisa Ø19-10

Marca: Intermec

Cantidad: 2

Correa síncronas 4600-5M-10

Marca: Intermec

Cantidad: 2

## **AI.5 Patines Lineales Eje X**

### **AI.5.1 Pre-Selección**

En este caso se ha optado por un sistema de patines mediante perfiles normales dado que estos no solo tienen la capacidad de soportar cargas directas, sino que también son capaces de resistir un momento.

La selección se realizó en base al catálogo de guías lineales Bosch Retroth, ver *Anexo II – Catálogo Bosch Retroth*

**AI.5.2 Esfuerzos en un patín.**

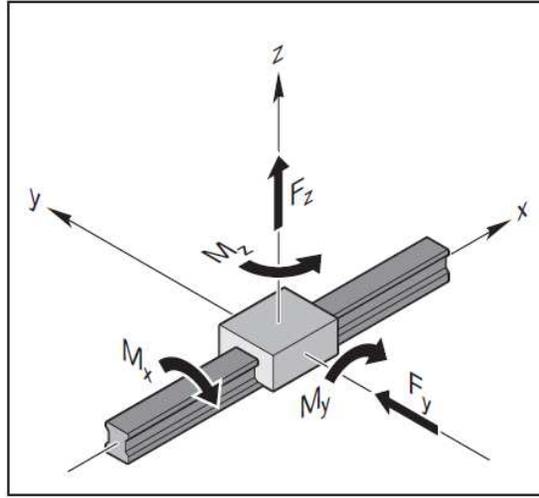


Figura A-I.15

$F_z = \text{Carga Superior [N]}$

$F_y = \text{Carga Lateral [N]}$

$M_x = \text{Momento de Torsión (alrededor del eje X) [N m]}$

$M_y = \text{Momento de Longitudinal (alrededor del eje Y) [N m]}$

$M_z = \text{Momento de Longitudinal (alrededor del eje Z) [N m]}$

Para la determinación de estos esfuerzos se recurrió a tomar los datos obtenidos del análisis de elementos finitos realizado sobre el carro XY.

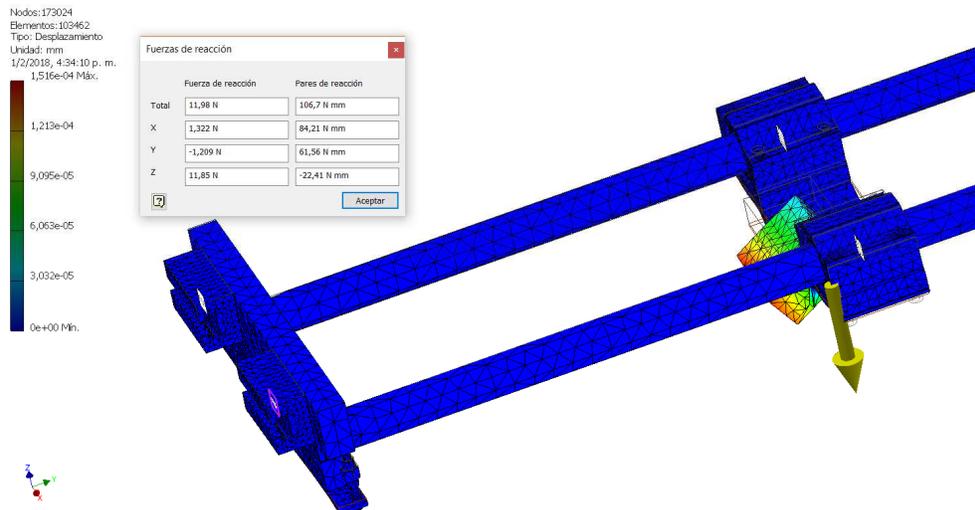


Figura A-I.16



Dado que los ejes de referencia del modelo de diseño no concuerdan con los del patín, resolvemos que:

$$F_z = 1,209 \text{ [N]}$$

$$F_y = 11,85 \text{ [N]}$$

$$M_x = 0,084 \text{ [N m]}$$

$$M_y = 0,022 \text{ [N m]}$$

$$M_z = 0,061 \text{ [N m]}$$

### AI.5.3 Cargas en un patín

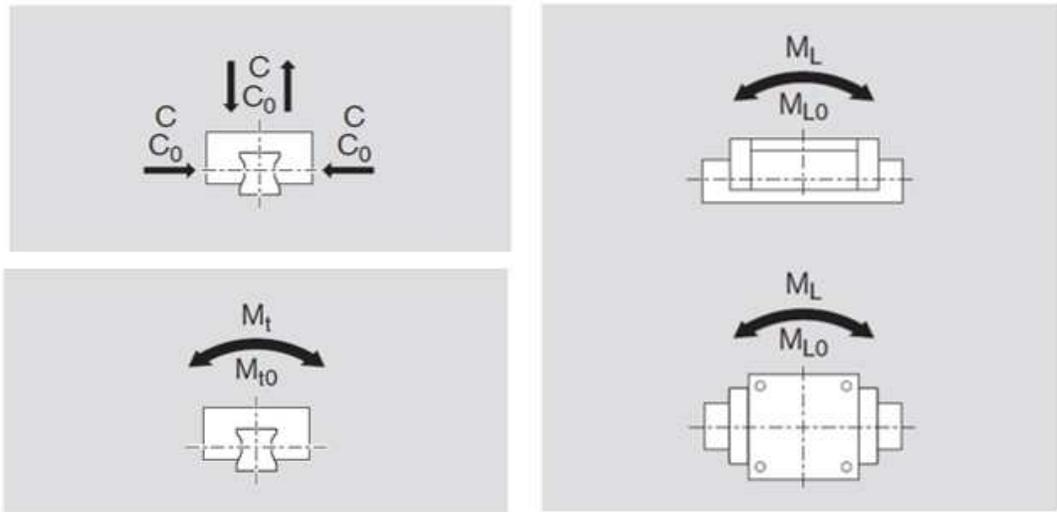


Figura A-I.17

$C$  = Capacidad de Carga Dinámica [N]

$C_0$  = Capacidad de Carga Estática [N]

$M_t$  = Momento de Torsión Dinámico [N m]

$M_{t0}$  = Momento de Torsión Estático [N m]

$M_L$  = Momento de Longitudinal Dinámico [N m]

$M_{L0}$  = Momento de Longitudinal Estático [N m]



#### AI.5.4 Cargas Estáticas en el Patín

Determinamos entonces las cargas estáticas a las que está expuesto el patín, adoptando para esto el máximo valor.

$$F_Z = 1,209 \text{ [N]}$$

$$F_Y = 11,85 \text{ [N]}$$

$$C_0 = 11,85 \text{ [N]}$$

$$M_X = 0,084 \text{ [N m]}$$

$$M_{t0} = 0,084 \text{ [N m]}$$

$$M_Y = 0,022 \text{ [N m]}$$

$$M_Z = 0,061 \text{ [N m]}$$

$$M_{L0} = 0,061 \text{ [N m]}$$

#### AI.5.5 Cargas Dinámicas en un Patín

Dada la disposición de los patines y la forma de movimiento de los carros, se concluye que para este caso habrá carga dinámica debido a la aceleración y desaceleración del carro Y, en esta dirección, y en la dirección Z debido al movimiento del carro XY en conjunto.

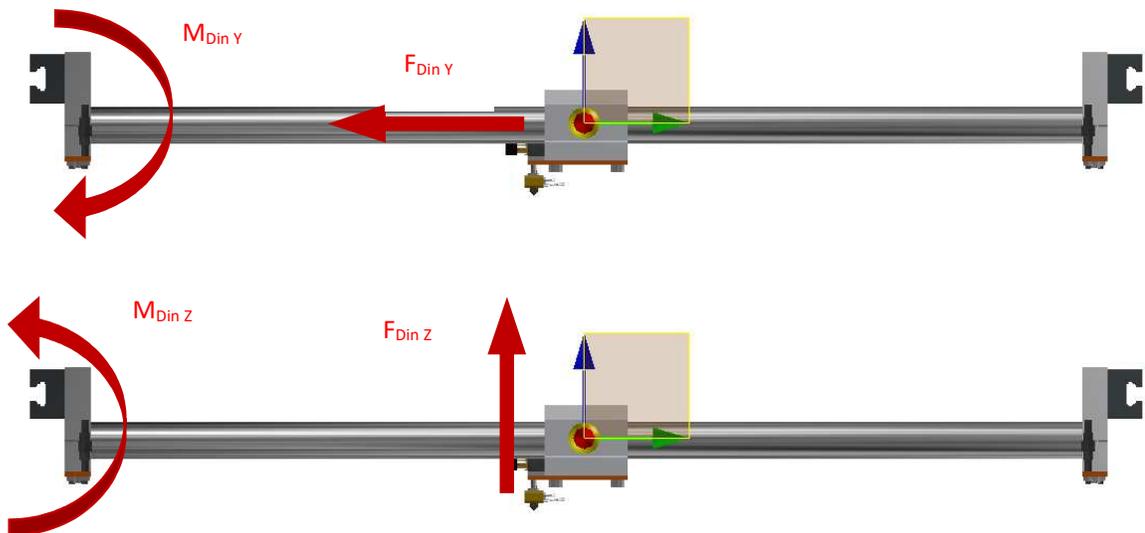


Figura A-I.18

Por lo tanto:

$$M_L = 0 \text{ [N m]}$$



### AI.5.5.1 Cálculo de Cargas Dinámicas en los Patines

#### AI.5.5.1.1 Fuerza Dinámica en Y

De la sección donde se han calculados las correas extraemos el momento de aceleración que se obtuvo, con este y el radio de la polea, se calculara la fuerza dinámica resultante de este movimiento.

$$M_{Ay} = \text{Torque de Aceleración en Y}$$

$$r_p = \text{Radio de la Polea [cm]}$$

$$M_{Ay} = 190,65 \text{ [N cm]}$$

$$r_p = 1,1 \text{ [cm]}$$

$$F_{Din Y} \text{ [N]} = \frac{M_{Ay}}{r_p}$$

$F_{Din Y}$  = Fuerza Dinámica Resultante de Aceleración y Desaselereción en la Dirección Y

$$F_{Din Y} \text{ [N]} = \frac{190,65 \text{ [N cm]}}{1,1 \text{ [cm]}}$$

$$F_{Din Y} = 173,31 \text{ [N]}$$

#### AI.5.5.1.2 Fuerza Dinámica en Z

De la sección donde se han calculados los husillos de bolas recirculantes extraemos el momento de aceleración que se obtuvo, con este y el radio del husillo, se calculara la fuerza dinámica resultante de este movimiento.

$$M_{Az} = \text{Torque de Aceleración en Z}$$

$$r_B = \text{Radio del Husillo [cm]}$$

$$M_{Az} = 221,5 \text{ [N cm]}$$

$$r_B = 0,75 \text{ [cm]}$$

$$F_{Din Z} \text{ [N]} = \frac{M_{Az}}{r_B}$$

$F_{Din Z}$  = Fuerza Dinámica Resultante de Aceleración y Desaceleración en la Dirección Z

$$F_{Din Z} [N] = \frac{221,5 [N \cdot cm]}{0,75 [cm]}$$

$$F_{Din Z} = 295,33 [N]$$

### AI.5.5.1.3 Cargas Dinámicas en el Patín

Determinamos entonces las cargas dinámicas a las que está expuesto el patín, adoptando para esto el máximo valor.

$$F_{Din Y} = 173,31 [N]$$

$$F_{Din Z} = 295,33 [N]$$

$$C = 295,33 [N]$$

### AI.5.5.1.4 Momento Dinámico en Y

Ahora con la fuerza dinámica y la distancia desde el centro de gravedad del carro hasta el patín obtenemos el momento dinámico.

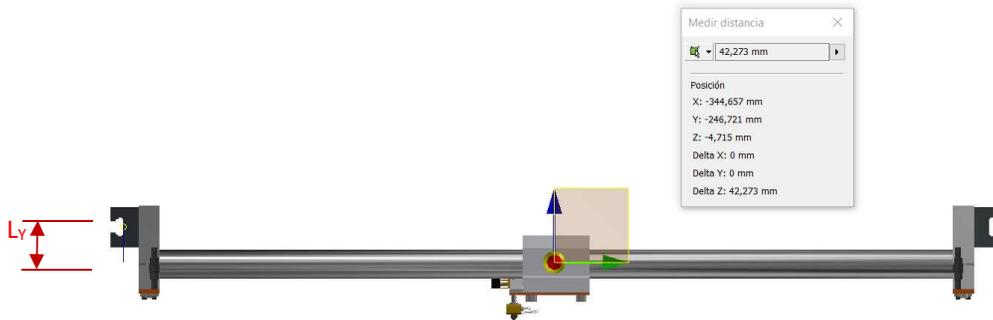


Figura A-I.19

$l_Y$  = Distancia del Centro de Gravedad al Patín [m]

$$l_Y = 0,042 [m]$$

$$M_{Din Y} [N \cdot m] = F_{Din Y} [N] * l_Y [m]$$

$M_{Din Y} [N \cdot m]$  = Momento Dinámico en Y

$$M_{Din Y} [N m] = 173,31 [N] * 0,042 [m]$$

$$M_{Din Y} = 7,27 [N m]$$

#### AI.5.5.1.5 Momento Dinámico en Z

Ahora con la fuerza dinámica y la distancia desde el centro de gravedad del carro hasta el patín obtenemos el momento dinámico.

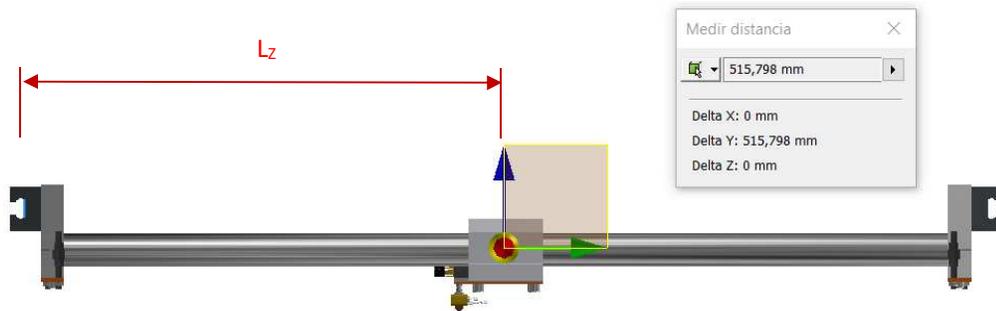


Figura A-I.20

$l_z = \text{Distancia del Centro de Gravedad al Patín [m]}$

$$l_z = 0,515 [m]$$

$$M_{Din Z} [N m] = F_{Din Z} [N] * l_z [m]$$

$M_{Din Z} [N m] = \text{Momento Dinámico en Z}$

$$M_{Din Z} [N m] = 295,33 [N] * 0,515 [m]$$

$$M_{Din Z} = 152 [N m]$$

#### AI.5.5.1.6 Momentos Dinámicos en el Patín

Determinamos entonces los momentos dinámicos a las que está expuesto el patín, adoptando para esto el máximo valor.

$$M_{Din Y} = 7,27 [N m]$$

$$M_{Din Z} = 152 [N m]$$

$$M_t = 152 [N]$$



### AI.5.6 Selección de Patines y Rieles

Resumiendo:

$$C_0 = 11,85 [N]$$

$$C = 295,33 [N]$$

$$M_{t0} = 0,084 [N m]$$

$$M_t = 152 [N m]$$

$$M_{L0} = 0,061 [N m]$$

$$M_L = 0 [N m]$$

De la tabla de datos de los patines se puede observar que el patín de tamaño 20 de la serie SNS soporta las cargas, por lo tanto, utilizaremos este:

Rieles – Eje X

Marca: Bosch Retroth

Cantidad: 4 (Cuatro)

Modelo: SNS 20

Tamaño	Medidas (mm)							Peso (kg)	Cap. de carga <sup>3)</sup> (N)		Momentos <sup>3)</sup> (Nm)			
	N <sub>3</sub>	N <sub>6</sub> <sup>±0,5</sup>	S <sub>2</sub>	S <sub>5</sub>	S <sub>9</sub>	T	V <sub>1</sub>		C	C <sub>0</sub>	M <sub>t</sub>	M <sub>10</sub>	M <sub>L</sub>	M <sub>L0</sub>
15	6,0	10,3	M4	4,4	M2,5x3,5	60	5,0	0,15	7 800	13 500	74	130	40	71
20	7,5	13,2	M5	6,0	M3x5	60	6,0	0,35	18 800	24 400	240	310	130	165
25	9,0	15,2	M6	7,0	M3x5	60	7,5	0,50	22 800	30 400	320	430	180	240
30	12,0	17,0	M8	9,0	M3x5	80	7,0	0,85	31 700	41 300	540	720	290	380
35	13,0	20,5	M8	9,0	M3x5	80	8,0	1,25	41 900	54 000	890	1 160	440	565
45	18,0	23,5	M10	14,0	M4x7	105	10,0	2,40	68 100	85 700	1 830	2 310	890	1 130

Figura A-I.21

### AI.6 Patines Lineales Eje Y

#### AI.6.1 Pre-Selección

En este caso se a optado por un sistema de patines para barras redondas que estos solo tienen la capacidad de soportar cargas directas.

Se utilizará los patines de la Marca THK de la serie SC 35UU (*Anexo II – Catálogo THK*), estos se definieron con anterioridad en el diseño del carro X, tomando como premisa la deformación que se produce en las barras de acero rectificado. Por lo tanto, a continuación, realizaremos el cálculo solo con el objetivo de verificar su implementación.

La selección se realizó en base al catálogo de guías lineales THK, ver *Anexo II – Catálogo THK*.

### AI.6.2 Cargas en un patín

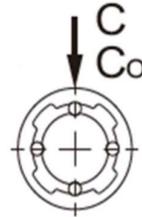


Figura A-I.22

$C = \text{Capacidad de Carga Dinámica [N]}$

$C_0 = \text{Capacidad de Carga Estática [N]}$

Para la determinación de estos esfuerzos se recurrió a tomar los datos obtenidos del análisis de elementos finitos realizado sobre el carro Y.

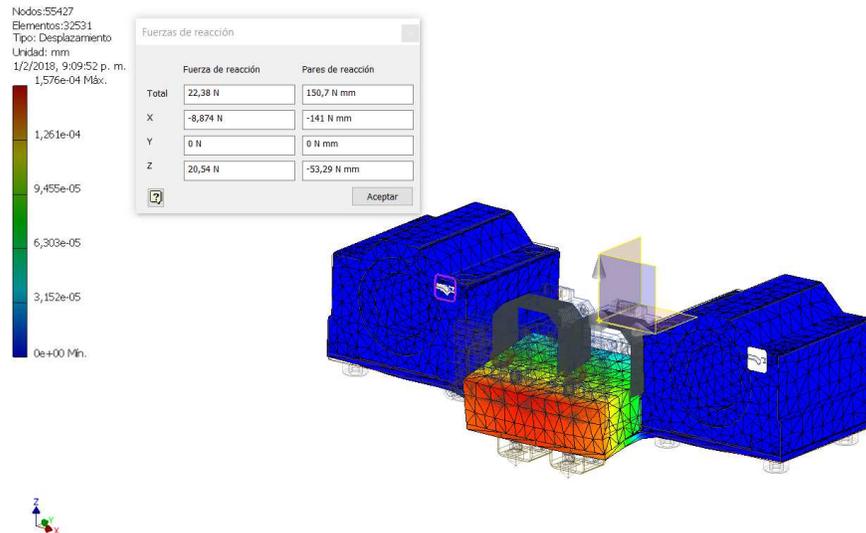


Figura A-I.22

Dado que los momentos de reacción son muy pequeños estos no se tendrán en cuenta para la selección, además en los catálogos no especifican este valor.

Como se puede observar solo existen cargas en la dirección X y Z, dado que en Y es la dirección donde se desplaza el patín. Tomaremos por lo tanto la componente total para proceder.

$F_t = \text{Carga Radial Total [N]}$

$$F_t = 22,38 [N]$$

### AI.6.3 Cargas Estáticas en el Patín

Determinamos entonces las cargas estáticas a las que está expuesto el patín, adoptando para el valor de la componente total.

$$F_t = 22,38 \text{ [N]}$$

$$C_0 = 22,38 \text{ [N]}$$

### AI.6.4 Cargas Dinámicas en un Patín

Dada la disposición de los patines y la forma de movimiento de los carros, se concluye que para este caso habrá carga dinámica debido a la aceleración y desaceleración del carro X e Y, en estas 2 direcciones, y en la dirección Z debido al movimiento del carro XY en conjunto.

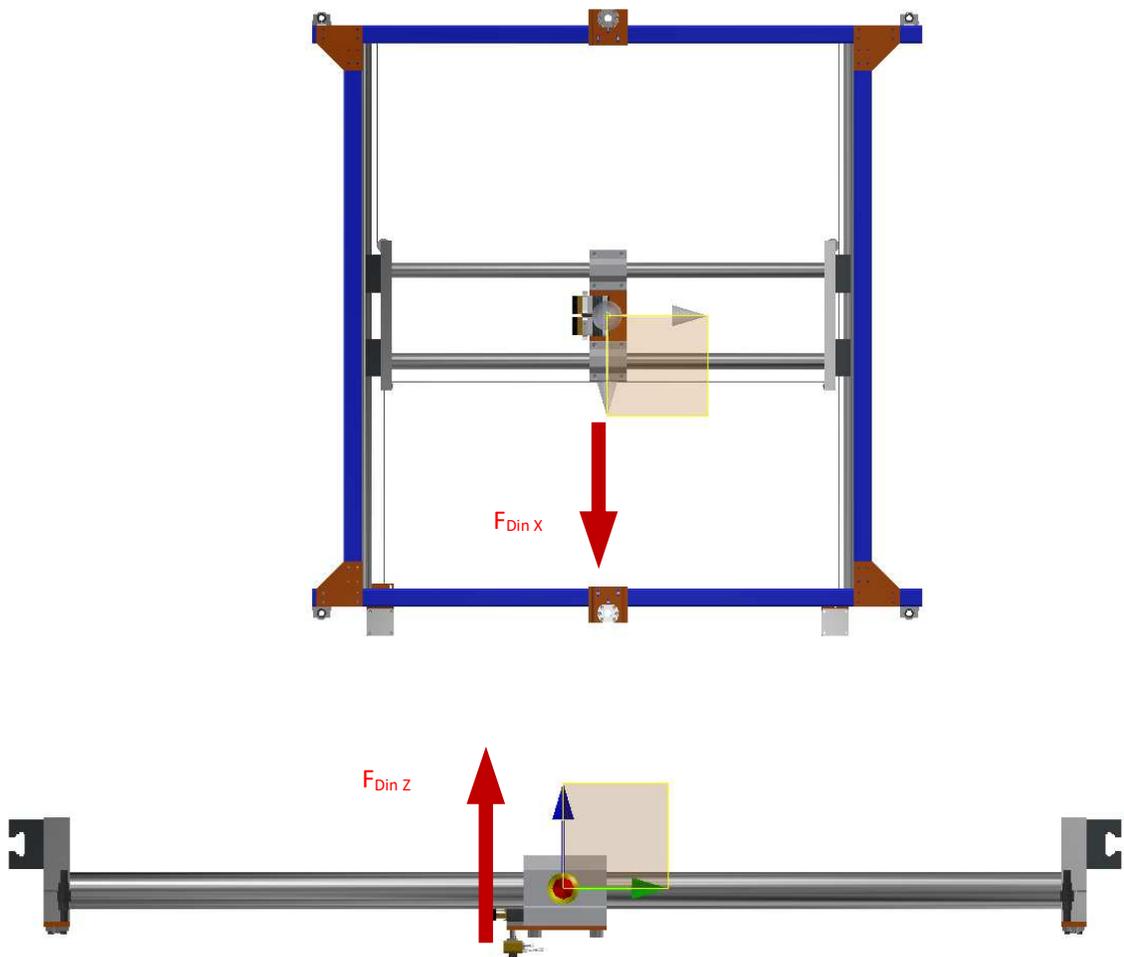


Figura A-I.23



#### AI.6.4.1 Cálculo de Cargas Dinámicas en los Patines

##### AI.6.4.1.1 Fuerza Dinámica en X

De la sección donde se han calculados las correas extraemos el momento de aceleración que se obtuvo, con este y el radio de la polea, se calculara la fuerza dinámica resultante de este movimiento.

$M_{Ax}$  = Torque de Aceleración en X

$r_p$  = Radio de la Polea [cm]

$M_{Ax} = 190,65 [N\ cm]$

$r_p = 1,1 [cm]$

$$F_{Din\ X} [N] = \frac{M_{Ax}}{r_p}$$

$F_{Din\ X}$  = Fuerza Dinámica Resultante de Aceleración y Desaselereción en la Dirección X

$$F_{Din\ X} [N] = \frac{190,65 [N\ cm]}{1,1 [cm]}$$

$$F_{Din\ X} = 173,31 [N]$$

##### AI.6.4.1.2 Fuerza Dinámica en Z

De la sección donde se han calculados los husillos de bolas recirculantes extraemos el momento de aceleración que se obtuvo, con este y el radio del husillo, se calculara la fuerza dinámica resultante de este movimiento.

$M_{Az}$  = Torque de Aceleración en Z

$r_B$  = Radio del Husillo [cm]

$M_{Az} = 221,5 [N\ cm]$

$r_B = 0,75 [cm]$



$$F_{Din Z} [N] = \frac{M_{AZ}}{r_B}$$

$F_{Din Z}$  = Fuerza Dinámica Resultante de Aceleración y Desaceleración en la Dirección Z

$$F_{Din Z} [N] = \frac{221,5 [N \cdot cm]}{0,75 [cm]}$$

$$F_{Din Z} = 295,33 [N]$$

#### AI.6.4.1.3 Cargas Dinámicas en el Patín

Determinamos entonces las cargas dinámicas a las que está expuesto el patín, adoptando para esto el máximo valor.

$$F_{Din X} = 173,31 [N]$$

$$F_{Din Z} = 295,33 [N] \quad C = 295,33 [N]$$

#### AI.6.5 Selección de Patines y Rieles

Resumiendo:

$$C_0 = 29,75 [N]$$

$$C = 295,33 [N]$$

De la tabla de datos de los patines se puede observar que el patín SC 8UU soporta las cargas, pero como se había mencionado con anterioridad este cálculo es solo a modo de verificación, por lo tanto, utilizaremos este:

Rieles – Eje Y

Marca: THK

Cantidad: 4 (Cuatro)

Modelo: SC 35UU



Descripción del modelo	Dimensiones externas			Descripción del modelo del casquillo lineal que se combinará	Capacidad de carga básica		Unidad Masa g
	Altura	Ancho	Longitud		C	C <sub>0</sub>	
	M	W	L		N	N	
SC 6UU	18	30	25	LM6UU	206	265	34
SC 8UU	22	34	30	LM8UU	265	402	52
SC 10UU	26	40	35	LM10UU	373	549	92
SC 12UU	29	42	36	LM12UU	412	598	102
SC 13UU	30	44	39	LM13UU	510	775	123
SC 16UU	38,5	50	44	LM16UU	775	1180	189
SC 20UU	42	54	50	LM20UU	863	1370	237
SC 25UU	51,5	76	67	LM25UU	980	1570	555
SC 30UU	59,5	78	72	LM30UU	1570	2750	685

Descripción del modelo	Dimensiones externas			Descripción del modelo del casquillo lineal que se combinará	Capacidad de carga básica		Unidad Masa g
	Altura	Ancho	Longitud		C	C <sub>0</sub>	
	M	W	L		N	N	
SC 35UU	68	90	80	LM35UU	1670	3140	1100
SC 40UU	78	102	90	LM40UU	2160	4020	1600
SC 50UU	102	122	110	LM50UU	3820	7940	3350

Figura A-I.24

## AI.7 Patines Lineales Eje Z

### AI.7.1 Pre-Selección

Al igual que en el caso anterior se ha optado por un sistema de patines para barras redondas que estos solo tienen la capacidad de soportar cargas directas.

Se utilizará los patines de la Marca THK de la serie SC.

La selección se realizó en base al catálogo de guías lineales THK, ver *Anexo II – Catálogo THK*

### AI.7.2 Cargas en un patín

$C = \text{Capacidad de Carga Dinámica [N]}$

$C_0 = \text{Capacidad de Carga Estática [N]}$

Para la determinación de estos esfuerzos se recurrió a tomar los datos obtenidos del análisis de elementos finitos realizado sobre el carro XY.

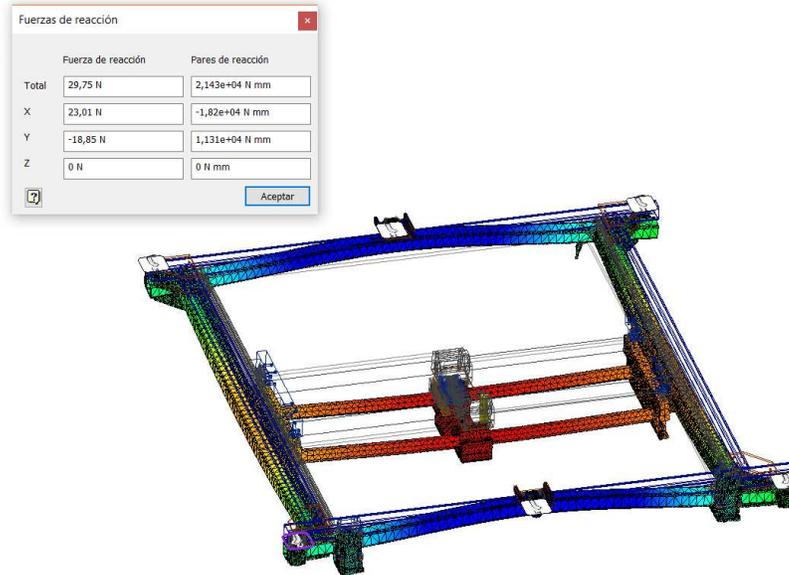


Figura A-I.25

Dado que los momentos de reacción son muy pequeños estos no se tendrán en cuenta para la selección, además en los catálogos no especifican este valor.

Como se puede observar solo existen cargas en la dirección X e Y, dado que en Z es la dirección donde se desplaza el patín. Tomaremos por lo tanto la componente total para proceder.

$$F_t = \text{Carga Radial Total [N]}$$

$$F_t = 29,75 [N]$$

### AI.7.3 Cargas Estáticas en el Patín

Determinamos entonces las cargas estáticas a las que está expuesto el patín, adoptando para el valor de la componente total.

$$F_t = 29,75 [N]$$

$$C_0 = 29,75 [N]$$

### AI.7.4 Cargas Dinámicas en un Patín

Dada la disposición de los patines y la forma de movimiento de los carros, se concluye que para este caso solo habrá carga dinámica debido a la aceleración y desaceleración del carro XY.

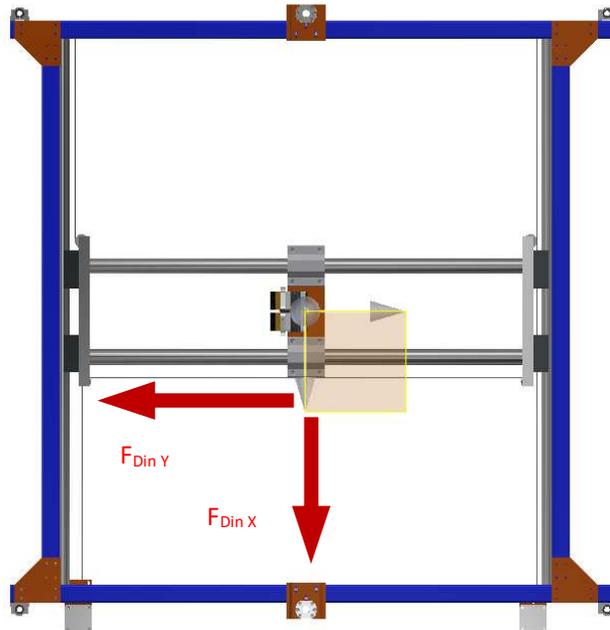


Figura A-I.26

### AI.7.4.1 Cálculo de Cargas Dinámicas en los Patines

#### AI.7.4.1.1 Fuerza Dinámica en X

De la sección donde se han calculados las correas extraemos el momento de aceleración que se obtuvo, con este y el radio de la polea, se calculara la fuerza dinámica resultante de este movimiento.

$M_{Ax}$  = Torque de Aceleración en X

$r_p$  = Radio de la Polea [cm]

$M_{Ax} = 190,65$  [N cm]



$$r_p = 1,1 [cm]$$

$$F_{Din X} [N] = \frac{M_{Ax}}{r_p}$$

$F_{Din X}$  = Fuerza Dinámica Resultante de Aceleración y Desaceleración en la Dirección X

$$F_{Din X} [N] = \frac{190,65 [N \cdot cm]}{1,1 [cm]}$$

$$F_{Din X} = 173,31 [N]$$

#### AI.7.4.1.2 Fuerza Dinámica en Y

Dada la naturaleza del movimiento se deduce que este será igual al lo que ocurre en la dirección X, por lo tanto:

$$F_{Din Y} [N] = F_{Din X} [N]$$

$$F_{Din Y} = 173,31 [N]$$

#### AI.7.4.1.3 Fuerza Dinámica en XY

Suponiendo el caso de ambos movimientos al mismo tiempo:

$$F_{Din XY} = \sqrt{F_{Din X}^2 + F_{Din Y}^2} [N]$$

$$F_{Din XY} = \sqrt{173,31^2 + 173,31^2} [N]$$

$$F_{Din XY} = 245 [N]$$

$$C = F_{Din XY} [N]$$

$$C = 245 [N]$$

#### AI.7.5 Selección de Patines y Rieles

Resumiendo:



$$C_0 = 29,75 [N]$$

$$C = 245 [N]$$

De la tabla de datos de los patines se puede observar que el patín SC 8UU soporta las cargas, pero dado que para diámetros de barras inferiores a 12 mm no se recomienda que las longitudes de estas sean superiores a 500mm, en nuestro caso las barras tienen una longitud de 700mm, por lo tanto, utilizaremos este:

Rieles – Eje Z

Marca: THK

Cantidad: 4 (Cuatro)

Modelo: SC 12UU

Descripción del modelo	Dimensiones externas			Descripción del modelo del casquillo lineal que se combinará	Capacidad de carga básica		Unidad Masa g
	Altura	Ancho	Longitud		C	C <sub>0</sub>	
	M	W	L		N	N	
SC 6UU	18	30	25	LM6UU	206	265	34
SC 8UU	22	34	30	LM8UU	265	402	52
SC 10UU	26	40	35	LM10UU	373	549	92
SC 12UU	29	42	36	LM12UU	412	598	102
SC 13UU	30	44	39	LM13UU	510	775	123
SC 16UU	38,5	50	44	LM16UU	775	1180	189
SC 20UU	42	54	50	LM20UU	863	1370	237
SC 25UU	51,5	76	67	LM25UU	980	1570	555
SC 30UU	59,5	78	72	LM30UU	1570	2750	685

Figura A-I.27

## AI.8 Cálculo Resistencia Calefactora

### AI.8.1 Cálculo de la potencia calorífica necesaria (PT)

Para el pedido de fabricación de una resistencia se requieren dos datos principales: la potencia de calefacción y la carga superficial.

#### AI.8.1.1 Potencia de Calefacción

$$P_T = (P_A + P_B) * Fs$$

Donde:

$P_A$  = Potencia necesaria para aumentar la temperatura del material en el tiempo deseado. [KW]

$P_B$  = Potencia necesaria para fundir o vaporizar el material en el



tiempo deseado. [KW]

$FS =$  Factor de seguridad. Normalmente entre el 10% y el 30% dependiendo de la aplicación.

$$P_A [KW] = \frac{m [Kg] \times c_e \left[ \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C} \right] \times \Delta T [^\circ C]}{t [s]}$$

$$P_B [KW] = \frac{m [Kg] \times c_{f-v} \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]}{t [s]}$$

$m =$  Masa [Kg]

$c_e =$  Calor Específico (Sensible)  $\left[ \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C} \right]$

$\Delta T =$  Diferencia de Temperatura entre Inicial y Final [ $^\circ C$ ]

$t =$  Tiempo de Calentamiento [s]

$c_{f-v} =$  Calor Específico de Fusión o Vaporización (Latente)  $\left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$

Se tendrá en cuenta las siguientes consideraciones:

- La temperatura inicial de la cama caliente será de 20  $^\circ C$
- La temperatura final de la cama caliente será de 95  $^\circ C$
- Las dimensiones del vidrio de la cama caliente son de 1000x1000x10mm
- El vidrio a utilizar es vidrio Pyrex
- El tiempo de calentamiento será de 10 minutos.

$t = 600$  [s]

$c_e = 0,876 \left[ \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C} \right]$

$m = 21,8$  [Kg]

$$\Delta T = T_f - T_i$$

$$\Delta T = 95 [^\circ C] - 20 [^\circ C]$$

$$\Delta T = 75 [^\circ C]$$



$$P_A [KW] = \frac{21,8 [Kg] \times 0,876 \left[ \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \right] \times 75 [^\circ C]}{600 [s]}$$

$$P_A = 2,387 [KW]$$

Dado que no se requiere fusionar o vaporizar el material.

$$P_B = 0 [KW]$$

$$P_T = (P_A + P_B) * F_s$$

$$F_s = 20\%$$

$$P_T = (2,387 [KW] + 0 [KW]) * 1,1$$

$$P_T = 2,625 [KW]$$

### AI.8.1.2 Carga Superficial

Para la fabricación de la resistencia se requiere conocer la carga superficial, esta es la cantidad de calor que disipa la resistencia por unidad de superficie.

$$CS \left[ \frac{W}{cm^2} \right] = \frac{P_T [W]}{Sup [cm^2]}$$

$$CS = \text{Carga Superficial} \left[ \frac{W}{cm^2} \right]$$

$$Sup = \text{Superficie de la Resistencia} [cm^2]$$

Se utilizará una resistencia que cubra toda la superficie del vidrio, por lo tanto:

$$Sup = 10000 [cm^2]$$

$$CS \left[ \frac{W}{cm^2} \right] = \frac{P_T [W]}{Sup [cm^2]}$$

$$CS \left[ \frac{W}{cm^2} \right] = \frac{2625 [W]}{10000 [cm^2]}$$

$$CS = 0,2625 \left[ \frac{W}{cm^2} \right]$$

### AI.8.1.3 Datos para el pedido

Se pedirá el fabricante una resistencia plana con las siguientes características:



- Superficie de Calefacción:  $Sup = 10000 [cm^2]$
- Potencia de Calefacción:  $P_T = 2,45 [KW]$
- Carga Superficial:  $CS = 0,245 \left[ \frac{W}{cm^2} \right]$



## **ANEXO II: CATÁLOGOS Y DOCUMENTACIÓN**

Catálogo THK

Catálogo Bosch Retroth

Catálogo Bosch Retroth AG

Catálogo de Correas Síncronas Intermecc

Catálogo Hiwin B03TE01-1412

Catálogo Ducasse

Ficha Técnica Motor FL60STH86

Formulas + Calculations for Optimum Selection of a Stepmotor

Datasheet Arduino Mega 2560

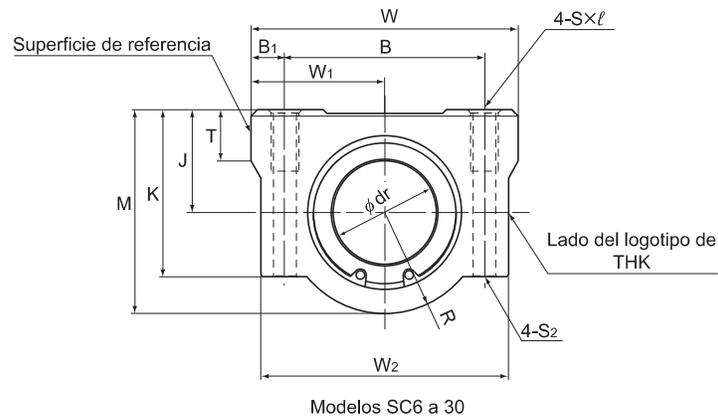
Datasheet RAMPS 1.4

Datasheet Polulu A4988

Datasheet Termistor NTC 100K

# Catálogo THK

## Modelos SC6 a 30



Descripción del modelo	Dimensiones externas			Dimensiones de la cubierta LM						
	Altura M	Ancho W	Longitud L	Posición del orificio de montaje			Macho S x l	Tornillo pasante Código de modelo, S <sub>2</sub>	Altura del centro J ±0,02	W <sub>1</sub> ±0,02
				B	B <sub>1</sub>	C				
SC 6UU	18	30	25	20	5	15	M4 x 8	M3	9	15
SC 8UU	22	34	30	24	5	18	M4 x 8	M3	11	17
SC 10UU	26	40	35	28	6	21	M5 x 12	M4	13	20
SC 12UU	29	42	36	30,5	5,75	26	M5 x 12	M4	15	21
SC 13UU	30	44	39	33	5,5	26	M5 x 12	M4	15	22
SC 16UU	38,5	50	44	36	7	34	M5 x 12	M4	19	25
SC 20UU	42	54	50	40	7	40	M6 x 12	M5	21	27
SC 25UU	51,5	76	67	54	11	50	M8 x 18	M6	26	38
SC 30UU	59,5	78	72	58	10	58	M8 x 18	M6	30	39

Nota) Debido a que este modelo contiene una retención de resina sintética, no debe utilizarse a temperaturas por encima de los 80°C. También se puede incorporar, a pedido, el modelo LM-MG de casquillo lineal de acero inoxidable, que es altamente resistente contra la corrosión.

Ejemplo de código de modelo para usar en combinación con unidades de casquillo lineal

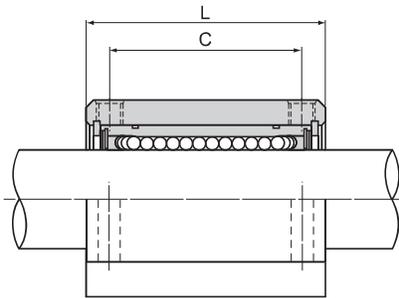
Casquillo lineal que se combinará	Ejemplo de código de modelo	
Ambos extremos con retén instalado	SC 13UU	Normalizado en almacén
Sin retén	SC 13	Construido a pedido
Hecho de acero inoxidable; ambos extremos con retén instalado	SC 13MUU	Construido a pedido

A4-70

THK

Para descargar los datos deseados, busque el número de modelo correspondiente en el sitio web técnico.

<https://tech.thk.com>

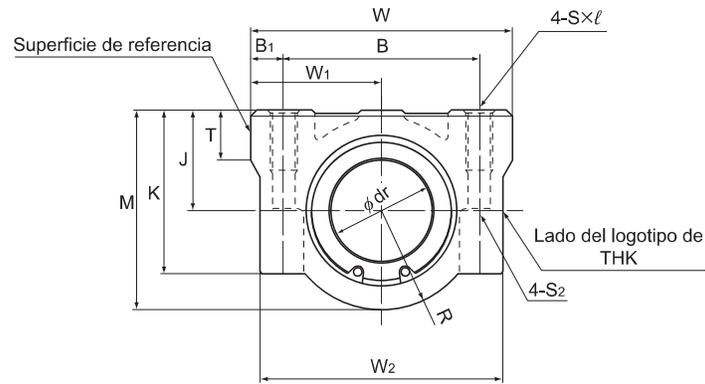


Casquillo de bolas guiado/casquillo lineal

Unidad: mm

						Descripción del modelo del casquillo lineal que se combinará	Capacidad de carga básica		Unidad
K	W <sub>2</sub>	T	R	Diámetro interior inscrito			C	C <sub>0</sub>	Masa
				dr	Tolerancia				
15	28	6	9	6	0 -0,009	LM6UU	206	265	34
18	32	6	11	8		LM8UU	265	402	52
22	37	8	13	10		LM10UU	373	549	92
25	39	8	14	12		LM12UU	412	598	102
26	41	8	15	13		LM13UU	510	775	123
35	46	9	19,5	16		LM16UU	775	1180	189
36	52	11	21	20	0 -0,010	LM20UU	863	1370	237
41	68	12	25,5	25		LM25UU	980	1570	555
49	72	15	29,5	30		LM30UU	1570	2750	685

## Modelos SC35 a 50



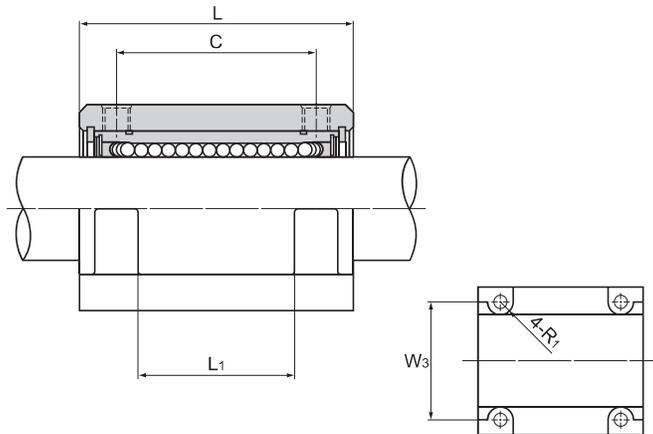
Modelos SC35 a 50

Descripción del modelo	Dimensiones externas			Dimensiones de la cubierta LM							
	Altura M	Ancho W	Longitud L	Posición del orificio de montaje			Macho $S \times \ell$	Tornillo pasante Código de modelo, $S_2$	Altura del centro J $\pm 0,02$	$W_1$ $\pm 0,02$	K
				B	$B_1$	C					
SC 35UU	68	90	80	70	10	60	M8 × 18	M6	34	45	54
SC 40UU	78	102	90	80	11	60	M10 × 25	M8	40	51	62
SC 50UU	102	122	110	100	11	80	M10 × 25	M8	52	61	80

Nota) Debido a que este modelo contiene una retención de resina sintética, no debe utilizarse a temperaturas por encima de los 80°C. También se puede incorporar, a pedido, el modelo LM-MG de casquillo lineal de acero inoxidable, que es altamente resistente contra la corrosión. (El modelo SC50 no puede ser de tipo inoxidable.)

Ejemplo de código de modelo para usar en combinación con unidades de casquillo lineal

Casquillo lineal que se combinará	Ejemplo de código de modelo	
Ambos extremos con retén instalado	SC 40UU	Normalizado en almacén
Sin retén	SC 40	Construido a pedido
Hecho de acero inoxidable; ambos extremos con retén instalado	SC 40MUU	Construido a pedido

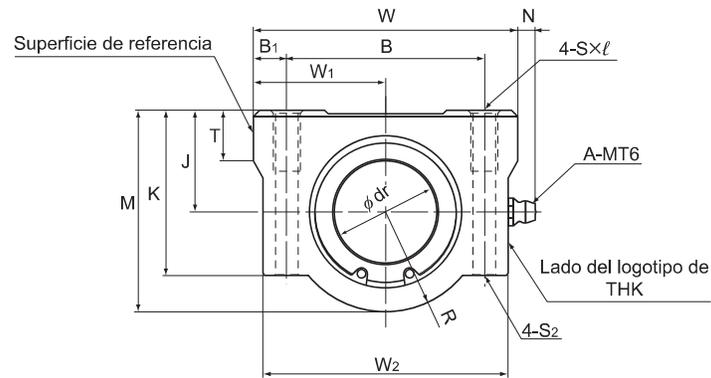


Casquillo de bolas guiado/casquillo lineal

Unidad: mm

									Descripción del modelo del casquillo lineal que se combinará	Capacidad de carga básica		Unidad
										C	C <sub>0</sub>	Masa
W <sub>2</sub>	W <sub>3</sub>	L <sub>1</sub>	T	R	R <sub>1</sub>	Diámetro interior inscrito		N				
85	60	42	18	34	5	35	dr	Tolerancia	LM35UU	1670	3140	1100
96	80	44	20	38	8	40		0 -0,012	LM40UU	2160	4020	1600
116	100	64	25	50	8	50			LM50UU	3820	7940	3350

## Modelo SL



Modelo SL

Descripción del modelo	Dimensiones externas			Dimensiones de la cubierta LM						
	Altura M	Ancho W	Longitud L	Posición del orificio de montaje			Macho S × ℓ	Tornillo pasante Código de modelo, S <sub>2</sub>	Altura del centro J ±0,02	W <sub>1</sub> ±0,02
				B	B <sub>1</sub>	C				
SL 6UU	18	30	48	20	5	36	M4 × 8	M3	9	15
SL 8UU	22	34	58	24	5	42	M4 × 8	M3	11	17
SL 10UU	26	40	68	28	6	46	M5 × 12	M4	13	20
SL 12UU	29	42	70	30,5	5,75	50	M5 × 12	M4	15	21
SL 13UU	30	44	75	33	5,5	50	M5 × 12	M4	15	22
SL 16UU	38,5	50	85	36	7	60	M5 × 12	M4	19	25
SL 20UU	42	54	96	40	7	70	M6 × 12	M5	21	27
SL 25UU	51,5	76	130	54	11	100	M8 × 18	M6	26	38
SL 30UU	59,5	78	140	58	10	110	M8 × 18	M6	30	39

Nota) Debido a que este modelo contiene una retención de resina sintética, no debe utilizarse a temperaturas por encima de los 80°C. También se puede incorporar, a pedido, el modelo LM-MG de casquillo lineal de acero inoxidable, que es altamente resistente contra la corrosión.

Ejemplo de código de modelo para usar en combinación con unidades de casquillo lineal

Casquillo lineal que se combinará	Ejemplo de código de modelo	
Ambos extremos con retén instalado	SL 13UU	Normalizado en almacén
Sin retén	SL 13	Construido a pedido
Hecho de acero inoxidable; ambos extremos con retén instalado	SL 13MUU	Construido a pedido

# Catálogo Bosch Retroth

Descripción general del producto

## Datos técnicos generales y cálculos

### Indicaciones generales

Los datos técnicos generales y cálculos valen para todos los patines de bolas sobre raíles (todos los patines y raíles).

Los datos técnicos particulares están indicados aparte en las ejecuciones individuales.

### Clases de precarga

Según las exigencias, los patines de bolas Rexroth están disponibles en diferentes clases de precarga.

Con el fin de no disminuir la duración de vida, la precarga no deberá sobrepasar 1/3 de la carga F.

Generalmente aumenta la rigidez del patín de bolas cuando aumenta la precarga. Si en la aplicación existen vibraciones se deberá seleccionar una clase de precarga alta ( $\geq 8\%$  de C).

### Sistemas de guiado con raíles guía en paralelo

Además de la clase de precarga seleccionada se deberá tener en cuenta también la desviación de paralelismo admisible de los raíles ("Criterios de selección para las clases de precisión"  26).

Si se selecciona la clase de precisión N, recomendamos una clase de precarga C0 o bien C1, con el fin de evitar deformaciones importantes en razón de las tolerancias.

De fábrica se suministran:

- Patines de bolas sin precarga (clase de precisión C0)
- Patines de bolas con precarga del 2% de C (clase de precisión C1)
- Patines de bolas con precarga del 8% de C (clase de precisión C2)
- Patines de bolas con precarga del 13% de C (clase de precisión C3)

### Velocidad

$$v_{\max} : 3 - 10 \text{ m/s}$$

Los valores exactos se indican en las ejecuciones individuales.

### Aceleración

$$a_{\max} : 250 - 500 \text{ m/s}^2$$

Los valores exactos se indican en las ejecuciones individuales.  
(cuando  $F_{\text{comb}} > 2,8 \cdot F_{\text{pr}} : a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$ )

### Rango de temperatura

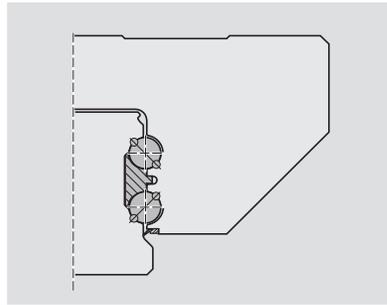
$$t : 0 - 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Se admiten periodos breves de hasta 100 °C. A temperaturas bajo cero por favor consultar.

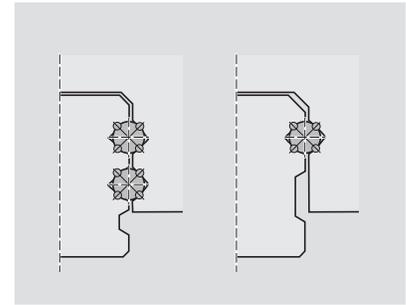
Con patines de bolas sin cadena de bolas: limite -10 °C

## Rozamiento

El coeficiente de rozamiento  $\mu$  de los patines de bolas sobre raíles de Rexroth es de aproximadamente 0,002 a 0,003 (sin el rozamiento debido de la junta).



Gracias al diseño especial de Rexroth con 4 hileras de bolas, se obtiene un **contacto de las bolas en dos puntos**. Gracias a ello se reduce el rozamiento a un mínimo.



Otros sistemas de guiado de bolas sobre raíles con 2 ó 4 hileras de bolas y **4 puntos de contacto** están sujetos a un altísimo rozamiento: el perfil en arco gótico causa, debido al deslizamiento diferencial en la carga lateral así como en una precarga comparable sin carga alguna, un alto rozamiento (según la lubricación y carga hasta aprox. 5 veces el valor del rozamiento). Este rozamiento produce un calentamiento aún mayor.

## Juntas

Las juntas protegen el interior del patín de bolas contra suciedades, espinas, líquidos refrigerantes etc., pudiendo evitar una corta duración de vida.

### Junta estándar (SS)

En los patines de bolas de Rexroth se colocan las juntas estándar de forma universal. Estas poseen el mismo rendimiento, tanto para raíles guía con o sin banda de protección. En la construcción se ha tenido en cuenta el bajo rozamiento, pero con el mejor sellado.

Para casos de aplicación en donde es necesario tener un buen sellado.

Más información en la 29

### Junta de bajo rozamiento (LS) y junta de doble labio (DS)

LS: especialmente para aplicaciones donde se requieran desplazamientos muy suaves.  
DS: para mucha suciedad.

Se pueden elegir alternativamente.

Más información en la 29

### Junta adicional

Para aplicaciones con suciedad fina o polvillo de metal, como así también para líquidos refrigerantes o similares. Se pueden sustituir en caso de un servicio.

Las juntas adicionales son opcionales y deberán ser montadas por el cliente.

### Junta FKM

Para aplicaciones extremadamente sucias, con partículas de metal o excesiva cantidad de líquidos refrigerantes o similares. Se pueden sustituir en caso de un servicio.

Las juntas FKM son opcionales y deberán ser montadas por el cliente.

## Rascador de chapa

Para casos de aplicación con mucha suciedad o virutas metálicas.

Los rascadores de chapa se suministran en forma separada y deberán ser montados por el cliente.

Descripción general del producto

## Datos técnicos generales y cálculos

### Definiciones de fuerzas y momentos

Las pistas de rodadura de los patines de bolas sobre raíles de Rexroth están posicionadas a un ángulo de presión de 45°. Debido a ello, las capacidades de carga del sistema completo son iguales en todas las direcciones principales de carga.

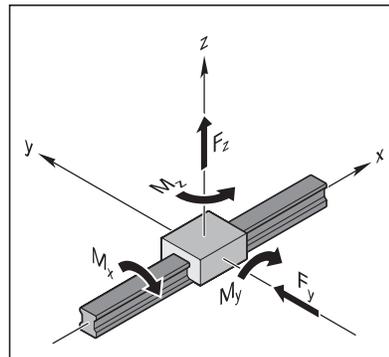
Los patines de bolas pueden soportar fuerzas y momentos.

### Fuerzas en las cuatro direcciones principales de carga

- Elevación  $F_z$  (positivo en dirección z)
- Presión  $-F_z$  (negativo en dirección z)
- Carga lateral  $F_y$  (positivo en dirección y)
- Carga lateral  $-F_y$  (negativo en direc. y)

### Momentos

- Momento de torsión  $M_x$  (alrededor del eje x)
- Momento longitudinal  $M_y$  (alrededor del eje y)
- Momento longitudinal  $M_z$  (alrededor del eje z)



### Definiciones de las capacidades de carga

#### Capacidad de carga dinámica C

Es la carga radial invariable en el tamaño y en la dirección que un rodamiento lineal puede soportar teóricamente para una duración de vida equivalente a  $10^5$  m recorridos (según DIN ISO 14 728-1).

Indicación:

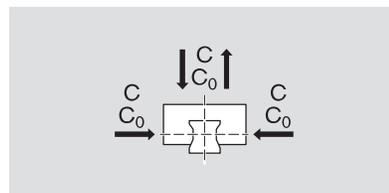
Las capacidades de carga dinámicas de las tablas son 20% mayores que los valores según DIN o ISO. Estas capacidades surgen de los ensayos.

#### Capacidad de carga estática $C_0$

Es la carga estática en la dirección de carga que corresponde a un esfuerzo calculado con el valor de carga más alto posible entre la bola y la pista de rodadura, con 4200 MPa.

Indicación:

Con este esfuerzo se presenta en el punto de contacto una deformación permanente de la bola y de la pista de rodadura, que corresponde apróx. a 0,0001 veces el diámetro de la bola (según DIN ISO 14 728-1).



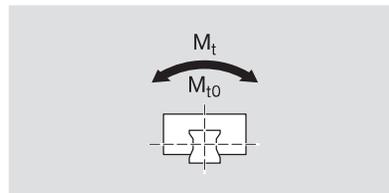
### Definiciones de los momentos

#### Momento de torsión dinámico $M_t$

Es en comparación, un momento dinámico alrededor del eje x que causa una carga, y que corresponde a la capacidad de carga dinámica C.

#### Momento de torsión estático $M_{t0}$

Es en comparación, un momento estático alrededor del eje x que causa una carga, y que corresponde a la capacidad de carga estática  $C_0$ .

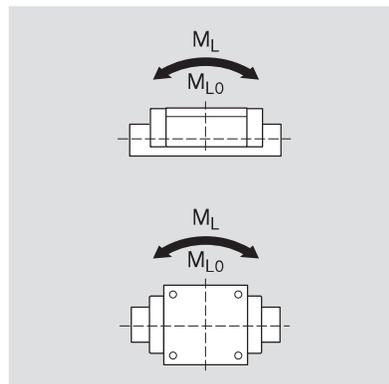


#### Momento longitudinal dinámico $M_L$

Es en comparación, un momento dinámico alrededor del eje y ó z que causa una carga, y que corresponde a la capacidad de carga dinámica C.

#### Momento longitudinal estático $M_{L0}$

Es en comparación, un momento estático alrededor del eje y ó z que causa una carga, y que corresponde a la capacidad de carga estática  $C_0$ .



## Definición y cálculo de la duración de vida nominal

Es la duración de vida que se calcula con una probabilidad del 90% para un rodamiento individual o un grupo de rodamientos similares que marchan bajo condiciones iguales, con un material utilizado hoy en día habitualmente de calidad normal y condiciones de servicio usuales (según DIN ISO 14 728-1).

### Duración de vida nominal a velocidad constante

A velocidad constante se deberá calcular la duración de vida  $L_{10}$  en metros o  $L_{h\ 10}$  en horas con la fórmula (1) o (2):

$$(1) \quad L_{10} = \left( \frac{C}{F_m} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

$$(2) \quad L_{h\ 10} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

$L_{10}$  = duración de vida nominal (m)  
 $L_{h\ 10}$  = duración de vida nominal (h)  
 $C$  = capacidad de carga dinámica (N)  
 $F_m$  = carga dinámica equivalente del patín de bolas (N)  
 $s$  = longitud de carrera<sup>1)</sup> (m)  
 $n$  = frecuencia de carrera (carreras dobles) ( $\text{min}^{-1}$ )

1) En carreras  $< 2 \cdot$  la longitud del patín, se reducen las capacidades de carga. Por favor consultar.

### Duración de vida nominal a velocidad variable

A velocidad variable se deberá calcular la duración de vida  $L_{h\ 10}$  en horas con la fórmula (3), o con la ayuda de la fórmula (4):

$$(3) \quad L_{h\ 10} = \frac{L_{10}}{60 \cdot v_m}$$

$$(4) \quad v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \dots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100 \%}$$

$L_{10}$  = duración de vida nominal (m)  
 $L_{h\ 10}$  = duración de vida nominal (h)  
 $v_m$  = velocidad media (m/min)  
 $v_1, \dots, v_n$  = velocidades de desplazamiento de las fases 1 ... n (m/min)  
 $q_{t1}, \dots, q_{tn}$  = tiempo parcial para  $v_1 \dots v_n$  de las fases 1 ... n (%)

### Cálculo de la duración de vida modificada

Si una probabilidad de vida del 90% no es suficiente, se deberá reducir el factor de duración de vida  $a_1$  según la tabla.

$$L_{na} = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

$$L_{ha} = \frac{L_{na}}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

Probabilidad de vida (%)	$L_{na}$	$a_1$
90	$L_{10a}$	1
95	$L_{5a}$	0,62
96	$L_{4a}$	0,53
97	$L_{3a}$	0,44
98	$L_{2a}$	0,33
99	$L_{1a}$	0,21

$L_{na}$  = duración de vida modificada (m)  
 $L_{ha}$  = duración de vida modificada (h)  
 $C$  = capacidad de carga dinámica (N)  
 $F$  = carga del patín de bolas (N)  
 $a_1$  = factor de duración de vida (-)

Descripción general del producto

## Datos técnicos generales y cálculos

### Carga dinámica equivalente para el cálculo de la duración de vida

#### Carga dinámica equivalente en carga variable

Calcular para una carga variable, la carga dinámica equivalente  $F_m$  según la fórmula (5).

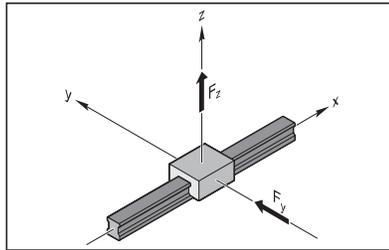
$$(5) F_m = \sqrt[3]{(F_{\text{eff } 1})^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100 \%} + (F_{\text{eff } 2})^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100 \%} + \dots + (F_{\text{eff } n})^3 \cdot \frac{q_{sn}}{100 \%}}$$

$F_m$  = carga dinámica equivalente del patín de bolas (N)  
 $F_{\text{eff } 1} \dots F_{\text{eff } n}$  = carga equivalente efectiva del patín de bolas en las fases 1 ... n (N)  
 $q_{s1} \dots q_{sn}$  = recorrido parcial para  $F_{\text{eff } 1} \dots F_{\text{eff } n}$  (%)

#### Carga dinámica equivalente en carga combinada

Calcular para una carga exterior combinada – vertical y horizontal – la carga dinámica equivalente  $F_{\text{comb}}$  según la fórmula (6).

$$(6) F_{\text{comb}} = |F_y| + |F_z|$$



$F_{\text{comb}}$  = carga dinámica equivalente combinada (N)  
 $F_y$  = carga externa a través de una fuerza resultante en dirección y (N)  
 $F_z$  = carga externa a través de una fuerza resultante en dirección z (N)

#### Indicación

Si para  $F_y$  y  $F_z$  existen diferentes niveles de carga, hay que calcular entonces  $F_y$  y  $F_z$  individualmente según la fórmula (5). Descomponer una carga exterior que actúe en cualquier ángulo sobre el patín, en las partes  $F_y$  y  $F_z$ . Aplicar a continuación los valores en la fórmula (6).

#### Indicación

La estructura de los patines de bolas sobre raíles admite este cálculo simplificado.

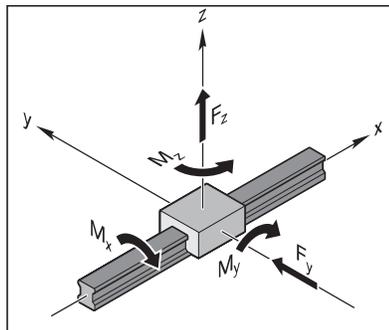
#### Carga dinámica equivalente en carga combinada, y en combinación con un momento de torsión y/o con un momento longitudinal

Calcular para una carga exterior combinada – vertical y horizontal – y en combinación con un momento de torsión y/o un momento longitudinal, la carga dinámica equivalente  $F_{\text{comb}}$  según la fórmula (7).

$$(7) F_{\text{comb}} = |F_y| + |F_z| + C \cdot \frac{|M_x|}{M_t} + C \cdot \frac{|M_y|}{M_L} + C \cdot \frac{|M_z|}{M_L}$$

$F_{\text{comb}}$  = carga dinámica equivalente combinada (N)  
 $F_y$  = carga externa a través de una fuerza resultante en dirección y (N)  
 $F_z$  = carga externa a través de una fuerza resultante en dirección z (N)  
 $C$  = capacidad de carga dinámica<sup>1)</sup> (N)  
 $M_t$  = momento de torsión din.<sup>1)</sup> (Nm)  
 $M_L$  = momento longitudinal din.<sup>1)</sup> (Nm)  
 $M_x$  = carga a través del momento de torsión dinámico resultante alrededor del eje x (Nm)  
 $M_y$  = carga a través del momento longitudinal dinámico resultante alrededor del eje y (Nm)  
 $M_z$  = carga a través del momento longitudinal dinámico resultante alrededor del eje z (Nm)

1) Véase capacidades de carga y momentos de los patines de bolas correspondientes



#### Indicación

Si para  $F_y$  y  $F_z$  existen diferentes niveles de carga, hay que calcular entonces  $F_y$  y  $F_z$  individualmente según la fórmula (5). Descomponer una carga exterior que actúe en cualquier ángulo sobre el patín, en las partes  $F_y$  y  $F_z$ . Aplicar a continuación los valores en la fórmula (7).

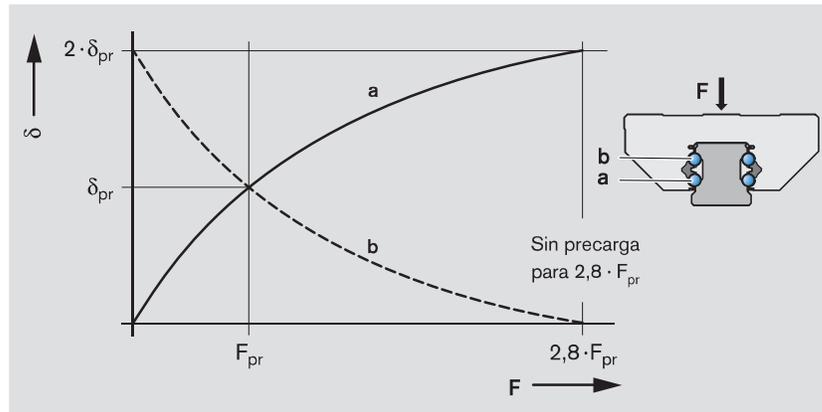
#### Indicación

La fórmula (7) sólo es válida al aplicar un raíl guía con un sólo patín de bolas. Para otras combinaciones se simplifica la fórmula.

**Carga dinámica equivalente considerando la fuerza de precarga interna  $F_{pr}$**

Para aumentar la rigidez y precisión del sistema de guiado se recomienda utilizar patines de bolas precargados ("Criterios de selección para sistema de precarga" 24).

Para las clases de precarga C2 y C3 se deberá contemplar la fuerza de precarga interna en el cálculo de la carga dinámica equivalente, ya que las hileras de bolas a y b están precargadas entre sí con una fuerza de precarga  $F_{pr}$  (a través de una sobremedida determinada) y se desforman con un valor  $\delta_{pr}$  (véase diagrama).



- a = hilera de bolas (inferior) con carga
- b = hilera de bolas (superior) sin carga
- $\delta$  = desformación del contacto del cuerpo rodante bajo F (-)
- $\delta_{pr}$  = desformación del contacto del cuerpo rodante bajo  $F_{pr}$  (-)
- F = carga del patin de bolas (N)
- $F_{pr}$  = fuerza de la precarga interna (N)

**Carga equivalente efectiva**

Una hilera de bolas quedará sin precarga cuando la carga externa supere 2,8 veces la fuerza de la precarga interna  $F_{pr}$ .

**Indicación**

En casos de una carga muy dinámica, la carga equivalente combinada deberá ser  $F_{comb} < 2,8 \cdot F_{pr}$  (de esta manera se evita el resbalamiento y deterioro del cuerpo rodante).

La carga equivalente efectiva no se calcula en estos casos con las fórmulas (6) o (7), sino con la fórmula (9).

Habrà que diferenciar entonces:

**Caso 1:  $F_{comb} > 2,8 \cdot F_{pr}$**

En el caso 1, la fuerza de precarga interna  $F_{pr}$  no tiene influencia sobre la duración de vida:

$$(8) F_{eff} = F_{comb}$$

- $F_{comb}$  = carga dinámica equivalente combinada (N)
- $F_{eff}$  = carga equivalente efectiva (N)

**Caso 2:  $F_{comb} \leq 2,8 \cdot F_{pr}$**

En el caso 2, la fuerza de precarga  $F_{pr}$  se incorpora en el cálculo de la carga equivalente efectiva:

$$(9) F_{eff} = \left( \frac{F_{comb}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}$$

- $F_{pr}$  = fuerza de precarga interna (N)
- $F_{pr}$  = 8% de C (0,08 C) (en la clase de precarga C2)
- $F_{pr}$  = 13% de C (0,13 C) (en la clase de precarga C3)

**Carga estática equivalente**

Para una carga estática externa combinada – vertical y horizontal – y en combinación con un momento de torsión y/o un momento longitudinal estático

Calcular la carga estática equivalente  $F_{0\ comb}$  con la fórmula (10).

**Indicación**

La carga equivalente estática  $F_{0\ comb}$  no debe sobrepasar la capacidad de carga estática  $C_0$ .

La fórmula (10) sólo es válida al aplicar un raíl guía con un sólo patin de bolas. Para otras combinaciones se simplifica la fórmula.

$$(10) F_{0\ comb} = |F_{0y}| + |F_{0z}| + C_0 \cdot \frac{|M_{0x}|}{M_{t0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0y}|}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0z}|}{M_{L0}}$$

- $F_{0\ comb}$  = carga estática equivalente combinada (N)
- $F_{0y}$  = carga estática externa a través de una fuerza resultante en dirección y (N)
- $F_{0z}$  = carga estática externa a través de una fuerza resultante en dirección z (N)
- $C_0$  = capacidad de carga estática<sup>1)</sup> (N)
- $M_{t0}$  = momento de torsión estático<sup>1)</sup> (Nm)
- $M_{L0}$  = momento longitudinal estático<sup>1)</sup> (Nm)
- $M_{0x}$  = carga a través del momento de torsión estático resultante alrededor del eje x (Nm)
- $M_{0y}$  = carga a través del momento longitudinal estático resultante alrededor del eje y (Nm)
- $M_{0z}$  = carga a través del momento longitudinal estático resultante alrededor del eje z (Nm)

**Indicación**

Descomponer una carga externa que actúe en cualquier ángulo sobre el patin, en las partes  $F_{0y}$  y  $F_{0z}$ . Aplicar a continuación los valores en la fórmula (10).

1) Véase capacidades de carga y momentos de los patines de bolas correspondientes

Descripción general del producto

## Datos técnicos generales y cálculos

### Definiciones y cálculo para la relación de carga dinámica y estática

Con la ayuda de las relaciones entre la capacidad de carga y la carga de un patín de bolas es posible preseleccionar una guía. La relación de carga dinámica  $C/F_{\max}$  y la relación de carga estática  $C_0/F_{0\max}$  deberán seleccionarse según la aplicación correspondiente.

De aquí se calculan las capacidades de carga necesarias. De las capacidades de carga obtenidas resultan los correspondientes tamaños y formas de construcción.

$$\text{Relación dinámica} = \frac{C}{F_{\max}}$$

$C$  = capacidad de carga dinámica (N)  
 $F_{\max}$  = carga dinámica máxima del patín de bolas con la mayor carga (N)

**Caso 1:** carga estática  $F_{0\max} > F_{\max}$ :

$$\text{Relación estática} = \frac{C_0}{F_{0\max}}$$

$C_0$  = capacidad de carga estática (N)  
 $F_{0\max}$  = carga estática máxima del patín de bolas con la mayor carga (N)  
 $F_{\max}$  = carga dinámica máxima del patín de bolas con la mayor carga (N)

**Caso 2:** carga estática  $F_{0\max} < F_{\max}$ :

$$\text{Relación estática} = \frac{C_0}{F_{\max}}$$

### Valores orientativos para las relaciones de carga

La siguiente tabla contiene valores orientativos para las relaciones de carga. Los valores son solamente de referencia, pero son los típicos requerimientos de los clientes según los distintos sectores

del mercado y aplicaciones (por ej. duración de vida, precisión, rigidez).

Tipo de máquina/sector		$C/F_{\max}$	$C_0/F_{0\max}$
Máquina herramienta	Ejemplo de aplicación		
	General	6 ... 9	> 4
	Torneado	6 ... 7	> 4
	Fresado	6 ... 7	> 4
	Rectificado	9 ... 10	> 4
	Grabado	5	> 3
Máquinas para caucho y plásticos	Inyectora	8	> 2
Máquinas para trabajar la madera	Aserrados, fresados	5	> 3
Técnica de montaje, manipulación y robots industriales	Manipulación	5	> 3
Sectores de la hidráulica y neumática	Elevación, descenso	6	> 4

### Definiciones y cálculo de la capacidad de carga estática de seguridad $S_0$

La capacidad de carga estática de seguridad  $S_0$  brinda de ayuda para evitar que se produzcan deformaciones permanentes en las pistas de rodadura y en las bolas. La misma es la relación entre

$$(11) \quad S_0 = \frac{C_0}{F_{0 \max}}$$

la capacidad de carga estática  $C_0$  y la carga máxima actuante  $F_{0 \max}$ . Aquí se considera la máxima amplitud, por más que el período sea muy breve.

- $S_0$  = capacidad de carga estática de seguridad (-)
- $C_0$  = capacidad de carga estática (N)
- $F_{0 \max}$  = máxima carga estática del patín de bolas con mayor carga (N)

Recomendaciones para la capacidad de carga estática de seguridad en diferentes condiciones de servicio

Condiciones de servicio	$S_0$
Condiciones de servicio normales	1 ... 2
Con pequeños golpes y vibraciones	2 ... 4
Con moderados golpes y vibraciones	3 ... 5
Con fuertes golpes y vibraciones	4 ... 6
Con parámetros de carga desconocidos	6 ... 15

Independientemente de la capacidad de carga de seguridad habrá que asegurarse de no sobrepasar las cargas máximas admisibles para ciertos guiados de bolas durante el servicio.

**⚠ Adicionalmente habrá que recalcular las uniones de los tornillos. Estas son mayormente más débiles que los patines de bolas y los raíles guías. Debido al rendimiento de la técnica lineal, los tornillos utilizados pueden verse exigidos de forma excesiva.**

 233

Más datos técnicos e informaciones las encontrará en el manual "Linear Motion Technology Handbook R310EN 2017".

Patines de bolas estándar de acero

## SNS – estrecho, normal, altura estándar

### R1622 ... 2.

#### Valores dinámicos

Velocidad:  $v_{\max} = 5 \text{ m/s}$   
 Aceleración:  $a_{\max} = 500 \text{ m/s}^2$   
 (Si  $F_{\text{comb}} > 2,8 \cdot F_{\text{pr}}$ :  $a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$ )

#### Indicación de lubricación

– Engrasado base

#### Otros patines de bolas SNS

- Patines de bolas de acero para grandes cargas, tamaño 55 y 65  64
- Patines de bolas de alta precisión de acero a partir de la  72
- Patines de bolas de acero para altas velocidades a partir de la  84
- Patines de bolas de aluminio a partir de la  94
- Patines de bolas anticorrosivos Resist NR a partir de la  100 Resist NR II a partir de la  104 Resist CR a partir de la  108

#### Indicación

Adecuados para todos los raíles SNS.

#### Ejemplo de pedido

Opciones:

- Patín de bolas SNS
- Tamaño 30
- Clase de precarga C1
- Clase de precisión H
- Con junta estándar, sin cadena de bolas

Referencia: R1622 713 20



#### Opciones y referencias

Tamaño	Patín de bolas con tamaño	Clase de precarga			Clase de precisión			Junta para los patines de bolas					
		C0	C1	C2	N	H	P	sin cadena de bolas			con cadena de bolas		
								SS	LS <sup>1)</sup>	DS	SS	LS <sup>1)</sup>	DS
15	R1622 1	9	1		4	3	–	20	21	–	22	23	–
				2	4	3	2	20	21	–	22	23	–
				–	–	3	2	20	–	–	22	–	–
20	R1622 8	9	1		4	3	–	20	21	–	22	23	–
				2	4	3	2	20	21	2Z	22	23	2Y
				–	–	3	2	20	–	2Z	22	–	2Y
25	R1622 2	9	1		4	3	–	20	21	–	22	23	–
				2	4	3	2	20	21	2Z	22	23	2Y
				–	–	3	2	20	–	2Z	22	–	2Y
30	R1622 7	9	1		4	3	–	20	21	–	22	23	–
				2	4	3	2	20	21	2Z	22	23	2Y
				–	–	3	2	20	–	2Z	22	–	2Y
35	R1622 3	9	1		4	3	–	20	21	–	22	23	–
				2	4	3	2	20	21	2Z	22	23	2Y
				–	–	3	2	20	–	2Z	22	–	2Y
45	R1622 4	9	1		4	3	–	20	–	–	22	–	–
				2	4	3	2	20	–	2Z	22	–	2Y
				–	–	3	2	20	–	2Z	22	–	2Y
Ej.:	R1622 7		1				3			20			

1) Sólo en las clases de precisión N y H

#### Clases de precarga

C0 = sin precarga  
 C1 = precarga del 2% de C  
 C2 = precarga del 8% de C

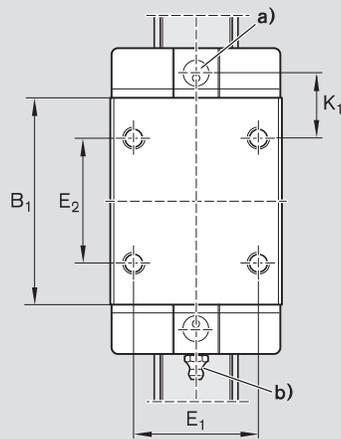
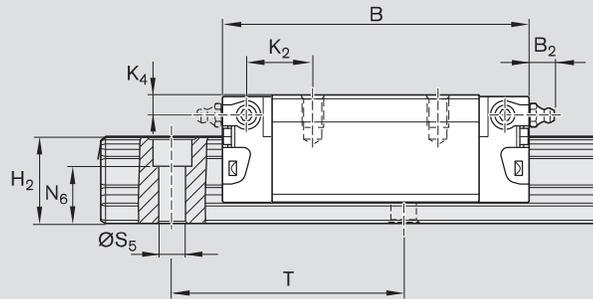
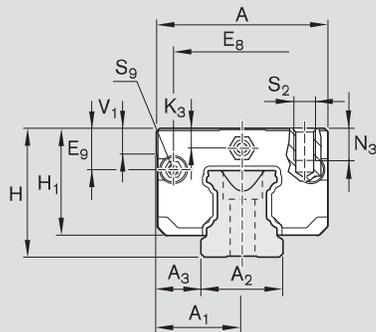
#### Juntas

SS = junta estándar  
 LS = junta de bajo rozamiento  
 DS = junta de dos labios

#### Leyenda

Números en gris  
 = variante/combinación sin preferencia  
 (en parte con largos plazos de entrega)

## Patines de bolas SNS



- a) Para junta tórica  
 Tamaño 15:  $\text{Ø } 4 \cdot 1,0$  (mm)  
 Tamaños 20 a 45:  $\text{Ø } 5 \cdot 1,0$  (mm)  
 En caso de necesidad abrir el taladro de lubricación (☞ 258).
- b) Engrasadores tamaños 15 y 20:  
 engrasador tipo embudo DIN 3405-A M3x5,  $B_2 = 1,6$  mm  
 ¡Si se utilizan otros engrasadores se deberá observar la profundidad de rosca de 5 mm!  
 Engrasadores tamaños 25 a 45:  
 engrasador cónico DIN 71412-B M6x8,  $B_2 = 9,5$  mm  
 ¡Si se utilizan otros engrasadores se deberá observar la profundidad de rosca de 8 mm!  
 El engrasador se encuentra en el suministro (sin montar).  
 La conexión puede realizarse por todos los lados.

Tamaño	Medidas (mm)																		
	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>8</sub>	E <sub>9</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	H <sub>2</sub> <sup>2)</sup>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	
15	34	17	15	9,5	58,2	39,2	26	26	24,55	6,70	24	19,90	16,30	16,20	10,00	11,60	3,20	3,20	
20	44	22	20	12,0	75,0	49,6	32	36	32,50	7,30	30	25,35	20,75	20,55	13,80	13,80	3,35	3,35	
25	48	24	23	12,5	86,2	57,8	35	35	38,30	11,50	36	29,90	24,45	24,25	17,45	18,60	5,50	5,50	
30	60	30	28	16,0	97,7	67,4	40	40	48,40	14,60	42	35,35	28,55	28,35	20,00	21,70	6,05	6,05	
35	70	35	34	18,0	110,5	77,0	50	50	58,00	17,35	48	40,40	32,15	31,85	20,50	22,00	6,90	6,90	
45	86	43	45	20,5	137,6	97,0	60	60	69,80	20,90	60	50,30	40,15	39,85	27,30	29,30	8,20	8,20	

Tamaño	Medidas (mm)									Peso (kg)	Cap. de carga <sup>3)</sup> (N)		Momentos <sup>3)</sup> (Nm)				
	N <sub>3</sub>	N <sub>6</sub> <sup>±0,5</sup>	S <sub>2</sub>	S <sub>5</sub>	S <sub>9</sub>	T	V <sub>1</sub>										
15	6,0	10,3	M4	4,4	M2,5x3,5	60	5,0	0,15	7 800	13 500	74	130	40	71			
20	7,5	13,2	M5	6,0	M3x5	60	6,0	0,35	18 800	24 400	240	310	130	165			
25	9,0	15,2	M6	7,0	M3x5	60	7,5	0,50	22 800	30 400	320	430	180	240			
30	12,0	17,0	M8	9,0	M3x5	80	7,0	0,85	31 700	41 300	540	720	290	380			
35	13,0	20,5	M8	9,0	M3x5	80	8,0	1,25	41 900	54 000	890	1 160	440	565			
45	18,0	23,5	M10	14,0	M4x7	105	10,0	2,40	68 100	85 700	1 830	2 310	890	1 130			

1) Medida H<sub>2</sub> con banda de protección

2) Medida H<sub>2</sub> sin banda de protección

3) Capacidades de carga y momentos para patines de bolas sin cadena de bolas. Capacidades de carga y momentos para patines de bolas con cadena de bolas ☞ 8

El cálculo de las capacidades de carga dinámicas y momentos se basa en 100.000 m de carrera según DIN ISO 14728-1. Pero casi siempre se consideran solamente 50.000 m. Para establecer una comparación es preciso multiplicar por 1,26 los valores C, M<sub>t</sub> y M<sub>L</sub> de la tabla.

# Catálogo Bosch Retroth AG

Tuercas

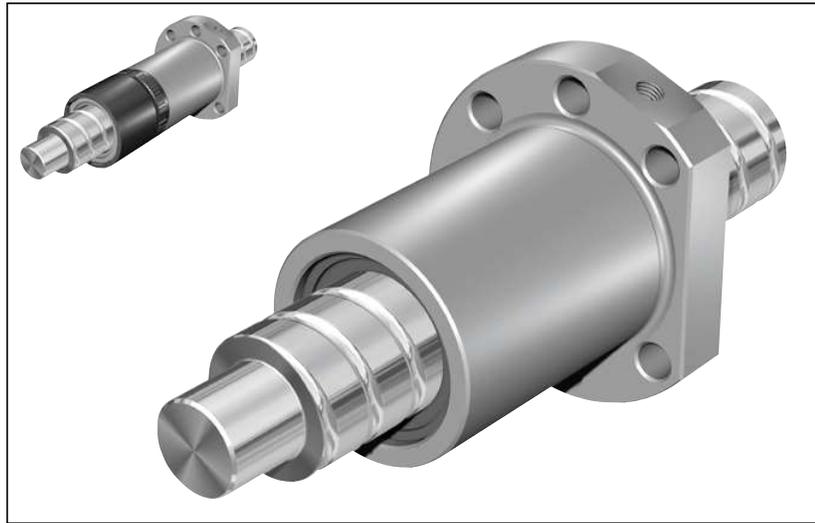
## Tuerca simple embridada FEM-E-C

### Serie estándar

Medidas según  
DIN 69 051, parte 5  
Brida tipo C

Con juntas estándar  
Para juntas reforzadas ver página 126  
Con juego axial, juego axial reducido,  
precarga del 2%, 3% y 5%  
Para husillos laminados de precisión  
SN-R de la clase de tolerancia T5,  
T7, T9

**⚠ Durante la alineación de la  
unidad de lubricación adicional no se  
deberán realizar desplazamientos en  
contra de la misma.**



Datos de pedido: **FEM-E-C 20 x 5R x 3-4 1 2 T7 R 82Z120 41Z120 1250 0 1**

$d_o$  = diámetro nominal  
 $P$  = paso  
(R = derecho, L = izquierdo)  
 $D_w$  = diámetro de la bola  
 $i$  = número de hileras

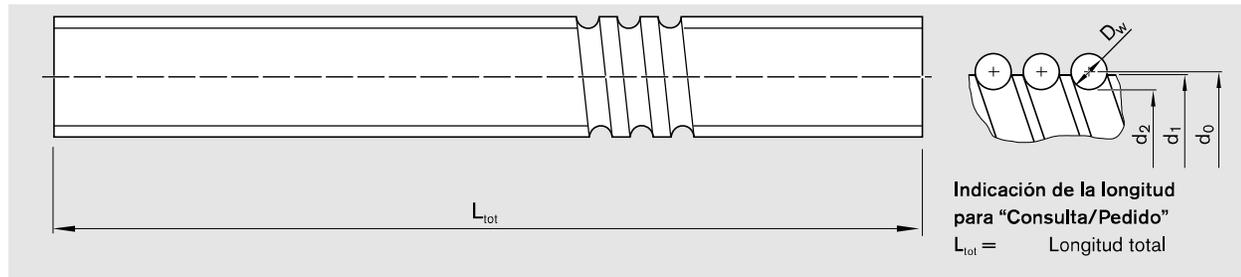
Categoría	Tamaño $d_o \times P \times D_w - i$	Referencia	Capacidades de carga		Velocidad <sup>1)</sup>
			din. C (N)	estát. C <sub>0</sub> (N)	$v_{max}$ (m/min)
A	16 x 5R x 3 - 4	R1502 010 65	12300	16100	30
B	16 x 10R x 3 - 3	R1502 040 85	9600	12300	60
B	16 x 16R x 3 - 3	R1502 060 65	9300	12000	96
A	20 x 5R x 3 - 4	R1502 110 85	14300	21500	30
A	20 x 20R x 3,5 - 3	R1502 170 65	13300	18800	120
A	25 x 5R x 3 - 4	R1502 210 85	15900	27200	30
A	25 x 10R x 3 - 4	R1502 240 85	15700	27000	60
A	25 x 25R x 3,5 - 3	R1502 280 65	14700	23300	150
A	32 x 5R x 3,5 - 4	R1502 310 85	21600	40000	23
A	32 x 10R x 3,969 - 5	R1502 340 86	31700	58300	47
A	32 x 20R x 3,969 - 3	R1502 370 65	19700	33700	94
A	32 x 32R x 3,969 - 3	R1502 390 65	19500	34000	150
B	40 x 5R x 3,5 - 5	R1502 410 86	29100	64100	19
B	40 x 10R x 6 - 4	R1502 440 85	50000	86400	38
C	40 x 12R x 6 - 4	R1502 450 65	49900	86200	45
B	40 x 16R x 6 - 4	R1502 460 65	49700	85900	60
A	40 x 20R x 6 - 3	R1502 470 85	37900	62800	75
A	40 x 40R x 6 - 3	R1502 490 65	37000	62300	150
B	50 x 5R x 3,5 - 5	R1502 510 86	32000	81300	15
A	50 x 10R x 6 - 6	R1502 540 86	79700	166500	30
C	50 x 12R x 6 - 6	R1502 550 66	79600	166400	36
B	50 x 16R x 6 - 6	R1502 560 66	79400	166000	48
A	50 x 20R x 6,5 - 5	R1502 570 86	75700	149700	60
B	50 x 40R x 6,5 - 3	R1502 590 65	46500	85900	120
B	63 x 10R x 6 - 6	R1502 640 86	88800	214300	24
B	63 x 20R x 6,5 - 5	R1502 670 86	83900	190300	48
B	63 x 40R x 6,5 - 3	R1502 690 65	53400	114100	95
C	80 x 10R x 6,5 - 6	R1502 740 86	108400	291700	19
B	80 x 20R x 12,7 - 6 <sup>2)</sup>	R1502 770 96	262700	534200	30

1) Ver página 115 "Coeficiente de revoluciones  $d_o \cdot n$ " y página 150 "Revoluciones críticas  $n_{cr}$ "

2) Para husillos con roscas hasta 2500 mm se suministran las tuercas 80 x 20R x 12,7 - 6 con precarga. Ejecución con conexión de lubricación: aplanamiento  $L_3 \leq 13$  mm, descenso  $L_3 > 14$  mm

Husillos

# Husillo laminado de precisión SN-R



Datos de pedido: **SN** **20 x 5R x 3** **X X** **T7** **R** **00T200** **00T200** **1250** **1** **0**

Tamaño $d_0 \times P \times D_w$	Referencia			Medidas (mm)		Momento de inercia $J_s$ (kgcm <sup>2</sup> /m)	Longitud máxima (mm)		Peso (kg/m)
	Clase de tolerancia T5	Clase de tolerancia T7	Clase de tolerancia T9	$d_1$	$d_2$		estándar	bajo consulta	
6 x 1R x 0,8	R1531 105 00	R1531 107 00	R1531 109 00	6,0	5,3	0,02		auf Anfrage	0,19
6 x 2R x 0,8	R1531 125 00	R1531 127 00	R1531 129 00	6,0	5,3	0,02			0,19
8 x 1R x 0,8	R1531 205 00	R1531 207 00	R1531 209 00	8,0	7,3	0,04			0,36
8 x 2R x 1,2	R1531 225 00	R1531 227 00	R1531 229 00	8,0	7,0	0,04			0,36
8 x 2,5R x 1,588	R1531 235 00	R1531 237 00	R1531 239 00	7,5	6,3	0,04			0,30
12 x 2R x 1,2	R1531 425 00	R1531 427 00	R1531 429 00	11,7	10,8	0,13	1500	2500	0,79
12 x 5R x 2	R1531 465 10	R1531 467 10	R1531 469 10	11,4	9,9	0,11			0,75
12 x 10R x 2	R1531 495 00	R1531 497 00	R1531 499 00	11,4	9,9	0,11			0,74
16 x 5L x 3	R1551 015 00	R1551 017 00	R1551 019 00	15,0	12,9	0,31			1,24
16 x 5R x 3	R1511 015 00	R1511 017 00	R1511 019 00	15,0	12,9	0,31			1,24
16 x 10R x 3	R1511 045 00	R1511 047 00	R1511 049 00	15,0	12,9	0,31			1,23
16 x 16R x 3	R1511 065 10	R1511 067 10	R1511 069 10	15,0	12,9	0,34			1,29
20 x 5R x 3	R1511 115 00	R1511 117 00	R1511 119 00	19,0	16,9	0,84			2,03
20 x 5L x 3	R1551 115 00	R1551 117 00	R1551 119 00	19,0	16,9	0,84			2,03
20 x 10R x 3	R1511 145 00	R1511 147 00	R1511 149 00	19,0	16,9	0,84			2,03
20 x 40R x 3,5-4	R2521 150 00	R2521 170 00	R2521 190 00	19,0	16,4	0,86			2,06
20 x 20R x 3,5	R1511 175 10	R1511 177 10	R1511 179 10	19,0	16,7	0,81			1,99
20 x 20L x 3,5	R1551 175 10	R1551 177 10	R1551 179 10	19,0	16,7	0,81			1,99
25 x 5R x 3	R1511 215 00	R1511 217 00	R1511 219 00	24,0	21,9	2,22	2500	5000	3,31
25 x 5L x 3	R1551 215 00	R1551 217 00	R1551 219 00	24,0	21,9	2,22			3,31
25 x 10R x 3	R1511 245 00	R1511 247 00	R1511 249 00	24,0	21,9	2,39			3,43
25 x 25R x 3,5	R1511 285 10	R1511 287 10	R1511 289 10	24,0	21,4	2,15			3,25
25 x 25L x 3,5	R1551 285 10	R1551 287 10	R1551 289 10	24,0	21,4	2,15			3,25
32 x 5R x 3,5	R1511 315 00	R1511 317 00	R1511 319 00	31,0	28,4	6,05			5,45
32 x 5L x 3,5	R1551 315 00	R1551 317 00	R1551 319 00	31,0	28,4	6,05			5,45
32 x 10R x 3,969	R1511 345 10	R1511 347 10	R1511 349 10	31,0	27,9	6,40			5,60
32 x 20R x 3,969	R1511 375 10	R1511 377 10	R1511 379 10	31,0	27,9	6,39			5,60
32 x 32R x 3,969	R1511 395 10	R1511 397 10	R1511 399 10	31,0	27,9	6,17			5,50
32 x 64R x 3,969	R2521 350 00	R2521 370 00	R2521 390 00	31,0	27,9	6,04			5,44
40 x 5R x 3,5	R1511 415 00	R1511 417 00	R1511 419 00	39,0	36,4	15,64	4500	5000	8,78
40 x 5L x 3,5	R1551 415 00	R1551 417 00	R1551 419 00	39,0	36,4	15,64			8,78
40 x 10R x 6	R1511 445 00	R1511 447 00	R1511 449 00	38,0	33,8	13,55	4500	7500	8,15
40 x 10L x 6	R1551 445 00	R1551 447 00	R1551 449 00	38,0	33,8	13,55			8,15
40 x 12R x 6	R1511 455 00	R1511 457 00	R1511 459 00	38,0	33,8	13,97			8,27
40 x 16R x 6	R1511 465 00	R1511 467 00	R1511 469 00	38,0	33,8	12,90			7,95
40 x 20R x 6	R1511 475 00	R1511 477 00	R1511 479 00	38,0	33,8	13,52			8,14
40 x 40R x 6	R1511 495 10	R1511 497 10	R1511 499 10	38,0	33,8	13,42			8,11
50 x 5R x 3,5	R1511 515 00	R1511 517 00	R1511 519 00	49,0	46,4	40,03	4500	5000	14,05
50 x 10R x 6	R1511 545 00	R1511 547 00	R1511 549 00	48,0	43,8	35,71	4500	7500	13,25
50 x 12R x 6	R1511 555 00	R1511 557 00	R1511 559 00	48,0	43,8	36,58			13,41
50 x 16R x 6	R1511 565 00	R1511 567 00	R1511 569 00	48,0	43,8	34,37			13,00
50 x 20R x 6,5	R1511 575 10	R1511 577 10	R1511 579 10	48,0	43,3	34,50			13,01
50 x 25R x 6,5	R1511 585 00	R1511 587 00	R1511 589 00	48,0	43,3	32,40			12,58
50 x 40R x 6,5	R1511 595 10	R1511 597 10	R1511 599 10	48,0	43,3	34,34			12,98
63 x 10R x 6	R1511 645 00	R1511 647 00	R1511 649 00	61,0	56,8	95,82			21,72
63 x 20R x 6,5	R1511 675 10	R1511 677 10	R1511 679 10	61,0	56,3	93,29			21,42
63 x 40R x 6,5	R1511 695 10	R1511 697 10	R1511 699 10	61,0	56,3	93,08			21,40
80 x 10R x 6,5	R1511 745 00	R1511 747 00	R1511 749 00	78,0	73,3	256,86			35,58
80 x 20R x 12,7	R1571 775 00	R1571 777 00	R1571 779 00	76,0	66,9	211,51	2500	<sup>1)</sup>	32,16

1) bajo consulta

Cálculo

# Cálculo

**Cálculo completo con los datos del cliente a petición**

Ver sección "Servicio de cálculo", página 156.

## Revoluciones medias y carga media

En caso de condiciones de trabajo variables (revoluciones y cargas variables) se deben emplear en el cálculo

de la duración de vida los valores medios  $F_m$  y  $n_m$ .

- En caso de revoluciones variables rige para las revoluciones medias  $n_m$

$$n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + \dots + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\%} \quad 1$$

$n_1, n_2, \dots, n_n$  = revoluciones en las fases 1 ... n (min<sup>-1</sup>)  
 $n_m$  = revoluciones medias (min<sup>-1</sup>)  
 $q_{t1}, q_{t2}, \dots, q_{tn}$  = fracción de tiempo de las fases 1 ... n (%)

- Para la carga efectiva equivalente rige:

Precarga	Factor para las clases de precarga $X_{pr}$
2% C	0,02
3% C	0,03
5% C	0,05
7% C	0,07
10% C	0,10

$$F > 2,8 X_{pr} \cdot C \quad F_{eff\ n} = |F_n|$$

$$F \leq 2,8 X_{pr} \cdot C \quad F_{eff\ n} = \left[ \frac{|F_n|}{2,8 \cdot X_{pr} \cdot C} + 1 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot X_{pr} \cdot C$$

$C$  = capacidad de carga dinámica (N)  
 $F_{eff\ n}$  = carga axial efectiva equivalente durante la fase n (N)  
 $F_n$  = carga axial durante la fase n (N)  
 $X_{pr}$  = factor de las clases de precarga (-)

- En caso de carga variable y revoluciones constantes rige para la carga media  $F_m$

$$F_m = \sqrt[3]{|F_{eff\ 1}|^3 \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + |F_{eff\ 2}|^3 \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + |F_{eff\ n}|^3 \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad 2$$

$F_{eff\ 1}, F_{eff\ 2}, \dots, F_{eff\ n}$  = carga axial efectiva equivalente durante las fases 1 ... n (N)  
 $F_m$  = carga axial dinámica equivalente (N)  
 $q_{t1}, q_{t2}, \dots, q_{tn}$  = fracción de tiempo para  $F_{eff\ 1}, \dots, F_{eff\ n}$  (%)

- En caso de carga variable y revoluciones variables rige para la carga media  $F_m$

$$F_m = \sqrt[3]{|F_{\text{eff } 1}|^3 \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + |F_{\text{eff } 2}|^3 \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + |F_{\text{eff } n}|^3 \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad 3$$

$F_{\text{eff } 1}, F_{\text{eff } 2}, \dots, F_{\text{eff } n}$  = carga axial efectiva equivalente durante las fases 1 ... n (N)  
 $F_m$  = carga axial dinámica equivalente (N)  
 $n_1, n_2, \dots, n_n$  = revoluciones en las fases 1 ... n ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $n_m$  = revoluciones medias ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $q_{t1}, q_{t2}, \dots, q_{tn}$  = fracción de tiempo para  $F_{\text{eff } 1}, \dots, F_{\text{eff } n}$  (%)

### Duración de vida nominal

Duración de vida en revoluciones L

$$L = \left[ \frac{C}{F_m} \right]^3 \cdot 10^6 \quad 4 \Rightarrow C = F_m \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}} \quad 5 \Rightarrow F_m = \frac{C}{\sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}} \quad 6$$

$C$  = capacidad de carga dinámica (N) (N)  
 $F_m$  = carga axial dinámica equivalente (N) (N)  
 $L$  = Duración de vida nominal en revoluciones (–) (–)

Duración de vida en horas  $L_h$

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} \quad 7$$

$L_h$  = duración de vida (h) (h)  
 $L$  = duración de vida en revoluciones (–) (–)  
 $n_m$  = revoluciones medias ( $\text{min}^{-1}$ ) ( $\text{min}^{-1}$ )

$$L_{h \text{ máquina}} = L_h \cdot \frac{DS_{\text{máquina}}}{DS_{\text{husillo}}} \quad 8$$

$DS_{\text{máquina}}$  = duración de servicio de la máquina (%) (%)  
 $DS_{\text{husillo}}$  = duración de servicio del husillo de bolas (%) (%)  
 $L_{h \text{ máquina}}$  = duración de vida nominal de la máquina (h) (h)  
 $L_h$  = duración de vida nominal del husillo de bolas (h) (h)

### Momento y potencia de accionamiento

Momento de accionamiento  $M_{ta}$  para transformación de movimiento rotativo en longitudinal:

$$M_{ta} = \frac{F_L \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad 9$$

$M_{ta} \leq M_p$

$F_L$  = fuerza de avance (N) (N)  
 $M_p$  = momento de accionamiento máximo admisible (Nm) (Nm)  
 $M_{ta}$  = momento de accionamiento (Nm) (Nm)  
 $P$  = paso (mm) (mm)  
 $\eta$  = grado de rendimiento ( $\eta \approx 0,9$ ) (–) (–)

Momento de accionamiento  $M_{te}$  para transformación de movimiento longitudinal en rotativo:

$$M_{te} = \frac{F_L \cdot P \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi} \quad 10$$

$M_{te} \leq M_p$

$F_L$  = fuerza de avance (N) (N)  
 $M_p$  = momento de accionamiento máximo admisible (Nm) (Nm)  
 $M_{te}$  = momento de accionamiento (Nm) (Nm)  
 $P$  = paso (mm) (mm)  
 $\eta'$  = grado de rendimiento ( $\eta' \approx 0,8$ ) (–) (–)

En las unidades de tuercas precargadas tener en cuenta el par de giro en vacío.

Potencia de accionamiento  $P_a$

$$P_a = \frac{M_{ta} \cdot n}{9550} \quad 11$$

$M_{ta}$  = momento de accionamiento (Nm) (Nm)  
 $n$  = revoluciones ( $\text{min}^{-1}$ ) ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $P_a$  = potencia de accionamiento (kW) (kW)

## Cálculo

Ejemplo de cálculo  
Duración de vida

## Condiciones de trabajo

La duración de vida de la máquina debe ser de 40.000 horas para un funcionamiento del husillo de bolas del 60%.

Husillo de bolas elegido: 63 x 10

$F_1 = 50.000 \text{ N}$  con  $n_1 = 10 \text{ min}^{-1}$  para  $q_1 = 6\%$  de la duración de servicio  
 $F_2 = 25.000 \text{ N}$  con  $n_2 = 30 \text{ min}^{-1}$  para  $q_2 = 22\%$  de la duración de servicio  
 $F_3 = 8.000 \text{ N}$  con  $n_3 = 100 \text{ min}^{-1}$  para  $q_3 = 47\%$  de la duración de servicio  
 $F_4 = 2.000 \text{ N}$  con  $n_4 = 1.000 \text{ min}^{-1}$  para  $q_4 = \frac{25\%}{100\%}$  de la duración de servicio

## Cálculos

Revoluciones medias  $n_m$

$$n_m = \frac{6}{100} \cdot |10| + \frac{22}{100} \cdot |30| + \frac{47}{100} \cdot |100| + \frac{25}{100} \cdot |1000| \quad 1$$

$$n_m = 304 \text{ min}^{-1}$$

Carga media  $F_m$  para carga variable y revoluciones variables

$$F_m = \sqrt[3]{50000^3 \cdot \frac{|10|}{304} \cdot \frac{6}{100} + 25000^3 \cdot \frac{|30|}{304} \cdot \frac{22}{100} + 8000^3 \cdot \frac{|100|}{304} \cdot \frac{47}{100} + 2000^3 \cdot \frac{|1000|}{304} \cdot \frac{25}{100}} \quad 3$$

$$F_m = 8757 \text{ N}$$

Duración de vida exigida  $L$  (revoluciones)

La duración de vida  $L$  puede ser calculada con las fórmulas 7 y 8 :

$$L = L_h \cdot n_m \cdot 60$$

$$L_h = L_{h \text{ máquina}} \cdot \frac{DS_{\text{husillo}}}{DS_{\text{máquina}}}$$

$$L_h = 40000 \cdot \frac{60}{100} = 24000 \text{ horas}$$

$$L = 24000 \cdot 304 \cdot 60$$

$$L = 437\,760\,000 \text{ revoluciones}$$

Capacidad de carga dinámica  $C$

$$C = 8757 \cdot \sqrt[3]{\frac{437\,760\,000}{10^6}} \quad 5 \quad C \approx 66492 \text{ N}$$

## Resultado y selección

De las tablas adjuntas elegimos el siguiente husillo:

por ej. un husillo de bolas de precisión, tamaño 63 x 10R x 6 - 6, con tuerca simple embridada y precargada FEM-E-S, cap. de carga dinámica  $C = 88.800 \text{ N}$ , referencia R1512 640 13.

## Atención:

¡Observar la capacidad de carga dinámica de los rodamientos de extremo del husillo elegido!

## Verificación

Duración de vida en revoluciones del husillo de bolas seleccionado

$$L = \left( \frac{88\,800}{8757} \right)^3 \cdot 10^6 \quad 4 \quad L \approx 1042 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

Duración de vida en horas  $L_h$

$$L_h = \frac{1042 \cdot 10^6}{304 \cdot 60} \quad 7$$

$$L_h \approx 57\,167 \text{ horas}$$

La duración de vida del husillo de bolas elegido es superior a la duración exigida de 24.000 horas (ya considerada la duración de servicio). Se podría entonces seleccionar un husillo de bolas más pequeño.



Cálculo

**Revoluciones críticas  $n_{cr}$**

Las revoluciones críticas  $n_{cr}$  dependen del diámetro del husillo, del tipo de montaje y de su longitud  $l_{cr}$ . No hay

que considerar la tuerca con juego axial como elemento de guiado. Las revoluciones de trabajo no deben superar el 80% de las revoluciones

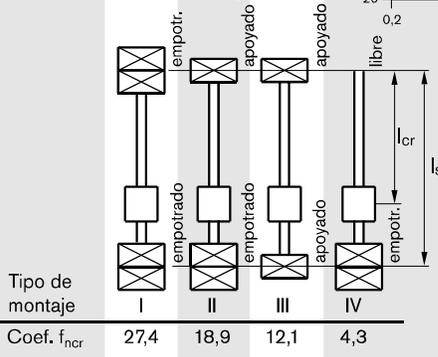
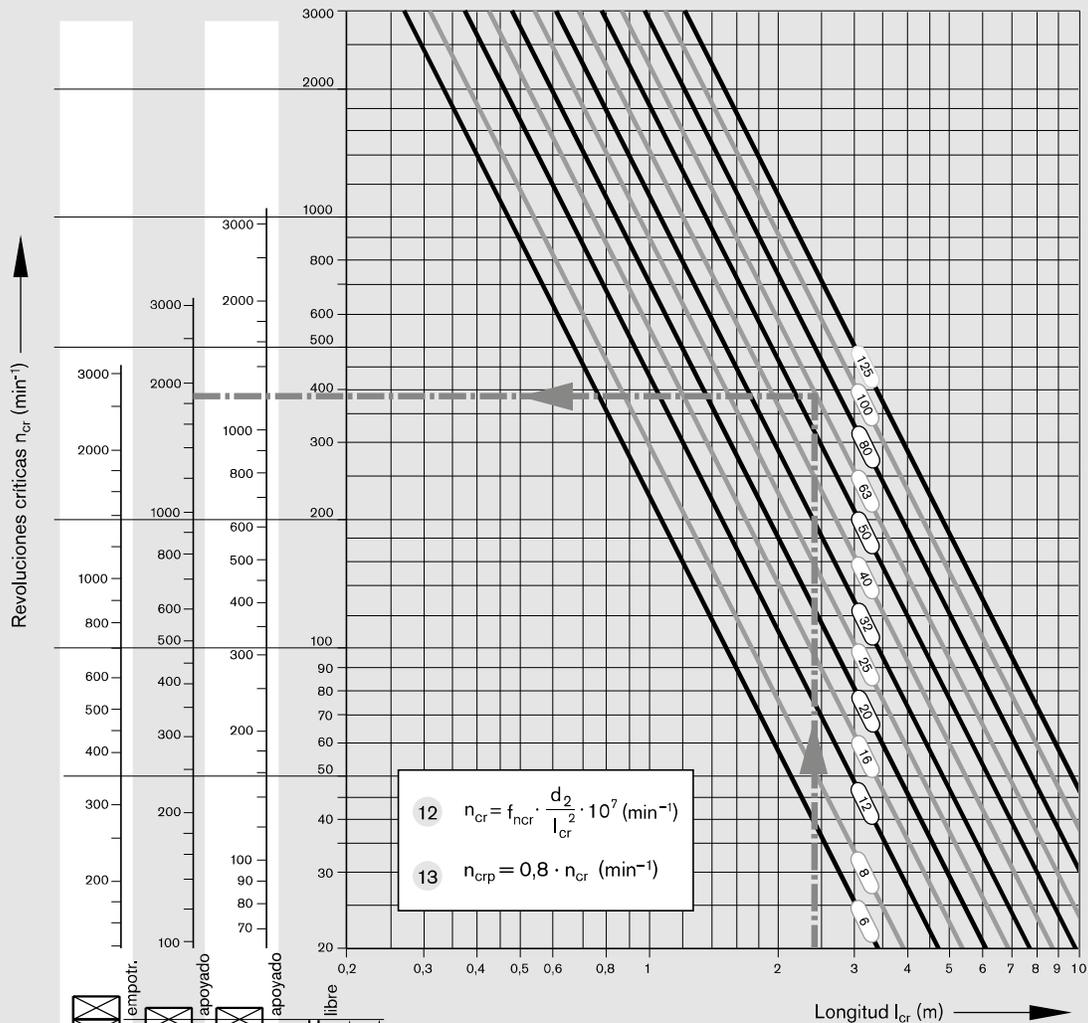
críticas. Considerar el coeficiente de las revoluciones o la velocidad lineal máx. admisible, ver "Indicaciones técnicas".

**Ejemplo**

Diámetro del husillo = 63 mm  
 Longitud  $l_{cr}$  = 2,4 m  
 Tipo de montaje II (empotrado – apoyado)

Según el diagrama obtenemos unas revoluciones críticas de 1850  $\text{min}^{-1}$ .  
 Las revoluciones admisibles de servicio son de  $1850 \text{ min}^{-1} \times 0,8 = 1480 \text{ min}^{-1}$ .

Las revoluciones máximas de servicio del ejemplo de cálculo,  $n_4 = 1000 \text{ min}^{-1}$  están por debajo de las revoluciones de servicio admisibles.



$n_{cr}$  = revoluciones críticas ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $n_{crp}$  = revoluciones de servicio admisibles ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $f_{ncr}$  = coeficiente, en función del tipo de apoyo  
 $d_2$  = diámetro del núcleo, ver tablas de medidas (mm)  
 $l_{cr}$  = longitud crítica para sistemas de tuercas precargadas (mm)  
 $l_s$  = distancia rodamiento – rodamiento (mm)  
 Para sistemas de tuercas no precargadas vale:  $l_{cr} = l_s$   
 Para extremos de husillos con forma 31 se puede utilizar el tipo de montaje "empotrado".

**Carga axial admisible en compresión del husillo  $F_c$  (pandeo)**

Carga axial admisible en compresión del husillo  $F_c$  depende de su diámetro, del tipo de montaje y de la longitud  $l_c$ .

Para la carga axial se debe tener en cuenta un factor de seguridad  $s \geq 2$ .

**Ejemplo**

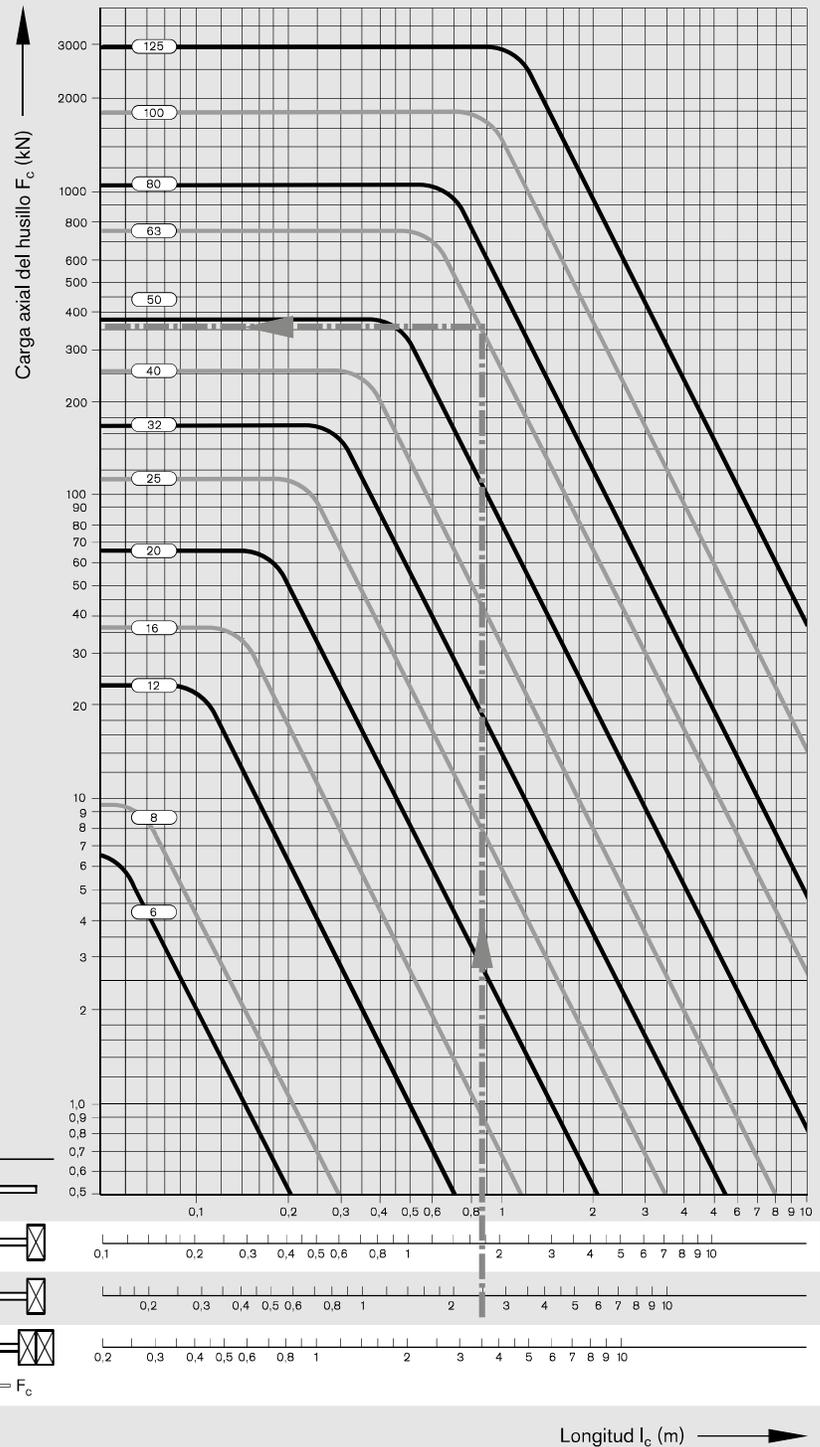
Diámetro del husillo = 63 mm  
 Paso = 10 mm  
 Longitud  $l_c$  = 2,4 m  
 Tipo de montaje II (empotrado – apoyado)  
 Según el diagrama, la carga axial teórica admisible es de 360 kN.  
 Con el factor de seguridad 2 se consigue una carga axial admisible del husillo en el trabajo de 360 kN : 2 = 180 kN.  
 Por ello soporta un esfuerzo de trabajo superior a la carga máxima de funcionamiento  $F_1 = 50$  kN según el ejemplo de cálculo.

14  $F_c = f_{Fc} \cdot \frac{d_2^4}{l_c} \cdot 10^4 \text{ (N)}$

15  $F_{cp} = \frac{F_c}{2} \text{ (N)}$

$F_c$  = carga axial teórica admisible del husillo  
 $F_{cp}$  = carga axial admisible del husillo en el trabajo  
 $f_{Fc}$  = coeficiente, en función del tipo de apoyo  
 $d_2$  = diámetro del núcleo (mm), ver tablas de medidas  
 $l_c$  = longitud de rosca libre (mm)

Coef. $f_{Fc}$	Tipo de montaje
2,6	IV
10,2	III
20,4	II
40,6	I



Longitud  $l_c$  (m)

# Catálogo de Correas Síncronas Intermecc



## TABLA DE DIAMETROS DE POLEAS DENTADAS PARA CORREAS SINCRÓNICAS

Dientes	Diámetro exterior en milímetros			
	5M Paso 5mm	8M Paso 8mm	14M Paso 14m	20M Paso 20m
15	22,73	36,81		
16	24,32	39,36		
17	25,92	41,91		
18	27,51	44,45	77,56	
19	29,10	47,00	82,00	
20	30,69	49,54	86,47	
21	32,28	52,00	90,93	
22	33,87	54,64	95,37	135,76
23	35,47	57,20	99,83	142,12
24	37,06	59,74	104,29	148,49
25	38,65	62,28	108,75	154,85
26	40,24	64,85	113,20	161,22
27	41,83	67,39	117,66	167,59
28	43,42	70,08	122,12	173,95
29	45,01	72,62	126,57	180,32
30	46,61	75,13	130,99	186,69
31	48,20	77,65	135,46	193,05
32	48,79	80,16	139,88	199,42
33	51,38	82,68	144,35	205,78
34	52,97	85,22	148,79	212,15
35	54,56	87,76	153,24	218,52
36	56,16	90,30	157,68	224,88
37	57,75	92,85	162,13	231,25
38	59,34	95,39	166,60	237,61
39	60,93	97,94	171,02	243,98
40	62,52	100,49	175,49	250,35
41	64,11	103,03	179,92	256,71
42	65,71	105,58	184,37	263,08
43	67,30	108,13	188,83	269,45
44	68,89	110,67	193,28	275,81
45	70,48	113,22	197,74	282,18
46	72,07	115,77	202,20	288,54
47	73,66	118,31	206,65	294,91
48	75,25	120,86	211,11	301,28
49	76,85	123,41	215,57	307,64
50	78,94	125,95	220,02	314,01
51	80,03	128,50	224,48	320,38
52	81,62	131,05	228,94	326,74
53	83,21	133,59	233,39	333,11
54	84,80	136,14	237,85	339,47
55	86,40	138,68	242,30	345,84
56	87,99	141,23	246,76	352,21
57	89,58	143,78	251,22	358,57

Dientes	Diámetro exterior en milímetros			
	5M Paso 5mm	8M Paso 8mm	14M Paso 14m	20M Paso 20m
58	91,17	146,32	255,67	364,94
59	92,76	148,87	260,13	371,30
60	94,35	151,42	264,59	377,67
61	95,94	153,96	269,04	384,04
62	97,54	156,51	273,50	390,40
63	99,13	159,06	277,95	396,77
64	100,72	161,60	282,41	403,14
65	102,31	164,15	286,87	409,50
66	103,90	166,70	291,32	415,87
67	105,49	169,24	295,78	422,23
68	107,09	171,79	300,24	428,60
69	108,68	174,34	304,69	434,97
70	110,27	176,88	309,15	441,33
71	111,86	179,43	313,61	447,70
72	113,45	181,97	318,06	454,07
73	115,04	184,52	322,52	460,43
74	116,63	187,07	326,97	466,80
75	118,23	189,61	331,43	473,16
76	119,82	192,16	335,89	479,53
77	121,41	194,71	340,34	485,90
78	123,00	197,25	344,80	492,26
79	124,59	199,81	349,26	498,63
80	126,18	202,35	353,71	504,99
81	127,78	204,89	358,17	511,36
82	129,37	207,44	362,63	517,73
83	130,96	209,99	367,08	524,09
84	132,55	212,53	371,54	530,46
85	134,14	215,08	375,99	536,83
86	135,73	217,63	380,45	543,19
87	137,32	220,17	384,91	549,56
88	138,92	222,72	389,36	555,92
89	140,51	225,27	393,82	562,29
90	142,10	227,81	398,28	568,66
91	143,69	230,36	402,73	575,02
92	145,28	232,90	407,19	581,39
93	146,87	235,45	411,64	587,76
94	148,47	238,00	416,10	594,12
95	150,06	240,54	420,56	600,49
96	151,65	243,09	425,01	606,85
97	153,24	245,64	429,47	613,22
98	154,83	248,18	433,93	619,59
99	156,42	250,73	438,38	625,95
100	158,01	253,28	442,84	632,32

**NOTA:** Las poleas cuyos diámetros se encuentran en azul, pueden ser utilizadas, si una reducción de la vida útil de la correa es permitida.

### POLEAS CON PESTAÑAS

Debido a que las correas dentadas tienen una presión inherente suave lateral, es necesario utilizar al menos una polea con pestañas para evitar que la correa se descarrile. Generalmente, para economizar, la polea más pequeña de la transmisión tiene las pestañas. Sin embargo, cuando la distancia entre centros de las poleas es mayor a 8 veces el diámetro de la polea menor, o cuando los ejes no son horizontales, o la transmisión tiene más de 2 poleas, ambas deben tener pestañas.

## Procedimiento de Selección

### 1. Reuna la siguiente información:

- \* HP y tipo de unidad motriz
- \* RPM de la unidad motriz
- \* RPM de la máquina a impulsar
- \* Diámetros de los ejes y dimensión de los cuñeros
- \* Distancia entre centros de los ejes
- \* Tipo de equipo a impulsar

### 2. Determine la Potencia del Diseño en HP:

Remítase a la tabla 3 "Factores de Servicio Básicos" y según el tipo de aplicación encuentre el factor. Multiplique los HP de la unidad motriz por el factor, determinado así la potencia de Diseño.

### 3. Elija el paso de la Correa:

Localice en la tabla 4. Las RPM de la polea más pequeña (columna horizontal abajo) y los HP de la potencia de Diseño del punto anterior (primera columna vertical izquierda). Al cruzar estas dos líneas encontrará el paso ó (letra) de la correa recomendada. Si el cruce de las líneas da muy cerca al límite entre dos pasos, considere ambas opciones.

### 4. Establezca la relación de velocidad:

La "Relación de Velocidad" se obtiene dividiendo las RPM mayores entre las RPM menores.

### 5. Encontrando una transmisión estándar:

Localice las tablas de selección de transmisiones estandar (pag 51 a 76) correspondientes al paso (o letra) de la correa seleccionada en el punto 3. Luego, ubique, la relación de velocidad (punto 4) en la primera columna a la izquierda. Para la mayoría de las relaciones de velocidad encontrará más de una combinación de poleas. Siguiendo por el mismo renglón están las distancias entre centros de los ejes (milímetros y pulgadas) que se obtienen con cada una de las correas estandar (arriba).

### 6. Ancho de la Correa:

En las páginas 77 a 84 encontrará las tablas de capacidad de transmisión con correas de diferentes anchos estandar. Según el número de dientes y las RPM de la polea menor, escoja el ancho de la correa que transmita los HP de diseño requeridos (punto 2).

### Ejemplo:

- \* Motor eléctrico de 30 HP
- \* 1.160 RPM
- \* 580 RPM
- \* Motor 2-3/8", Bomba 3"
- \* 760 mm, puede ajustarse aprox. a + ó - 25mm
- \* Bomba de piñones

### Ejemplo:

Polea motriz .....	<b>30 HP</b>
Factor de servicio para Bombas centrifugas....	<b>X 1,7</b>
Potencia de Diseño.....	<b>51 HP</b>

### Ejemplo:

Correa 14M resultante de cruzar en las tablas los 51 HP con los 1.160 RPM.

### Ejemplo:

$$\frac{\text{RPM Motriz}}{\text{RPM Impulsada}} = \frac{1.160}{580} = 2$$

### Ejemplo:

Tabla pág. 67, relación 2

Polea motriz.....	<b>28-14M</b>
Polea impulsada ....	<b>56-14M</b>
Longitud de correa estandar .....	<b>2100-14M</b>
Distancia entre centros.....	<b>753,4</b>

### En Resumen:

Tabla inferior pág. 81

Polea motriz .....	<b>Ref: 28-14M-115</b>
Polea Impulsada .....	<b>Ref: 56-14M-115</b>
Correa .....	<b>Ref: 2100-14M-115</b>

Se eligió una correa de 115 mm de ancho pues con la polea de 28 dientes transmite 57,7 hp a 1160 rpm

# Factores de Servicio Básicos para Máquinas

Tabla 3

TIPO		FACTOR
Agitadores, batidores (Pala o propulsor)	Líquido	1.6
	Semilíquido	1.7
Maquinaria de panadería	Batidoras de masa	1.6
Maquinaria para ladrillos y barro	Taladros, batidoras y granuladores amasaderas	1.7 2.0
		1.9
Centrifugadoras		1.9
Compresores	Recíprocos centrífugos	2.2 1.7
Transportadores	Banda, carga ligera;	1.5
	banda para horno; mineral, carbón, apron cangilón, espiral, helicoidal	1.7 1.8
		1.8
Ventiladores, Sopladores	Centrífugos, propulsor, ventiladores para minas, sopladores positivos	1.8 2.0
		1.8
Generadores y excitadores		1.8
Molinos para de martillos		1.9
Grúas, elevadores		1.8
Maquinaria para lavanderías	General	1.6
	Extractores, lavadoras	1.8
Eje de línea		1.7
Máquinas herramientas	Taladros, tornos	1.6
	máquinas de tornillo, esme- ril fresadoras, cepillos, troque- les	1.7 1.7
		1.7
Molinos	Bola, varilla, granulo, etc.	2.2
Maquinaria para papel	Agitadores, calandrias, secadoras, desfibradoras, bombas nash	1.6 1.9
		1.6
Maquinaria para imprentas	Imprentas, periódicos, rotativas, planas, revista; máquinas de linotipo, cortadoras, plegadoras	1.6
Bombas	Centrífugas, engranes rotarias, tubular, reciprocas	1.7 2.2
		1.8
Maquinarias para plantas de hule		1.8
Maquinarias para aserraderos		1.8
Cribas	Vibradoras, (agitadoras)	1.7
	tambor, cóni- co	1.5
Maquinaria textil	Telares, hilanderías, carretes, urdimbre	1.8 1.7
		1.7
Maquinaria para trabajos en madera	Tornos, sierras sinfin, sierras circulares, cepillos	1.4 1.6
		1.6

## IMPORTANTE:

Es preferible elegir siempre una transmisión de mayor capacidad a la calculada que una ligeramente inferior. Recuerde que las transmisiones NO deben emplearse como "fusible", pues para ello existen dispositivos mecánicos y eléctricos específicos.

## FACTORES DE SERVICIO ADICIONALES

CONDICIONES DE OPERACIÓN	
Por cada rueda loca	Suma 0.2
Por 10 a 16 horas de servicio	Suma 0.2
Por 16 a 24 horas de servicio	Suma 0.3

SÓLO CORREAS DE 14 mm y 20 mm	
Hasta 200 RPM	Suma 0.3
201 a 400 RPM	Suma 0.2
401 a 600 RPM	Suma 0.1

## TRANSMISIONES DE ACELERACIÓN

Para transmisiones de aceleración, añada al factor básico de servicio el factor adicional mostrado abajo.

Relación de Rango de Aceleración	Factor Adicional
1 a 1.24	ninguno
1.25 a 1.74	.10
1.75 a 2.49	.20
2.50 a 3.49	.30
3.50 o más	.40

Los factores de servicio adicionales se requieren para condiciones poco usuales tales como inversión de carga, carga pesada, freno eléctrico. Estos deben ser determinados por un especialista en transmisión

Formula para el cálculo de la longitud de correas para transmisiones especiales que no se encuentran predeterminadas en este manual.

$$L_p = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Donde:

$L_p$ : largo de la correa en pulgadas

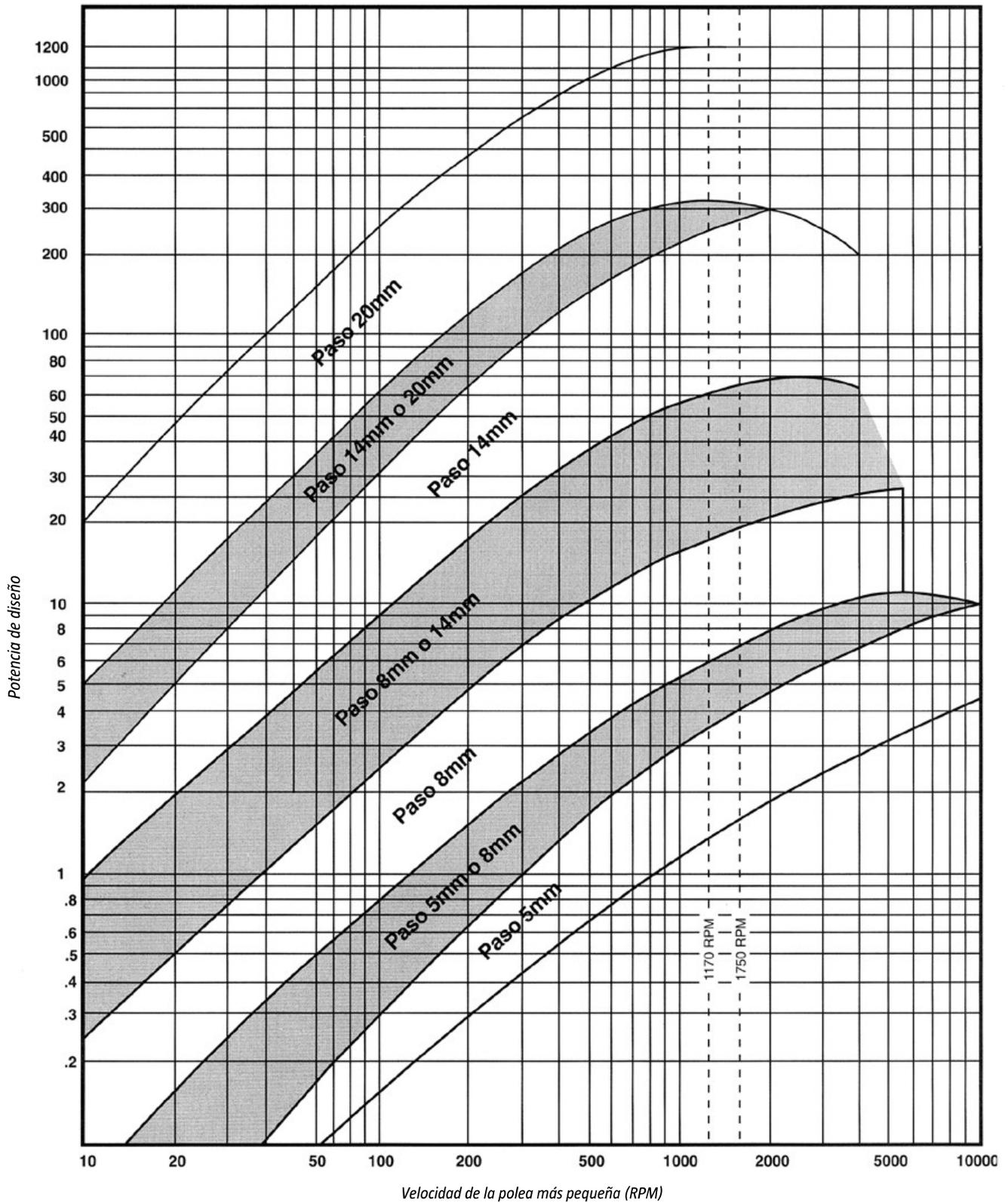
$D$ : diámetro de la polea mayor en pulgadas

$d$ : diámetro de la polea menor en pulgadas

$C$ : distancia entre centro en pulgadas

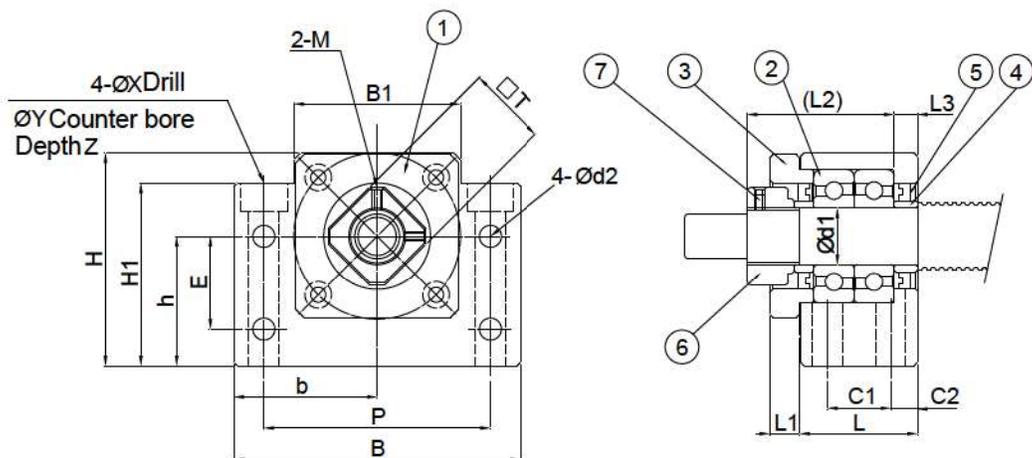
## Tabla de Selección del Paso para Transmisiones Sincrónicas

Tabla 4



# Catálogo Hiwin B03TE01-1412

### 8.1.3 BK Series



Part No.	Part name	Qty
1	Housing	1
2	Bearing	1 set
3	Holding lid	1
4	Collar	2
5	Seal	2
6	Set screw	1
7	Hexagonal socket-head setscrew with set piece	2

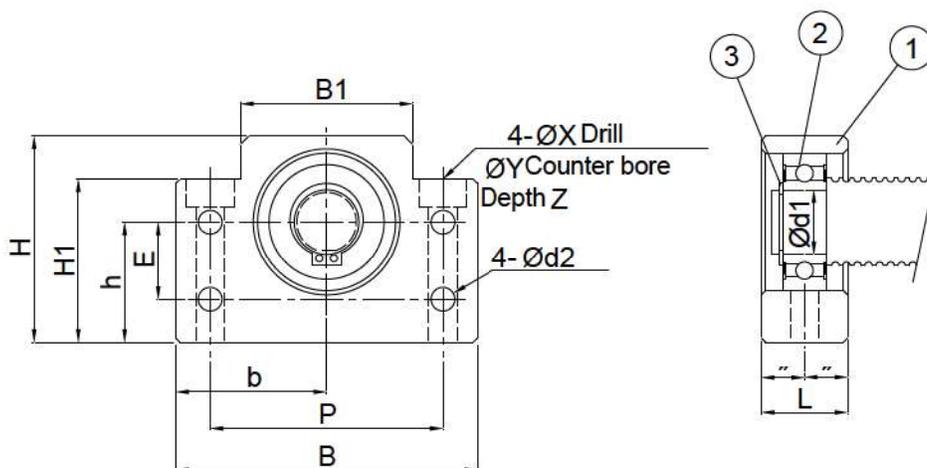


Specification	Main dimensions (mm)																			Weight (kg)		
	d1	L	L1	L2	L3	B	H	b (Note 1)	h (Note 1)	B1	H1	E	P	C1	C2	d2	X	Y	Z		M	T
BK10	10	25	5	29.5	5	60	39	30	22	34	32.5	15	46	13	6	5.5	6.6	10.8	5	M3	16	0.4
BK12	12	25	5	29.5	5	60	43	30	25	34	32.5	18	46	13	6	5.5	6.6	10.8	1.5	M4	19	0.45
BK15	15	27	6	32	6	70	48	35	28	40	38	18	54	15	6	5.5	6.6	11	6.5	M4	22	0.6
BK17	17	35	9	44	7	86	64	43	39	50	55	28	68	19	8	6.6	9	14	8.5	M4	24	1.3
BK20	20	35	8	43	8	88	60	44	34	52	50	22	70	19	8	6.6	9	14	8.5	M4	30	1.3
BK25	25	42	12	54	9	106	80	53	48	64	70	33	85	22	10	9	11	17	11	M6	35	2.4
BK30	30	45	14	61	9	128	89	64	51	76	78	33	102	23	11	11	14	20	13	M6	40	3.4
BK35	35	50	14	67	12	140	96	70	52	88	79	35	114	26	12	11	14	20	13	M6	50	4.4
BK40	40	61	18	76	15	160	110	80	60	100	90	37	130	33	14	14	18	26	17.5	M6	50	6.8

Note: 1. Tolerance of Height (h) and tolerance of Width (b) refer to the precision of standard bearing.

2. Specification are subject to change without notice.

### 8.1.4 BF Series



Part No.	Part name	Qty
1	Housing	1
2	Bearing	1
3	Snap ring	1



Specification	Main dimensions (mm)																Weight (kg)
	d1	L	B	H	b (Note 1)	h (Note 1)	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z	Bearing	Snap ring	
BF10	8	20	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5	608ZZ	S08	0.3
BF12	10	20	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5	6000ZZ	S10	0.35
BF15	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5	6002ZZ	S15	0.4
BF17	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5	6203ZZ	S17	0.75
BF20	20	26	88	60	44	34	52	50	22	70	6.6	9	14	8.5	6004ZZ	S20	0.77
BF20H	20	26	88	74	44	48	52	64	-	70	-	9	14	8.5	6004ZZ	S20	1.02
BF25	25	30	106	80	53	48	64	70	33	85	9	11	17	11	6205ZZ	S25	1.45
BF30	30	32	128	89	64	51	76	78	33	102	11	14	20	13	6206ZZ	S30	1.95
BF35	35	32	140	96	70	52	88	79	35	114	11	14	20	13	6207ZZ	S35	2.25
BF40	40	37	160	110	80	60	100	90	37	130	14	18	26	17.5	6208ZZ	S40	3.3

Note: 1. Tolerance of Height (h) and tolerance of Width (b) refer to the precision of standard bearing.

2. Specification are subject to change without notice.

# Catálogo Ducasse

## CORREDERA TELESCOPICA

CODIGO	PRODUCTO	MINIMO DESPACHO
21-001	Telescópica 250mm zinc negra full extension	15 set
21-002	Telescópica 300mm zinc negra full extension	15 set
21-003	Telescópica 350mm zinc negra full extension	15 set
21-004	Telescópica 400mm zinc negra full extension	15 set
21-005	Telescópica 450mm zinc negra full extension	15 set
21-006	Telescópica 500mm zinc negra full extension	15 set
21-007	Telescópica 550mm zinc negra full extension	15 set
21-008	Telescópica 600mm zinc negra full extension	15 set
21-009	Telescópica 650mm zinc negra full extension	15 set
21-010	Telescópica 700mm zinc negra full extension	15 set
21-012	Telescópica 300mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-013	Telescópica 350mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-014	Telescópica 400mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-015	Telescópica 450mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-016	Telescópica 500mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-017	Telescópica 550mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-018	Telescópica 600mm Ducasse negra ext. total	12 set
21-021	Telescópica 250mm zinc plateado full extension	15 set
21-022	Telescópica 300mm zinc plateado full extension	12 set
21-023	Telescópica 350mm zinc plateado full extension	12 set
21-024	Telescópica 400mm zinc plateado full extension	12 set
21-025	Telescópica 450mm zinc plateado full extension	12 set
21-026	Telescópica 500mm zinc plateado full extension	12 set
21-027	Telescópica 550mm zinc plateado full extension	12 set
21-028	Telescópica 600mm zinc plateado full extension	12 set
21-029	Telescópica 650mm zinc plateado full extension	15 set
21-030	Telescópica 700mm zinc plateado full extension	15 set



Permite la extracción total del cajón

- ✓ desmontable con sistema clip
- ✓ color: zincado negro y plateado
- ✓ sistema 32
- ✓ tope de anclaje que permite un cierre hermético del cajón
- ✓ para cajones de madera
- ✓ montaje sobre el lateral



por cajón



### COMPONENTES

2 correderas telescópicas

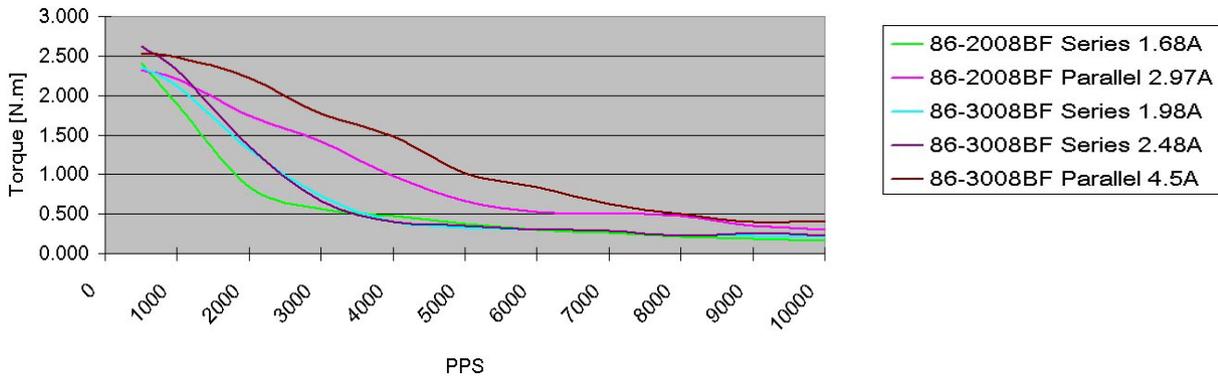
## Ficha Técnica Motor FL60STH86

# FL60STH86

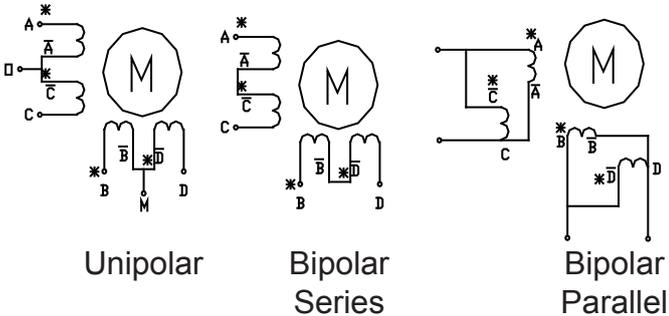
## High Torque Size 23 - 1.8 degree Hybrid Stepper motor

Part No.	Connection Type	Phase	Degree	Voltage V	Current A	Resistance Ohm	Inductance mH	Holding Torque Nm	Rotor Inertia g.cm2	Weight KG
FL60STH86-2008BF	Unipolar	4	1.8	6	2	3	6.8	2.15	840	1.4
	Bipolar (S)	2		8.4	1.4	6	27.2	3		
	Bipolar (P)	2		4.17	2.8	1.5	6.8	3		
FL60STH86-3008BF	Unipolar	4		3.9	3	1.3	3.2	2.15		
	Bipolar (S)	2		5.46	2.1	2.6	12.8	3		
	Bipolar (P)	2		2.73	4.2	0.65	3.2	3		

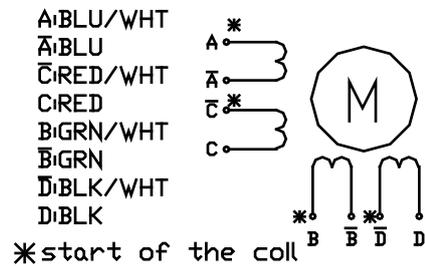
### Torque Curves:



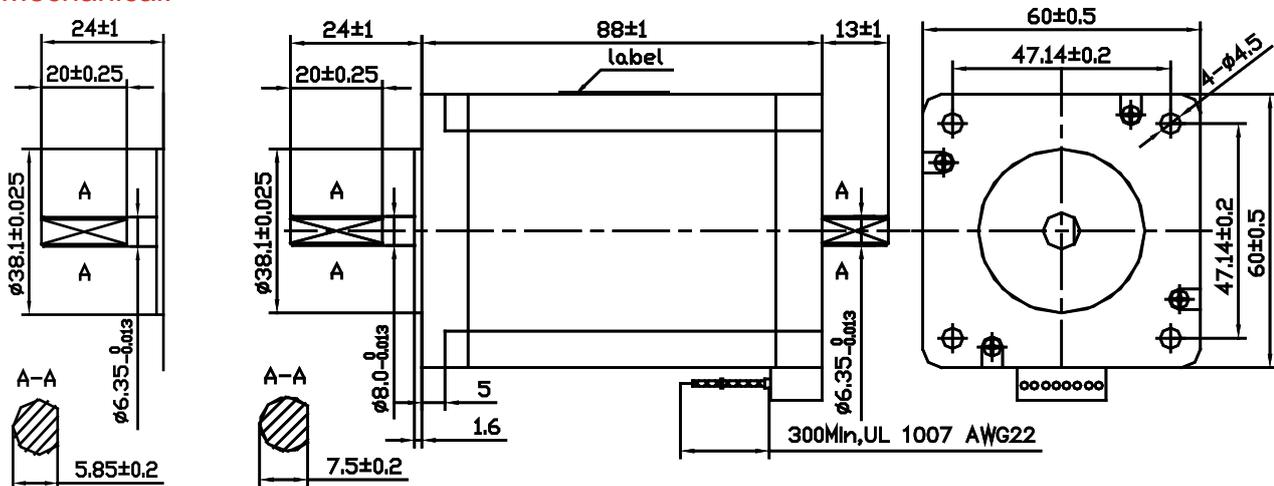
### Wiring configurations:



### Colour Codes:



### Mechanical:



FL60STH86-2008BF Shaft

### Motion Control Products Ltd

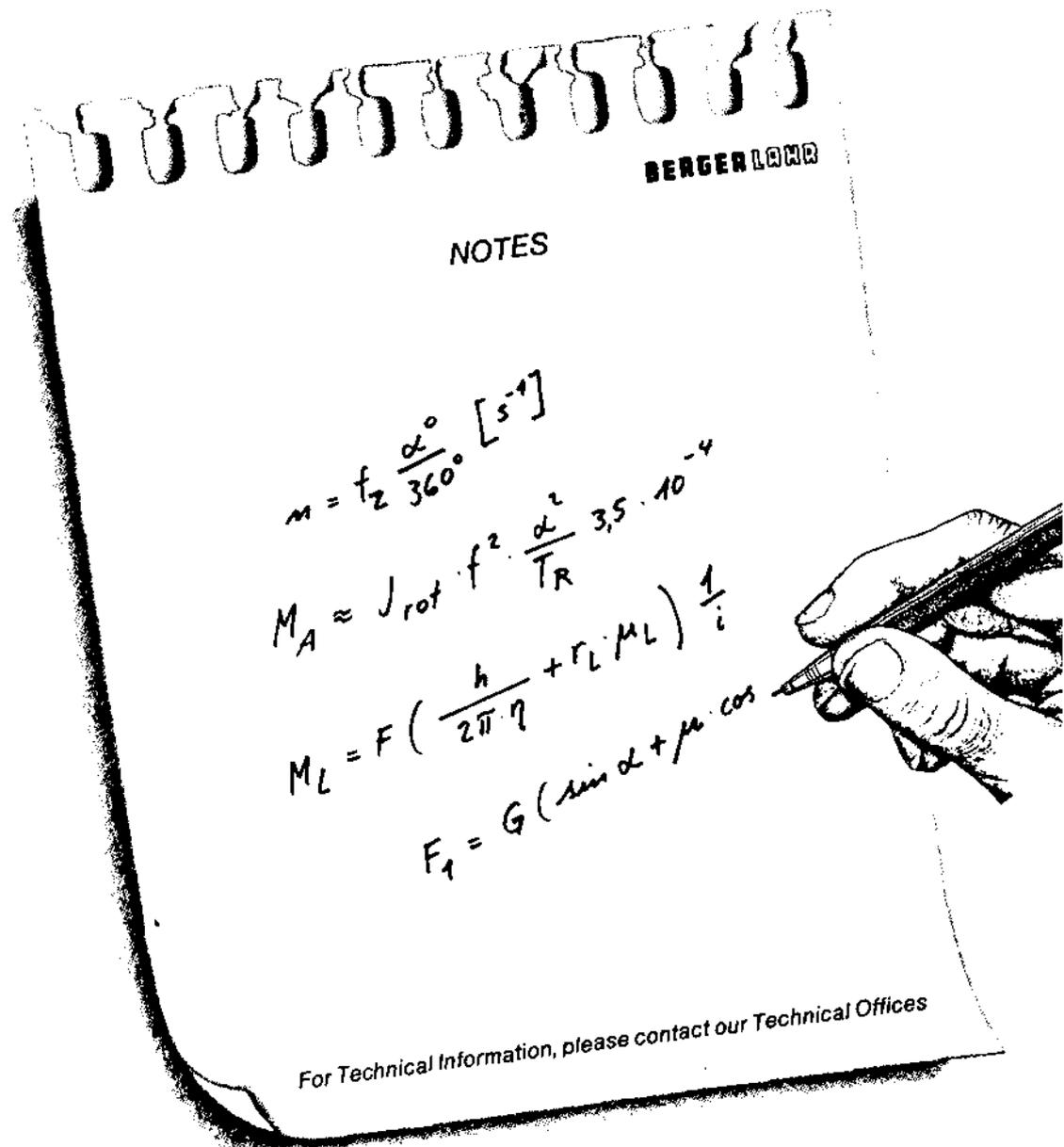
11-15 Francis Avenue - Bournemouth - Dorset - BH11 8NX - United Kingdom

Phone: +44 (0)1202 599922 - Fax: +44 (0)1202 599955

Web: <http://www.motioncontrolproducts.com> - Email: [enquiries@motioncontrolproducts.com](mailto:enquiries@motioncontrolproducts.com)

Formulas + Calculations for Optimum  
Selection of a Stepmotor

# Formulas + Calculations for Optimum Selection of a Stepmotor

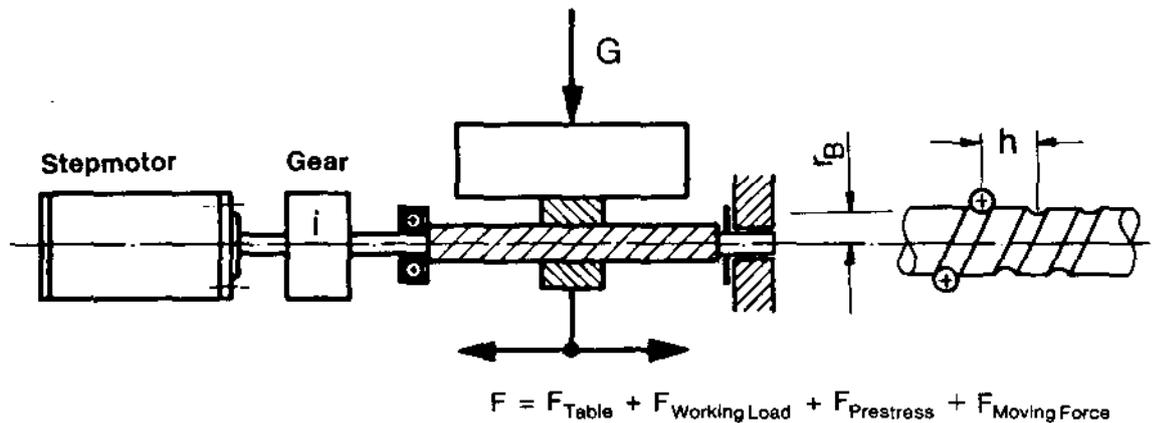


# 1. General Formulas

*Vismère*

## 1.1 Spindle Drive

### 1.1.1 Determination of Load Torque $M_{Load}$



The required drive torque of a spindle drive is determined by the sum of the load torques and the required acceleration torque.

(1) 
$$M_{Motor} = M_{Load} + M_{Accel} \quad [Ncm]$$

(2) 
$$M_{Load} = F \left( \frac{h}{2\pi \cdot \eta} + r_B \cdot \mu_B \right) \frac{1}{i} \quad [Ncm]$$

$F$  = Total force on nut [N]

$h$  = Spindle pitch [cm]

$r_B$  = Spindle bearing mean radius [cm]

$\mu_B$  = Spindle bearing friction coefficient

$i$  = Gear ratio =  $n_{Motor} / n_{Spindle}$

$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \rho)}$  = Efficiency coefficient of converting M into an axial force

### 1.1.2 Experience Values

$\eta = 0.9$  for ball bearing spindles (see figure)

$\eta = 0.3$  for steel spindles with bronze nut

$r_B \cdot \mu_B = 0.015$  cm for roller bearing

$r_B \cdot \mu_B = 0.15$  cm for steel/bronze friction bearings

**$F_{Prestress}$**

At 10% Prestress and  $h = 5$  mm: approx. 11 to 15 N

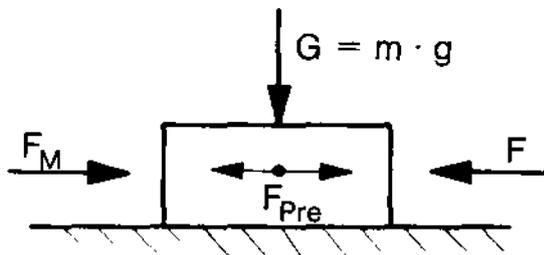
At 20% Prestress and  $h = 5$  mm: approx. 22 to 30 N

At 10% Prestress and  $h = 10$  mm: approx. 40 to 60 N

At 20% Prestress and  $h = 10$  mm: approx. 80 to 120 N

### 1.1.3 Determination of Total Load F on Spindle Nut

#### a) Vertically Acting Forces



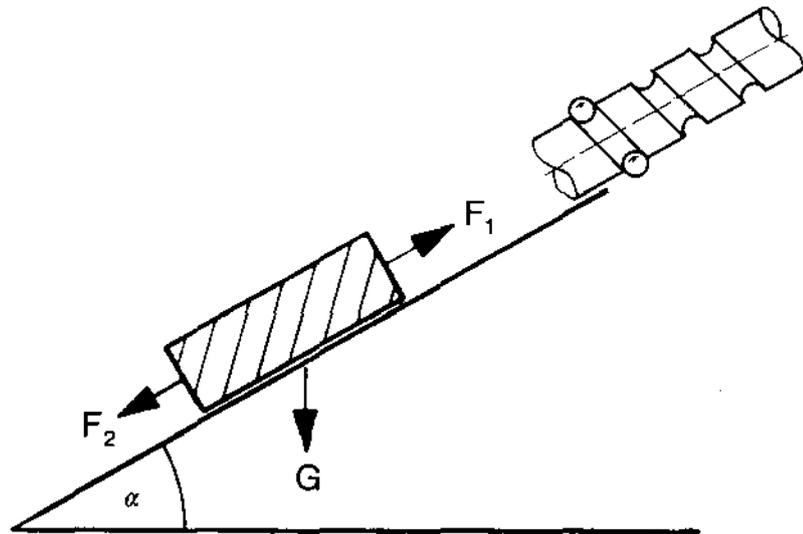
(3)

$$F = \mu \cdot G + F_M + F_{Pre} \quad [N]$$

- G = Weight of carriage and structure [kg]
- $F_M$  = Moving Force [N]
- $F_{Pre}$  = Prestress when using springloaded counter nut
- $\mu$  = Friction coefficient
- $G \approx 10 \cdot m$  [N]
- m = Mass [kg]

Values for $\mu$	Dry	Lubricated
Steel on steel	0,18	0,12
Steel on cast iron	0,19	0,10
Steel on bronze	0,11	0,10
Axial Guide		
Rolling friction, Rollers	-	0,005

b) „Non-vertical” Spindle



(4)  $F = F_{Pre} + F_M + F_{1,2}$  [N]

(4a)  $F_1 = G (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$  if moving up [N]

(4b)  $F_2 = G (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha)$  if moving down [N]

For upward motion

(4c)  $F = F_{Pre} + F_M + G (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$  [N]

### 1.1.4 Determination of Moments of Inertia

The total moment of inertia  $J_{tot}$  is the sum of the moments of inertia of all masses in rotatory and translatory motion.

$$(5) \quad J_{ext} = J_{rot} + J_{trans} \quad [\text{kgcm}^2]$$

$J_{ext}$  = Total external J referenced to motor shaft

$J_{rot}$  = Rotatory moment of inertia (full cylinder)

$J_{trans.}$  = Translatory moment of inertia

$$(5a) \quad J_{tot} = J_{ext} + J_{Mot.} \quad [\text{kgcm}^2]$$

#### a) Rotatory Moment of Inertia $J_{rot}$ – Full Cylinder

$$(6) \quad J_{rot} = \frac{1}{2} \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma \quad [\text{kgcm}^2]$$

$r$  = Radius of spindle cm

$L$  = Length cm

$\gamma$  = Specific weight  $\text{kg/cm}^3$

Steel  $\gamma = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$

Aluminum  $\gamma = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$

Brass  $\gamma = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$

For Steel

$$(7) \quad J_{rot} = 7,72 \cdot 10^{-4} \cdot d^4 \cdot L \quad [\text{kgcm}^2]$$

For Aluminum

$$(7a) \quad J_{rot} = 2,7 \cdot 10^{-4} \cdot d^4 \cdot L \quad [\text{kgcm}^2]$$

#### b) Translatory Moment of Inertia $J_{trans}$

$$(8) \quad J_{trans} = m \left( \frac{h}{2\pi} \right)^2 \quad [\text{kgcm}^2]$$

$m$  = Moved mass in kg

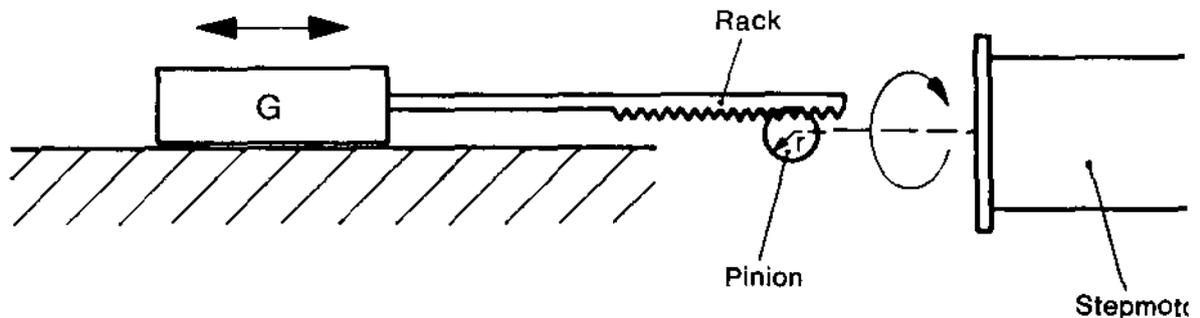
$h$  = Spindle pitch in cm

If a reduction gear is used, the external moment of inertia  $J_{ext}$  is reduced by the square of the gear ratio.

$$(9) \quad J_{ext} = (J_{rot} + J_{trans}) \frac{1}{i^2} \quad [\text{kgcm}^2]$$

## 1.2 Rack and Pinion Drive

Horizontally moved mass driven by rack and pinion.



### 1.2.1 Total Torques

The motor must provide the following total torques:

- Acceleration of weight G, including rack
- Acceleration of pinion
- Acceleration of rotor
- Overcoming the friction

#### 1.2.1.1 Moments of Inertia

The following formula is used to calculate the rotatory moment of inertia equivalent to the weight

$$(19) \quad J_{eq} = G \cdot r^2 \quad [\text{kgcm}^2]$$

G = Weight in kg

r = Radius in cm

$$(6) \quad J_{rot} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma \quad [\text{kgcm}^2] \quad J_{rot} = J_{Pin}$$

$$(20) \quad J_{tot} = J_{eq} + J_{Pin} + J_{rot} \quad [\text{kgcm}^2]$$

#### 1.2.1.2 Acceleration and Load Torques

$$(18) \quad M_A = J_{tot} \cdot \frac{f \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha}{t_A \cdot 360^\circ \cdot 10^2} \quad [\text{Ncm}]$$

$$(21) \quad M_{tot} = M_A + M_L \quad [\text{Ncm}]$$

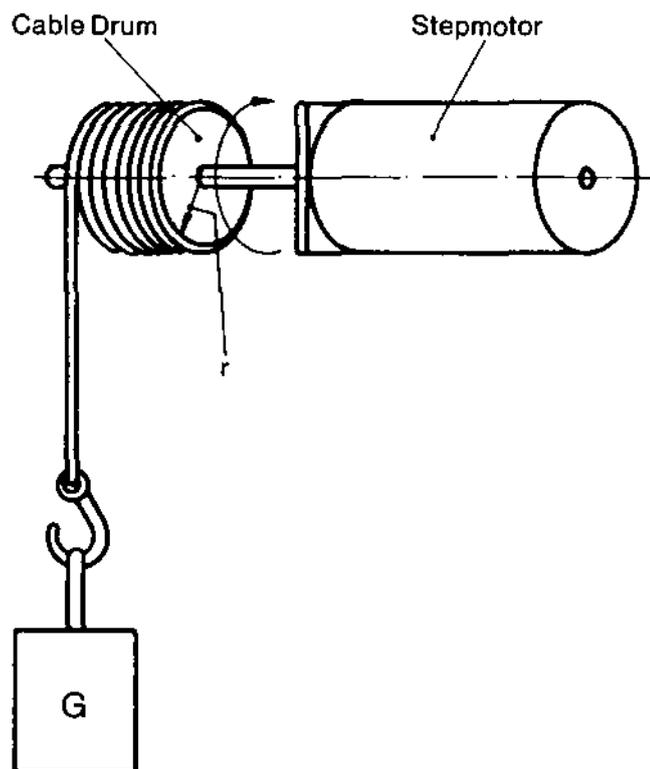
$$(22) \quad M_L \approx G \cdot \mu \cdot r \quad [\text{Ncm}]$$

### 1.3 Drum Drive

#### Lifting a Weight by Cable and Drum

##### 1.3.1 Total Torques

- a) Acceleration of the weight
- b) Acceleration of the drum
- c) Lifting of the Weight G



##### 1.3.1.1 Moments of Inertia

$J_{eq}$  = Equivalent moment of inertia

The same formulas as used for the rack and pinion drive apply.

$$(19) \quad J_{eq} = G \cdot r^2 \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$(6) \quad J_{Drum} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma \quad [\text{kgcm}^2]$$

##### 1.3.1.2 Acceleration and Load Torques

$$(18) \quad M_A = J_{tot} \cdot \frac{f \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha}{t_A \cdot 360^\circ \cdot 10^2} \quad [\text{Ncm}]$$

$M_A$  = Torque required for accelerating the system

$$(23) \quad M_L = G \cdot r \quad [\text{Ncm}]$$

$M_L$  = Torque required for lifting the weight

$$(21) \quad M_{tot} = M_A + M_L \quad [\text{Ncm}]$$

$M_{tot}$  = Total torque required for lifting the weight

## 1.4 Additional Formulas

### 1.4.1 Start-Stop Operation

$$(10) \quad M_A \approx J_{\text{tot}} \cdot f^2 \cdot \frac{\alpha^2}{T_R} \cdot 3,5 \cdot 10^{-4} \quad [\text{Ncm}]$$

$$(10a) \quad f_{\text{Start}} \approx 199 \cdot \sqrt{\frac{M_A}{J_{\text{tot}}}} \quad \left[ \frac{1}{\text{s}} \right]$$

$J_{\text{tot}}$  = Total Moment of Inertia [kgcm<sup>2</sup>]  
consisting of  $J_{\text{ext}} + J_{\text{Motor}}$

$f$  = Step frequency [Hz]

$\alpha$  = Step angle [Degrees]

$T_R$  = Division angle of rotor teeth  
(for 5-phase motors: 7.2°)

$M_A$  =  $M_{\text{Mot}} - M_L$  [Ncm]

$M_{\text{Mot}}$  = M at actual step frequency used

### 1.4.2 Calculation of Time for a Linear Acceleration ( $t_A$ )

$$(11) \quad t_A = J_{\text{tot}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha \cdot f}{360^\circ \cdot M_A \cdot 10^2} \quad [\text{s}]$$

$J_{\text{tot}}$  = Total moment of inertia consisting of  $J_{\text{ext}} + J_{\text{Mot}}$  [kgcm<sup>2</sup>]

$\alpha$  = Step angle [Degrees]

$f$  = Desired operating frequency [Hz]

$M_A$  = Acceleration torque [Ncm]

$$(11a) \quad M_A = M_{\text{Mot}} (\text{at } f) - M_L \quad [\text{Ncm}]$$

### 1.4.3 Torques

$$(2) \quad M_L = F \left( \frac{h}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + r_B + \mu_B \right) \frac{1}{i} \quad [\text{Ncm}] \quad \text{Spindle drive}$$

$$(22) \quad M_L \sim G \cdot \mu \cdot r \quad [\text{Ncm}] \quad \text{Rack and pinion drive}$$

$$(23) \quad M_L = G \cdot r \quad [\text{Ncm}] \quad \text{Drum drive}$$

$M_L$  = Load torque

#### 1.4.4 Advance, Speed and Power

Distance Increment

$$(12) \quad \Delta s = \frac{h}{Z \cdot i} \quad [\text{cm}]$$

$h$  = Spindle pitch in cm

$Z$  = Number of steps per revolution

$i$  = Gear ratio

Advance Speed

$$(13) \quad v = \Delta s \cdot f = \frac{h}{Z \cdot i} f \quad [\text{cm/s}] \quad \left( \begin{array}{l} \text{for spindle drives} \\ v = \text{rate of feed} \end{array} \right)$$

$f$  = Step frequency [ $\text{s}^{-1}$ ]

$$(13a) \quad f = \frac{v \cdot Z \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad [\text{s}^{-1}] \quad \left( \begin{array}{l} \text{for rotatory drives} \\ v = \text{peripheral speed} \end{array} \right)$$

Advance in a defined time  $t$

$$(14) \quad s = \Delta s \cdot f \cdot t \quad [\text{cm}]$$

$t$  = time in s

Motor RPM

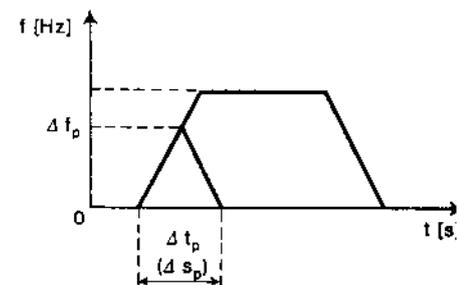
$$(15) \quad n = \frac{60 \cdot f}{Z \cdot i} \quad [\text{min}^{-1}]$$

Power for rotation

$$(16) \quad P = 0,00105 M \cdot n \quad [\text{W}]$$

$M$  in Ncm

$n$  in  $\text{min}^{-1}$



Positioning time for short distances

$$(24) \quad \Delta t_p = \frac{t_A \cdot \Delta s_p}{s_A} \quad [\text{s}]$$

Positioning frequency for short distances

$$(25) \quad \Delta f_p = \frac{f \cdot \Delta t_p}{t_A} \quad [\text{s}^{-1}]$$

$$(26) \quad s_{A \text{ in cm}} = s_{A \text{ in steps}} \cdot \Delta s \quad [\text{cm}]$$

$\Delta t_p$  = Positioning time [s]

$\Delta s_p$  = Positioning distance [cm]

$\Delta f_p$  = Max. positioning freq. [ $\text{s}^{-1}$ ]

$s_{A \text{ in cm}}$  = Acceleration distance [cm]

$s_A$  = Acceleration distance in ir

#### 1.4.5 Determination of the Moment of Inertia J for Arbitrary Bodies by Means of Measurement

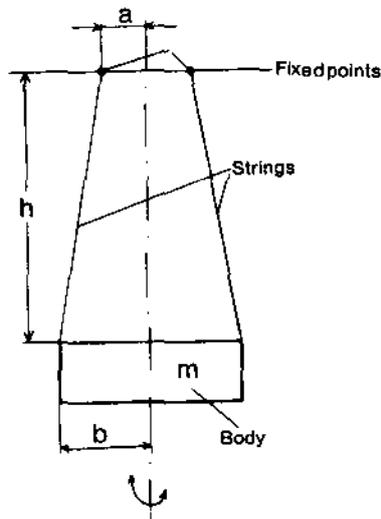
##### Procedure

The body is freely suspended by two strings attached to two fixed points. Then it is brought into rotational oscillation about the sketched center line. The moment of inertia is found using the previously determined mass  $m$  of the body and the distances  $a$ ,  $b$  and  $h$  in the following formula.

$$(17) \quad J = 25 \cdot T^2 \cdot m \cdot \frac{a \cdot b}{h} \quad [\text{gcm}^2]$$

$J$  = Moment of inertia in  $\text{gcm}^2$

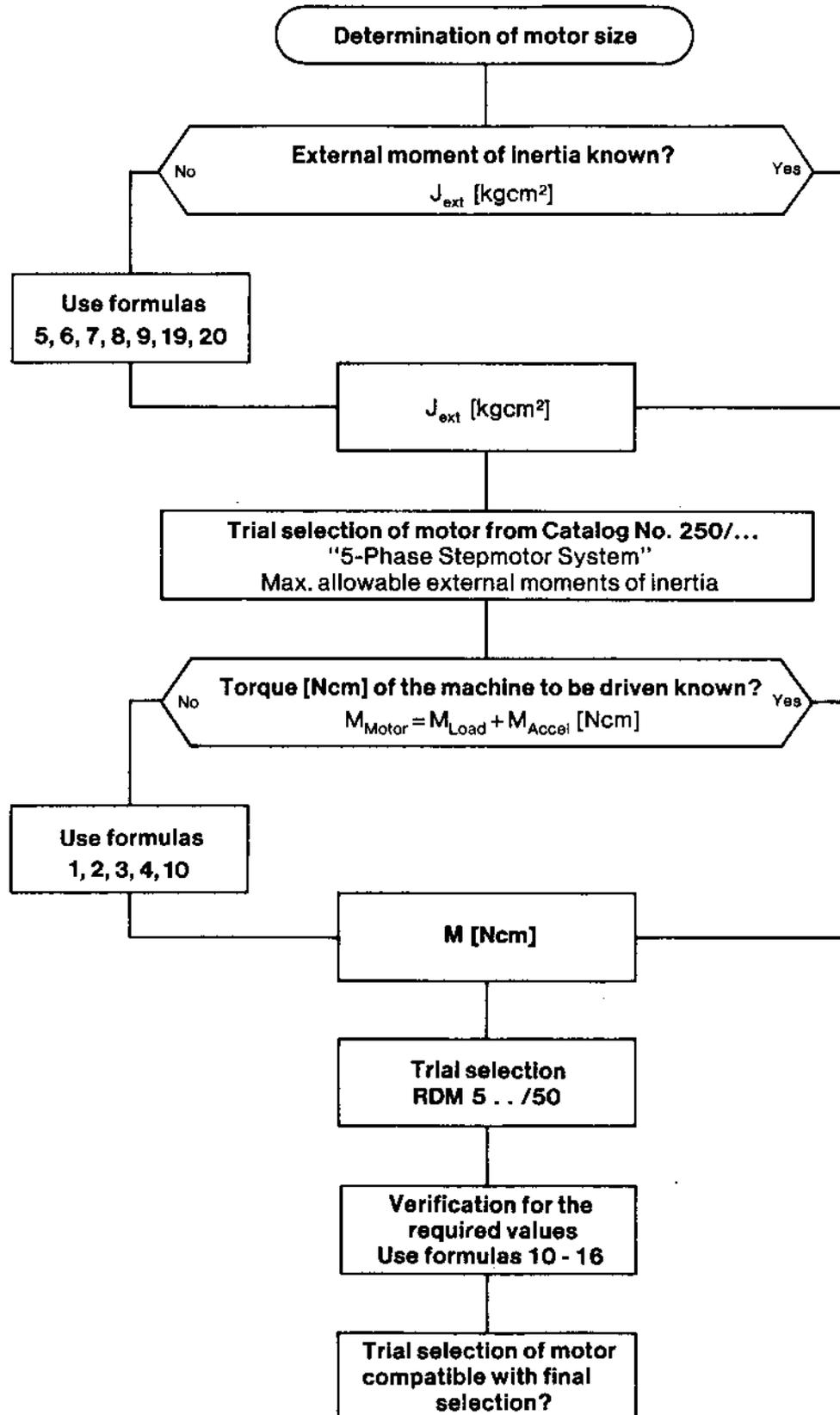
$T$  = Duration of period in sec.



$\left. \begin{matrix} a \\ b \\ h \end{matrix} \right\} = \text{Distances in cm}$

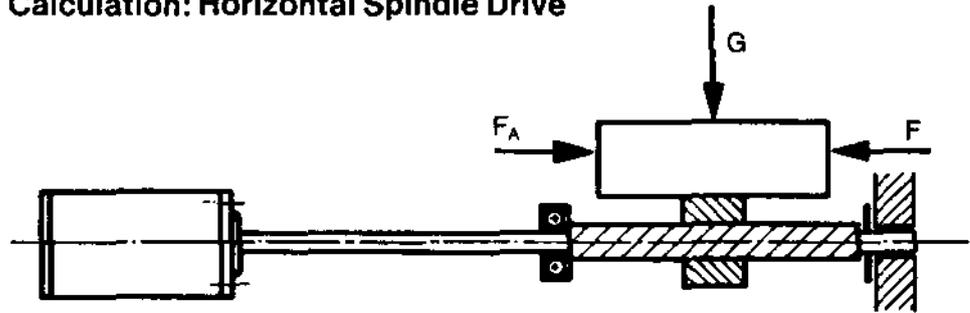
### 1.4.6 How to Find the Optimum Stepmotor

- Aids: 1. "Formulas and Calculations for Optimum Selection of a Stepmotor" (this brochure)  
2. BERGER Catalog "5-Phase Stepmotor System"



## 2. Calculation Examples

### 2.1 Calculation: Horizontal Spindle Drive



#### 2.1.1 Known and Required Values

Known Values

$$G = 1000 \text{ N}$$

$$F_A = 250 \text{ N}$$

$$\mu = 0,1$$

$$\eta = 0,9$$

Required Values

$$v_{\text{slew}} = 12 \text{ m/min} = 20 \text{ cm/s}$$

$$\text{Positioning time for } 10 \text{ mm} = 0,5 \text{ s}$$

$$\text{Resolution: } 0,01 \text{ mm}$$

$$\text{Spindle diameter} = 35 \text{ mm}$$

$$\text{Spindle length} = 800 \text{ mm}$$

$$\text{Spindle pitch } h = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Travel distance} = 700 \text{ mm}$$

Sought: the correct stepmotor

#### 2.1.2 Required Torque

$$(2) \quad M_L = F \left( \frac{h}{2 \pi \cdot \eta} + r_B \cdot \mu_B \right) \frac{1}{i} \quad [\text{Ncm}]$$

$$(3) \quad F = \mu \cdot G + F_A + F_{\text{Pre}} \quad [\text{N}]$$

$$F = 0,1 \cdot 1000 \text{ N} + 250 \text{ N} = 350 \text{ N}$$

$$M_L = 350 \text{ N} \left( \frac{0,5 \text{ cm}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} + 0,015 \text{ cm} \right) = 36 \text{ Ncm}$$

$$M_L = 36 \text{ Ncm}$$

The calculation example does not include gear ratio  $\left(\frac{1}{i}\right)$  and  $F_{\text{Pre}}$

### 2.1.3 Existing Moments of Inertia

$$(5) \quad J_{\text{ext}} = J_{\text{rot}} + J_{\text{trans}} \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$(6) \quad J_{\text{rot}} = 0,5 \cdot \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$J_{\text{rot}} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (1,75 \text{ cm})^4 \cdot 80 \text{ cm} \cdot \frac{7,85 \text{ kg}}{\text{cm}^3} \cdot 10^{-3}$$

$$\mathbf{J_{\text{rot}} = 9,25 \text{ kgcm}^2}$$

$$(8) \quad J_{\text{trans}} = m \left( \frac{h}{2 \pi} \right)^2 \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$J_{\text{trans}} = 100 \text{ kg} \left( \frac{0,5}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$\mathbf{J_{\text{trans}} = 0,63 \text{ kgcm}^2}$$

$$(5) \quad J_{\text{ext}} = J_{\text{rot}} + J_{\text{trans}}$$

$$J_{\text{ext}} = 9,25 \text{ kgcm}^2 + 0,63 \text{ kgcm}^2 = 9,88 \text{ kgcm}^2 \approx 10 \text{ kgcm}^2$$

$$\mathbf{J_{\text{ext}} = 10 \text{ kgcm}^2}$$

### 2.1.4 Required Operating Frequency

$$(13) \quad v = \frac{h}{Z \cdot i} \cdot f \quad [\text{cm/s}]$$

$$f = \frac{v \cdot Z \cdot i}{h} = \frac{20 \text{ cm/s} \cdot 500 \text{ Steps/Rev.}}{0,5 \text{ cm}} \quad [\text{s}^{-1}]$$

$$f = 20000 \text{ s}^{-1}$$

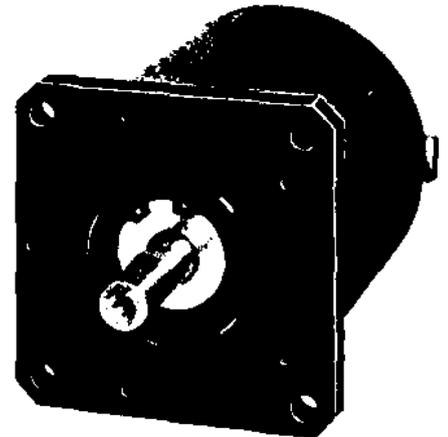
### 2.1.5 Values Determining the Motor Size

1.  $M_L = 36 \text{ Ncm}$
2.  $J_{\text{ext}} = 10 \text{ kgcm}^2$
3.  $f = 20000 \text{ Hz}$

## 2.1.6 Determination of Motor Size

### 5-Phase Stepmotor Data Overview

The motor data are contained in our Catalog No. 250/... »5-Phase Stepmotor System« in the following arrangement.



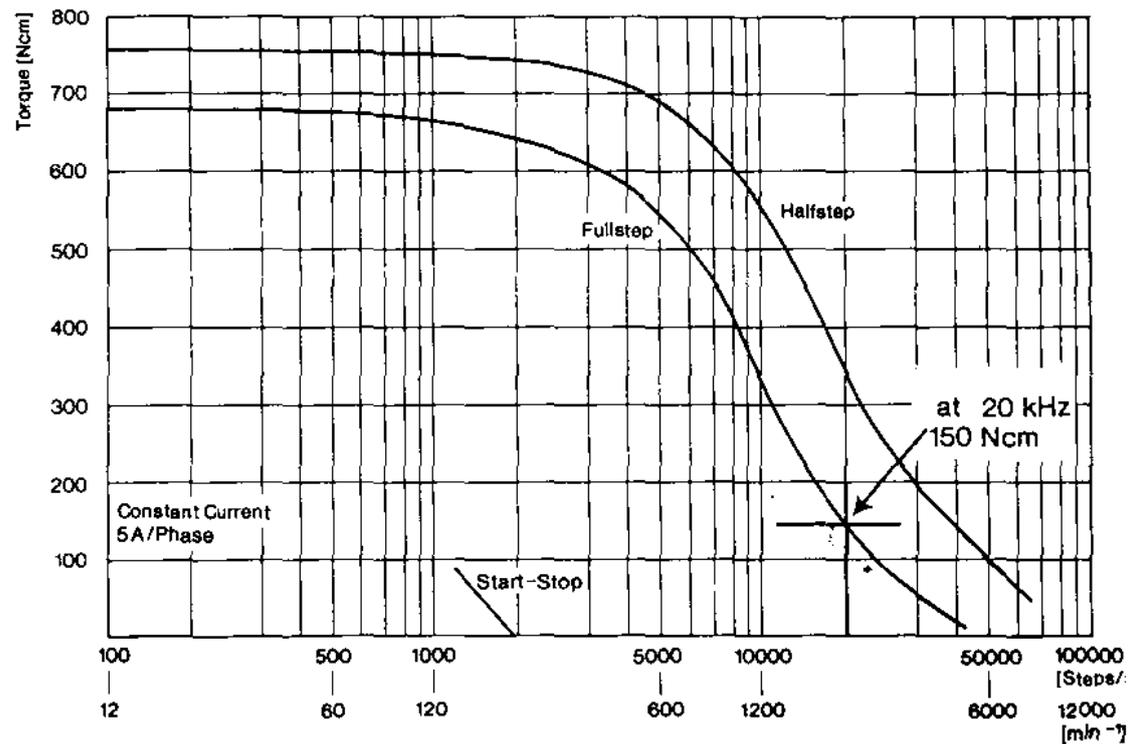
„Size 110“

MOTOR MODEL	RDM 51117/50	RDM 51122/50
Step angle [Degrees]	0,72	0,72
Maximum torque [Ncm]	700	1000
Holding Torque, excited [Ncm]	750	1100
Max. Power [W] at ..... Hz	430 15	465 5
Moment of inertia of rotor [kgcm <sup>2</sup> ]	7,5	11,5

### Motor Characteristics (Constant-Current Operation / Standard Winding)

Motor Model RDM 51117/50

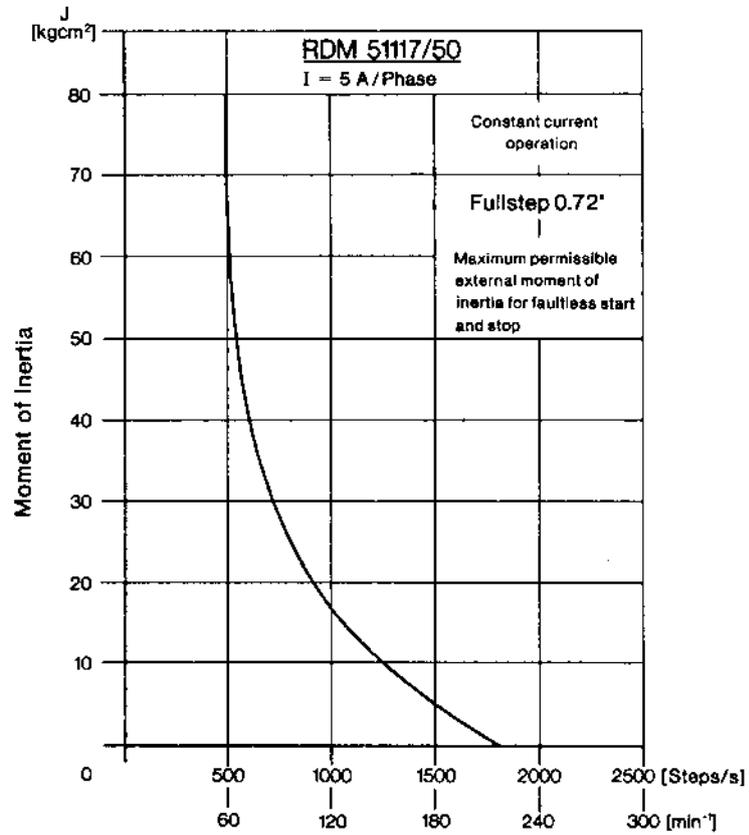
$R_w = 0,3 \Omega$   $I_w = 5 A$



\* For fullstep of 0.72°

## Maximum Permissible External Moments of Inertia

Motors of Series 511 .. /50



Motor size determined from curves: RDM 51117/50

Motor data see Catalog 250 "5-Phase Stepmotor System"

$$J_{\text{Motor}} = 7,5 \text{ kgcm}^2$$

$$M_A = M_{\text{Mot}} (\text{at } 20 \text{ kHz}) - M_L \text{ [Ncm]}$$

$$M_A = 150 \text{ Ncm} - 36 \text{ Ncm} = 114 \text{ Ncm}$$

### 2.1.7 Determination of Acceleration Time

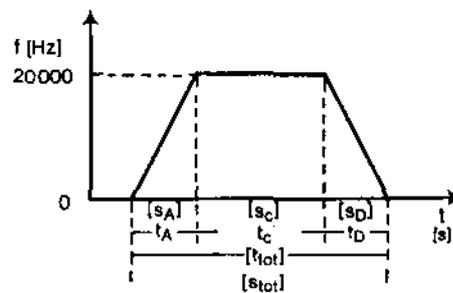
For linear acceleration and deceleration, the acceleration and deceleration times are equal.

$$(5a) \quad J_{\text{tot}} = J_{\text{Rot}} + J_{\text{trans}} + J_{\text{Mot}} = 17,5 \text{ kgcm}^2$$

$$(11) \quad t_A = J_{\text{tot}} \cdot \frac{2\pi \cdot \alpha \cdot f}{360^\circ \cdot M_A \cdot 10^2} \quad [\text{s}]$$

$$t_A = 17,5 \text{ kgcm}^2 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,72^\circ \cdot 20000 \text{ Hz}}{360^\circ \cdot 114 \text{ Ncm} \cdot 10^2}$$

$$t_A = 0,386 \text{ s} \sim 0,39 \text{ s}$$



$t_A$  = Time for acceleration  
 $t_C$  = Time for constant speed  
 $t_D$  = Time for deceleration  
 $t_{\text{tot}}$  = Total travel time

$s_A$  = Steps for acceleration  
 $s_C$  = Steps for constant speed  
 $s_D$  = Steps for deceleration

### 2.1.8 Distance Traveled in Total Travel Time

$$(27) \quad s_A = \frac{f \cdot t_A}{2} \quad [\text{Distance in steps}]$$

$$s_A = \frac{20000 \cdot 0,39 \text{ s}}{2} = 3900 \text{ Steps}$$

During acceleration phase = 3900 Steps =  $s_A$   
 During deceleration phase = 3900 Steps =  $s_D$

Sum for acceleration and deceleration = 7800 Steps

Total distance traveled  $s_{\text{tot}} = 700 \text{ mm} \triangleq 70\,000 \text{ Steps}$

### 2.1.9 Total Travel Time

$$t_{\text{tot}} = t_A + t_C + t_D \quad [\text{s}]$$

$$t_C = \frac{s_{\text{tot}} - (s_A + s_D)}{f} \quad [\text{s}]$$

$$t_C = \frac{70\,000 - (3900 + 3900)}{20\,000}$$

$$t_C = 3,11 \text{ s}$$

$$t_{\text{tot}} = t_A + t_C + t_D \quad [\text{s}]$$

$$t_{\text{tot}} = 0,39 + 3,11 + 0,39$$

$$t_{\text{tot}} = 3,89 \text{ s}$$

## 2.1.10 Verification of Required Values

### 2.1.10.1 Positioning Time $\Delta t_p$ [s]

$\Delta t_p$  required 0.5 s

$$(24) \quad \Delta t_p = \frac{t_{A[s]} \cdot \Delta s_p [cm]}{s_A [cm]} \quad [s]$$

$$\Delta s_p = 10 \text{ mm} = 1 \text{ cm}$$

$$(26) \quad s_A [cm] = s_A [\text{Steps}] \cdot \Delta s = s_A \cdot \frac{h}{Z}$$

$$s_A [cm] = 3900 \text{ Steps} \cdot \frac{0,5 \text{ cm}}{500 \text{ Steps}} = 3,9 \text{ cm}$$

$$\Delta t_p = \frac{0,39 \text{ s} \cdot 1 \text{ cm}}{3,9 \text{ cm}} = 0,1 \text{ s}$$

### 2.1.10.2 Smallest Distance Increment per Step

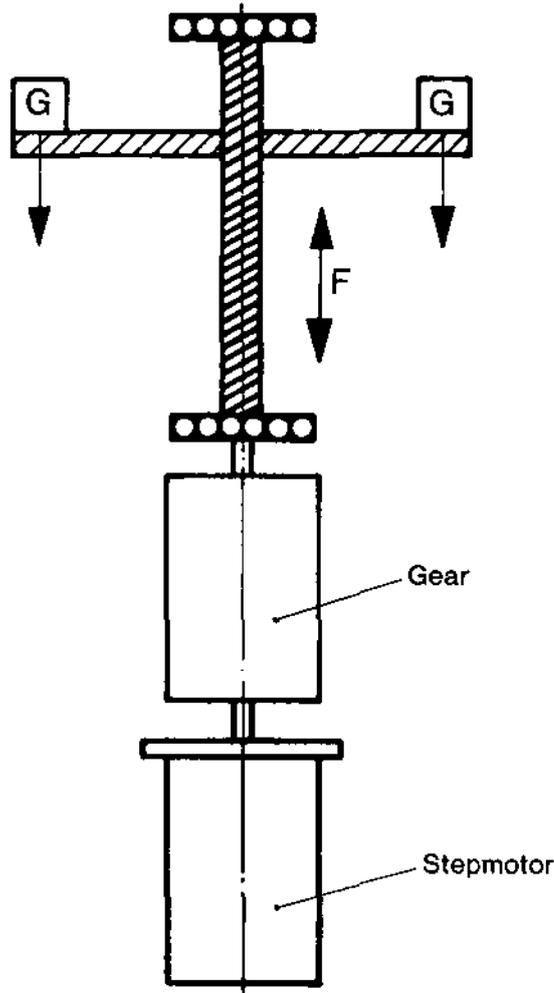
$\Delta s$  required 0.01 mm

$$(12) \quad \Delta s = \frac{h}{Z \cdot i} \quad [cm]$$

$$\Delta s = \frac{0,5}{500 \cdot 1} = 0,001 \text{ cm} = 0,01 \text{ mm}$$

## 2.2 Calculation: Vertical Spindle Drive (Lifting Force)

### 2.2.1 Known and Required Values



#### Known Values

$$G = 150 \text{ kg}$$

$$\eta = 0,9$$

$$\mu = 0,1$$

Spindle diameter	63 mm
length	10 m
pitch	10 mm
Gear ratio	$i = 20 : 1$

#### Required Values

Positioning time 10 mm in 1 s

Resolution < 0.01 mm

### 2.2.2 Required Torque

$$(2) \quad M_L = F \left( \frac{h}{2\pi \cdot \eta} + r_B \mu_B \right) \cdot \frac{1}{i} \quad [\text{Ncm}]$$

$$(4c) \quad F = G \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) \quad [\text{N}]$$

$$\text{at } \alpha = 90^\circ$$

$$\sin \alpha = 1$$

$$\cos \alpha = 0$$

$$F = 1500 \text{ N} (1 + 0,1 \cdot 0)$$

$$F = 1500 \text{ N}$$

$$M_L = 1500 \text{ N} \left( \frac{1 \text{ cm}}{2 \pi \cdot \eta} + r_B \cdot \mu_B \right) \cdot \frac{1}{i} \text{ [Ncm]}$$

$$M_L = 1500 \text{ N} (0,177 + 0,015) \frac{1}{20} = 14,4 \text{ Ncm}$$

### 2.2.3 Existing Moments of Inertia

$$(9) \quad J_{\text{ext}} = \left( J_{\text{rot}} + J_{\text{trans}} \right) \cdot \frac{1}{i^2}$$

$$(6) \quad J_{\text{rot}} = 0,5 \cdot \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma \text{ [kgcm}^2\text{]}$$

Moment of Inertia of Spindle

$$J_{\text{rot}} = 0,5 \cdot 3,14 (3,15 \text{ cm})^4 \cdot 1000 \text{ cm} \cdot 7,85 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10^{-3}$$

$$J_{\text{rot}} = 1213,42 \text{ kgcm}^2$$

$$(8) \quad J_{\text{trans}} = m \left( \frac{h}{2 \pi} \right)^2 \text{ [kgcm}^2\text{]}$$

(equivalent moment of inertia of weight G)

$$J_{\text{trans}} = 150 \text{ kg} \left( \frac{1 \text{ cm}}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 3,8 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{\text{ext}} = (J_{\text{rot}} + J_{\text{trans}}) \cdot \frac{1}{i^2} \text{ [kgcm}^2\text{]}$$

$$J_{\text{ext}} = \left( 1213,42 \text{ kgcm}^2 + 3,8 \text{ kgcm}^2 \right) \cdot \frac{1}{20^2}$$

$$J_{\text{ext}} = 3,043 \text{ kgcm}^2$$

### 2.2.4 Required Speed

In order to determine the exact motor data, the speed must be determined.

Required: 10 mm in 1 s  $\hat{=} 1 \text{ s}^{-1}$

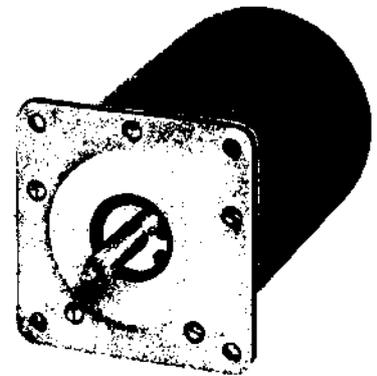
at  $i = 20 : 1 \hat{=} n_{\text{Mot}} \hat{=} 1200 \text{ min}^{-1} \hat{=} 10 \text{ kHz}$

Hence, the motor torques have to be determined for a step frequency of 10 kHz.

### 2.2.5 Values Determining the Motor Size

- 1)  $M_L = 14,4 \text{ Ncm}$
- 2)  $J_{\text{ext}} = 3,043 \text{ kgcm}^2$
- 3)  $f = 10000 \text{ Hz}$

### 2.2.6 Determination of Motor Size



"Size 90"

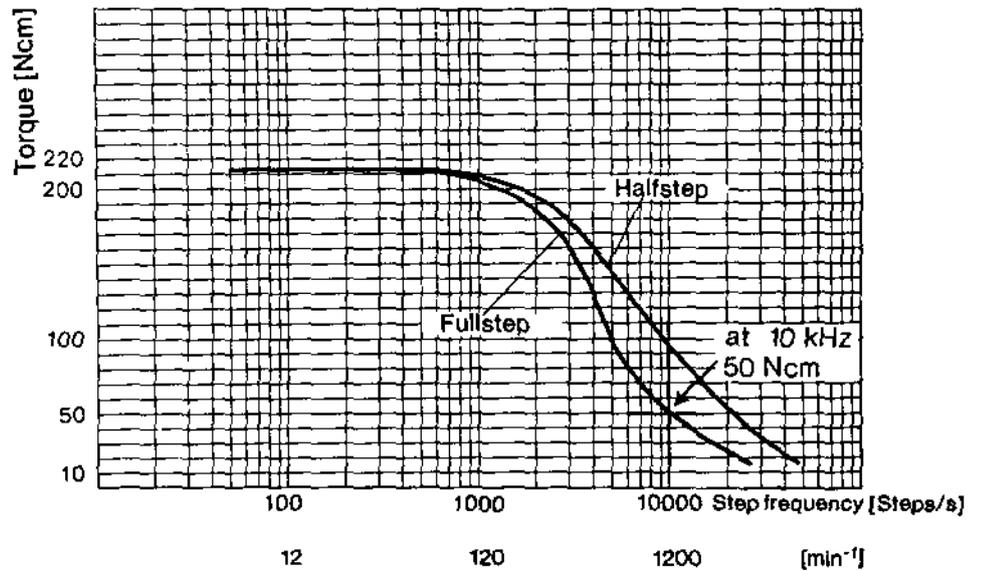
#### Data Overview 5-Phase Stepmotor

MOTOR MODEL	▶	RDM 596/50	RDM 599/50	RDM 5913/50
Step angle [Degrees]		0,72	0,72	0,72
Maximum torque [Ncm]		115	210	310
Holding Torque, excited [Ncm]		125	220	400
Max. Power [W] at ... Hz		48 10	60 10	160 8
Moment of inertia of rotor [kgcm <sup>2</sup> ]		0,7	1,2	1,8

**Constant Current Operation (70 V)**

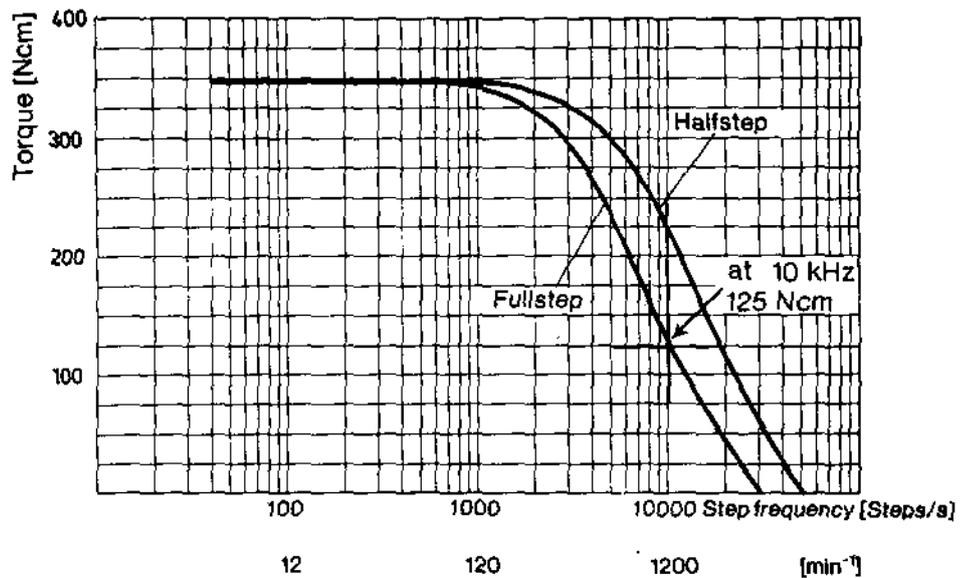
Motor Model **RDM 599/50**

$R_w = 3.25 \Omega$   $I_w = 1.15 \text{ A}$



Motor Model **RDM 5913/50**

$R_w = 1 \Omega$   $I_w = 2.8 \text{ A}$



For these two motor models:

**a) RDM 599/50**

$$J_{Mot} = 1,2 \text{ kgcm}^2$$

$$M_A = M_{Mot} \text{ (at 10 kHz)} - M_L$$

$$M_A = 50 \text{ Ncm} - 14,4 \text{ Ncm}$$

**b) RDM 5913/50**

$$J_{Mot} = 1,8 \text{ kgcm}^2$$

$$M_A = M_{Mot} \text{ (at 10 kHz)} - M_L$$

$$M_A = 125 \text{ Ncm} - 14,4 \text{ Ncm}$$

## 2.2.7 Calculation of Acceleration Time

For linear acceleration:

**Acceleration Time = Deceleration Time**

$$(11) \quad t_A = J_{\text{tot}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha \cdot f}{360^\circ \cdot M_A \cdot 10^2} \quad [\text{s}]$$

$$(5a) \quad J_{\text{tot}} = J_{\text{ext}} + J_{\text{Mot.}} \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$J_{\text{tot}} = 3,043 \text{ kgcm}^2 + 1,2 \text{ kgcm}^2 = 4,243 \text{ kgcm}^2$$

for RDM 599/50

$$J_{\text{tot}} = 3,043 \text{ kgcm}^2 + 1,8 \text{ kgcm}^2 = 4,843 \text{ kgcm}^2$$

for RDM 5913/50

$$(11a) \quad M_A = M_{\text{Mot}} (\text{at } 10 \text{ kHz}) - M_L \quad [\text{Ncm}]$$

$$M_A = 50 \text{ Ncm} - 14,4 \text{ Ncm} = 35,6 \text{ Ncm}$$

for RDM 599/50

$$M_A = 125 \text{ Ncm} - 14,4 \text{ Ncm} = 110,6 \text{ Ncm}$$

for RDM 5913/50

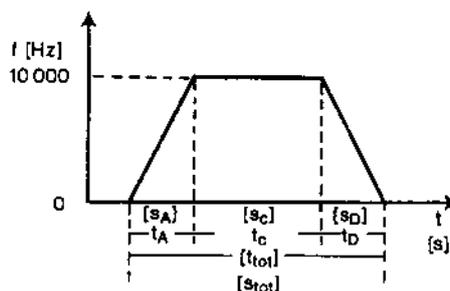
$$t_A = 4,243 \text{ kgcm}^2 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,72^\circ \cdot 10000 \text{ Hz}}{360^\circ \cdot 35,6 \text{ Ncm} \cdot 10^2}$$

$$t_A = 0,148 \text{ s for RDM 599/50}$$

$$t_A = 4,843 \text{ kgcm}^2 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,72^\circ \cdot 10000 \text{ Hz}}{360^\circ \cdot 110,6 \text{ Ncm} \cdot 10^2}$$

$$t_A = 0,0548 \text{ s} \sim \text{for RDM 5913/50}$$

$$t_A \approx 0,055 \text{ s}$$



$t_A$  = Time for acceleration  
 $t_C$  = Time for constant speed  
 $t_D$  = Time for deceleration

## 2.2.8 Distance Traveled

$$(27) \quad s_A = \frac{f \cdot t_A}{2} \quad [\text{Distance in Steps}]$$

$$s_D = \frac{10000 \cdot 0,055}{2} = 275 \text{ Steps for RDM 5913/50}$$

$$\text{During acceleration phase} = 275 \text{ Steps} = s_A$$

$$\text{During deceleration phase} = 275 \text{ Steps} = s_D$$

550 Steps

### 2.2.9 Total Travel Time

Distance of 10 mm  $\hat{=}$  20 · 1 Revolution = 10000 Steps

Spindle pitch h  $\hat{=}$  10 = 10 mm Advance

at 1 Revolution  $\hat{=}$  500 Steps

i = 20 : 1

$$t_{\text{tot}} = t_A + t_C + t_D \quad [\text{s}]$$

$$t_C = \frac{s_{\text{tot}} - (s_A + s_D)}{f} = \frac{10000 - 550}{10000} = 0,945 \text{ s}$$

$$t_{\text{tot}} = 0,055 + 0,945 + 0,055 = 1,055 \text{ s}$$

Therefore, if a distance of 10 mm is to be traversed in 1 second, the frequency must be increased, in this example to about 11000 Hz.

If the RDM 599/50 had been selected instead of the RDM 5913/50, the total time would be longer and the frequency would have to be increased even further.

### 2.2.10 Frequency Increase to 11 kHz (arbitrarily chosen)

$$(11a) \quad M_A = M_{\text{Mot}} \text{ (at 11 kHz)} - M_L \quad [\text{Ncm}]$$

$$M_A = 120 \text{ Ncm} - 14,4 \text{ Ncm} = 105,6 \text{ Ncm}$$

$$t_A = 4,843 \text{ kgcm}^2 \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,72^\circ \cdot 11000 \text{ Hz}}{360^\circ \cdot 105,6 \text{ Ncm} \cdot 10^2}$$

$$t_A = 0,0634 \text{ s}$$

$$(27) \quad s_A = \frac{f \cdot t_A}{2} \quad [\text{Distance in Steps}]$$

$$s_A = \frac{11000 \text{ Hz} \cdot 0,0568 \text{ s}}{2} = 349 \text{ Steps}$$

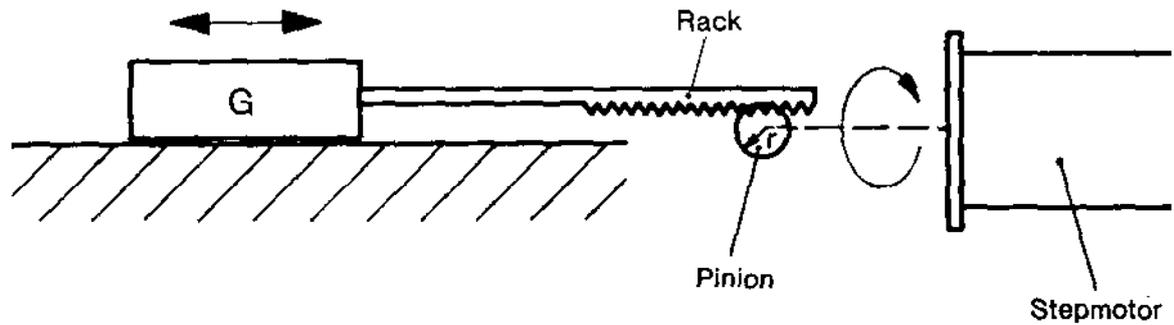
$$s_A + s_D = 698 \text{ Steps}$$

$$t_C = \frac{s_{\text{tot}} - (s_A + s_D)}{f} = \frac{10000 - 698}{11000} = 0,8456 \text{ s}$$

$$t_{\text{tot}} = 0,0634 + 0,8456 + 0,0634 = 0,9724 \text{ s}$$

## 2.3 Calculation: Rack and Pinion Drive

**Example:** Horizontally moved mass, driven by rack and pinion.



### 2.3.1 Known and Required Values

Given:

Weight	$G = 4 \text{ kg}$
Radius	$r = 3 \text{ cm}$
Pinion width	$L = 1,5 \text{ cm}$
Material: Steel	$\gamma = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$
Speed	$v = 400 \text{ cm/s}$
Acceleration Time	$t = 0,5 \text{ s}$

### 2.3.2 Existing Moments of Inertia

$$(19) \quad J_{eq} = G \cdot r^2 \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$J_{eq} = 4 \cdot (3)^2 = 36 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{Pin} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 3^4 \cdot 1,5 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3}$$

$$J_{Pin} = 1,5 \text{ kgcm}^2$$

Assumed motor model: RDM 5913/50

$$J_{Mot} = 1,8 \text{ kgcm}^2$$

Rotor moment of inertia see catalog data.

$$(5a) \quad J_{tot} = J_{eq} + J_{Pin} + J_{Mot} \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$J_{tot} = 36 + 1,5 + 1,8 = 39,3$$

$$J_{tot} \sim 40 \text{ kgcm}^2$$

### 2.3.3 Step Frequency

$$(13a) \quad f = \frac{v \cdot Z \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad [\text{s}^{-1}]$$

$$f = \frac{400 \text{ cm/s} \cdot 500 \cdot 1}{2 \cdot \pi \cdot 3 \text{ cm}} \approx 10615 \text{ Steps/s}$$

### 2.3.4 Acceleration and Load Torque

$$M_A = J_{\text{tot}} \cdot \frac{f}{t_A} \cdot \frac{2\pi \cdot \alpha}{360^\circ \cdot 10^2}$$

$$M_A = 40 \cdot \frac{10610}{0,5} \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,72}{360^\circ \cdot 10^2} = 107 \text{ Ncm}$$

$$M_A = 107 \text{ Ncm}$$

$$(21) \quad M_{\text{tot}} = M_A + M_L \quad [\text{Ncm}]$$

$$M_{\text{tot}} = 107 + 0,6 = 107,6 \sim 108 \text{ Ncm}$$

$$(22) \quad M_L \sim G \cdot \mu \cdot r \quad [\text{Ncm}]$$

$$M_L \sim 40 \cdot 0,005 \cdot 3 = 0,6 \text{ Ncm}$$

### 2.3.5 Verification of Data

Model RDM 5913/50 is too weak, it would operate at its very performance limit (100%).

$$M = 120 \text{ Ncm at } 10.6 \text{ kHz}$$

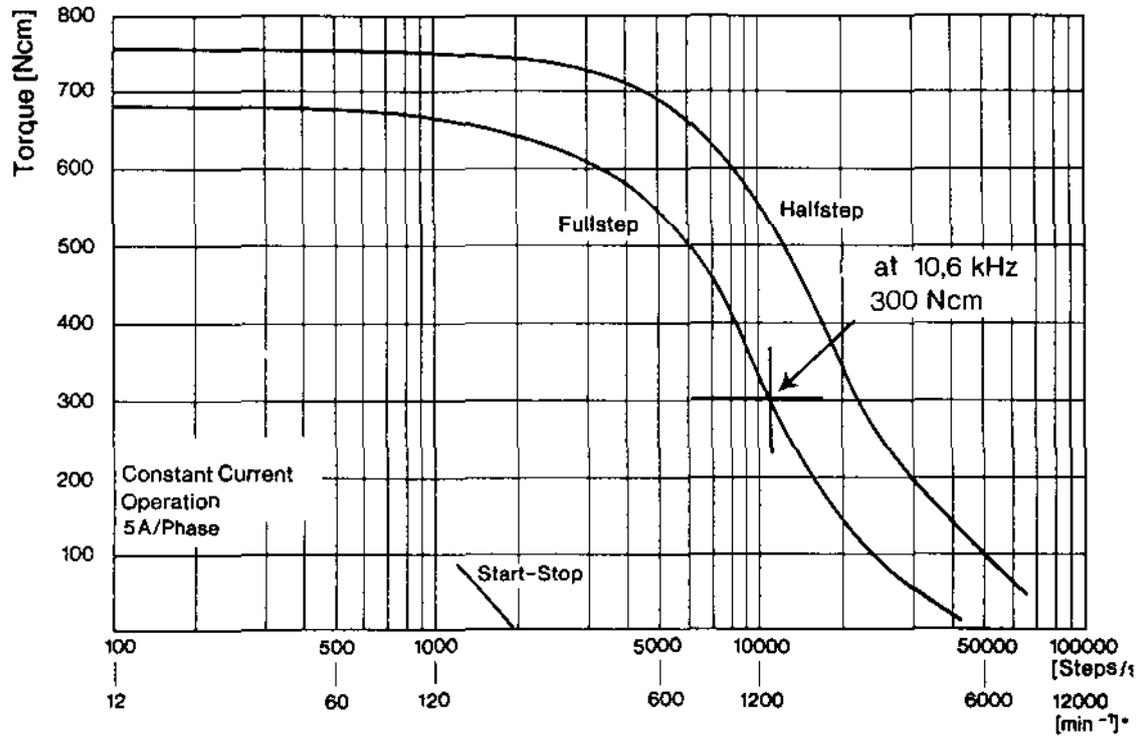
This can be remedied in the following ways:

- a) Increase acceleration time by about 20%, this would reduce M to about 95 Ncm  
or
- b) Reduce speed  $v = 400 \text{ cm/s}$  by about 20%, this would reduce M to about 92 Ncm  
or
- c) Use next larger motor model (RDM 51117/50). This model would provide a torque  $M_{\text{Mot}}$  of about 300 Ncm at 10.6 kHz.

### 2.3.6 Torque Curves

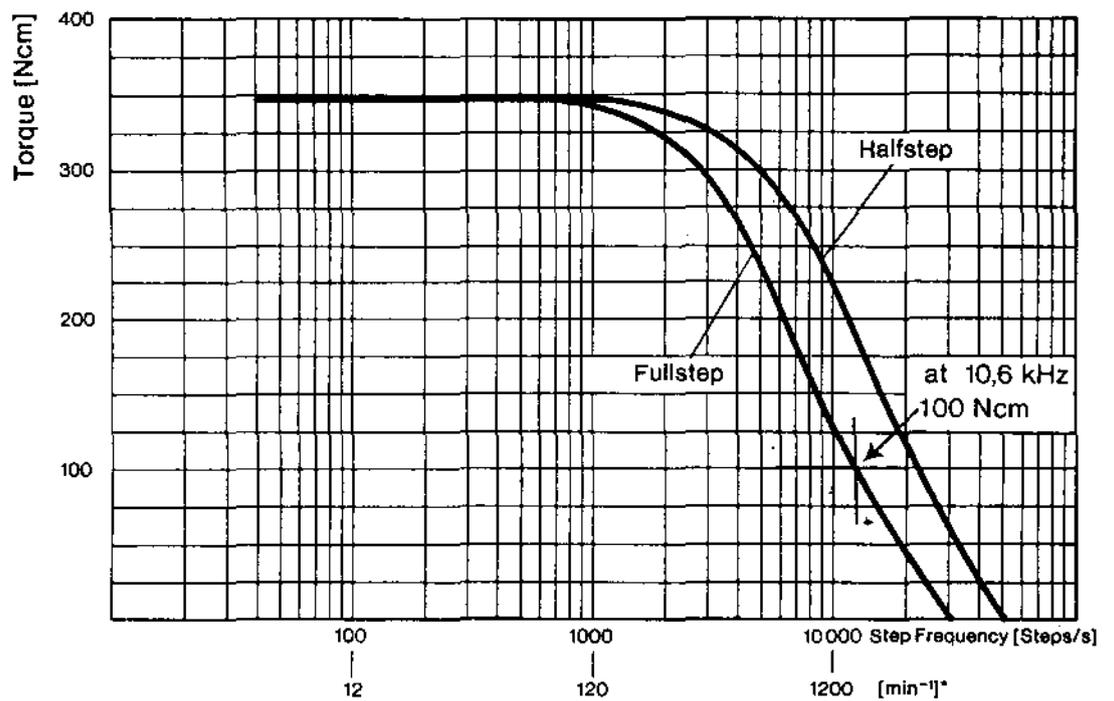
Motor Model **RDM 51117/50**

$R_w = 0.3 \Omega$   $I_w = 5 A$



Motor Model **RDM 5913/50**

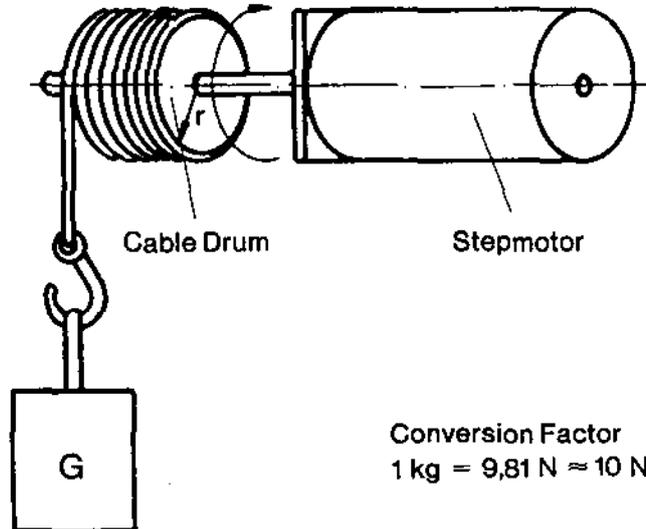
$R_w = 1 \Omega$   $I_w = 2.8 A$



\* For fullstep 0.72°

## 2.4 Calculation: Drum Drive

### Lifting a Weight by Cable and Drum



#### 2.4.1 Known and Required Values

Weight	$G = 4 \text{ kg}$
Drum radius	$r = 3 \text{ cm}$
Lifting speed	$v = 400 \text{ cm/s}$
Acceleration time	$t_A = 0,5 \text{ s}$
Drum moment of inertia	$J_{Dr} = 10 \text{ kgcm}^2$

#### 2.4.2 Existing Moments of Inertia

$$J_{eq} = G \cdot r^2 \text{ [kgcm}^2\text{]}$$

$$J_{eq} = 4 \text{ kg} \cdot (3 \text{ cm})^2 = 36 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{Dr} = 10 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{ext} = 46 \text{ kgcm}^2$$

#### 2.4.3 Existing Load Torque

$$(23) \quad M_L = G \cdot r \text{ [Ncm]}$$

$$M_L = 4 \text{ kg} \cdot 3 \text{ cm} = 12 \text{ kgcm} \triangleq 120 \text{ Ncm}$$

#### 2.4.4 Operating Frequency

$$(13) \quad v = \frac{h}{Z \cdot i} \cdot f \text{ [cm/s]}$$

$$(13a) \quad f = \frac{v \cdot Z \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot r} \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$f = \frac{400 \text{ cm/s} \cdot 500 \text{ Steps} \cdot 1}{2 \cdot 3,14 \cdot 3 \text{ cm}} = 10615 \text{ Steps/s} \quad \triangle [s^{-1}]$$

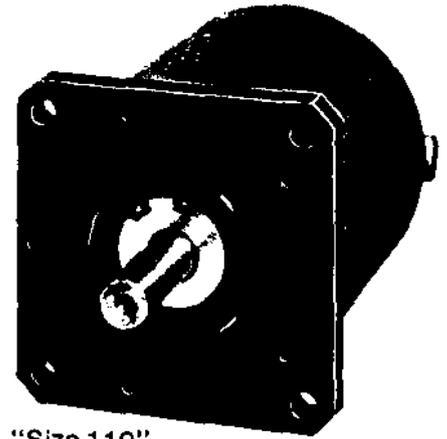
#### 2.4.5 Values Determining the Motor Size

- 1)  $M_L = 120 \text{ Ncm}$
- 2)  $J_{ext} = 46 \text{ kgcm}^2$
- 3)  $f = 10615 \text{ s}^{-1}$

## 2.4.6 Determination of Motor Size

### 5-Phase Stepmotor Data Overview

The motor data are contained in our Catalog No. 250/... "5-Phase Stepmotor System" in the following arrangement

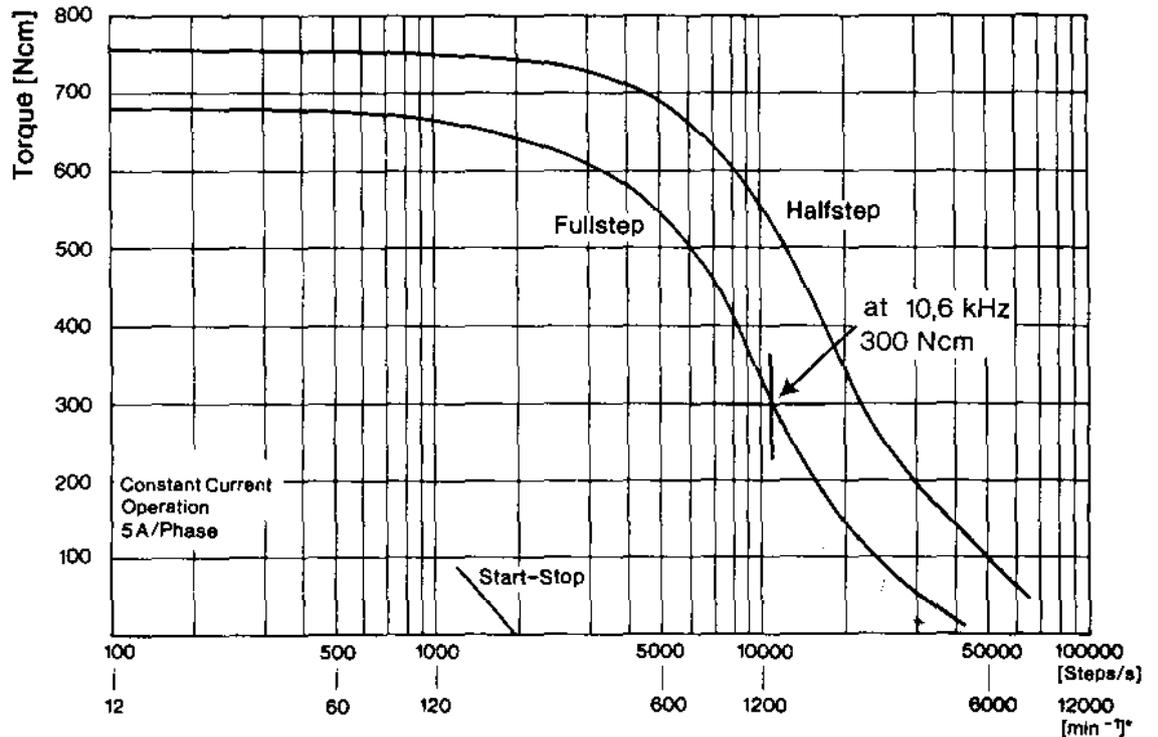


"Size 110"

MOTOR MODEL	RDM 51117/50	RDM 51122/50
Step angle [Degrees]	0,72	0,72
Maximum torque [Ncm]	700	1000
Holding Torque, excited [Ncm]	750	1100
Max. Power [W] at ... Hz	430 15	465 5
Moment of inertia of rotor [kgcm <sup>2</sup> ]	7,5	11,5

Motor Model: **RDM 51117/50** Constant Current Operation (90 V)

$$R_w = 0,3 \Omega \quad I_w = 5 \text{ A}$$



\* For fullstep 0.72°

Based on this data, the RDM 51117/50 was selected  $M_{Mot}$  at 10,6 kHz 300 Ncm  
 $J_{Mot}$  7,5 kgcm<sup>2</sup>

#### 2.4.7 Acceleration Torque

$$(18) \quad M_A = J_{tot} \cdot \frac{f \cdot 2 \cdot \pi \cdot a}{t_A \cdot 360^\circ \cdot 10^2} \quad [\text{Ncm}]$$

$$(5a) \quad J_{tot} = J_{ext} + J_{Mot} \quad [\text{kgcm}^2]$$

$$J_{tot} = 46 \text{ kgcm}^2 + 7,5 \text{ kgcm}^2 = 53,5 \text{ kgcm}^2$$

$$M_A = 53,5 \cdot \frac{10615 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,72}{0,5 \cdot 360 \cdot 10^2} = 142,66 \text{ Ncm}$$

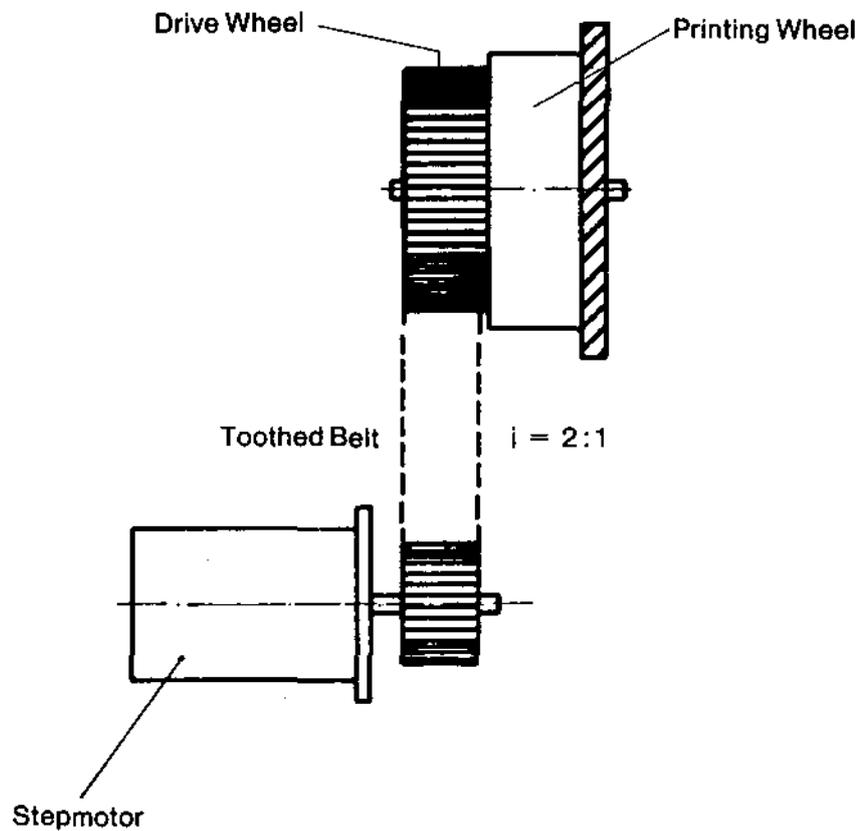
#### 2.4.8 Total Torque to be Gerated

$$(21) \quad M_{tot} = M_L + M_A \quad [\text{Ncm}]$$

$$M_{tot} = 120 \text{ Ncm} + 142,66 \text{ Ncm} = 262,66 \text{ Ncm}$$

*i.e. Model RDM 51 117/50 with 300 Ncm is sufficient, it provides a reserve of 37.3 Ncm = 13%*

## 2.5 Calculation: Flywheel Drive



### 2.5.1 Data

Printing Wheel		Drive Wheel		Motor Pinion	
Diameter	140 mm	Diameter	90 mm	Diameter	45 mm
Width (L)	90 mm	Width (L)	25 mm	Width (L)	25 mm
Material	Steel	Material	Aluminum	Material	Aluminum
		Number of Teeth	24	Number of Teeth	12

Reduction ratio 2 : 1 by toothed belt.

Printing wheel setting time 0.3 s for 180°.

### 2.5.2 Moments of Inertia

$$(6) \quad J_{\text{rot}} = \frac{1}{2} \pi \cdot r^4 \cdot L \cdot \gamma \quad [\text{kgcm}^2]$$

For steel

$$(7) \quad J_{\text{rot}} = 7,72 \cdot 10^{-4} \cdot d^4 \cdot L \quad [\text{kgcm}^2]$$

For Aluminum:

$$(7a) \quad J_{\text{rot}} = 2,7 \cdot 10^{-4} \cdot d^4 \cdot L \quad [\text{kgcm}^2]$$

If a transmission is used, Formulas 6 - 7 a must be multiplied by  $\frac{1}{i^2}$ .

The formulas then become:

$$J_{\text{ext}} = (J_{\text{Print}} + J_{\text{Drive}}) \cdot \frac{1}{i^2} + J_{\text{Pinion}}$$

$$J_{\text{Print Wheel}} = 7,72 \cdot 10^{-4} \cdot (14 \text{ cm})^4 \cdot 9 = 267 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{\text{Drive Wheel}} = 2,7 \cdot 10^{-4} \cdot 9^4 \cdot 2,5 = 4,43 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{\text{Pinion}} = 2,7 \cdot 10^{-4} \cdot 4,5^4 \cdot 2,5 = 0,28 \text{ kgcm}^2$$

$$J_{\text{ext}} = (267 + 4,43) \cdot \frac{1}{2^2} + 0,28 = 68,13 \approx 70 \text{ kgcm}^2$$

$$(5a) \quad J_{\text{tot}} = J_{\text{ext}} + J_{\text{Mot}} \quad [\text{kgcm}^2]$$

### 2.5.3 Acceleration Torque

$$(18) \quad M_A = J_{\text{tot}} \cdot \frac{f \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha}{t_A \cdot 360^\circ \cdot 10^2} \quad [\text{Ncm}]$$

### 2.5.4 Acceleration Time

$$(11) \quad t_A = J_{\text{tot}} \cdot \frac{2 \pi \cdot \alpha \cdot f}{360^\circ \cdot M_A \cdot 10^2} \quad [\text{s}]$$

$f$  is calculated from the requirement  $i = 2 : 1$  and  $t = 0.3 \text{ s}$  for a  $180^\circ$  rotation of the printing wheel, i. e. the motor must execute a rotation of  $360^\circ$  in  $0.3 \text{ s}$ . For a 5-phase motor operating in the fullstep mode, this means 500 steps.

The frequency is then  $\frac{500 \text{ Steps}}{0,3 \text{ s}} = 1667 \text{ Hz}$

However, as the motor must accelerate and decelerate, a higher frequency must be chosen. We assume here  $f = 2500 \text{ Hz}$ .

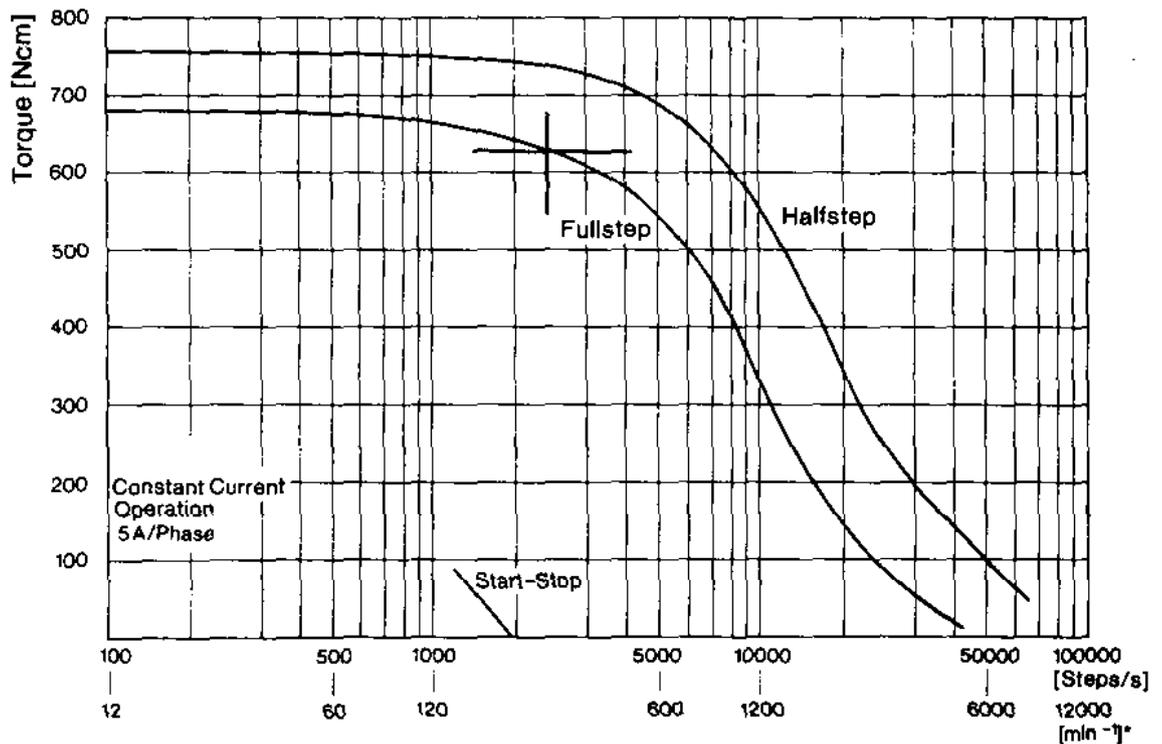
The RDM 51117/50 is selected because it is the only motor capable of accelerating the 70 kgcm<sup>2</sup>

$$J_{\text{tot}} = J_{\text{ext}} + J_{\text{Mot}} = 70 \text{ kgcm}^2 + 7,5 \text{ kgcm}^2 = 77,5 \text{ kgcm}^2$$

$M_{\text{Mot}}$  = the available torque at 2500 Hz according curve approx. 600 Ncm

Motor Model: **RDM 51117/50**

$R_w = 0,3 \Omega$   $I_w = 5 \text{ A}$



\* For fullstep 0.72°

$$t_A = 77,5 \text{ kgcm}^2 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,72^\circ \cdot 2500 \text{ s}^{-1}}{360^\circ \cdot 600 \text{ Ncm} \cdot 10^2} = \underline{\underline{0,04 \text{ s}}}$$

$$(27) \quad s_A = \frac{f \cdot t_A}{2} \text{ [Steps]}$$

$$s_A = \frac{2500 \cdot 0,04}{2} = 50 \text{ Steps}$$

### 2.5.5 Total Time

As acceleration = deceleration,  $s_A = s_D = 2 \times 50 = 100 \text{ Steps}$

Total distance  $s_{\text{tot}} = 180^\circ$  at  $i = 2 : 1$ , 500 Steps

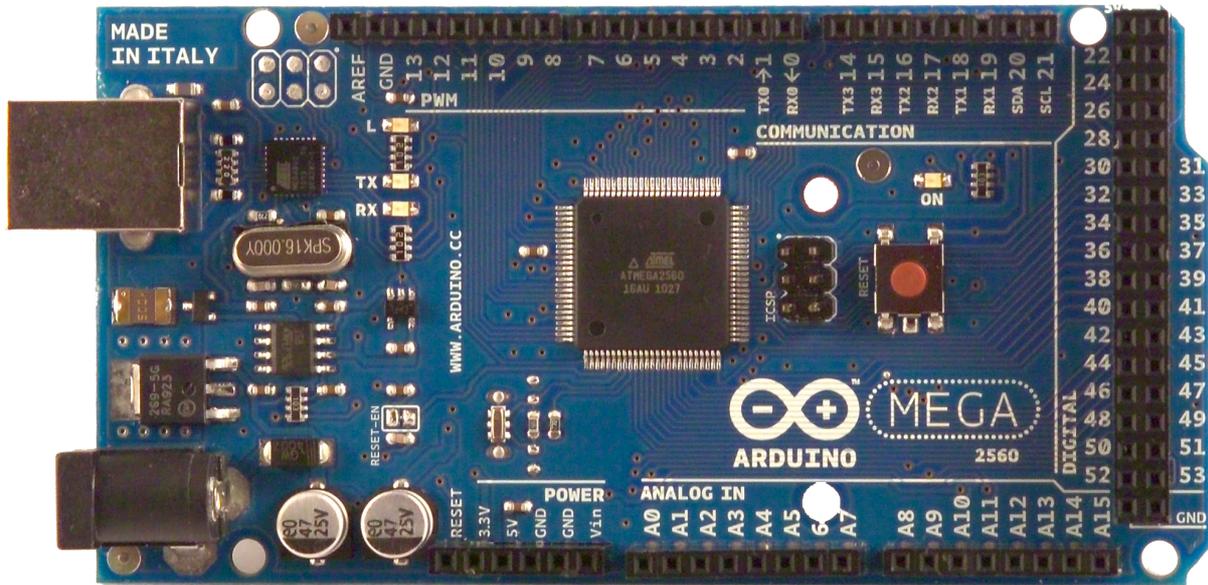
$$t_{\text{tot}} = t_A + t_c + t_D \text{ [s]}$$

$$t_c = \frac{s_{\text{tot}} - (s_A + s_D)}{f} = \frac{500 - 100}{2500} = 0,16 \text{ s}$$

$$t_{\text{tot}} = 0,04 + 0,16 + 0,04 = 0,24 \text{ s}$$

# Datasheet Arduino Mega 2560

# Arduino MEGA 2560



## Product Overview

The Arduino Mega 2560 is a microcontroller board based on the ATmega2560 ([datasheet](#)). It has 54 digital input/output pins (of which 14 can be used as PWM outputs), 16 analog inputs, 4 UARTs (hardware serial ports), a 16 MHz crystal oscillator, a USB connection, a power jack, an ICSP header, and a reset button. It contains everything needed to support the microcontroller; simply connect it to a computer with a USB cable or power it with a AC-to-DC adapter or battery to get started. The Mega is compatible with most shields designed for the Arduino Duemilanove or Diecimila.

## Index

Technical Specifications

Page 2

How to use Arduino  
Programming Enviroment, Basic Tutorials

Page 6

Terms & Conditions

Page 7

Enviromental Policies  
half sqm of green via Impatto Zero®

Page 7



**RADIOSPARES**

**RADIONICS**



# Technical Specification

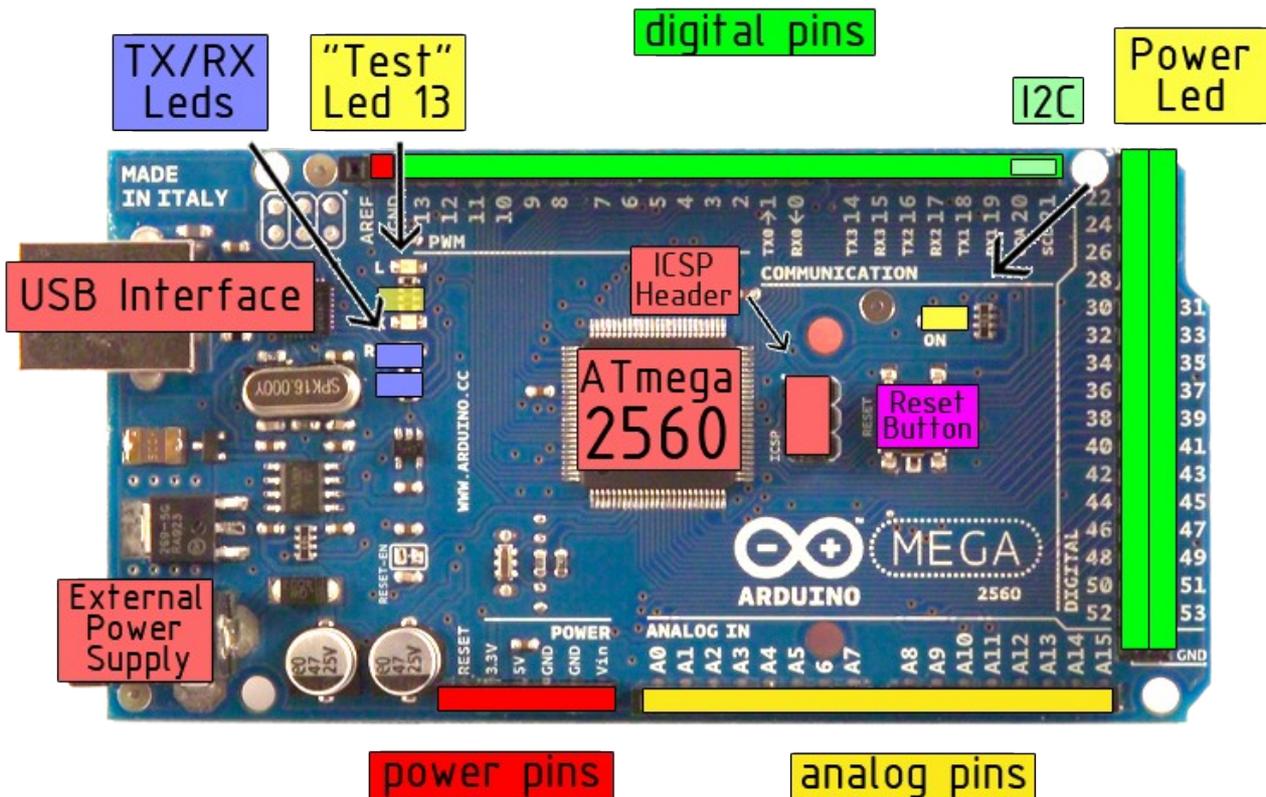


EAGLE files: [arduino-mega2560-reference-design.zip](#) Schematic: [arduino-mega2560-schematic.pdf](#)

## Summary

Microcontroller	ATmega2560
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 14 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

## the board



*radiospares*

**RADIONICS**



## Power

The Arduino Mega2560 can be powered via the USB connection or with an external power supply. The power source is selected automatically. External (non-USB) power can come either from an AC-to-DC adapter (wall-wart) or battery. The adapter can be connected by plugging a 2.1mm center-positive plug into the board's power jack. Leads from a battery can be inserted in the Gnd and Vin pin headers of the POWER connector.

The board can operate on an external supply of 6 to 20 volts. If supplied with less than 7V, however, the 5V pin may supply less than five volts and the board may be unstable. If using more than 12V, the voltage regulator may overheat and damage the board. The recommended range is 7 to 12 volts.

The Mega2560 differs from all preceding boards in that it does not use the FTDI USB-to-serial driver chip. Instead, it features the Atmega8U2 programmed as a USB-to-serial converter.

The power pins are as follows:

- **VIN.** The input voltage to the Arduino board when it's using an external power source (as opposed to 5 volts from the USB connection or other regulated power source). You can supply voltage through this pin, or, if supplying voltage via the power jack, access it through this pin.
- **5V.** The regulated power supply used to power the microcontroller and other components on the board. This can come either from VIN via an on-board regulator, or be supplied by USB or another regulated 5V supply.
- **3V3.** A 3.3 volt supply generated by the on-board regulator. Maximum current draw is 50 mA.
- **GND.** Ground pins.

## Memory

The ATmega2560 has 256 KB of flash memory for storing code (of which 8 KB is used for the bootloader), 8 KB of SRAM and 4 KB of EEPROM (which can be read and written with the [EEPROM library](#)).

## Input and Output

Each of the 54 digital pins on the Mega can be used as an input or output, using [pinMode\(\)](#), [digitalWrite\(\)](#), and [digitalRead\(\)](#) functions. They operate at 5 volts. Each pin can provide or receive a maximum of 40 mA and has an internal pull-up resistor (disconnected by default) of 20-50 kOhms. In addition, some pins have specialized functions:

- **Serial: 0 (RX) and 1 (TX); Serial 1: 19 (RX) and 18 (TX); Serial 2: 17 (RX) and 16 (TX); Serial 3: 15 (RX) and 14 (TX).** Used to receive (RX) and transmit (TX) TTL serial data. Pins 0 and 1 are also connected to the corresponding pins of the ATmega8U2 USB-to-TTL Serial chip .
- **External Interrupts: 2 (interrupt 0), 3 (interrupt 1), 18 (interrupt 5), 19 (interrupt 4), 20 (interrupt 3), and 21 (interrupt 2).** These pins can be configured to trigger an interrupt on a low value, a rising or falling edge, or a change in value. See the [attachInterrupt\(\)](#) function for details.
- **PWM: 0 to 13.** Provide 8-bit PWM output with the [analogWrite\(\)](#) function.
- **SPI: 50 (MISO), 51 (MOSI), 52 (SCK), 53 (SS).** These pins support SPI communication, which, although provided by the underlying hardware, is not currently included in the Arduino language. The SPI pins are also broken out on the ICSP header, which is physically compatible with the Duemilanove and Diecimila.
- **LED: 13.** There is a built-in LED connected to digital pin 13. When the pin is HIGH value, the LED is on, when the pin is LOW, it's off.
- **I<sup>2</sup>C: 20 (SDA) and 21 (SCL).** Support I<sup>2</sup>C (TWI) communication using the [Wire library](#) (documentation on the Wiring website). Note that these pins are not in the same location as the I<sup>2</sup>C pins on the Duemilanove.

The Mega2560 has 16 analog inputs, each of which provide 10 bits of resolution (i.e. 1024 different values). By default they measure from ground to 5 volts, though is it possible to change the upper end of their range using the AREF pin and [analogReference\(\)](#) function.

There are a couple of other pins on the board:

- **AREF.** Reference voltage for the analog inputs. Used with [analogReference\(\)](#).
- **Reset.** Bring this line LOW to reset the microcontroller. Typically used to add a reset button to shields which block the one on the board.



*radiospares*

**RADIONICS**



## Communication

The Arduino Mega2560 has a number of facilities for communicating with a computer, another Arduino, or other microcontrollers. The ATmega2560 provides four hardware UARTs for TTL (5V) serial communication. An ATmega8U2 on the board channels one of these over USB and provides a virtual com port to software on the computer (Windows machines will need a .inf file, but OSX and Linux machines will recognize the board as a COM port automatically). The Arduino software includes a serial monitor which allows simple textual data to be sent to and from the board. The RX and TX LEDs on the board will flash when data is being transmitted via the ATmega8U2 chip and USB connection to the computer (but not for serial communication on pins 0 and 1).

A [SoftwareSerial library](#) allows for serial communication on any of the Mega's digital pins.

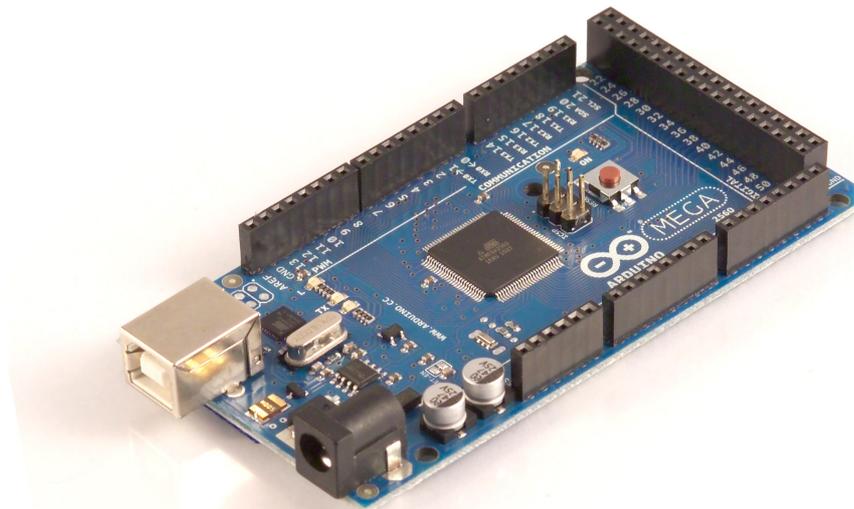
The ATmega2560 also supports I2C (TWI) and SPI communication. The Arduino software includes a Wire library to simplify use of the I2C bus; see the [documentation on the Wiring website](#) for details. To use the SPI communication, please see the ATmega2560 datasheet.

## Programming

The Arduino Mega2560 can be programmed with the Arduino software ([download](#)). For details, see the [reference](#) and [tutorials](#).

The ATmega2560 on the Arduino Mega comes preburned with a [bootloader](#) that allows you to upload new code to it without the use of an external hardware programmer. It communicates using the original STK500 protocol ([reference](#), [C header files](#)).

You can also bypass the bootloader and program the microcontroller through the ICSP (In-Circuit Serial Programming) header; see [these instructions](#) for details.



**radiospares**

**RADIONICS**



## Automatic (Software) Reset

Rather than requiring a physical press of the reset button before an upload, the Arduino Mega2560 is designed in a way that allows it to be reset by software running on a connected computer. One of the hardware flow control lines (DTR) of the ATmega8U2 is connected to the reset line of the ATmega2560 via a 100 nanofarad capacitor. When this line is asserted (taken low), the reset line drops long enough to reset the chip. The Arduino software uses this capability to allow you to upload code by simply pressing the upload button in the Arduino environment. This means that the bootloader can have a shorter timeout, as the lowering of DTR can be well-coordinated with the start of the upload.

This setup has other implications. When the Mega2560 is connected to either a computer running Mac OS X or Linux, it resets each time a connection is made to it from software (via USB). For the following half-second or so, the bootloader is running on the Mega2560. While it is programmed to ignore malformed data (i.e. anything besides an upload of new code), it will intercept the first few bytes of data sent to the board after a connection is opened. If a sketch running on the board receives one-time configuration or other data when it first starts, make sure that the software with which it communicates waits a second after opening the connection and before sending this data.

The Mega contains a trace that can be cut to disable the auto-reset. The pads on either side of the trace can be soldered together to re-enable it. It's labeled "RESET-EN". You may also be able to disable the auto-reset by connecting a 110 ohm resistor from 5V to the reset line; see [this forum thread](#) for details.

## USB Overcurrent Protection

The Arduino Mega has a resettable polyfuse that protects your computer's USB ports from shorts and overcurrent. Although most computers provide their own internal protection, the fuse provides an extra layer of protection. If more than 500 mA is applied to the USB port, the fuse will automatically break the connection until the short or overload is removed.

## Physical Characteristics and Shield Compatibility

The maximum length and width of the Mega PCB are 4 and 2.1 inches respectively, with the USB connector and power jack extending beyond the former dimension. Three screw holes allow the board to be attached to a surface or case. Note that the distance between digital pins 7 and 8 is 160 mil (0.16"), not an even multiple of the 100 mil spacing of the other pins.

The Mega is designed to be compatible with most shields designed for the Diecimila or Duemilanove. Digital pins 0 to 13 (and the adjacent AREF and GND pins), analog inputs 0 to 5, the power header, and ICSP header are all in equivalent locations. Further the main UART (serial port) is located on the same pins (0 and 1), as are external interrupts 0 and 1 (pins 2 and 3 respectively). SPI is available through the ICSP header on both the Mega and Duemilanove / Diecimila. **Please note that I<sup>2</sup>C is not located on the same pins on the Mega (20 and 21) as the Duemilanove / Diecimila (analog inputs 4 and 5).**



*radiospares*

**RADIONICS**



# How to use Arduino



Arduino can sense the environment by receiving input from a variety of sensors and can affect its surroundings by controlling lights, motors, and other actuators. The microcontroller on the board is programmed using the [Arduino programming language](#) (based on [Wiring](#)) and the Arduino development environment (based on [Processing](#)). Arduino projects can be stand-alone or they can communicate with software on running on a computer (e.g. Flash, Processing, MaxMSP).

Arduino is a cross-platform program. You'll have to follow different instructions for your personal OS. Check on the [Arduino site](#) for the latest instructions. <http://arduino.cc/en/Guide/HomePage>

## Linux Install

## Windows Install

## Mac Install

Once you have downloaded/unzipped the arduino IDE, you can Plug the Arduino to your PC via USB cable.

## Blink led

Now you're actually ready to "burn" your first program on the arduino board. To select "blink led", the physical translation of the well known programming "hello world", select

**File>Sketchbook>  
Arduino-0017>Examples>  
Digital>Blink**

Once you have your sketch you'll see something very close to the screenshot on the right.

In **Tools>Board** select MEGA

Now you have to go to **Tools>SerialPort** and select the right serial port, the one arduino is attached to.

```
Blink | Arduino 0017
File Edit Sketch Tools Help
Blink $
int ledPin = 13; // LED connected to digital pin 13

// The setup() method runs once, when the sketch starts

void setup() {
  // initialize the digital pin as an output:
  pinMode(ledPin, OUTPUT);
}

// the loop() method runs over and over again,
// as long as the Arduino has power

void loop()
{
  digitalWrite(ledPin, HIGH); // set the LED on
  delay(1000); // wait for a second
  digitalWrite(ledPin, LOW); // set the LED off
  delay(1000); // wait for a second
}
```



Done compiling.

Press Compile button  
(to check for errors)



Upload



TX RX Flashing



Blinking Led!



**radiospares**

**RADIONICS**





# Terms & Conditions



## 1. Warranties

1.1 The producer warrants that its products will conform to the Specifications. This warranty lasts for one (1) years from the date of the sale. The producer shall not be liable for any defects that are caused by neglect, misuse or mistreatment by the Customer, including improper installation or testing, or for any products that have been altered or modified in any way by a Customer. Moreover, The producer shall not be liable for any defects that result from Customer's design, specifications or instructions for such products. Testing and other quality control techniques are used to the extent the producer deems necessary.

1.2 If any products fail to conform to the warranty set forth above, the producer's sole liability shall be to replace such products. The producer's liability shall be limited to products that are determined by the producer not to conform to such warranty. If the producer elects to replace such products, the producer shall have a reasonable time to replacements. Replaced products shall be warranted for a new full warranty period.

1.3 EXCEPT AS SET FORTH ABOVE, PRODUCTS ARE PROVIDED "AS IS" AND "WITH ALL FAULTS." THE PRODUCER DISCLAIMS ALL OTHER WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, REGARDING PRODUCTS, INCLUDING BUT NOT LIMITED TO, ANY IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE

1.4 Customer agrees that prior to using any systems that include the producer products, Customer will test such systems and the functionality of the products as used in such systems. The producer may provide technical, applications or design advice, quality characterization, reliability data or other services. Customer acknowledges and agrees that providing these services shall not expand or otherwise alter the producer's warranties, as set forth above, and no additional obligations or liabilities shall arise from the producer providing such services.

1.5 The Arduino™ products are not authorized for use in safety-critical applications where a failure of the product would reasonably be expected to cause severe personal injury or death. Safety-Critical Applications include, without limitation, life support devices and systems, equipment or systems for the operation of nuclear facilities and weapons systems. Arduino™ products are neither designed nor intended for use in military or aerospace applications or environments and for automotive applications or environment. Customer acknowledges and agrees that any such use of Arduino™ products which is solely at the Customer's risk, and that Customer is solely responsible for compliance with all legal and regulatory requirements in connection with such use.

1.6 Customer acknowledges and agrees that it is solely responsible for compliance with all legal, regulatory and safety-related requirements concerning its products and any use of Arduino™ products in Customer's applications, notwithstanding any applications-related information or support that may be provided by the producer.

## 2. Indemnification

The Customer acknowledges and agrees to defend, indemnify and hold harmless the producer from and against any and all third-party losses, damages, liabilities and expenses it incurs to the extent directly caused by: (i) an actual breach by a Customer of the representation and warranties made under this terms and conditions or (ii) the gross negligence or willful misconduct by the Customer.

## 3. Consequential Damages Waiver

In no event the producer shall be liable to the Customer or any third parties for any special, collateral, indirect, punitive, incidental, consequential or exemplary damages in connection with or arising out of the products provided hereunder, regardless of whether the producer has been advised of the possibility of such damages. This section will survive the termination of the warranty period.

## 4. Changes to specifications

The producer may make changes to specifications and product descriptions at any time, without notice. The Customer must not rely on the absence or characteristics of any features or instructions marked "reserved" or "undefined." The producer reserves these for future definition and shall have no responsibility whatsoever for conflicts or incompatibilities arising from future changes to them. The product information on the Web Site or Materials is subject to change without notice. Do not finalize a design with this information.



## Environmental Policies



The producer of Arduino™ has joined the Impatto Zero® policy of LifeGate.it. For each Arduino board produced is created / looked after half squared Km of Costa Rica's forest's.



**radiospares**

**RADIONICS**



# Datasheet RAMPS 1.4

# RAMPS 1.4

<http://reprap.org/wiki/ramps>



This is open hardware: you can redistribute it and/or modify it under the terms of the GNU General Public License as published by the Free Software Foundation, either version 3 of the License, or (at your option) any later version.

This hardware design is distributed in the hope that it will be useful, but WITHOUT ANY WARRANTY; without even the implied warranty of MERCHANTABILITY or FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. See the GNU General Public License for more details.

You should have received a copy of the GNU General Public License along with this program. If not, see <<http://www.gnu.org/licenses/>>.

**!!! Reversing input power, and/or inserting stepper drivers incorrectly will destroy electronics and cause fire hazard!!!**

**Test all electronics thoroughly before placing into service.**

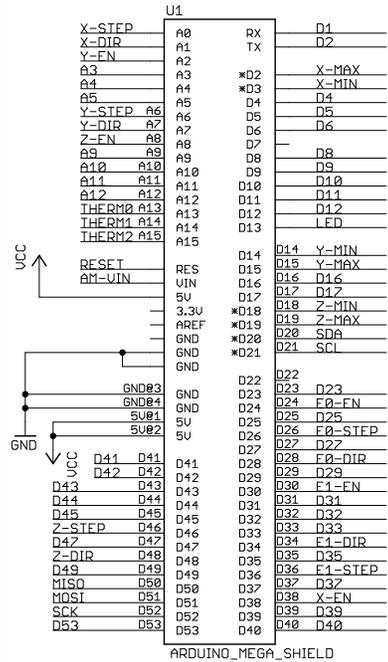
**Do not leave power supplied to electronics unattended, or run machines unattended due to the risk of fire and malfunction.**

**This is NOT a toy and it contains small and sharp parts. Children can choke or suffocate by swallowing small objects. Keep all parts away from children and never leave printer/parts unattended.**

## Bill of Materials

Qty	Part Name	Value	Package
3	C1,C5,C8	10uF	153CLV-0405
1	C2	100nF	C0805
6	C3,C4,C6,C7,C9,C10	100uF	153CLV-0605
2	D1,D2	1N4004	DO41-10
1	F1	MFR500	MFR500
1	F2	MFR1100	MFR1100
1	LED1	green	CHIP-LED0805
3	LED2,LED3,LED4	red	CHIP-LED0805
3	Q1,Q2,Q3	STP55NF06L	TO220BV
5	R1,R7,R11,R21,R22	4.7K (1%)	R0805
8	R2,R3,R4,R5,R6,R8,R9,R10	100k	R0805
1	R12	1K	R0805
3	R23,R24,R26	1.8K	R0806
3	R13,R14,R15	10r	R0805
5	R16,R17,R18,R19,R20	10k	R0805
1	S1	B3F-3100	B3F-31XX
1	U\$2	282837-6	282837-6
1	X4	MSTBA4	MSTBA4
1		0.1" 18x2 pin	
8		0.1" 2x3 pin	
5		0.1" 8x1 pin	
2		0.1" 6x1 pin	
6		0.1" 4x1 pin	
2		0.1" 24x1 female	
4		0.1" 8x1 female	
15		0.1" 2 pin jumper	

# MEGA Conn.



# RAMPS 1.4 (RepRap Arduino Mega Pololu Shield)

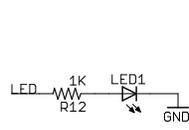
[reprap.org/wiki/RAMPS1.4](http://reprap.org/wiki/RAMPS1.4)

Copyright 2011 Johnny Russell

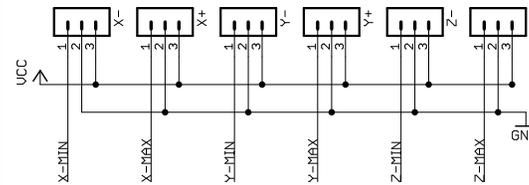
UltiMachine

GPL v3

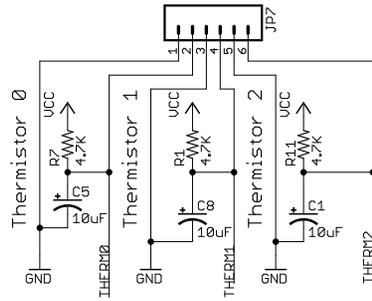
## LED



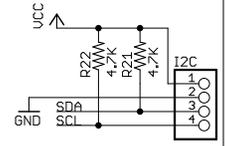
## Endstops



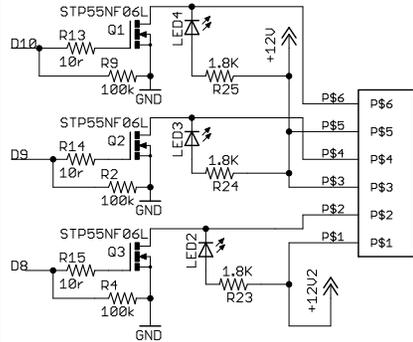
## Thermistors



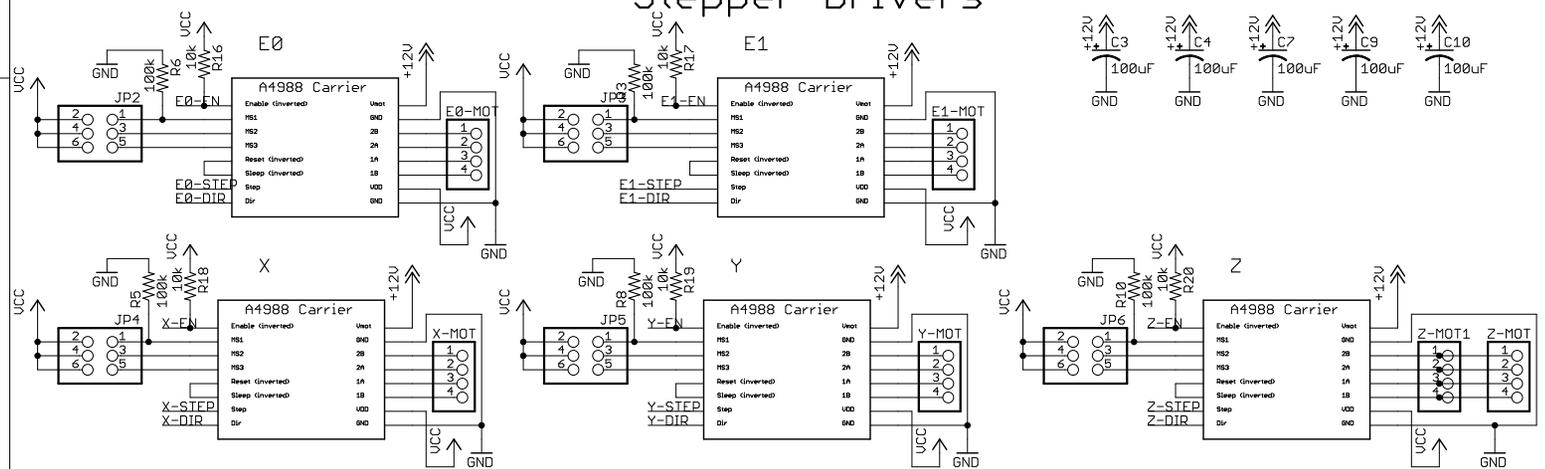
## I2C



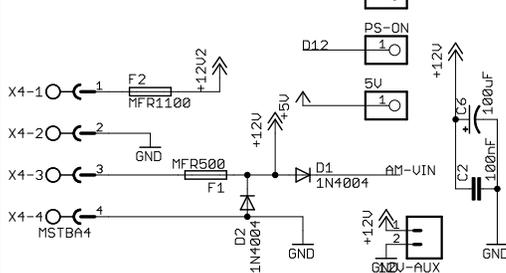
## Heaters & Fans



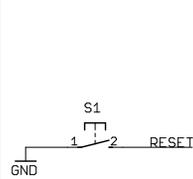
## Stepper Drivers



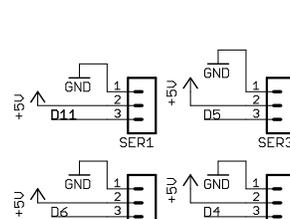
## Power



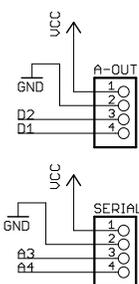
## Reset



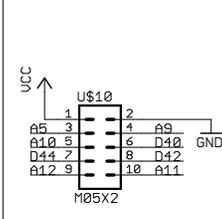
## Servos



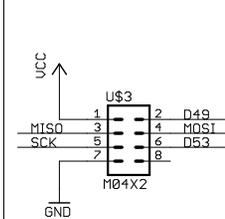
## AUX-1



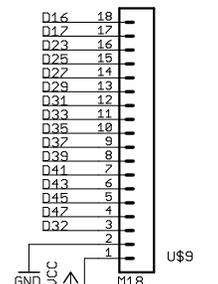
## AUX-2



## AUX-3



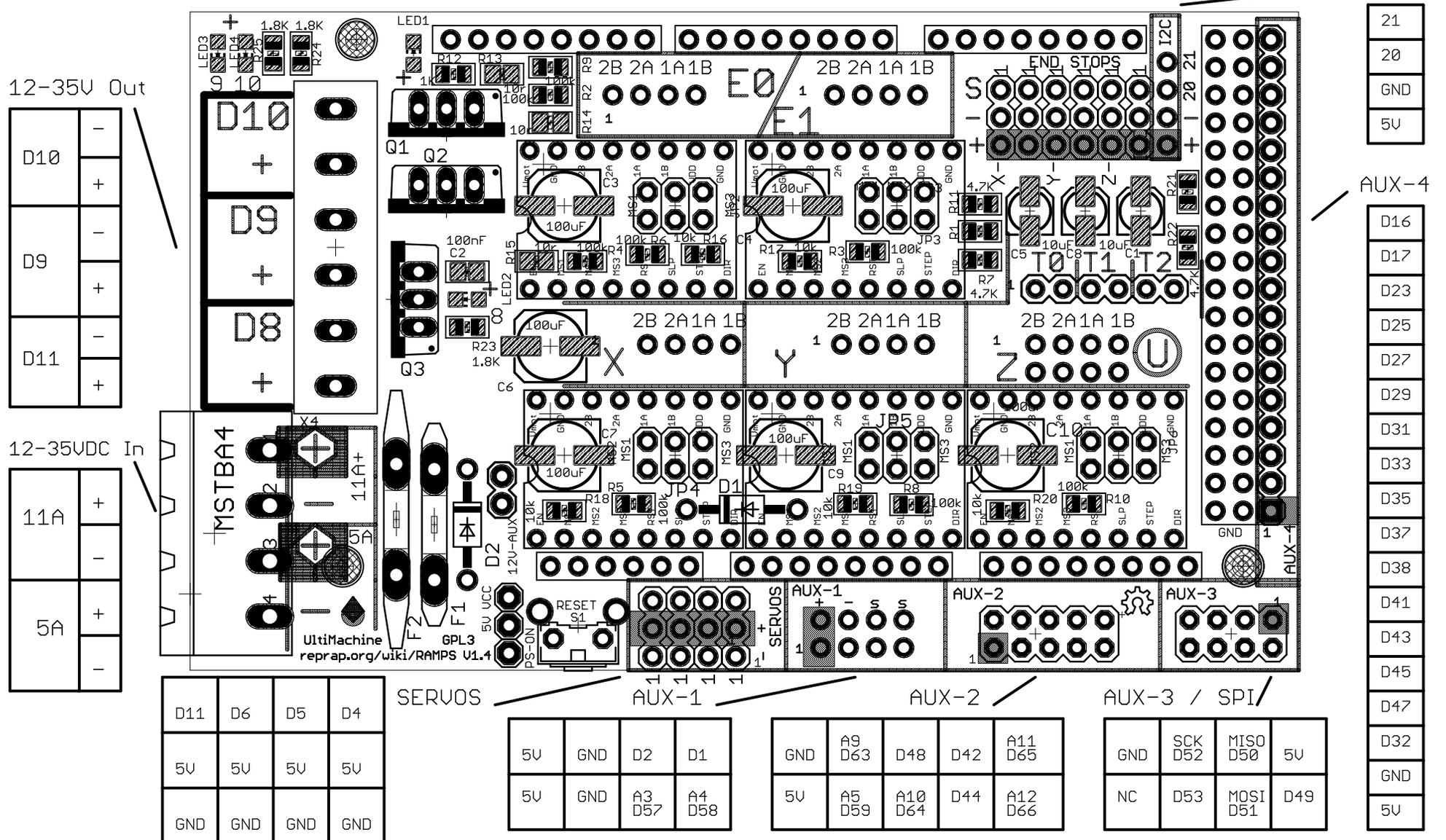
## AUX-4



# RAMPS 1.4 (RepRap Arduino MEGA Pololu Shield)

GPL v3

Reversing input power, and inserting stepper drivers incorrectly will destroy electronics.



# Datasheet Polulu A4988

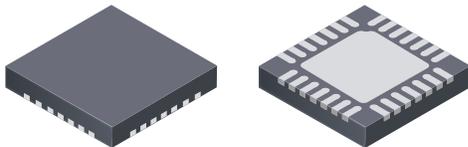
## DMOS Microstepping Driver with Translator And Overcurrent Protection

### Features and Benefits

- Low  $R_{DS(ON)}$  outputs
- Automatic current decay mode detection/selection
- Mixed and Slow current decay modes
- Synchronous rectification for low power dissipation
- Internal UVLO
- Crossover-current protection
- 3.3 and 5 V compatible logic supply
- Thermal shutdown circuitry
- Short-to-ground protection
- Shorted load protection
- Five selectable step modes: full,  $1/2$ ,  $1/4$ ,  $1/8$ , and  $1/16$

### Package:

28-contact QFN  
with exposed thermal pad  
5 mm × 5 mm × 0.90 mm  
(ET package)



Approximate size

### Description

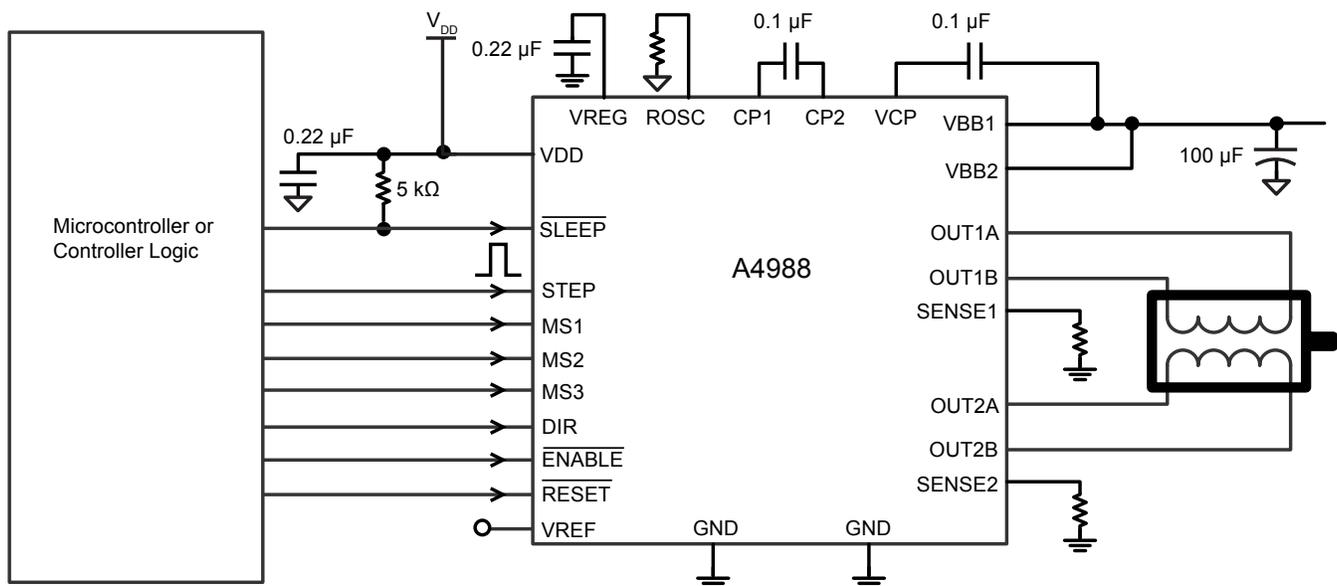
The A4988 is a complete microstepping motor driver with built-in translator for easy operation. It is designed to operate bipolar stepper motors in full-, half-, quarter-, eighth-, and sixteenth-step modes, with an output drive capacity of up to 35 V and  $\pm 2$  A. The A4988 includes a fixed off-time current regulator which has the ability to operate in Slow or Mixed decay modes.

The translator is the key to the easy implementation of the A4988. Simply inputting one pulse on the STEP input drives the motor one microstep. There are no phase sequence tables, high frequency control lines, or complex interfaces to program. The A4988 interface is an ideal fit for applications where a complex microprocessor is unavailable or is overburdened.

During stepping operation, the chopping control in the A4988 automatically selects the current decay mode, Slow or Mixed. In Mixed decay mode, the device is set initially to a fast decay for a proportion of the fixed off-time, then to a slow decay for the remainder of the off-time. Mixed decay current control results in reduced audible motor noise, increased step accuracy, and reduced power dissipation.

*Continued on the next page...*

### Typical Application Diagram



### Description (continued)

Internal synchronous rectification control circuitry is provided to improve power dissipation during PWM operation. Internal circuit protection includes: thermal shutdown with hysteresis, undervoltage lockout (UVLO), and crossover-current protection. Special power-on sequencing is not required.

The A4988 is supplied in a surface mount QFN package (ES), 5 mm × 5 mm, with a nominal overall package height of 0.90 mm and an exposed pad for enhanced thermal dissipation. It is lead (Pb) free (suffix -T), with 100% matte tin plated leadframes.

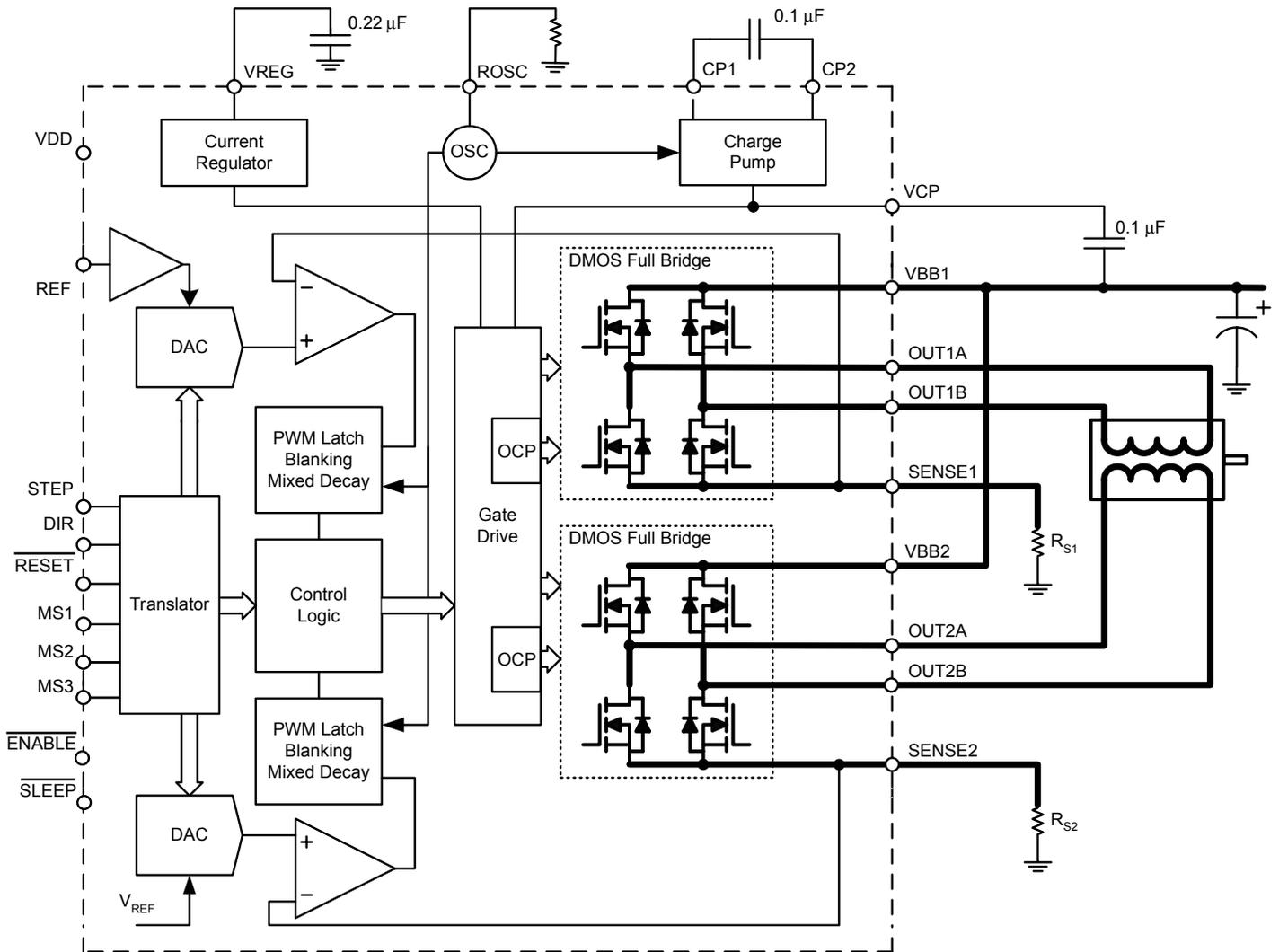
### Selection Guide

Part Number	Package	Packing
A4988SETTR-T	28-contact QFN with exposed thermal pad	1500 pieces per 7-in. reel

### Absolute Maximum Ratings

Characteristic	Symbol	Notes	Rating	Units
Load Supply Voltage	$V_{BB}$		35	V
Output Current	$I_{OUT}$		±2	A
Logic Input Voltage	$V_{IN}$		-0.3 to 5.5	V
Logic Supply Voltage	$V_{DD}$		-0.3 to 5.5	V
Motor Outputs Voltage			-2.0 to 37	V
Sense Voltage	$V_{SENSE}$		-0.5 to 0.5	V
Reference Voltage	$V_{REF}$		5.5	V
Operating Ambient Temperature	$T_A$	Range S	-20 to 85	°C
Maximum Junction	$T_J(max)$		150	°C
Storage Temperature	$T_{stg}$		-55 to 150	°C

Functional Block Diagram



**ELECTRICAL CHARACTERISTICS<sup>1</sup>** at  $T_A = 25^\circ\text{C}$ ,  $V_{BB} = 35\text{ V}$  (unless otherwise noted)

Characteristics	Symbol	Test Conditions	Min.	Typ. <sup>2</sup>	Max.	Units
<b>Output Drivers</b>						
Load Supply Voltage Range	$V_{BB}$	Operating	8	–	35	V
Logic Supply Voltage Range	$V_{DD}$	Operating	3.0	–	5.5	V
Output On Resistance	$R_{DSON}$	Source Driver, $I_{OUT} = -1.5\text{ A}$	–	320	430	m $\Omega$
		Sink Driver, $I_{OUT} = 1.5\text{ A}$	–	320	430	m $\Omega$
Body Diode Forward Voltage	$V_F$	Source Diode, $I_F = -1.5\text{ A}$	–	–	1.2	V
		Sink Diode, $I_F = 1.5\text{ A}$	–	–	1.2	V
Motor Supply Current	$I_{BB}$	$f_{PWM} < 50\text{ kHz}$	–	–	4	mA
		Operating, outputs disabled	–	–	2	mA
Logic Supply Current	$I_{DD}$	$f_{PWM} < 50\text{ kHz}$	–	–	8	mA
		Outputs off	–	–	5	mA
<b>Control Logic</b>						
Logic Input Voltage	$V_{IN(1)}$		$V_{DD} \times 0.7$	–	–	V
	$V_{IN(0)}$		–	–	$V_{DD} \times 0.3$	V
Logic Input Current	$I_{IN(1)}$	$V_{IN} = V_{DD} \times 0.7$	–20	<1.0	20	$\mu\text{A}$
	$I_{IN(0)}$	$V_{IN} = V_{DD} \times 0.3$	–20	<1.0	20	$\mu\text{A}$
Microstep Select	$R_{MS1}$	MS1 pin	–	100	–	k $\Omega$
	$R_{MS2}$	MS2 pin	–	50	–	k $\Omega$
	$R_{MS3}$	MS3 pin	–	100	–	k $\Omega$
Logic Input Hysteresis	$V_{HYS(IN)}$	As a % of $V_{DD}$	5	11	19	%
Blank Time	$t_{BLANK}$		0.7	1	1.3	$\mu\text{s}$
Fixed Off-Time	$t_{OFF}$	OSC = VDD or GND	20	30	40	$\mu\text{s}$
		$R_{OSC} = 25\text{ k}\Omega$	23	30	37	$\mu\text{s}$
Reference Input Voltage Range	$V_{REF}$		0	–	4	V
Reference Input Current	$I_{REF}$		–3	0	3	$\mu\text{A}$
Current Trip-Level Error <sup>3</sup>	err <sub>i</sub>	$V_{REF} = 2\text{ V}$ , % $I_{TripMAX} = 38.27\%$	–	–	$\pm 15$	%
		$V_{REF} = 2\text{ V}$ , % $I_{TripMAX} = 70.71\%$	–	–	$\pm 5$	%
		$V_{REF} = 2\text{ V}$ , % $I_{TripMAX} = 100.00\%$	–	–	$\pm 5$	%
Crossover Dead Time	$t_{DT}$		100	475	800	ns
<b>Protection</b>						
Overcurrent Protection Threshold <sup>4</sup>	$I_{OCPST}$		2.1	–	–	A
Thermal Shutdown Temperature	$T_{TSD}$		–	165	–	$^\circ\text{C}$
Thermal Shutdown Hysteresis	$T_{TSDHYS}$		–	15	–	$^\circ\text{C}$
VDD Undervoltage Lockout	$V_{DDUVLO}$	$V_{DD}$ rising	2.7	2.8	2.9	V
VDD Undervoltage Hysteresis	$V_{DDUVLOHYS}$		–	90	–	mV

<sup>1</sup>For input and output current specifications, negative current is defined as coming out of (sourcing) the specified device pin.

<sup>2</sup>Typical data are for initial design estimations only, and assume optimum manufacturing and application conditions. Performance may vary for individual units, within the specified maximum and minimum limits.

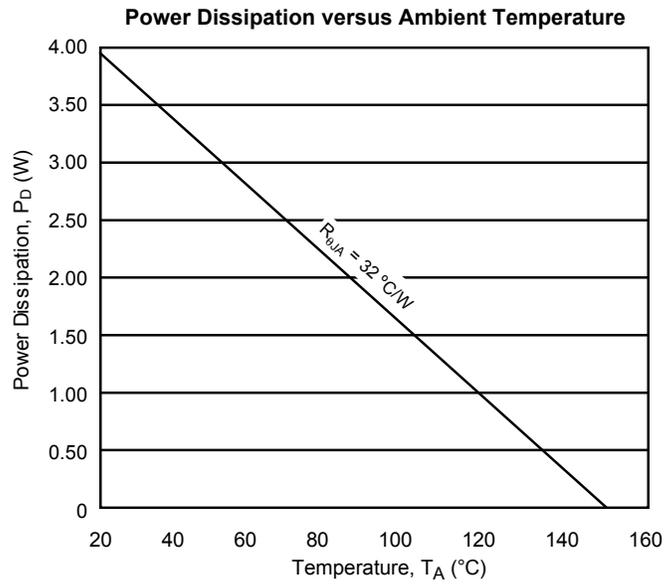
<sup>3</sup> $V_{ERR} = [(V_{REF}/8) - V_{SENSE}] / (V_{REF}/8)$ .

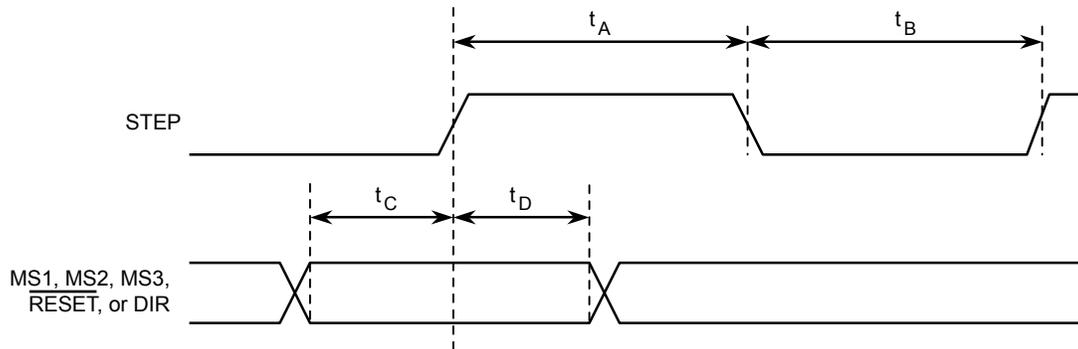
<sup>4</sup>Overcurrent protection (OCP) is tested at  $T_A = 25^\circ\text{C}$  in a restricted range and guaranteed by characterization.

## THERMAL CHARACTERISTICS

Characteristic	Symbol	Test Conditions*	Value	Units
Package Thermal Resistance	$R_{\theta JA}$	Four-layer PCB, based on JEDEC standard	32	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$

\*Additional thermal information available on Allegro Web site.





Time Duration	Symbol	Typ.	Unit
STEP minimum, HIGH pulse width	$t_A$	1	$\mu\text{s}$
STEP minimum, LOW pulse width	$t_B$	1	$\mu\text{s}$
Setup time, input change to STEP	$t_C$	200	ns
Hold time, input change to STEP	$t_D$	200	ns

Figure 1: Logic Interface Timing Diagram

Table 1: Microstepping Resolution Truth Table

MS1	MS2	MS3	Microstep Resolution	Excitation Mode
L	L	L	Full Step	2 Phase
H	L	L	Half Step	1-2 Phase
L	H	L	Quarter Step	W1-2 Phase
H	H	L	Eighth Step	2W1-2 Phase
H	H	H	Sixteenth Step	4W1-2 Phase

## Functional Description

**Device Operation.** The A4988 is a complete microstepping motor driver with a built-in translator for easy operation with minimal control lines. It is designed to operate bipolar stepper motors in full-, half-, quarter-, eighth, and sixteenth-step modes. The currents in each of the two output full-bridges and all of the N-channel DMOS FETs are regulated with fixed off-time PWM (pulse width modulated) control circuitry. At each step, the current for each full-bridge is set by the value of its external current-sense resistor ( $R_{S1}$  and  $R_{S2}$ ), a reference voltage ( $V_{REF}$ ), and the output voltage of its DAC (which in turn is controlled by the output of the translator).

At power-on or reset, the translator sets the DACs and the phase current polarity to the initial Home state (shown in Figures 9 through 13), and the current regulator to Mixed Decay Mode for both phases. When a step command signal occurs on the STEP input, the translator automatically sequences the DACs to the next level and current polarity. (See Table 2 for the current-level sequence.) The microstep resolution is set by the combined effect of the MSx inputs, as shown in Table 1.

When stepping, if the new output levels of the DACs are lower than their previous output levels, then the decay mode for the active full-bridge is set to Mixed. If the new output levels of the DACs are higher than or equal to their previous levels, then the decay mode for the active full-bridge is set to Slow. This automatic current decay selection improves microstepping performance by reducing the distortion of the current waveform that results from the back EMF of the motor.

**Microstep Select (MSx).** The microstep resolution is set by the voltage on logic inputs MSx, as shown in Table 1. The MS1 and MS3 pins have a 100 k $\Omega$  pull-down resistance, and the MS2 pin has a 50 k $\Omega$  pull-down resistance. When changing the step mode the change does not take effect until the next STEP rising edge.

If the step mode is changed without a translator reset, and absolute position must be maintained, it is important to change the step mode at a step position that is common to both step modes in order to avoid missing steps. When the device is powered down, or reset due to TSD or an over current event the translator is set to

the home position which is by default common to all step modes.

**Mixed Decay Operation.** The bridge operates in Mixed decay mode, at power-on and reset, and during normal running according to the ROSC configuration and the step sequence, as shown in Figures 9 through 13. During Mixed decay, when the trip point is reached, the A4988 initially goes into a fast decay mode for 31.25% of the off-time,  $t_{OFF}$ . After that, it switches to Slow decay mode for the remainder of  $t_{OFF}$ . A timing diagram for this feature appears on the next page.

Typically, mixed decay is only necessary when the current in the winding is going from a higher value to a lower value as determined by the state of the translator. For most loads automatically-selected mixed decay is convenient because it minimizes ripple when the current is rising and prevents missed steps when the current is falling. For some applications where microstepping at very low speeds is necessary, the lack of back EMF in the winding causes the current to increase in the load quickly, resulting in missed steps. This is shown in Figure 2. By pulling the ROSC pin to ground, mixed decay is set to be active 100% of the time, for both rising and falling currents, and prevents missed steps as shown in Figure 3. If this is not an issue, it is recommended that automatically-selected mixed decay be used, because it will produce reduced ripple currents. Refer to the Fixed Off-Time section for details.

**Low Current Microstepping.** Intended for applications where the minimum on-time prevents the output current from regulating to the programmed current level at low current steps. To prevent this, the device can be set to operate in Mixed decay mode on both rising and falling portions of the current waveform. This feature is implemented by shorting the ROSC pin to ground. In this state, the off-time is internally set to 30  $\mu$ s.

**Reset Input ( $\overline{RESET}$ ).** The  $\overline{RESET}$  input sets the translator to a predefined Home state (shown in Figures 9 through 13), and turns off all of the FET outputs. All STEP inputs are ignored until the  $\overline{RESET}$  input is set to high.

**Step Input (STEP).** A low-to-high transition on the STEP

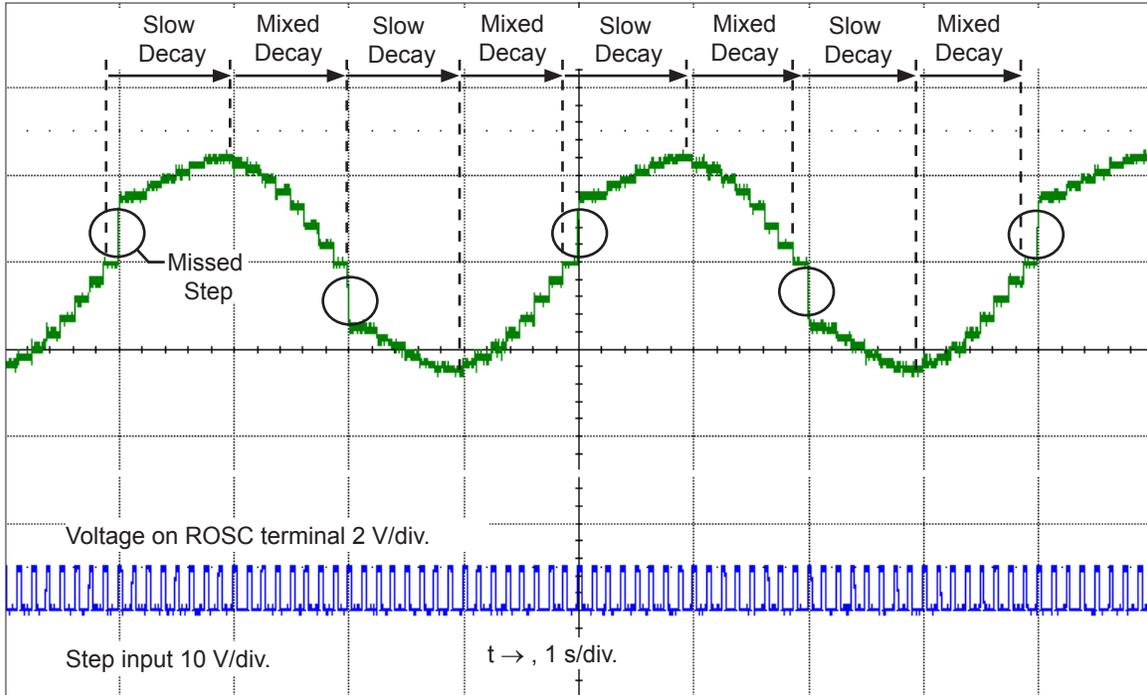


Figure 2: Missed Steps in Low-Speed Microstepping

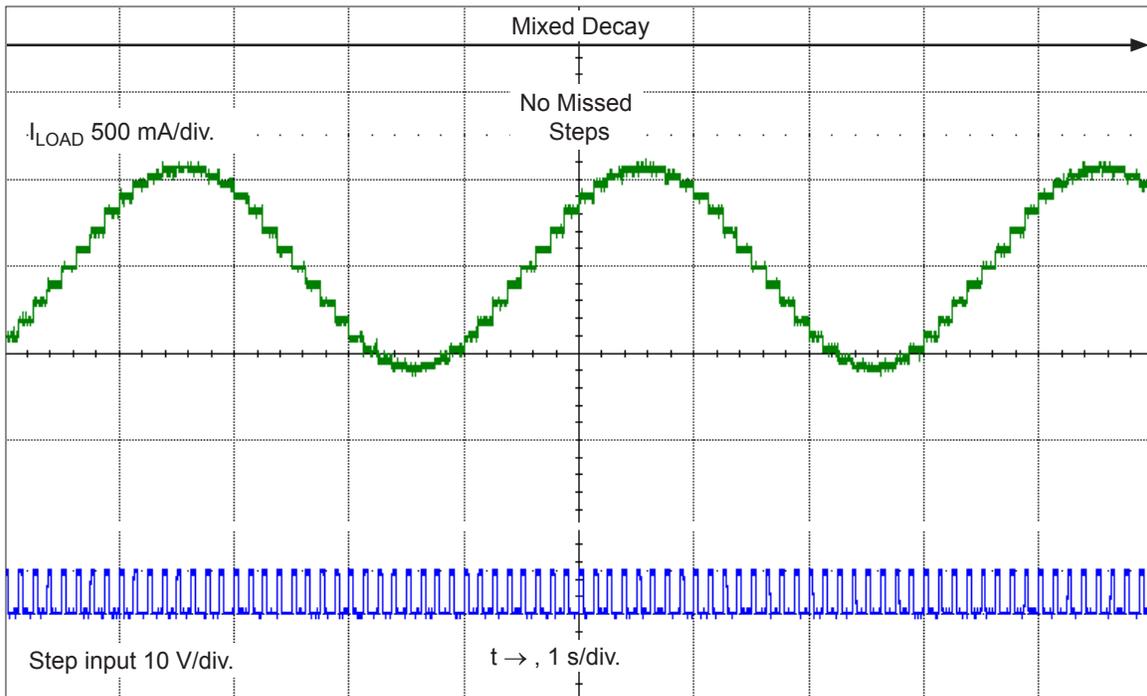


Figure 3: Continuous Stepping Using Automatically-Selected Mixed Stepping (ROSC pin grounded)

input sequences the translator and advances the motor one increment. The translator controls the input to the DACs and the direction of current flow in each winding. The size of the increment is determined by the combined state of the MSx inputs.

**Direction Input (DIR).** This determines the direction of rotation of the motor. Changes to this input do not take effect until the next STEP rising edge.

**Internal PWM Current Control.** Each full-bridge is controlled by a fixed off-time PWM current control circuit that limits the load current to a desired value,  $I_{TRIP}$ . Initially, a diagonal pair of source and sink FET outputs are enabled and current flows through the motor winding and the current sense resistor,  $R_{Sx}$ . When the voltage across  $R_{Sx}$  equals the DAC output voltage, the current sense comparator resets the PWM latch. The latch then turns off the appropriate source driver and initiates a fixed off time decay mode

The maximum value of current limiting is set by the selection of  $R_{Sx}$  and the voltage at the VREF pin. The transconductance function is approximated by the maximum value of current limiting,  $I_{TRIPMAX}$  (A), which is set by

$$I_{TRIPMAX} = V_{REF} / (8 \times R_S)$$

where  $R_S$  is the resistance of the sense resistor ( $\Omega$ ) and  $V_{REF}$  is the input voltage on the REF pin (V).

The DAC output reduces the  $V_{REF}$  output to the current sense comparator in precise steps, such that

$$I_{trip} = (\%I_{TRIPMAX} / 100) \times I_{TRIPMAX}$$

(See Table 2 for  $\%I_{TRIPMAX}$  at each step.)

It is critical that the maximum rating (0.5 V) on the SENSE1 and SENSE2 pins is not exceeded.

**Fixed Off-Time.** The internal PWM current control circuitry uses a one-shot circuit to control the duration of time that the DMOS FETs remain off. The off-time,  $t_{OFF}$ , is determined by the ROSC terminal. The ROSC terminal has three settings:

- ROSC tied to VDD — off-time internally set to 30  $\mu$ s, decay mode is automatic Mixed decay except when in full step where decay mode is set to Slow decay
- ROSC tied directly to ground — off-time internally set to 30  $\mu$ s, current decay is set to Mixed decay for both increasing and decreasing currents for all step modes.

- ROSC through a resistor to ground — off-time is determined by the following formula, the decay mode is automatic Mixed decay for all step modes except full step which is set to slow decay.

$$t_{OFF} \approx R_{OSC} / 825$$

Where  $t_{OFF}$  is in  $\mu$ s.

**Blanking.** This function blanks the output of the current sense comparators when the outputs are switched by the internal current control circuitry. The comparator outputs are blanked to prevent false overcurrent detection due to reverse recovery currents of the clamp diodes, and switching transients related to the capacitance of the load. The blank time,  $t_{BLANK}$  ( $\mu$ s), is approximately

$$t_{BLANK} \approx 1 \mu s$$

### Shorted-Load and Short-to-Ground Protection.

If the motor leads are shorted together, or if one of the leads is shorted to ground, the driver will protect itself by sensing the overcurrent event and disabling the driver that is shorted, protecting the device from damage. In the case of a short-to-ground, the device will remain disabled (latched) until the SLEEP input goes high or VDD power is removed. A short-to-ground overcurrent event is shown in Figure 4.

When the two outputs are shorted together, the current path is through the sense resistor. After the blanking time ( $\approx 1 \mu$ s) expires, the sense resistor voltage is exceeding its trip value, due to the overcurrent condition that exists. This causes the driver to go into a fixed off-time cycle. After the fixed off-time expires the driver turns on again and the process repeats. In this condition the driver is completely protected against overcurrent events, but the short is repetitive with a period equal to the fixed off-time of the driver. This condition is shown in Figure 5.

During a shorted load event it is normal to observe both a positive and negative current spike as shown in Figure 3, due to the direction change implemented by the Mixed decay feature. This is shown in Figure 6. In both instances the overcurrent circuitry is protecting the driver and prevents damage to the device.

**Charge Pump (CP1 and CP2).** The charge pump is used to generate a gate supply greater than that of VBB for driving the source-side FET gates. A 0.1  $\mu$ F ceramic capacitor, should be connected between CP1 and CP2. In addition, a 0.1  $\mu$ F ceramic capacitor is required between VCP and VBB, to act as a reservoir for operating the high-side FET gates.

Capacitor values should be Class 2 dielectric  $\pm 15\%$  maximum, or tolerance R, according to EIA (Electronic Industries Alliance) specifications.

**V<sub>REG</sub> (VREG).** This internally-generated voltage is used to operate the sink-side FET outputs. The nominal output voltage of the VREG terminal is 7 V. The VREG pin must be decoupled with a 0.22  $\mu$ F ceramic capacitor to ground. V<sub>REG</sub> is internally monitored. In the case of a fault condition, the FET outputs of the A4988 are disabled.

Capacitor values should be Class 2 dielectric  $\pm 15\%$  maximum, or tolerance R, according to EIA (Electronic Industries Alliance) specifications.

**Enable Input ( $\overline{\text{ENABLE}}$ ).** This input turns on or off all of the FET outputs. When set to a logic high, the outputs are disabled. When set to a logic low, the internal control enables the outputs as required. The translator inputs STEP, DIR, and MSx, as well as the internal sequencing logic, all remain active, independent of the  $\overline{\text{ENABLE}}$  input state.

**Shutdown.** In the event of a fault, overtemperature (excess  $T_J$ ) or an undervoltage (on VCP), the FET outputs of the A4988 are disabled until the fault condition is removed. At power-on, the UVLO (undervoltage lockout) circuit disables the FET outputs and resets the translator to the Home state.

**Sleep Mode ( $\overline{\text{SLEEP}}$ ).** To minimize power consumption when the motor is not in use, this input disables much of the internal circuitry including the output FETs, current regulator, and charge pump. A logic low on the  $\overline{\text{SLEEP}}$  pin puts the A4988 into Sleep mode. A logic high allows normal operation, as well as start-up (at which time the A4988 drives the motor to the Home microstep position). When emerging from Sleep mode, in order to allow the charge pump to stabilize, provide a delay of 1 ms before issuing a Step command.

**Mixed Decay Operation.** The bridge operates in Mixed Decay mode, depending on the step sequence, as shown in Figures 9 through 13. As the trip point is reached, the A4988 initially goes into a fast decay mode for 31.25% of the off-time,  $t_{\text{OFF}}$ . After that, it switches to Slow Decay mode for the remainder of  $t_{\text{OFF}}$ . A timing diagram for this feature appears in Figure 7.

**Synchronous Rectification.** When a PWM-off cycle is triggered by an internal fixed-off time cycle, load current recirculates according to the decay mode selected by the control logic. This synchronous rectification feature turns on the appropriate FETs during current decay, and effectively shorts out the body diodes with the low FET  $R_{\text{DS(ON)}}$ . This reduces power dissipation significantly, and can eliminate the need for external Schottky diodes in many applications. Synchronous rectification turns off when the load current approaches zero (0 A), preventing reversal of the load current.

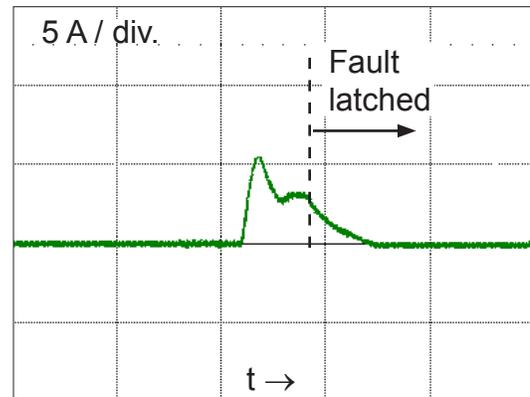


Figure 4: Short-to-Ground Event

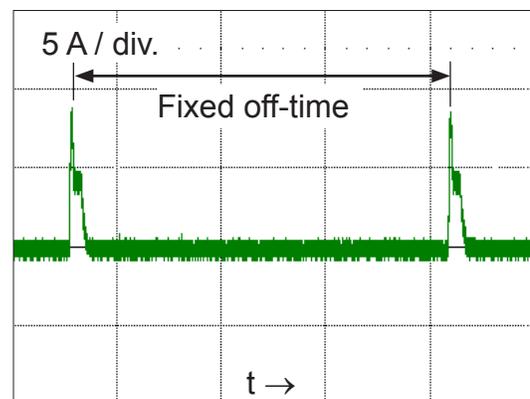


Figure 5: Shorted Load (OUTxA → OUTxB) in Slow Decay Mode

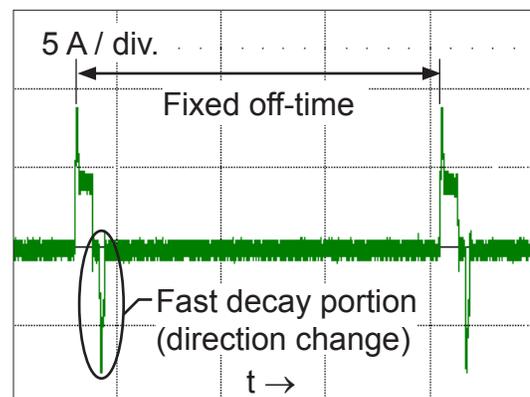
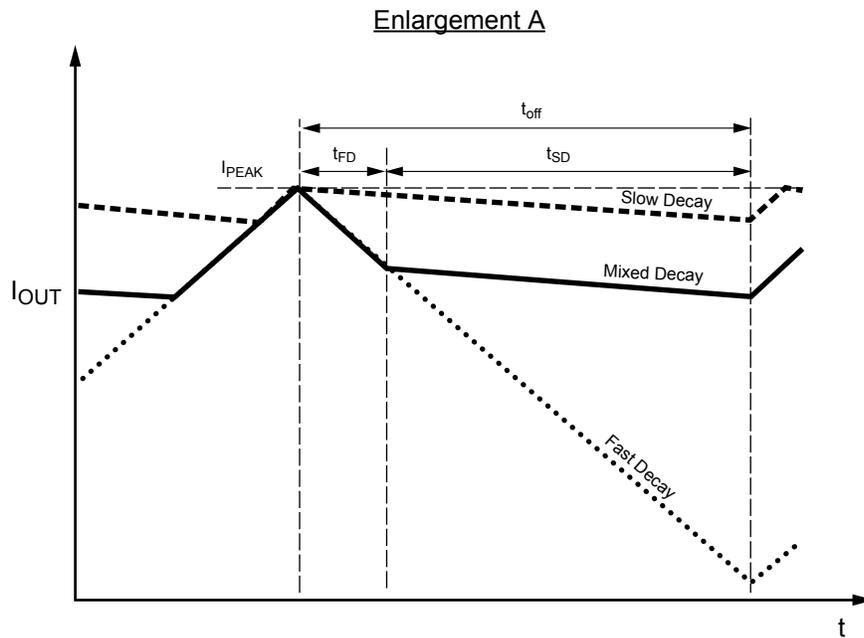
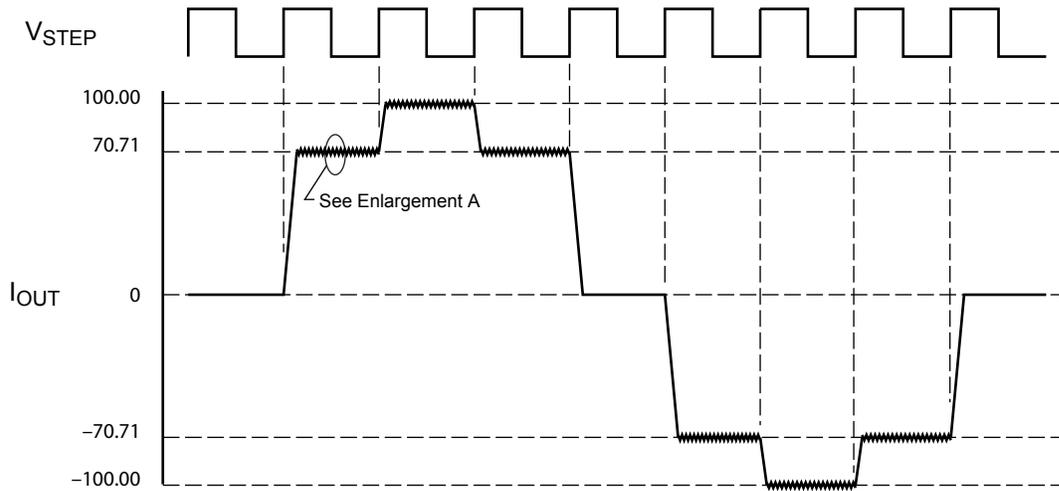


Figure 6: Shorted Load (OUTxA → OUTxB) in Mixed Decay Mode



Symbol	Characteristic
$t_{off}$	Device fixed off-time
$I_{PEAK}$	Maximum output current
$t_{SD}$	Slow decay interval
$t_{FD}$	Fast decay interval
$I_{OUT}$	Device output current

Figure 7: Current Decay Modes Timing Chart

## Application Layout

**Layout.** The printed circuit board should use a heavy ground-plane. For optimum electrical and thermal performance, the A4988 must be soldered directly onto the board. Pins 3 and 18 are internally fused, which provides a path for enhanced thermal dissipation. These pins should be soldered directly to an exposed surface on the PCB that connects to thermal vias are used to transfer heat to other layers of the PCB.

In order to minimize the effects of ground bounce and offset issues, it is important to have a low impedance single-point ground, known as a *star ground*, located very close to the device. By making the connection between the pad and the ground plane directly under the A4988, that area becomes an ideal location for a star ground point. A low impedance ground will prevent ground bounce during high current operation and ensure that the supply voltage remains stable at the input terminal.

The two input capacitors should be placed in parallel, and as close to the device supply pins as possible. The ceramic capacitor (CIN1) should be closer to the pins than the bulk capacitor (CIN2). This is necessary because the ceramic capacitor will be responsible for delivering the high frequency current components. The sense resistors, RSx, should have a very low impedance path to ground, because they must carry a large current while supporting very accurate voltage measurements by the current sense comparators. Long ground traces will cause additional voltage drops, adversely affecting the ability of the comparators to accurately measure the current in the windings. The SENSEx pins have very short traces to the RSx resistors and very thick, low impedance traces directly to the star ground underneath the device. If possible, there should be no other components on the sense circuits.

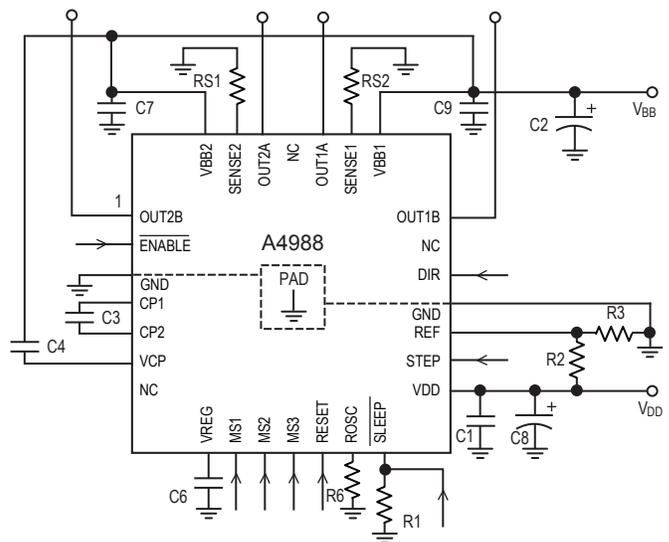
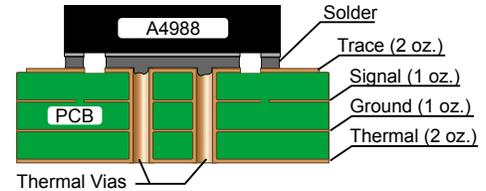
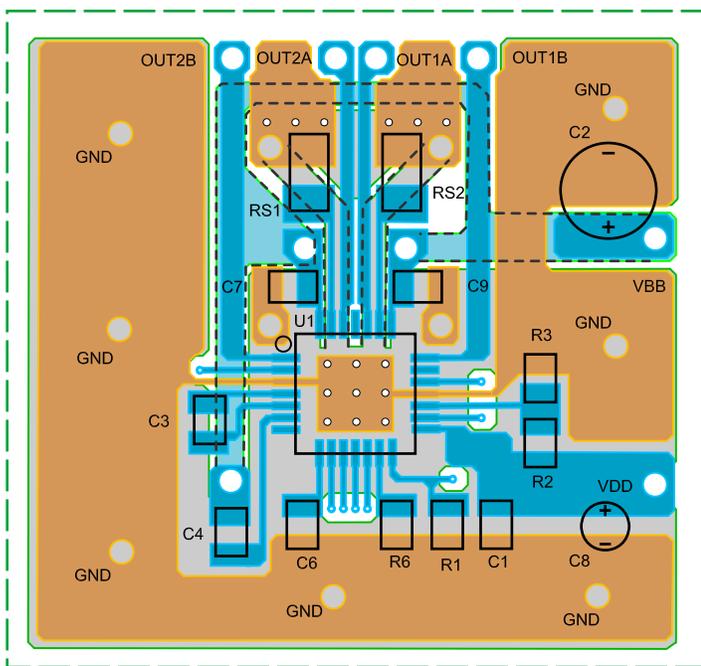
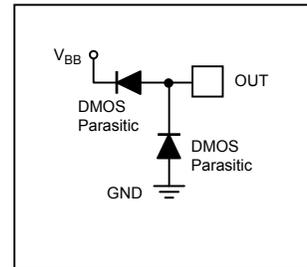
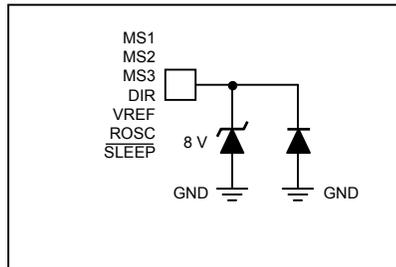
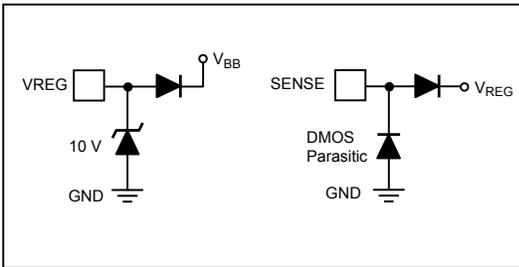
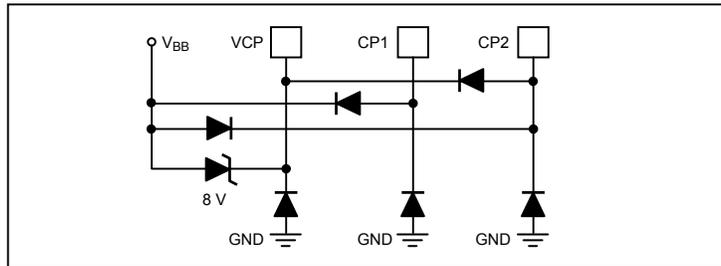
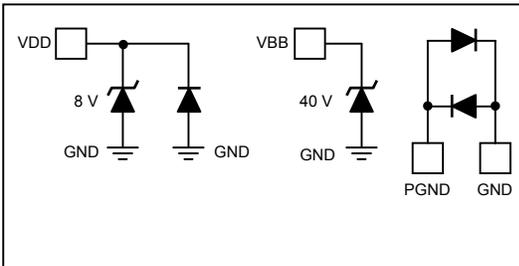


Figure 8: Typical Application and Circuit Layout

Pin Circuit Diagrams



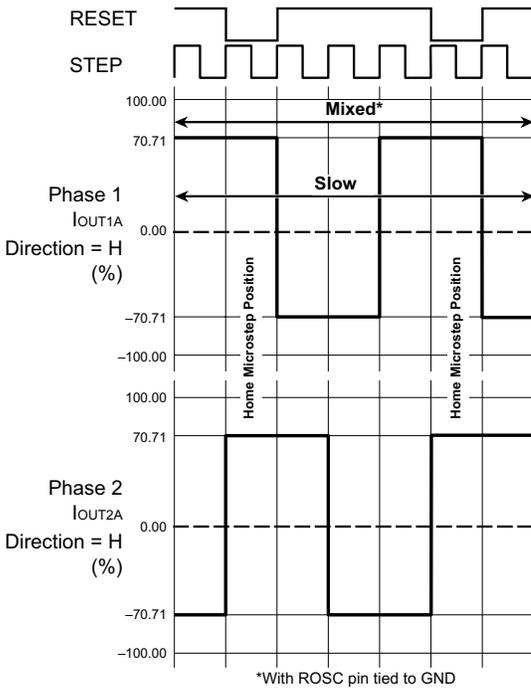


Figure 9: Decay Mode for Full-Step Increments

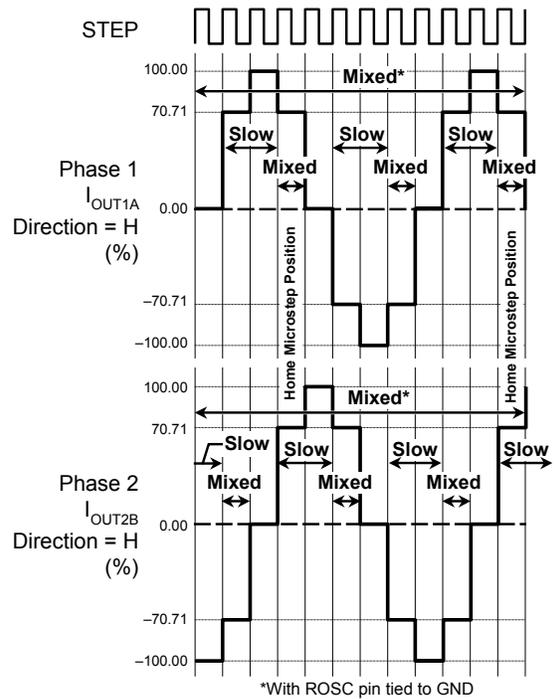


Figure 10: Decay Modes for Half-Step Increments

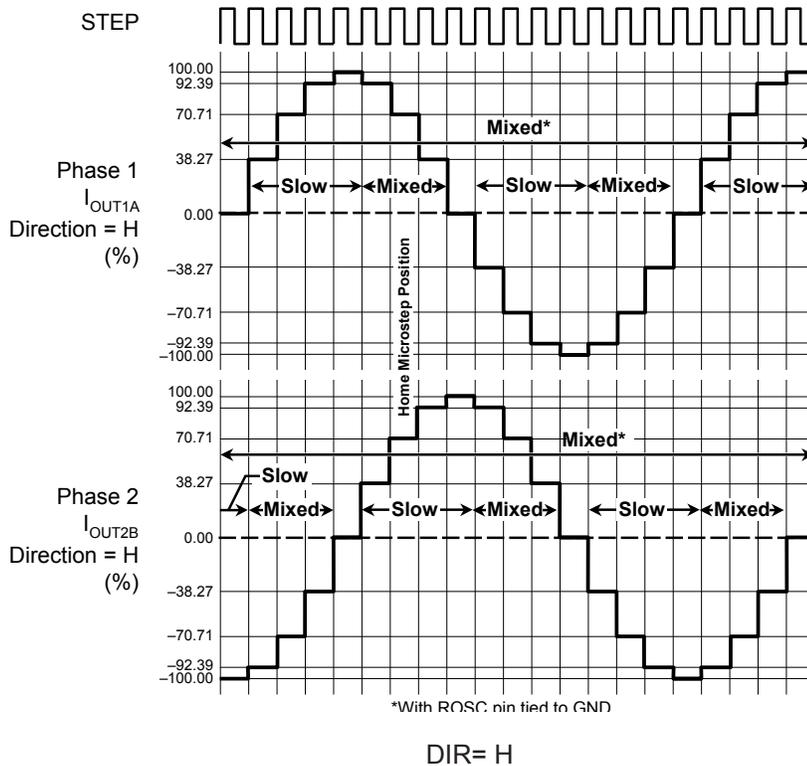


Figure 11: Decay Modes for Quarter-Step Increments

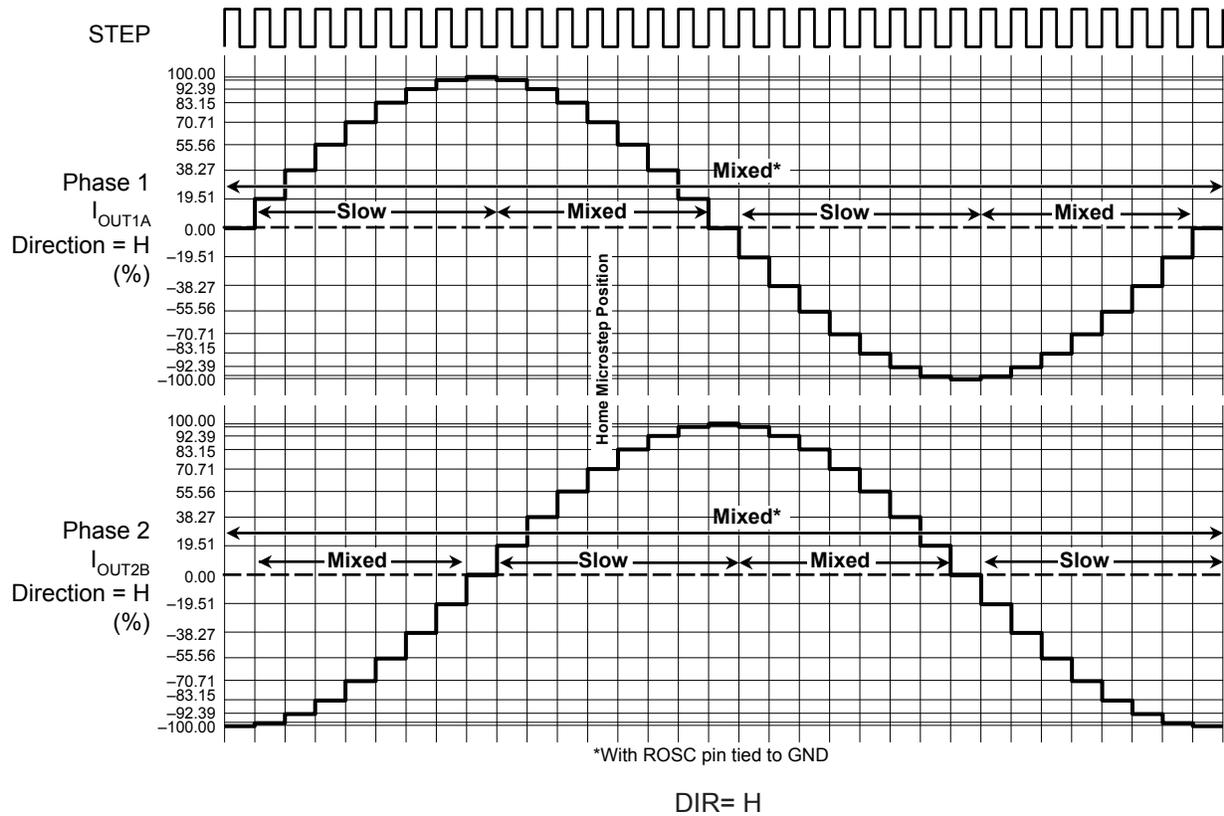


Figure 12: Decay Modes for Eighth-Step Increments

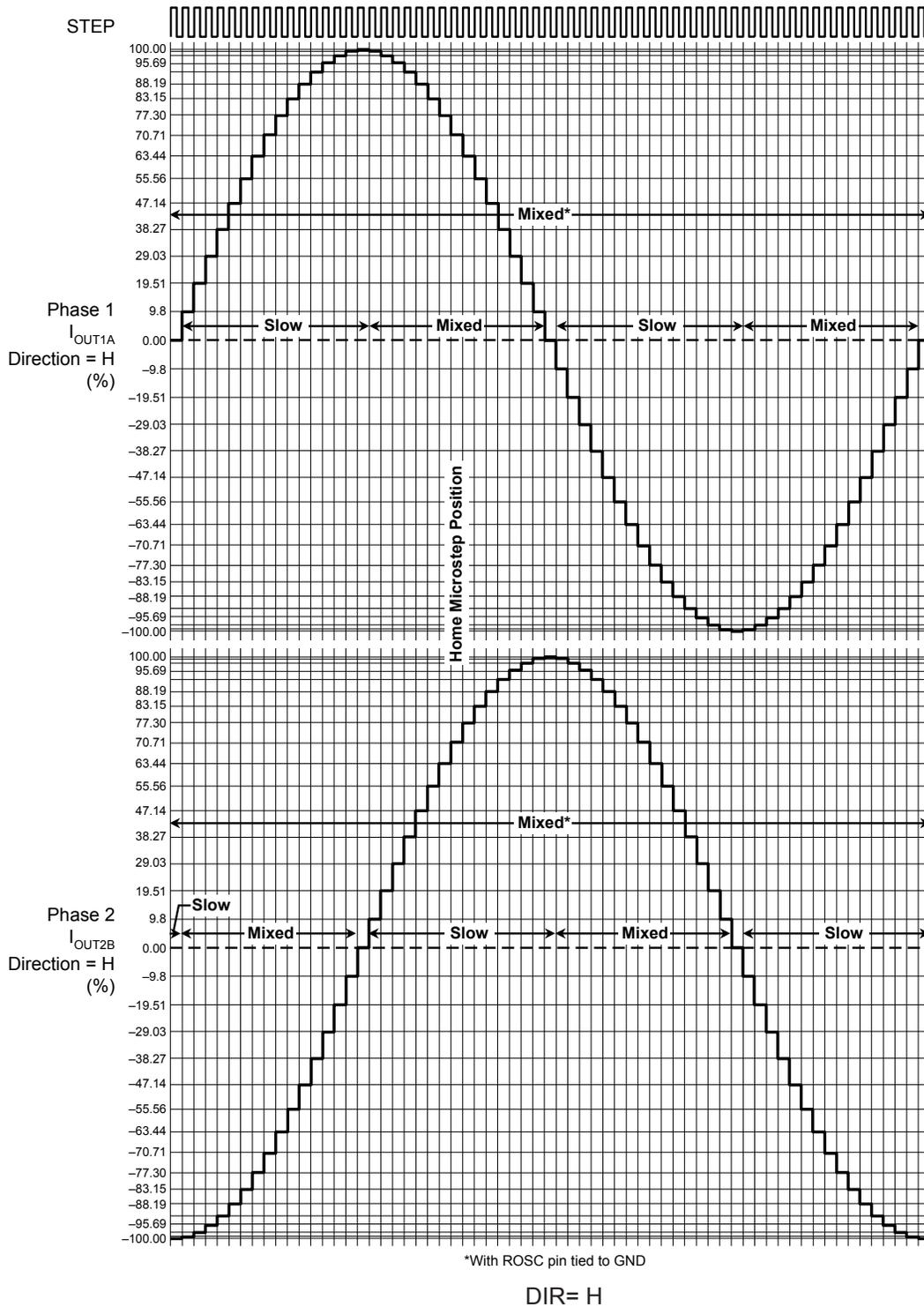
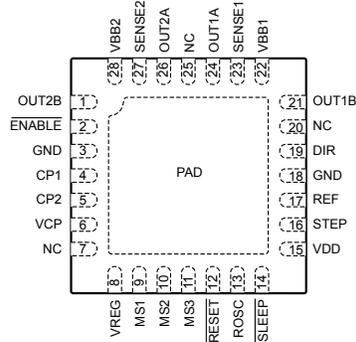


Figure 13: Decay Modes for Sixteenth-Step Increments

Table 2: Step Sequencing Settings  
Home microstep position at Step Angle 45°; DIR = H

Full Step #	Half Step #	1/4 Step #	1/8 Step #	1/16 Step #	Phase 1 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Phase 2 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Step Angle (°)	Full Step #	Half Step #	1/4 Step #	1/8 Step #	1/16 Step #	Phase 1 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Phase 2 Current [% I <sub>tripMax</sub> ] (%)	Step Angle (°)
	1	1	1	1	100.00	0.00	0.0		5	9	17	33	-100.00	0.00	180.0
				2	99.52	9.80	5.6					34	-99.52	-9.80	185.6
			2	3	98.08	19.51	11.3				18	35	-98.08	-19.51	191.3
				4	95.69	29.03	16.9					36	-95.69	-29.03	196.9
		2	3	5	92.39	38.27	22.5			10	19	37	-92.39	-38.27	202.5
				6	88.19	47.14	28.1					38	-88.19	-47.14	208.1
			4	7	83.15	55.56	33.8				20	39	-83.15	-55.56	213.8
				8	77.30	63.44	39.4					40	-77.30	-63.44	219.4
1	2	3	5	9	70.71	70.71	45.0	3	6	11	21	41	-70.71	-70.71	225.0
				10	63.44	77.30	50.6					42	-63.44	-77.30	230.6
			6	11	55.56	83.15	56.3				22	43	-55.56	-83.15	236.3
				12	47.14	88.19	61.9					44	-47.14	-88.19	241.9
		4	7	13	38.27	92.39	67.5			12	23	45	-38.27	-92.39	247.5
				14	29.03	95.69	73.1					46	-29.03	-95.69	253.1
			8	15	19.51	98.08	78.8				24	47	-19.51	-98.08	258.8
				16	9.80	99.52	84.4					48	-9.80	-99.52	264.4
	3	5	9	17	0.00	100.00	90.0		7	13	25	49	0.00	-100.00	270.0
				18	-9.80	99.52	95.6					50	9.80	-99.52	275.6
			10	19	-19.51	98.08	101.3				26	51	19.51	-98.08	281.3
				20	-29.03	95.69	106.9					52	29.03	-95.69	286.9
		6	11	21	-38.27	92.39	112.5			14	27	53	38.27	-92.39	292.5
				22	-47.14	88.19	118.1					54	47.14	-88.19	298.1
			12	23	-55.56	83.15	123.8				28	55	55.56	-83.15	303.8
				24	-63.44	77.30	129.4					56	63.44	-77.30	309.4
2	4	7	13	25	-70.71	70.71	135.0	4	8	15	29	57	70.71	-70.71	315.0
				26	-77.30	63.44	140.6					58	77.30	-63.44	320.6
			14	27	-83.15	55.56	146.3				30	59	83.15	-55.56	326.3
				28	-88.19	47.14	151.9					60	88.19	-47.14	331.9
		8	15	29	-92.39	38.27	157.5			16	31	61	92.39	-38.27	337.5
				30	-95.69	29.03	163.1					62	95.69	-29.03	343.1
			16	31	-98.08	19.51	168.8				32	63	98.08	-19.51	348.8
				32	-99.52	9.80	174.4					64	99.52	-9.80	354.4

Pin-out Diagram

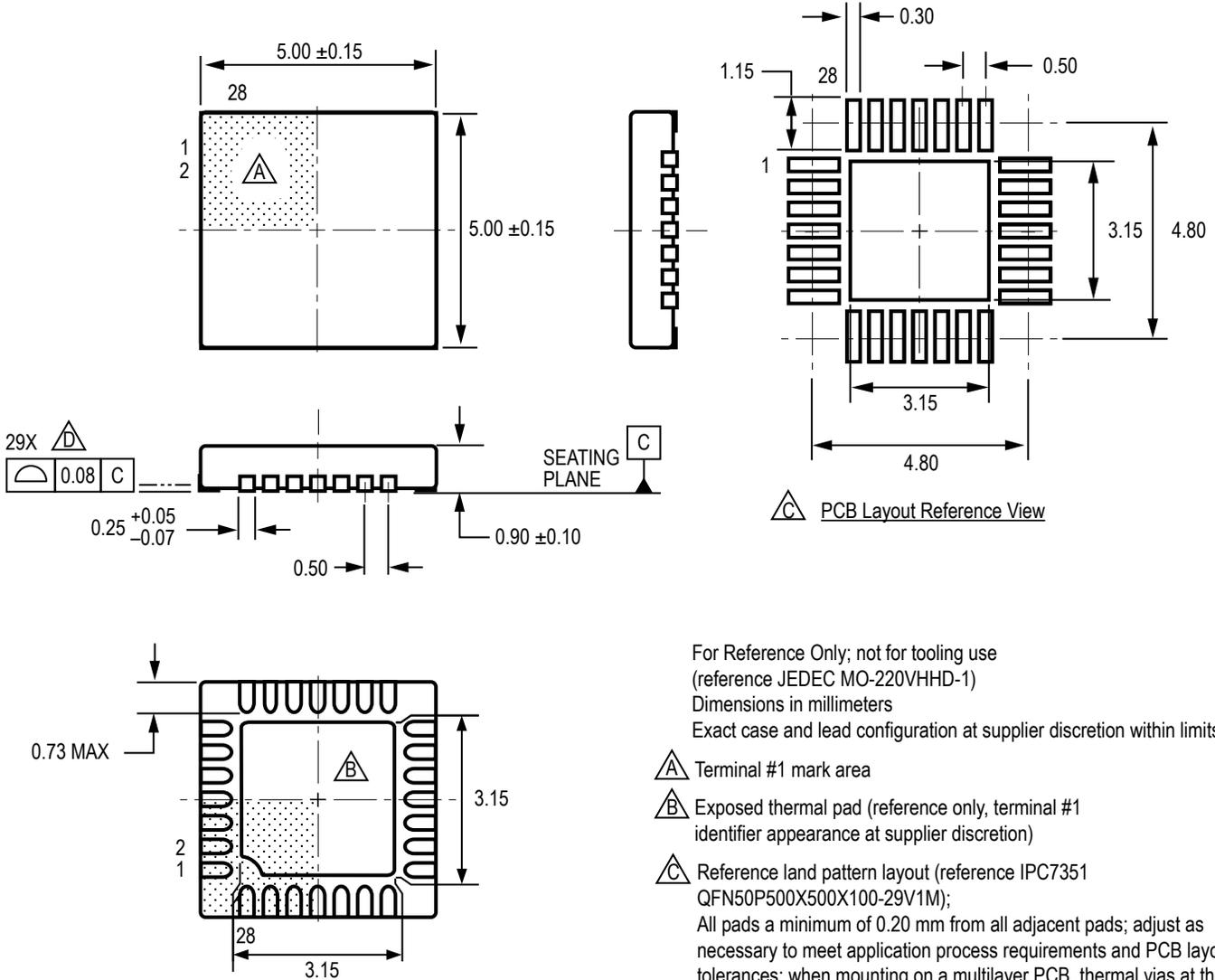


Terminal List Table

Name	Number	Description
CP1	4	Charge pump capacitor terminal
CP2	5	Charge pump capacitor terminal
VCP	6	Reservoir capacitor terminal
VREG	8	Regulator decoupling terminal
MS1	9	Logic input
MS2	10	Logic input
MS3	11	Logic input
$\overline{\text{RESET}}$	12	Logic input
ROSC	13	Timing set
$\overline{\text{SLEEP}}$	14	Logic input
VDD	15	Logic supply
STEP	16	Logic input
REF	17	G <sub>m</sub> reference voltage input
GND	3, 18	Ground*
DIR	19	Logic input
OUT1B	21	DMOS Full Bridge 1 Output B
VBB1	22	Load supply
SENSE1	23	Sense resistor terminal for Bridge 1
OUT1A	24	DMOS Full Bridge 1 Output A
OUT2A	26	DMOS Full Bridge 2 Output A
SENSE2	27	Sense resistor terminal for Bridge 2
VBB2	28	Load supply
OUT2B	1	DMOS Full Bridge 2 Output B
$\overline{\text{ENABLE}}$	2	Logic input
NC	7, 20, 25	No connection
PAD	–	Exposed pad for enhanced thermal dissipation*

\*The GND pins must be tied together externally by connecting to the PAD ground plane under the device.

**ET Package, 28-Pin QFN with Exposed Thermal Pad**



For Reference Only; not for tooling use  
(reference JEDEC MO-220VHHD-1)  
Dimensions in millimeters  
Exact case and lead configuration at supplier discretion within limits shown

- △ Terminal #1 mark area
- △ Exposed thermal pad (reference only, terminal #1 identifier appearance at supplier discretion)
- △ Reference land pattern layout (reference IPC7351 QFN50P500X500X100-29V1M);  
All pads a minimum of 0.20 mm from all adjacent pads; adjust as necessary to meet application process requirements and PCB layout tolerances; when mounting on a multilayer PCB, thermal vias at the exposed thermal pad land can improve thermal dissipation (reference EIA/JEDEC Standard JESD51-5)
- △ Coplanarity includes exposed thermal pad and terminals

**Revision History**

<b>Revision</b>	<b>Revision Date</b>	<b>Description of Revision</b>
4	January 27, 2012	Update $I_{OCPST}$
5	May 7, 2014	Revised text on pg. 9; revised Figure 8 and Table 2

Copyright ©2009-2014, Allegro MicroSystems, LLC

Allegro MicroSystems, LLC reserves the right to make, from time to time, such departures from the detail specifications as may be required to permit improvements in the performance, reliability, or manufacturability of its products. Before placing an order, the user is cautioned to verify that the information being relied upon is current.

Allegro's products are not to be used in any devices or systems, including but not limited to life support devices or systems, in which a failure of Allegro's product can reasonably be expected to cause bodily harm.

The information included herein is believed to be accurate and reliable. However, Allegro MicroSystems, LLC assumes no responsibility for its use; nor for any infringement of patents or other rights of third parties which may result from its use.

For the latest version of this document, visit our website:

[www.allegromicro.com](http://www.allegromicro.com)



# Datasheet Termistor NTC 100K



## 100K Thermistor Output Table

°F	°C	Ohms	°F	°C	Ohms	°F	°C	Ohms
-39	-39.44	3916295	37	2.78	302466	113	45.00	41303
-37	-38.33	3627711	39	3.89	285206	115	46.11	39434
-35	-37.22	3362274	41	5.00	269035	117	47.22	37660
-33	-36.11	3117987	43	6.11	253877	119	48.33	35976
-31	-35.00	2893035	45	7.22	239664	121	49.44	34376
-29	-33.89	2685770	47	8.33	226331	123	50.56	32843
-27	-32.78	2494694	49	9.44	213819	125	51.67	31399
-25	-31.67	2318444	51	10.56	201971	127	52.78	30027
-23	-30.56	2155781	53	11.67	190946	129	53.89	28722
-21	-29.44	2004274	55	12.78	180588	131	55.00	27481
-19	-28.33	1865595	57	13.89	170853	133	56.11	26300
-17	-27.22	1737397	59	15.00	161700	135	57.22	25177
-15	-26.11	1618827	61	16.11	153092	137	58.33	24107
-13	-25.00	1509102	63	17.22	144992	139	59.44	23089
-11	-23.89	1407512	65	18.33	137367	141	60.56	22111
-9	-22.78	1313405	67	19.44	130189	143	61.67	21188
-7	-21.67	1226184	69	20.56	123368	145	62.78	20308
-5	-20.56	1145306	71	21.67	117000	147	63.89	19469
-3	-19.44	1069620	73	22.78	110998	149	65.00	18670
-1	-18.33	1000019	75	23.89	105338	151	66.11	17907
1	-17.22	935383	77	25.00	100000	153	67.22	17180
3	-16.11	875329	79	26.11	94963	155	68.33	16486
5	-15.00	819505	81	27.22	90208	157	69.44	15824
7	-13.89	767589	83	28.33	85719	159	70.56	15187
9	-12.78	719284	85	29.44	81479	161	71.67	14584
11	-11.67	674319	87	30.56	77438	163	72.78	14008
13	-10.56	632442	89	31.67	73654	165	73.89	13458
15	-9.44	593086	91	32.78	70076	167	75.00	12932
17	-8.33	556739	93	33.89	66692	169	76.11	12430
19	-7.22	522842	95	35.00	63491	171	77.22	11949
21	-6.11	491217	97	36.11	60461	173	78.33	11490
23	-5.00	461699	99	37.22	57594	175	79.44	11051
25	-3.89	434134	101	38.33	54878	177	80.56	10627
27	-2.78	408383	103	39.44	52306	179	81.67	10225
29	-1.67	384316	105	40.56	49847	181	82.78	9841
31	-0.56	361813	107	41.67	47538	183	83.89	9473
33	0.56	340581	109	42.78	45349	185	85.00	9121
35	1.67	320895	111	43.89	43273	187	86.11	8783

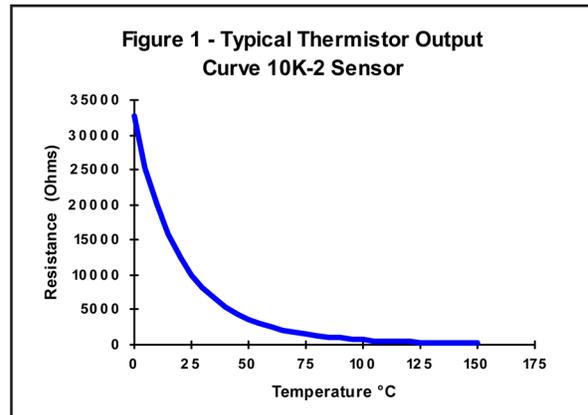


### Thermistor Description

BAPI Thermistors are thermally sensitive resistors known for exhibiting a large change in resistance with only a small change in temperature. It is important to note that a thermistor's change in resistance is non-linear. It follows a pre-defined curve which is provided by the thermistor manufacturer. An example of a thermistor output curve can be seen in **Figure 1**.

Thermistors are manufactured to follow a specific curve with a high degree of accuracy. All BAPI thermistors have a standard accuracy of  $\pm 0.2$  °C throughout the commercial temperature range of 0 to 70 °C. BAPI also has available a higher accuracy sensor for meeting tougher specs. The extra precision [XP] line has an initial accuracy of  $\pm 0.1$  °C throughout the commercial temperature range of 0 to 70 °C. Please call for availability and pricing on [XP] line thermistors. Both accuracy levels allow BAPI thermistors to be interchanged without the extra expense of offsetting the controller.

\* All Passive Thermistors 10K  $\Omega$  and smaller are CE compliant.



### Thermistor Specifications

#### DEFINITION OF SPECIFICATION TERMS

**Interchangeability Tolerance (Accuracy):**  
The maximum amount that thermistors following the same curve will differ from each other.

**Dissipation Constant:**  
The power needed to raise the thermistor's body temperature by 1°C. At the heart of all BAPI thermistor products is a sensor with a 2.7 mW/°C dissipation constant to ensure that self-heating stays at an absolute minimum.

**Stability (drift):**  
The amount that the resistance characteristics of a thermistor will change. BAPI uses only the highest quality, "pre-aged" thermistors with very small drift values. Over a ten year span, BAPI thermistors will not change more than 0.1°C.

**Operating Range:**  
The operating range shown is for the thermistor only. The mounting package may further limit the operating range and is described on each mounting type specification. The thermal time constant will also be affected based on the added mass of the stainless steel probe and moisture protection encapsulation.

**Thermal Time Constant**  
Bare sensors are typically measured and specified in still air and are timed at the statistical 63.2% of the step temperature change. A stirred liquid test will typically result in a much faster response time and is also timed at 63.2% of the step temperature change. The time constant is always the same whatever the temperature step change may be.

#### Thermistor Specifications

**Interchangeability Tolerance (Accuracy):**  
Standard Sensor:  $\pm 0.2$  °C (0 to 70 °C)  
High Accuracy [XP] Sensor:  $\pm 0.1$  °C (0 to 70 °C)

**Dissipation Constant:** 2.7 mW/°C

**Stability (drift):** Less than 0.02 °C / year

**Thermal Time Constant:** 5 seconds (bead in still air)  
.5 seconds (stirred liquid)

Sensor Type	Reference Resistance	Operating Range
1.8K	1.8 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
2.2K	2.2 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
3K**	3 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
3.3K	3.3 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
10K-2**	10 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
10K-3**	10 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
10K-3(11K)**	5.2 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
20K**	20 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
47K	47 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C
50K	50 K $\Omega$ @ 25 °C	-80 to 150 °C
100K**	100 K $\Omega$ @ 25 °C	-55 to 150 °C

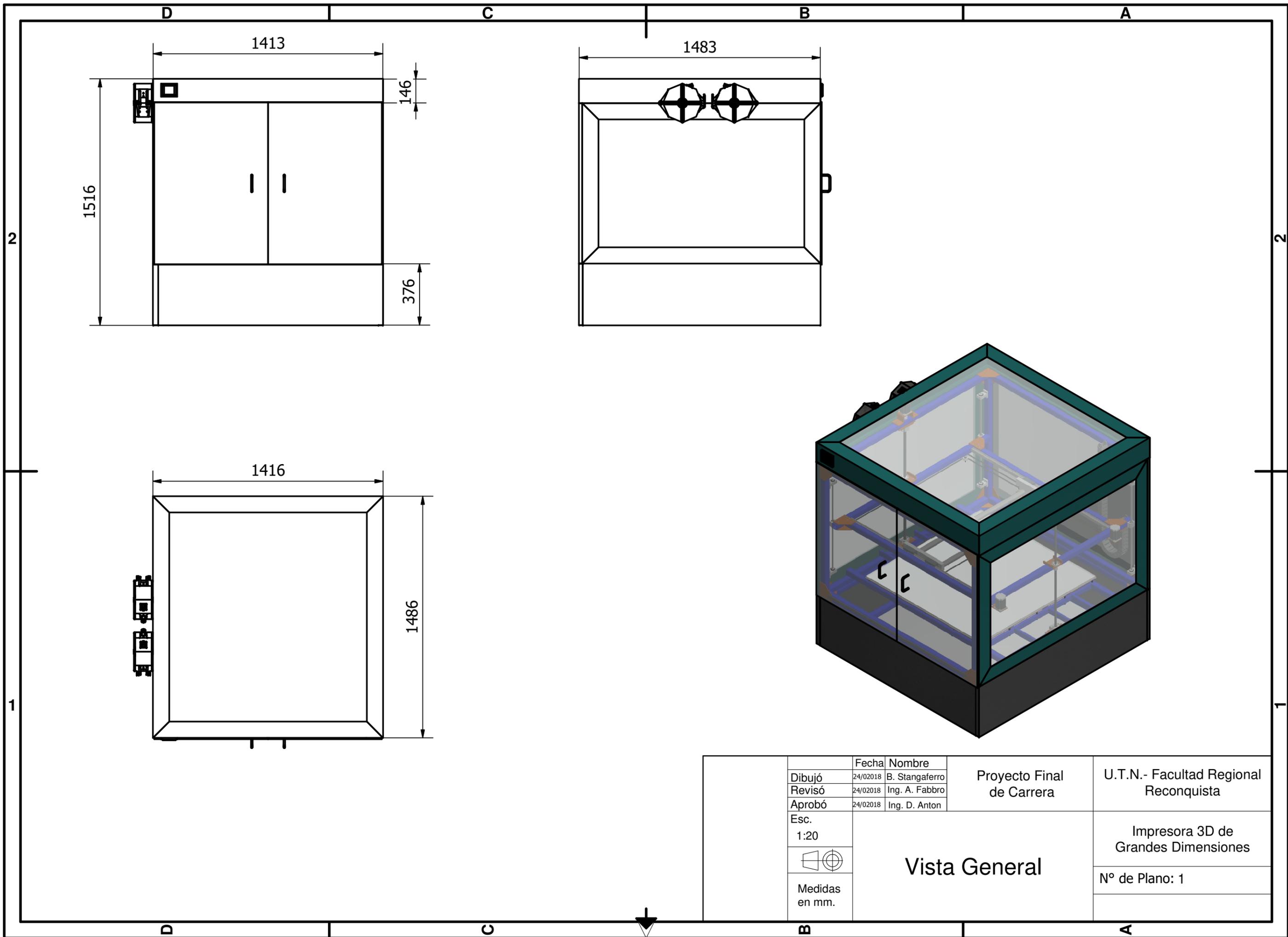
Other Thermistors are available. Contact BAPI for availability and specifications of additional thermistors.

\*\*Available as an [XP] high accuracy sensor. Minimum quantities and long lead times may apply. 10K-2[XP] and 10K-3[XP] thermistors are typically stocked items

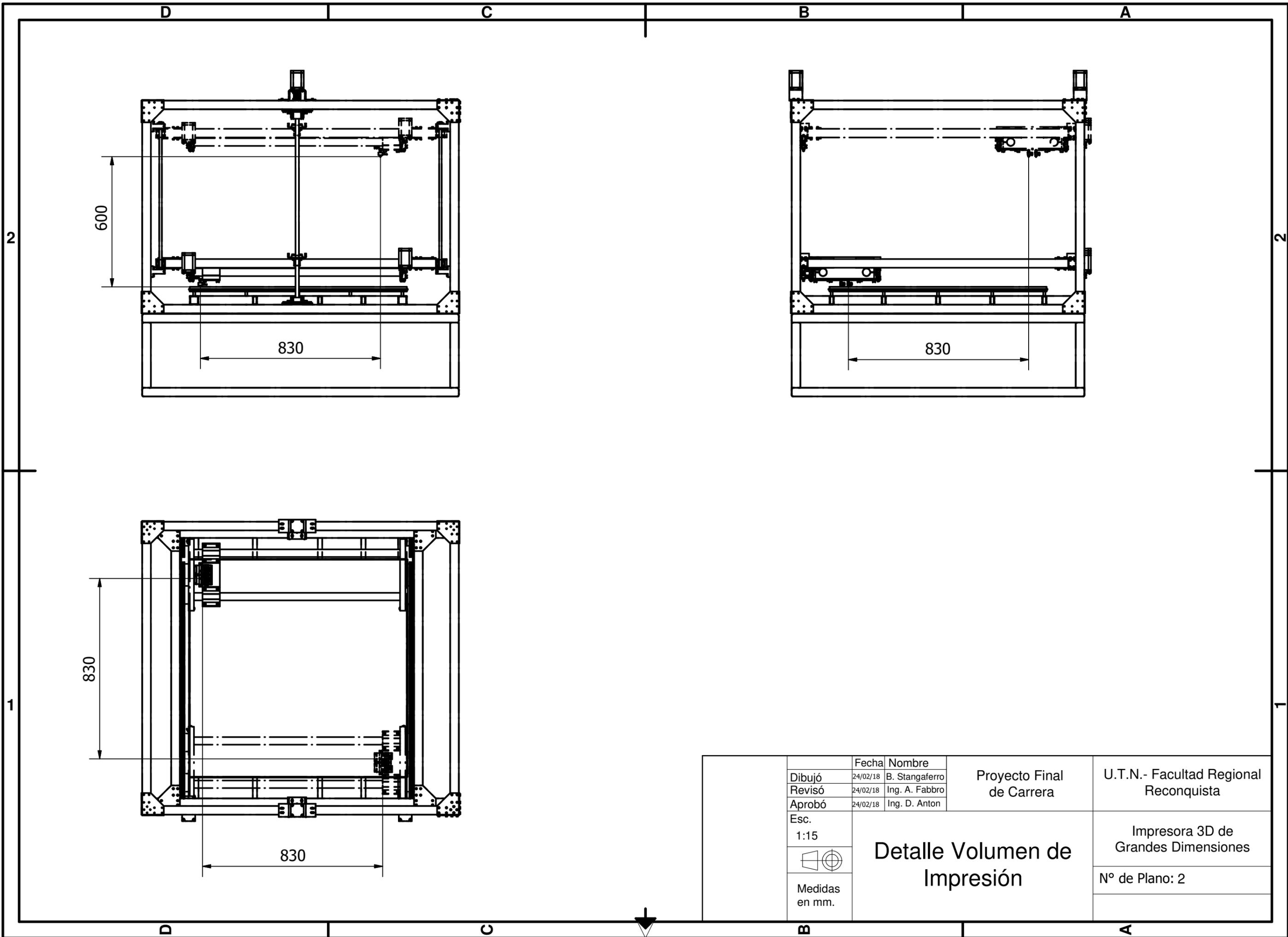


### **ANEXO III: PLANOS**

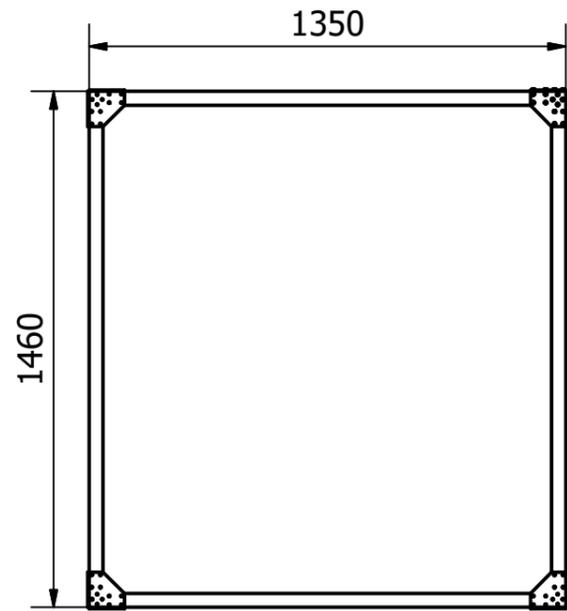
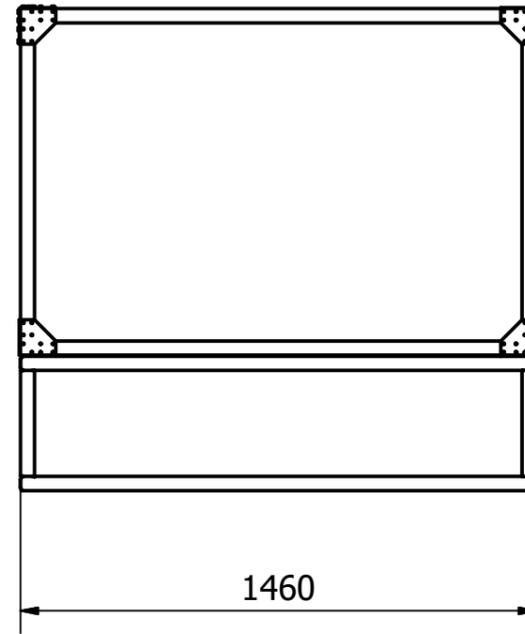
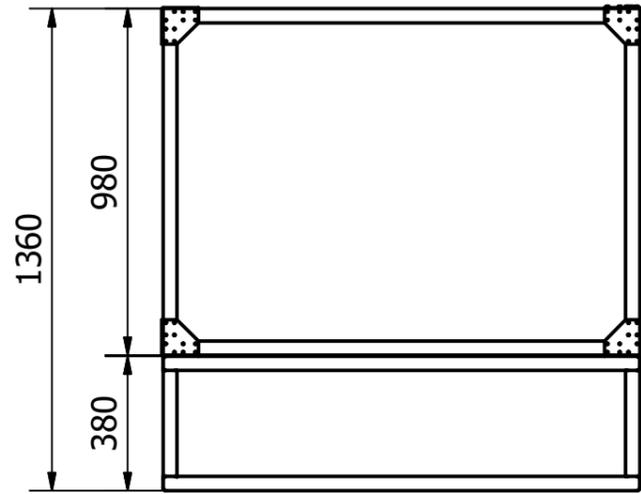
- Plano N°: 1 – Vista General
- Plano N°: 2 – Detalle Volumen de Impresión
- Plano N°: 3 – Estructura
- Plano N°: 4 – Escuadra de Estructura
- Plano N°: 5 – Mesa de Impresión
- Plano N°: 6 – Carro Y
- Plano N°: 7 – Carro X
- Plano N°: 8 – Carro Z
- Plano N°: 9 – Sistema Core XY
- Plano N°: 10 – Transmisión Z
- Plano N°: 11 – Soporte de Barras Excéntrico
- Plano N°: 12 – Base Soporte Husillos
- Plano N°: 13 – Soporte Tuercas
- Plano N°: 14 – Soporte Motores Z
- Plano N°: 15 – Soporte Motores XY
- Plano N°: 16 – Eje Poleas
- Plano N°: 17 – Extrusor MK8 Doble



	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02018	B. Stangaferro		
Revisó	24/02018	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02018	Ing. D. Anton		
Esc. 1:20	Vista General			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 1
Medidas en mm.				

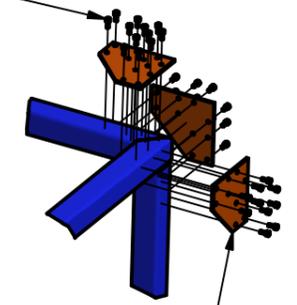


	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:15	Detalle Volumen de Impresión			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 2
Medidas en mm.				



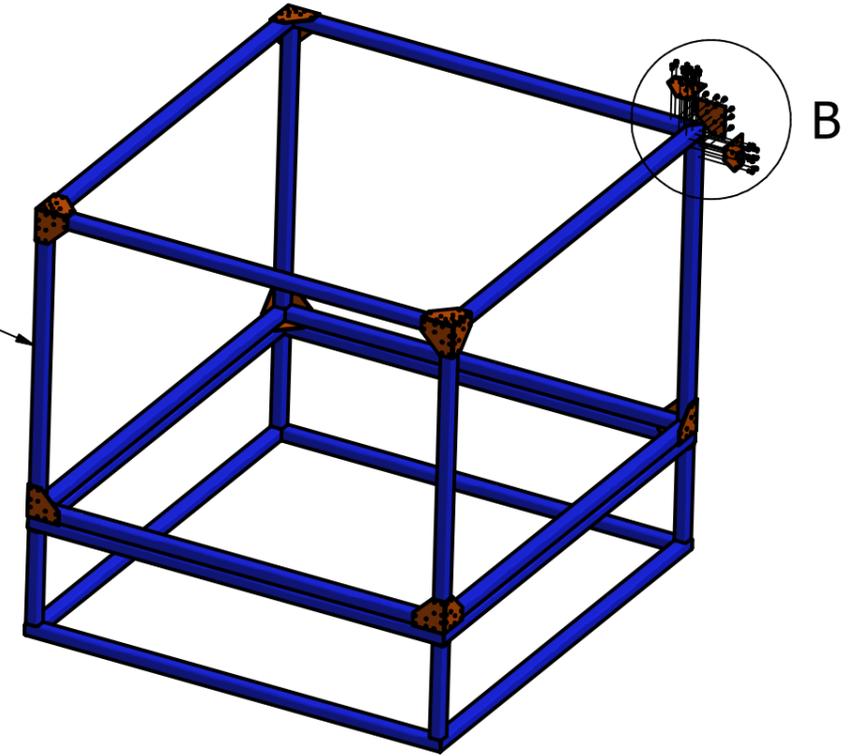
B ( 1 : 10 )

Tornillo M4x10  
Cabeza Cilíndrica  
Ranura Exagonal



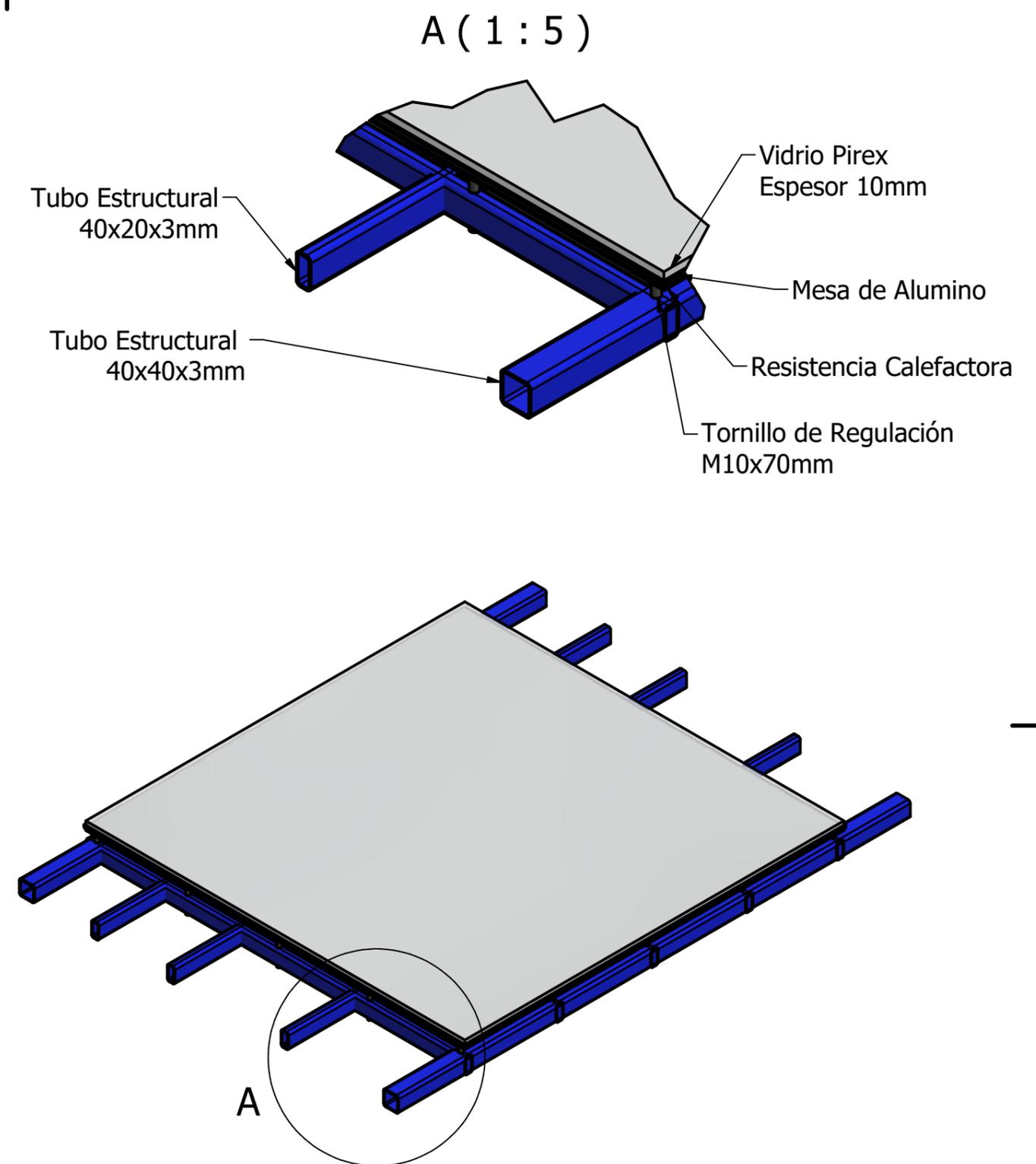
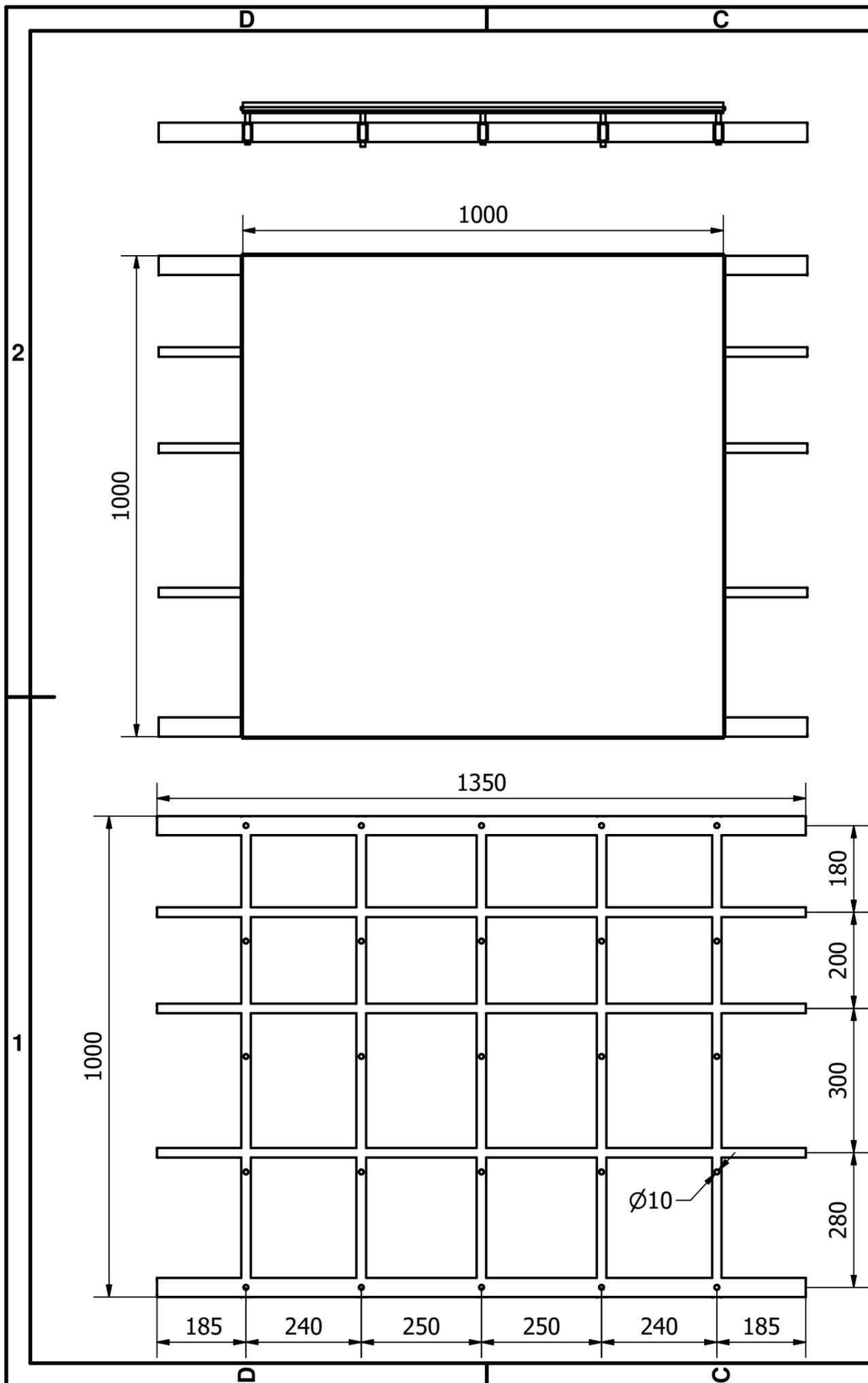
Escuadra Estructural  
Chapa 1/8"

Tubo Estructural  
40x40x3mm

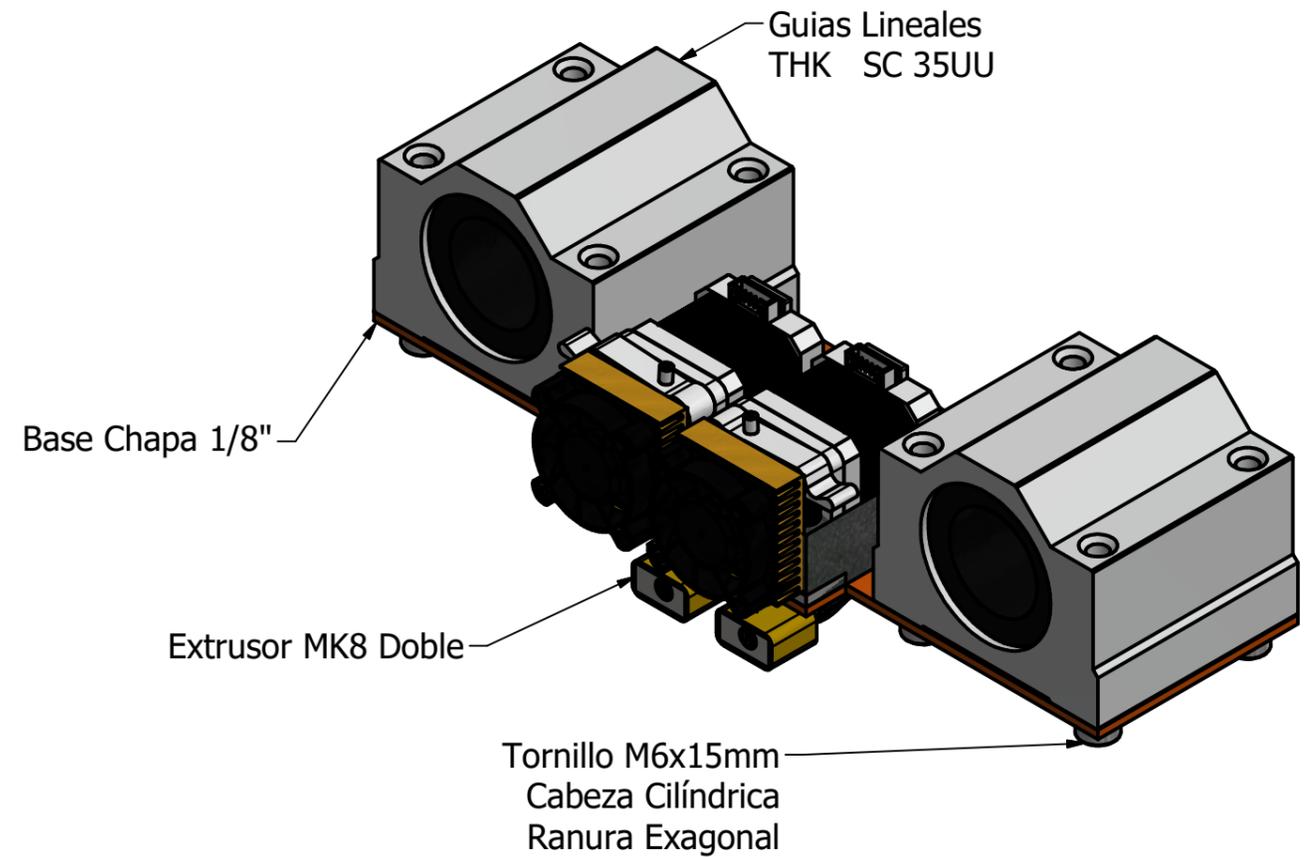
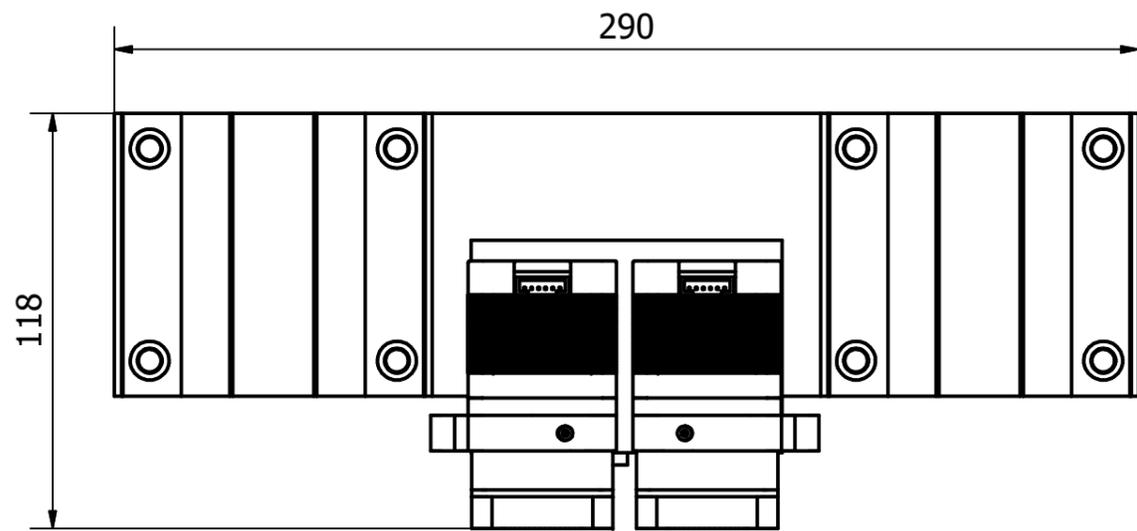
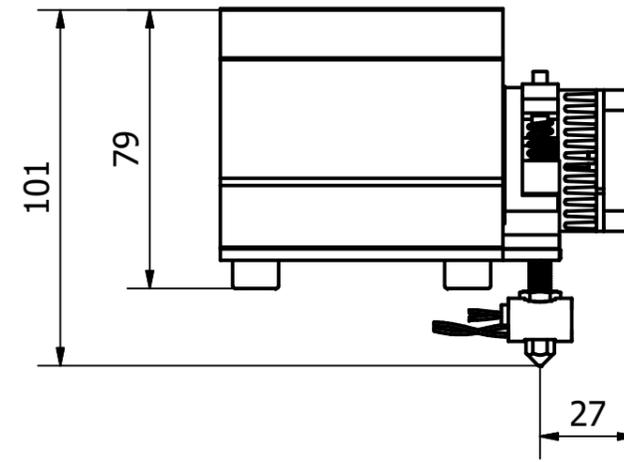
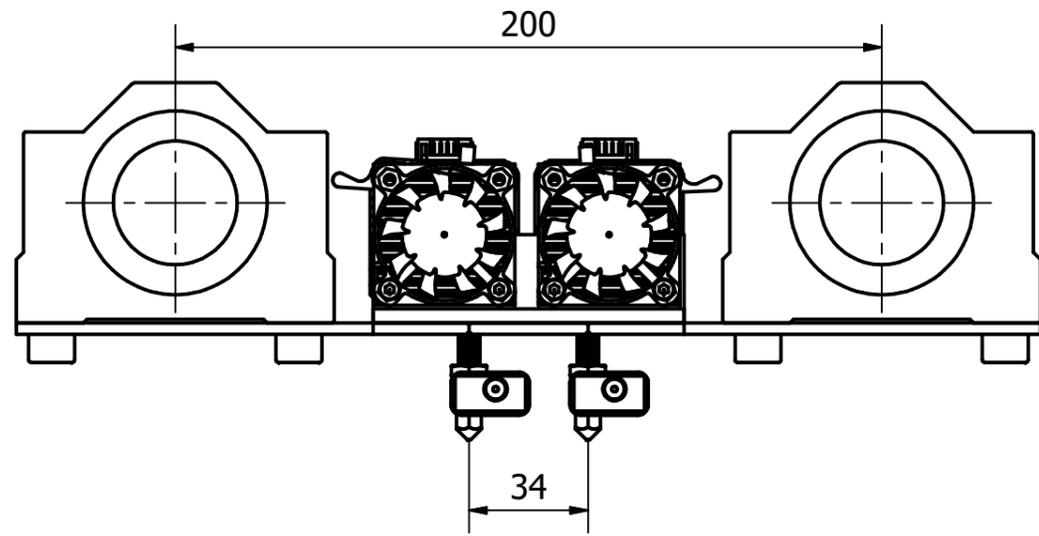


	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:20	Estructura			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 3
Medidas en mm.				

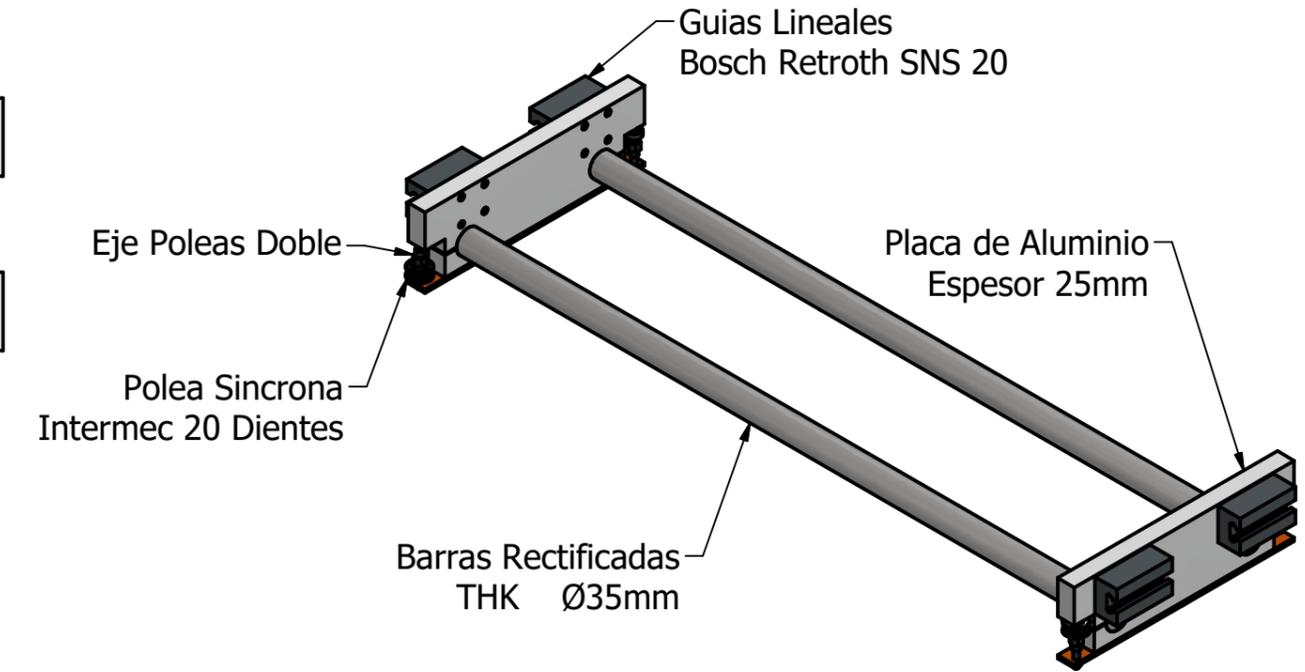
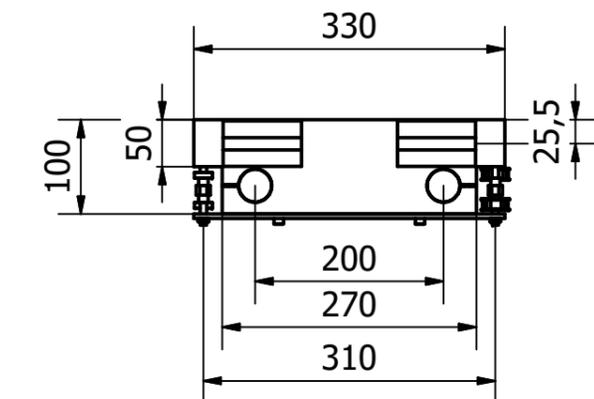
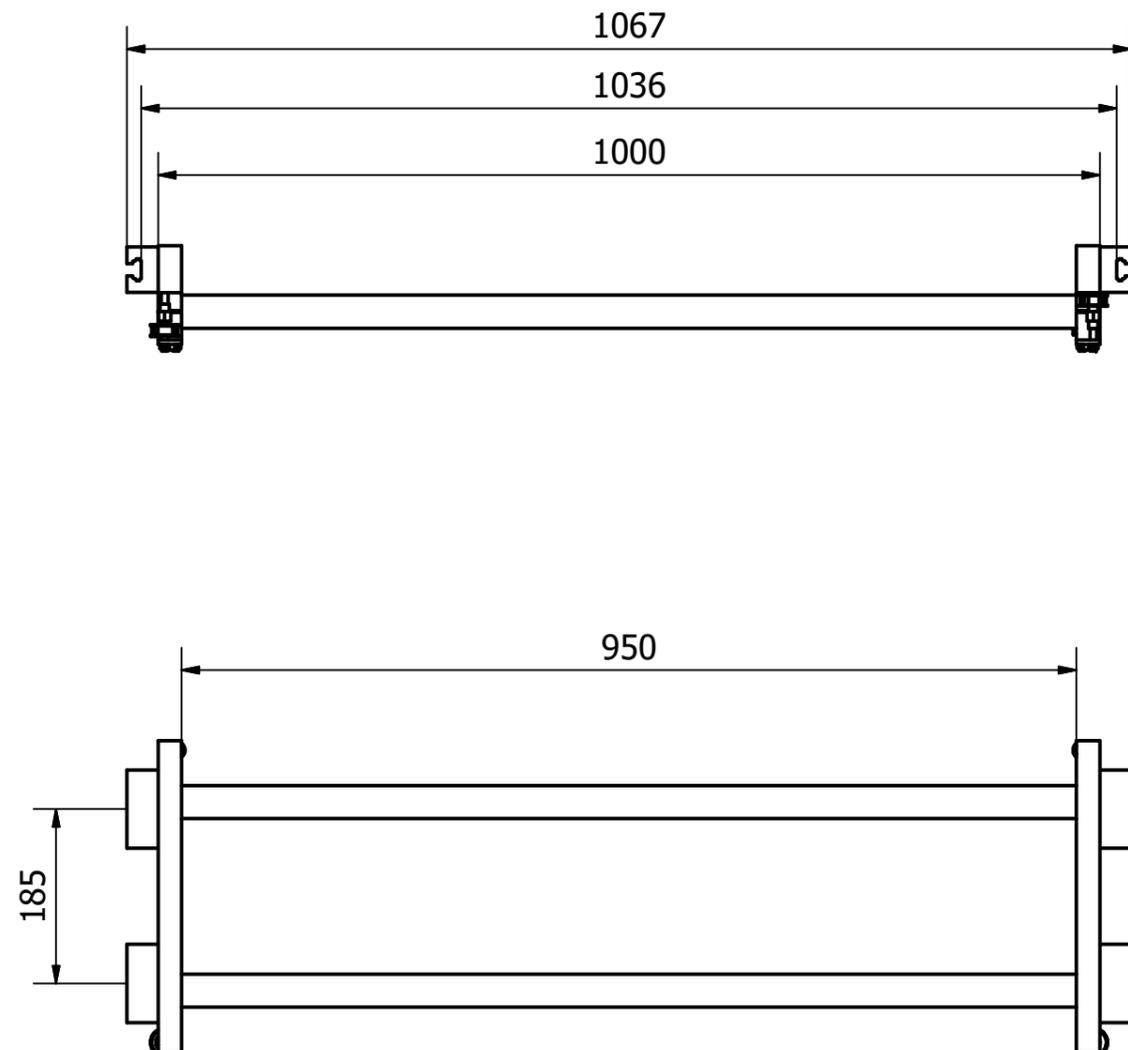




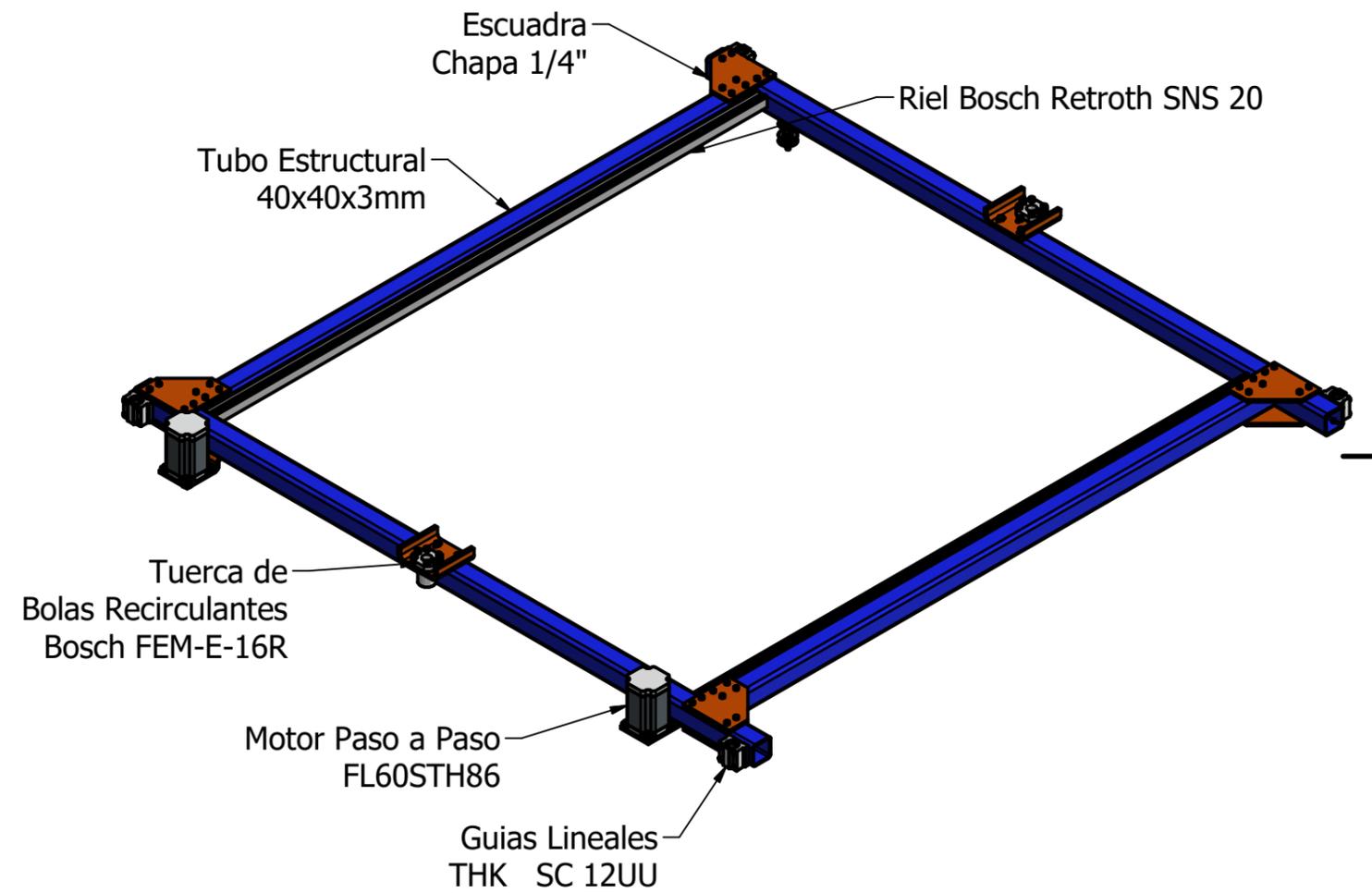
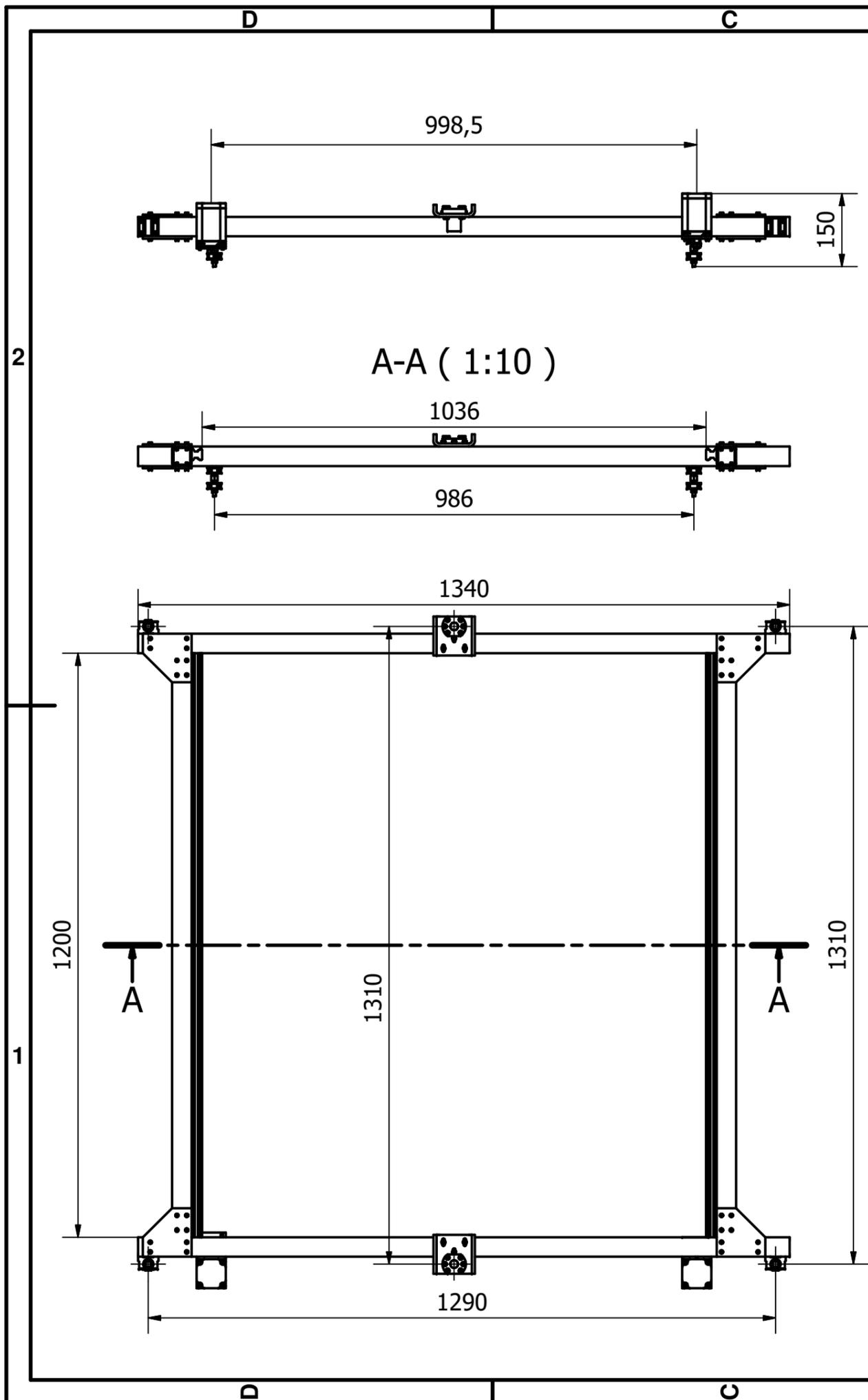
Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
24/02/18	B. Stangaferro		
24/02/18	Ing. A. Fabbro	Impresora 3D de Grandes Dimensiones	N° de Plano: 5
24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc.		Mesa de Impresión	
			
Medidas en mm.			



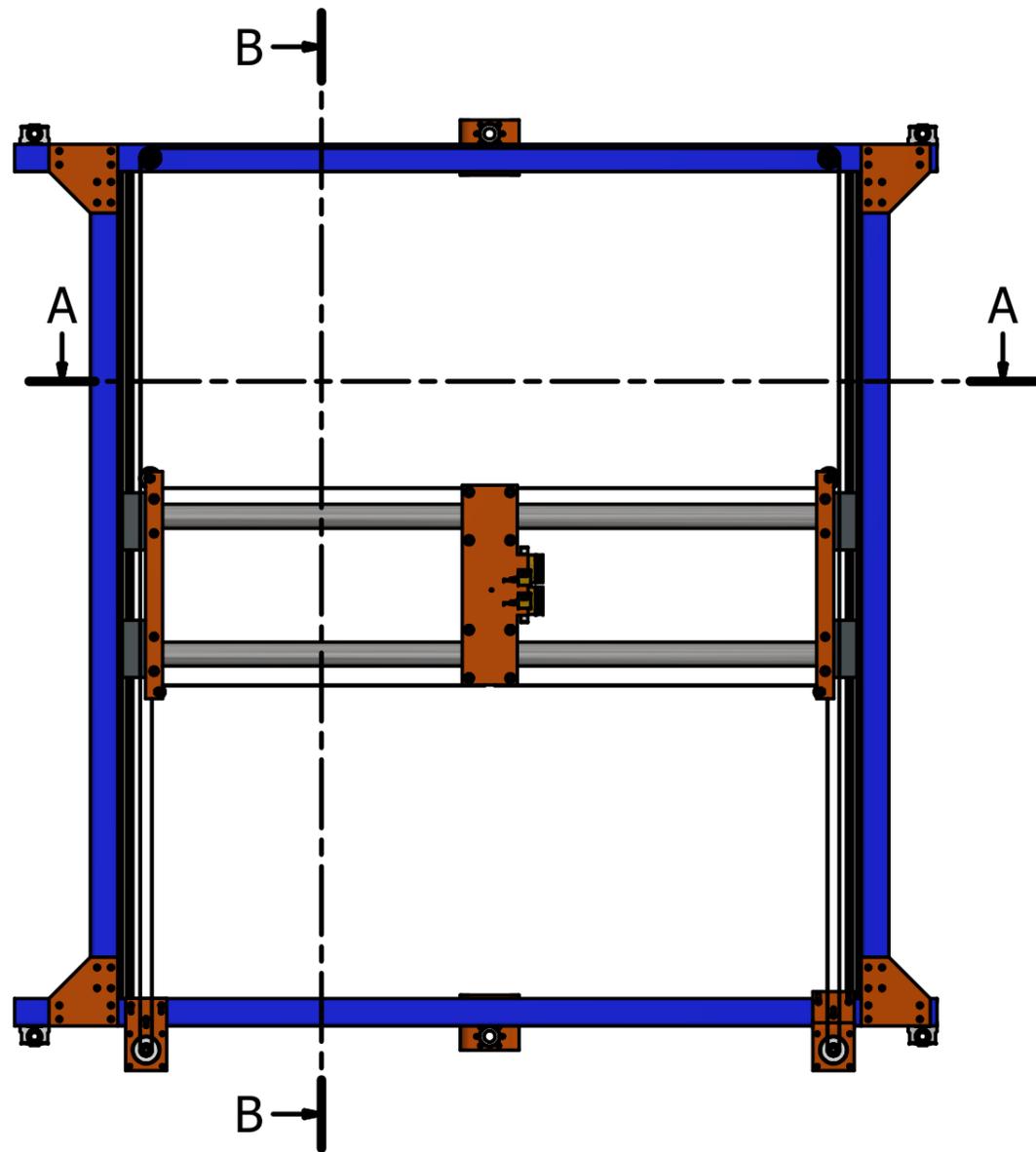
	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:2	<b>Carro Y</b>			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 6
Medidas en mm.				



	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton	Carro X	Impresora 3D de Grandes Dimensiones
Esc.	1:7,5			Nº de Plano: 7
Medidas en mm.				



Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
	24/02/18	B. Stangaferro		
	Revisó	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton	Impresora 3D de Grandes Dimensiones	N° de Plano: 8
Esc.	1:10	Carro Z		
Medidas en mm.				

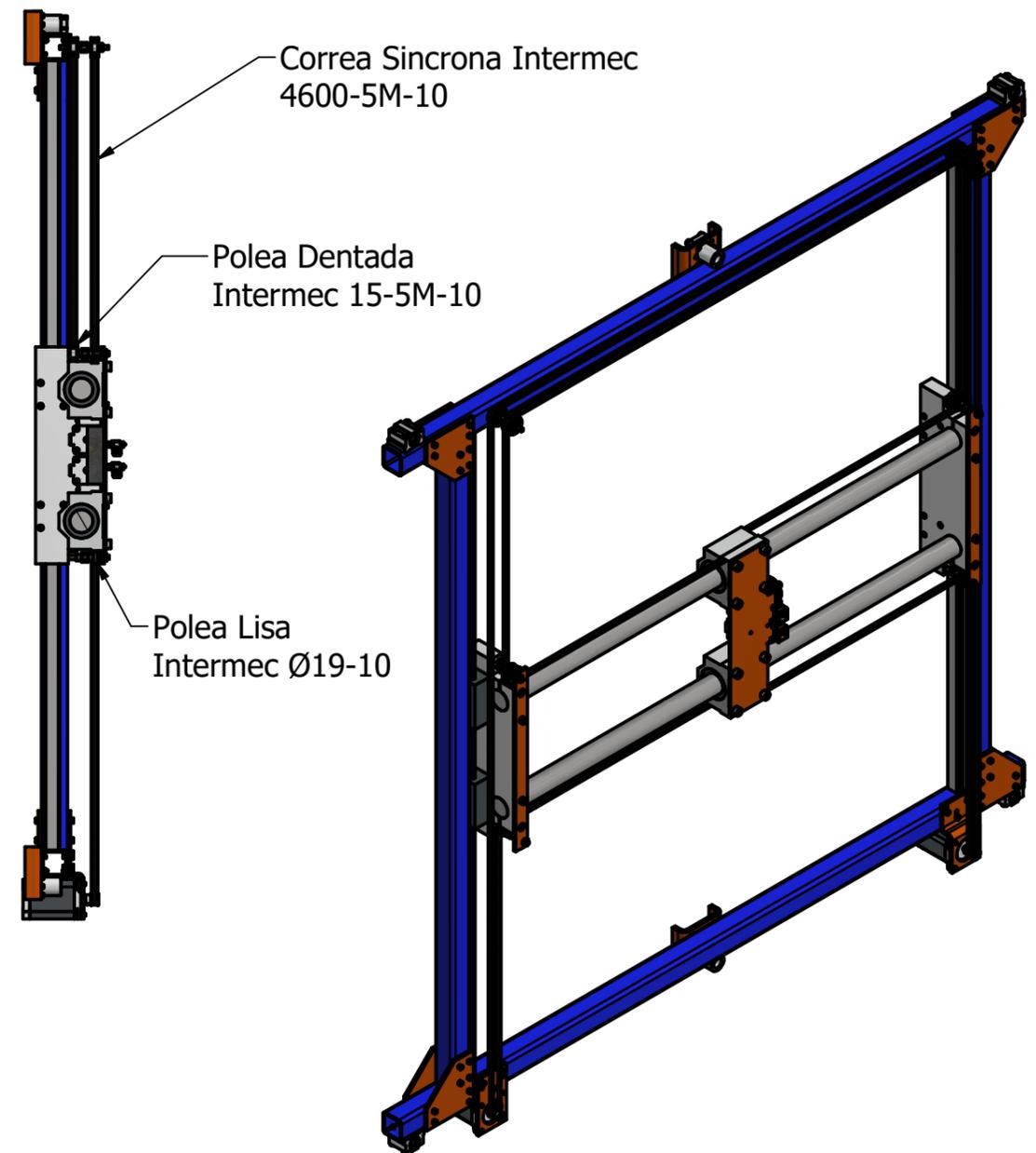


A-A ( 1:10 )



Polea Dentada  
Intermec 15-5M-10

B-B ( 1:10 )

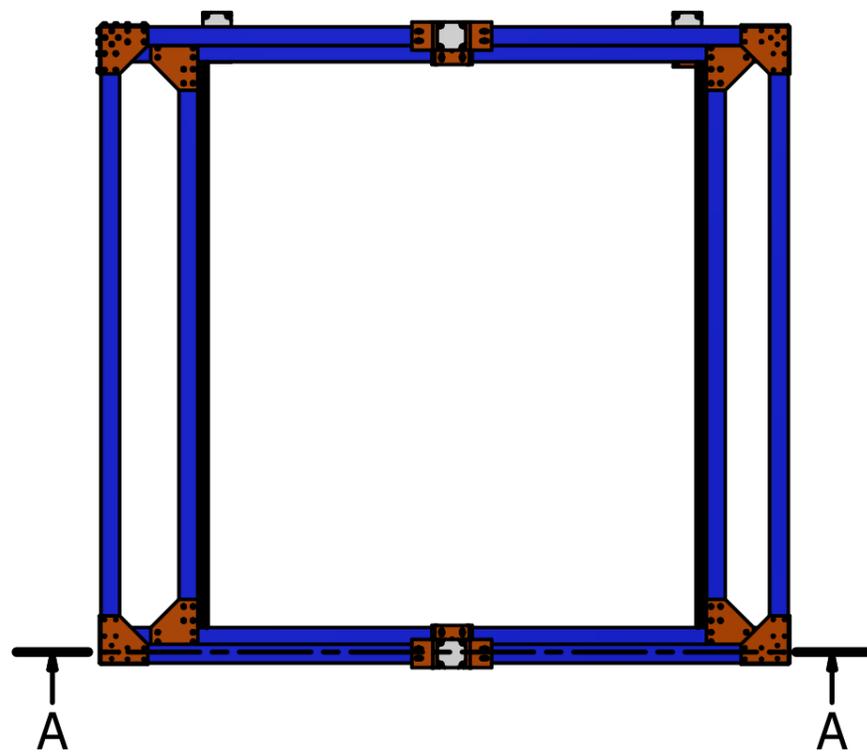
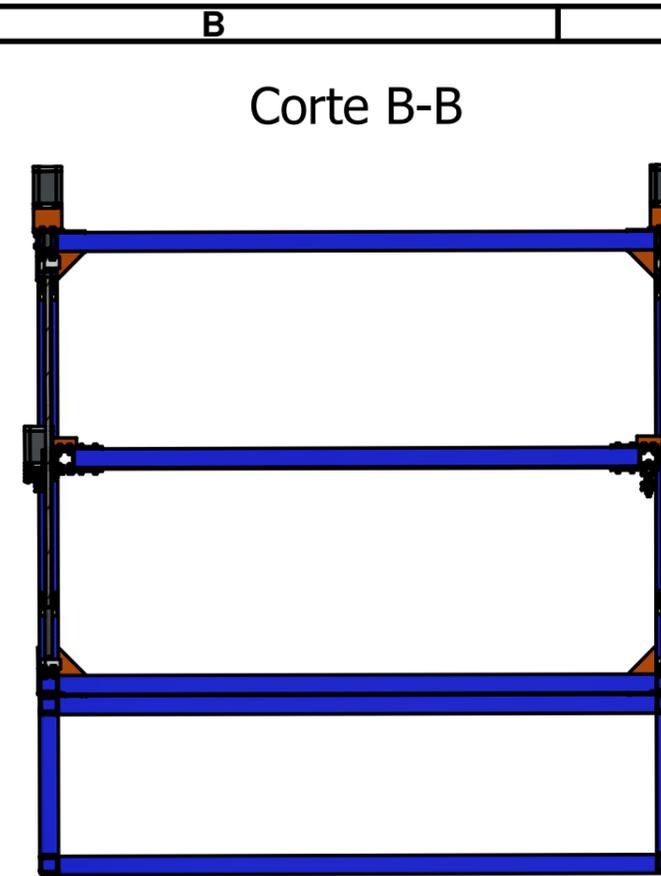
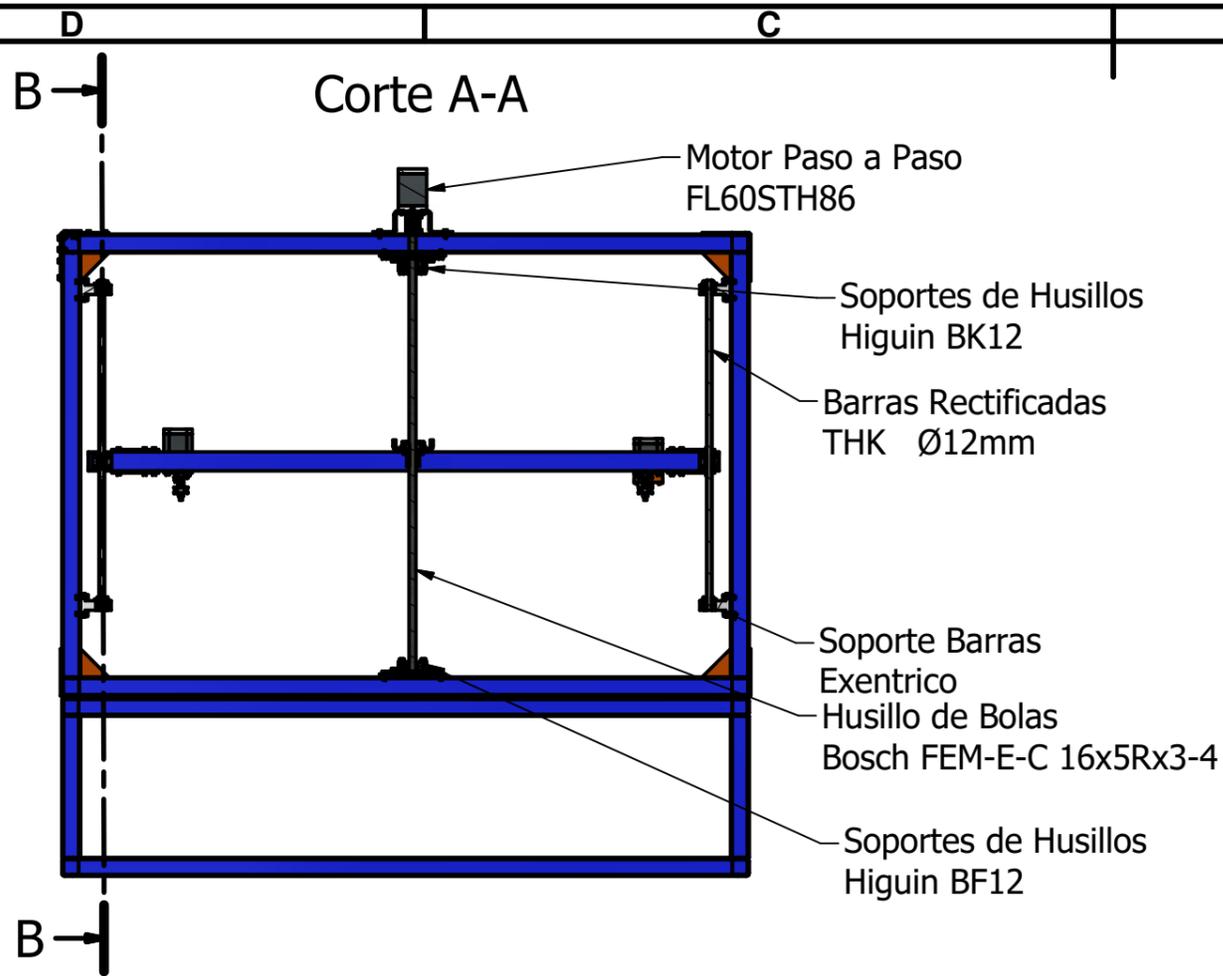


Correa Sincrona Intermec  
4600-5M-10

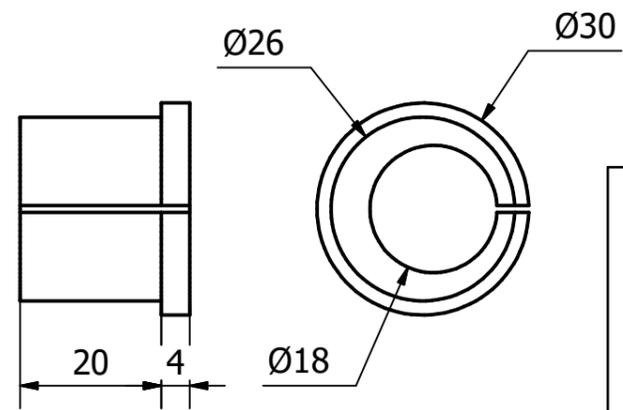
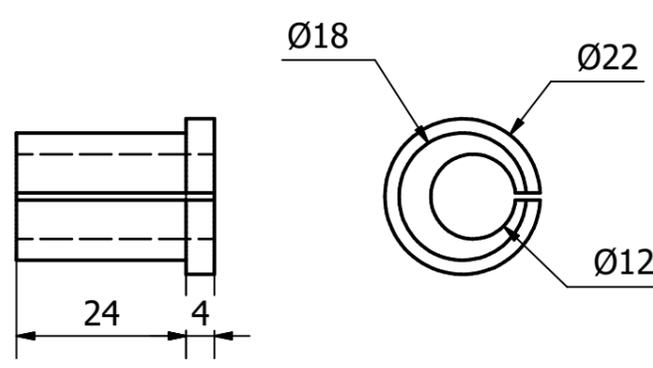
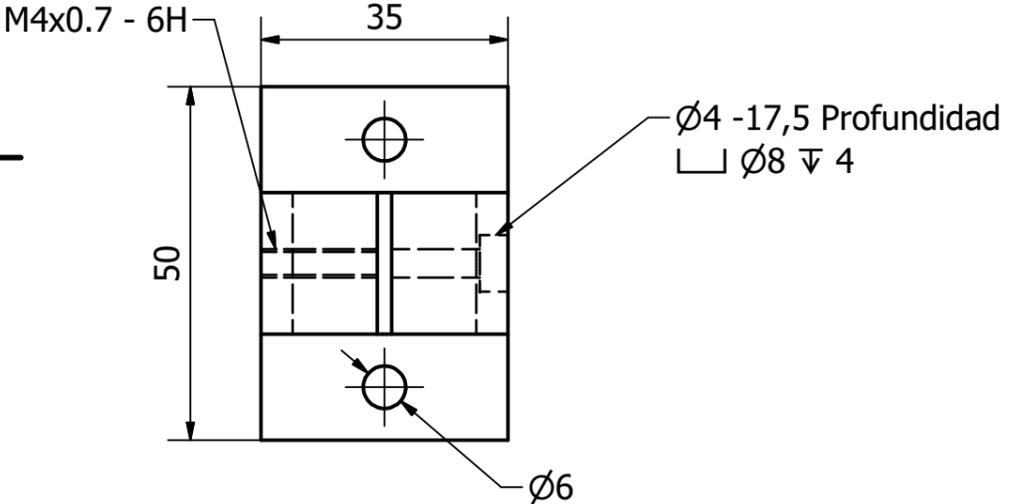
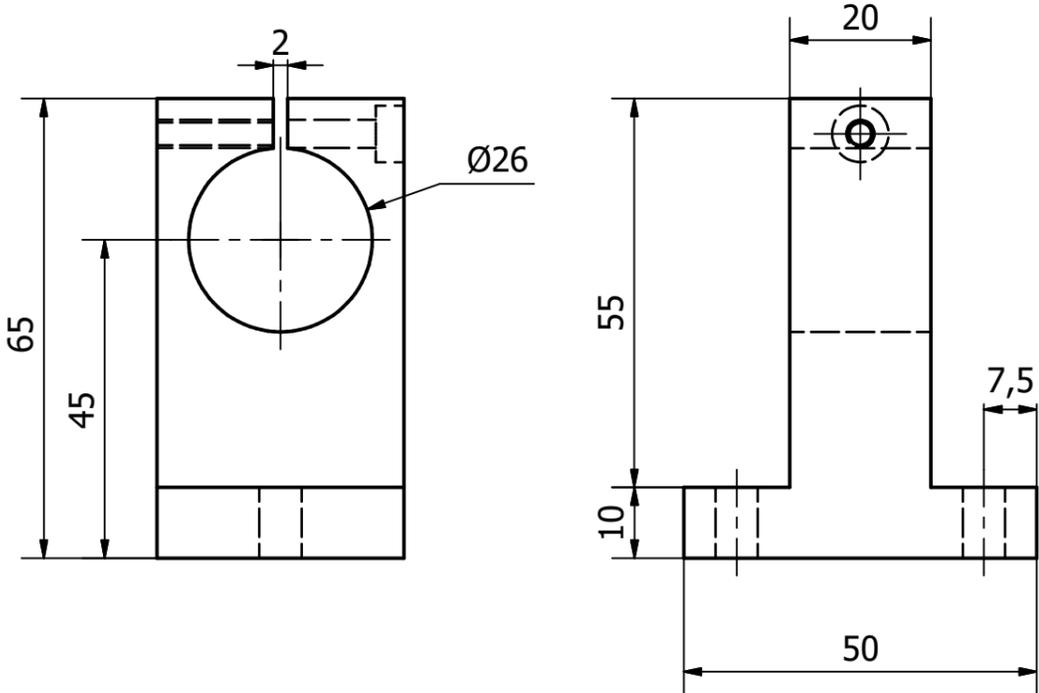
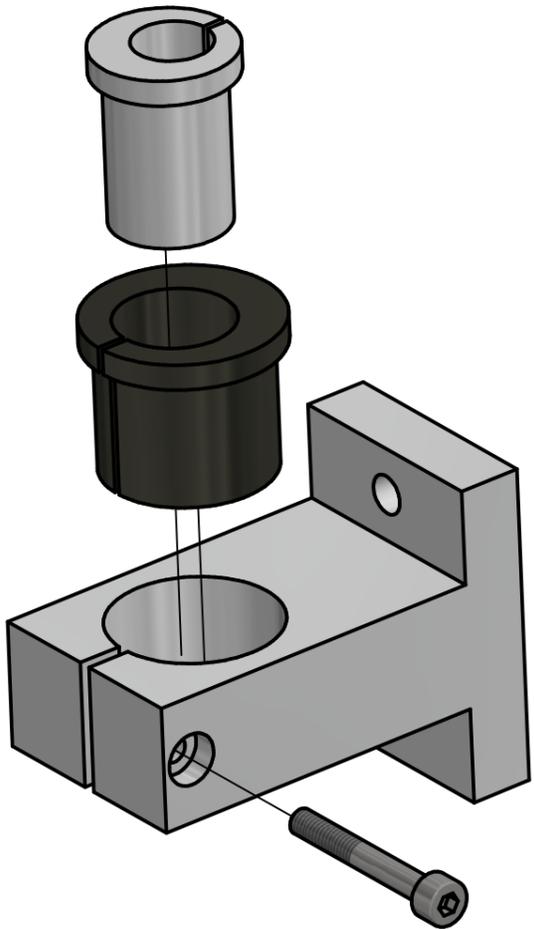
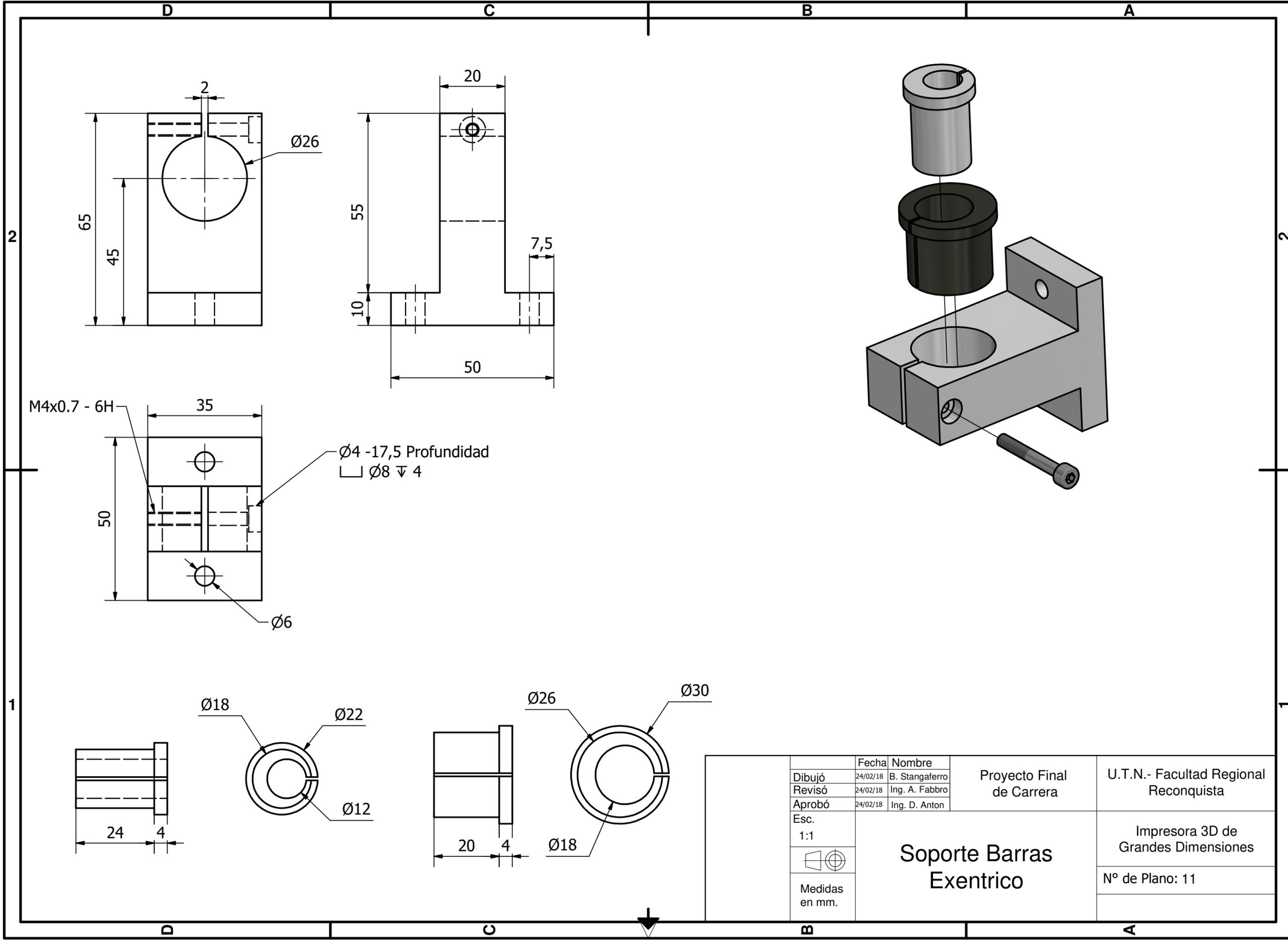
Polea Dentada  
Intermec 15-5M-10

Polea Lisa  
Intermec Ø19-10

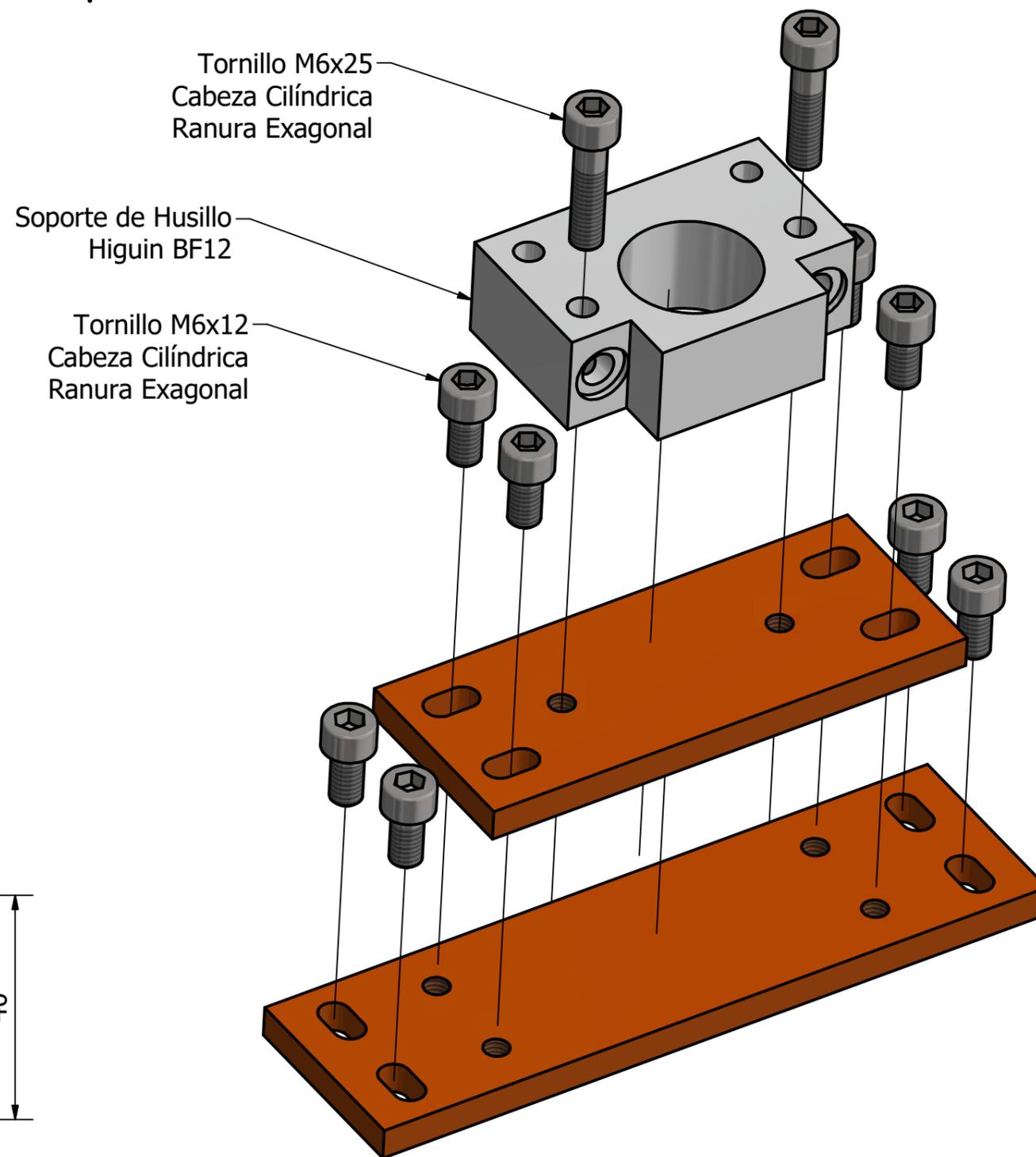
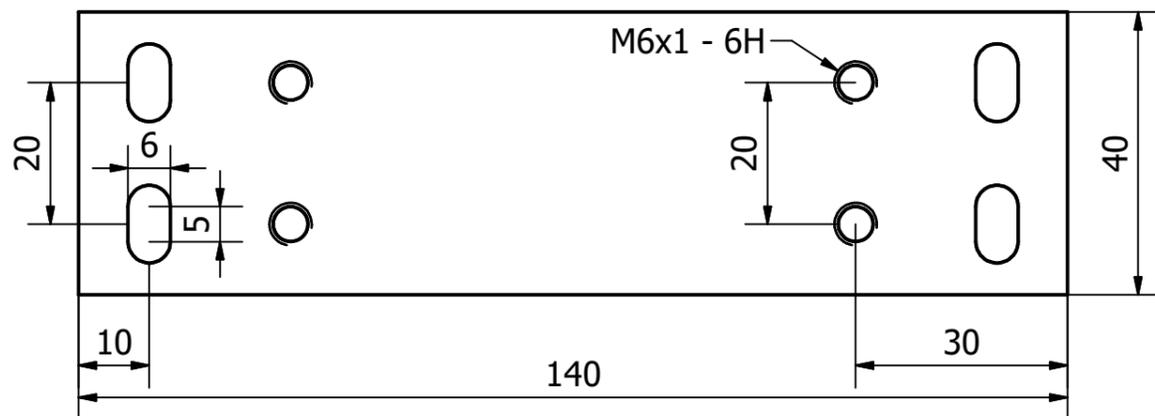
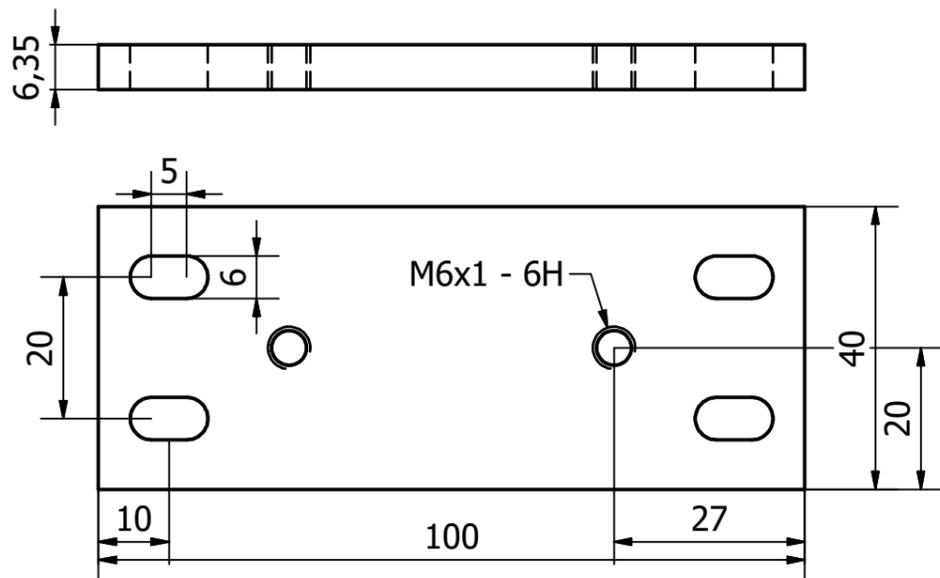
	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:10	Sistema Core XY			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 9
Medidas en mm.				

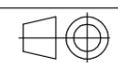


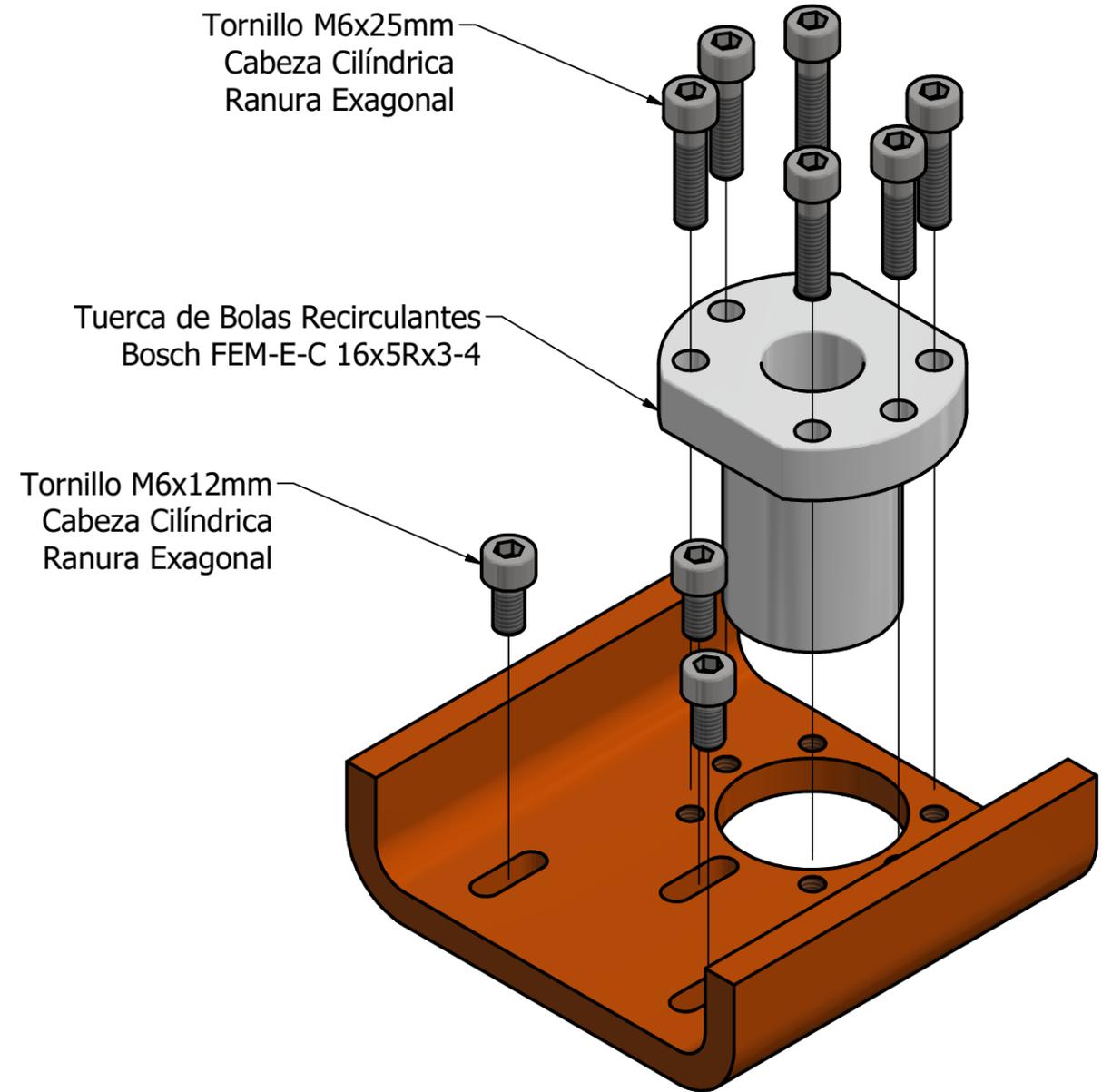
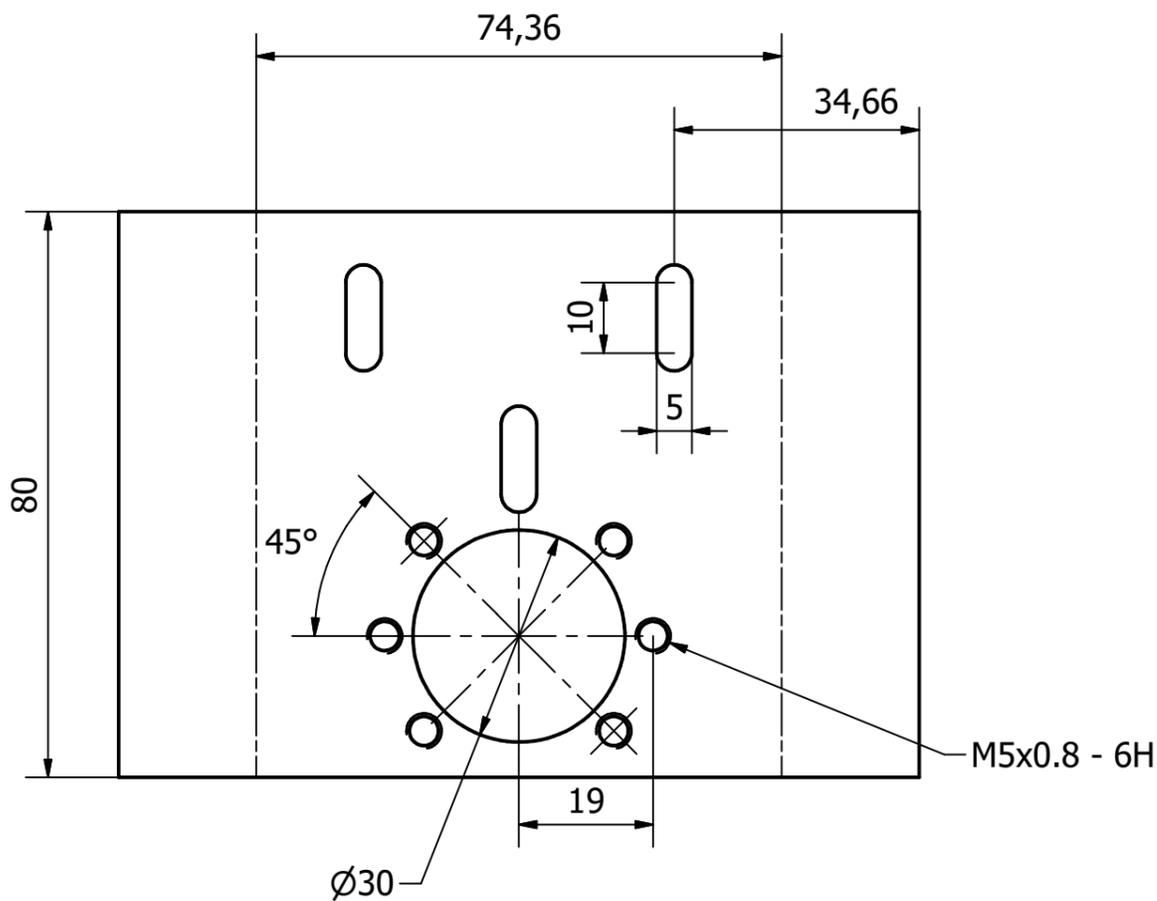
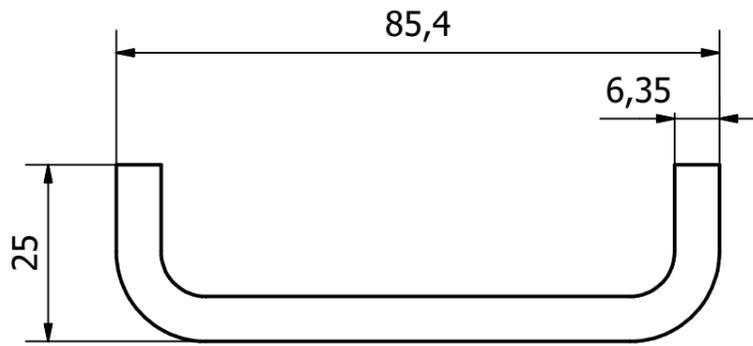
	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista	
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro			
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro			
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton			
Esc. 1:15				Impresora 3D de Grandes Dimensiones	
Medidas en mm.				Transmisión Z	Nº de Plano: 10



Dibujó Revisó Aprobó Esc. 1:1  Medidas en mm.	Fecha 24/02/18	Nombre B. Stangaferro	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
	Fecha 24/02/18	Ing. A. Fabbro		
	Fecha 24/02/18	Ing. D. Anton	<b>Soporte Barras          Exentrico</b>	



	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc.	1:1			
				
Medidas en mm.	<h2>Base Soporte Motores</h2>			
				Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 12



Tornillo M6x25mm  
Cabeza Cilíndrica  
Ranura Exagonal

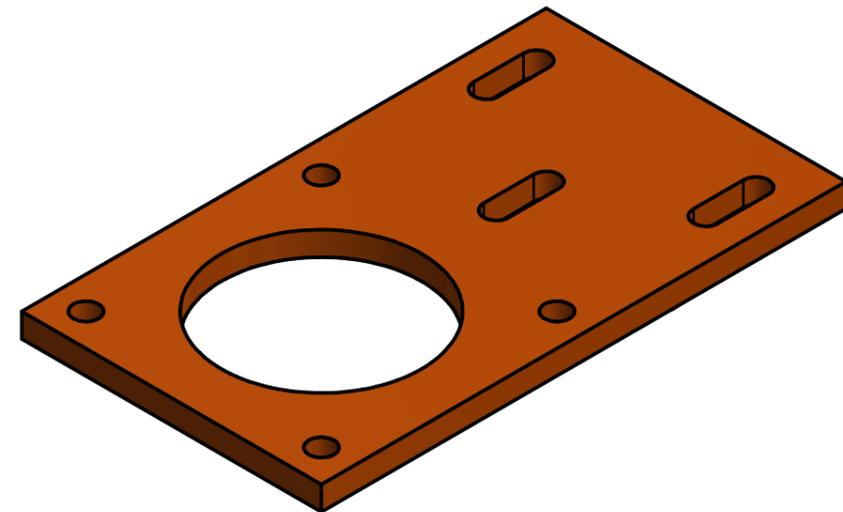
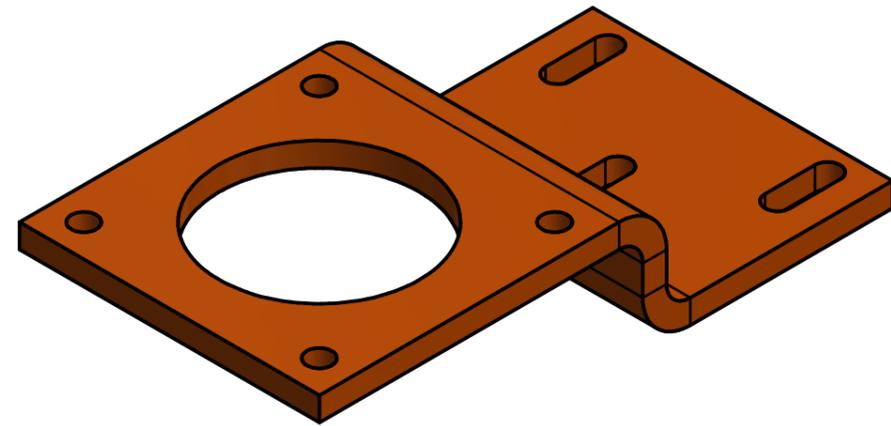
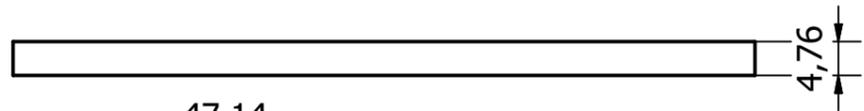
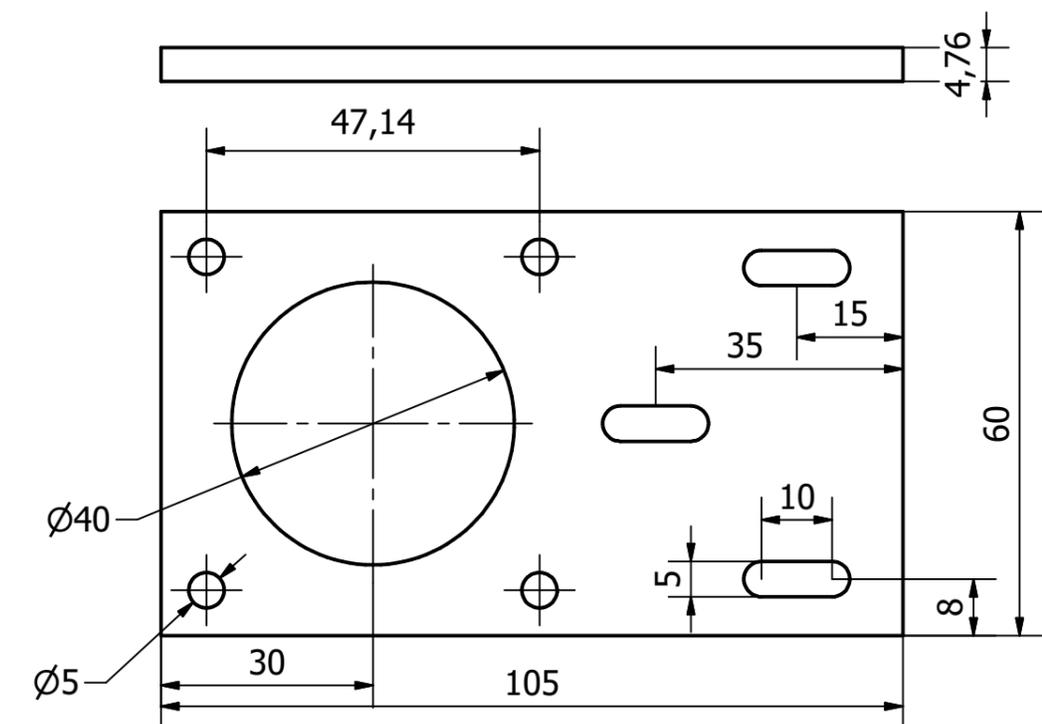
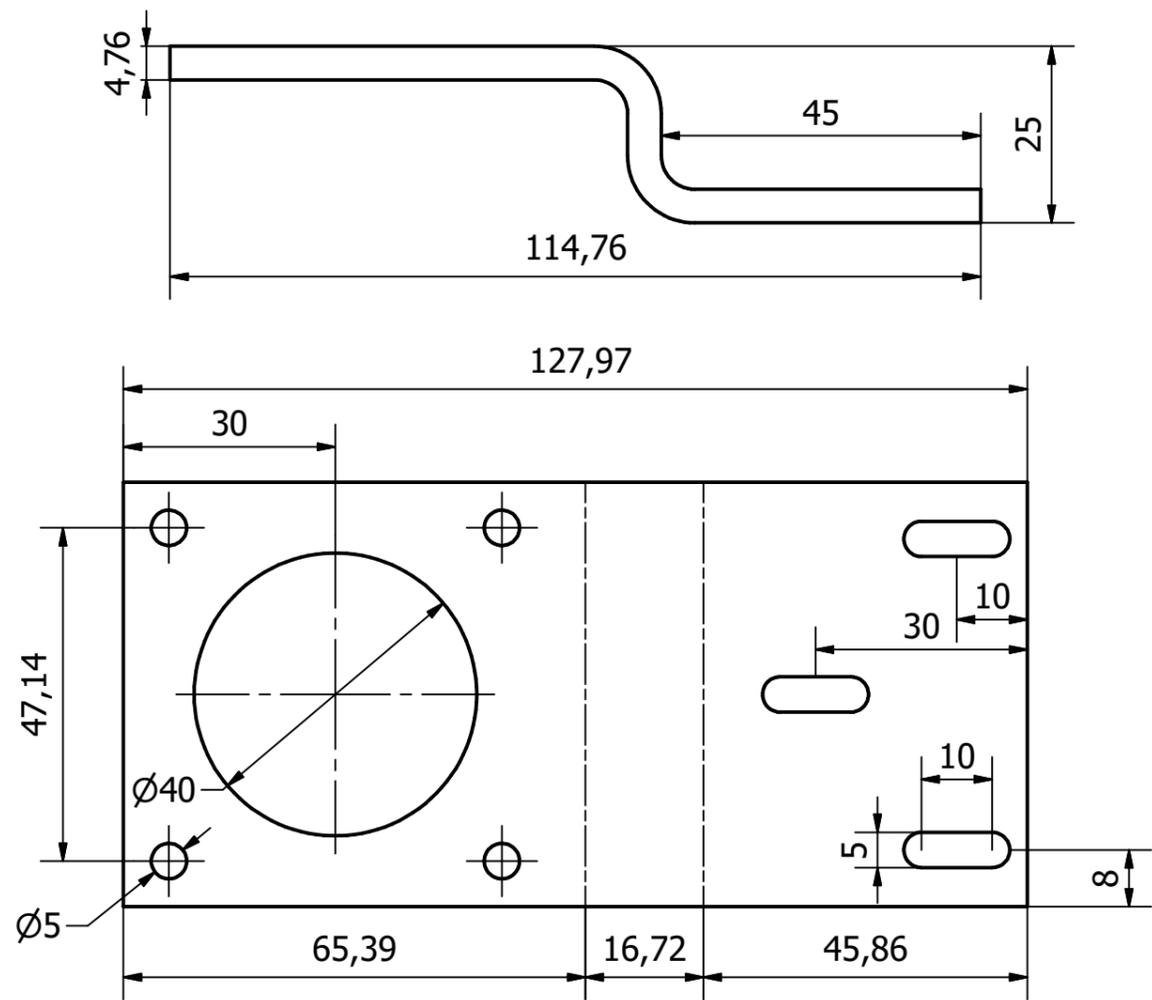
Tuerca de Bolas Recirculantes  
Bosch FEM-E-C 16x5Rx3-4

Tornillo M6x12mm  
Cabeza Cilíndrica  
Ranura Exagonal

M5x0.8 - 6H

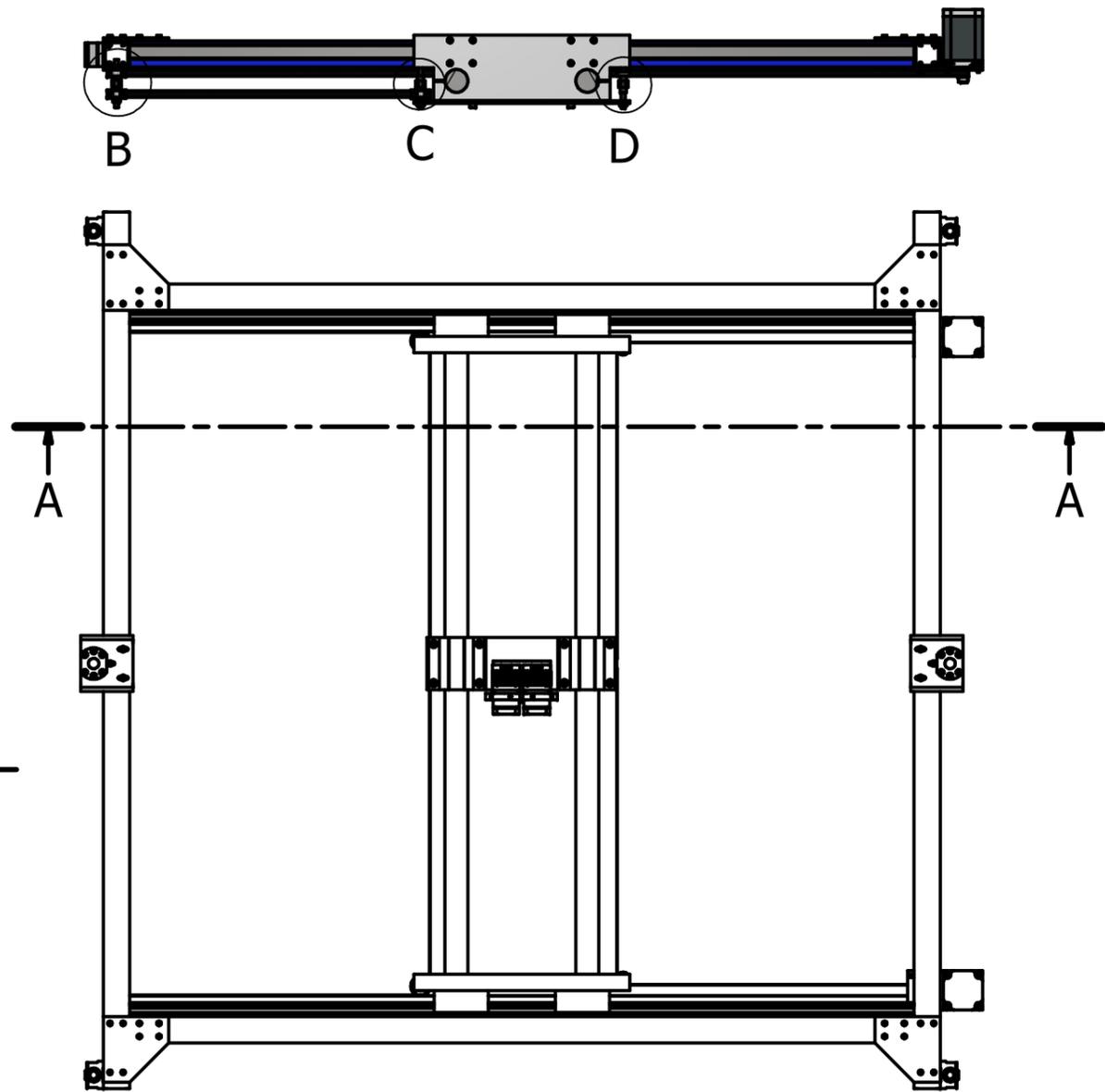
	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:1	<b>Soporte Tuercas</b>			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 13
Medidas en mm.				



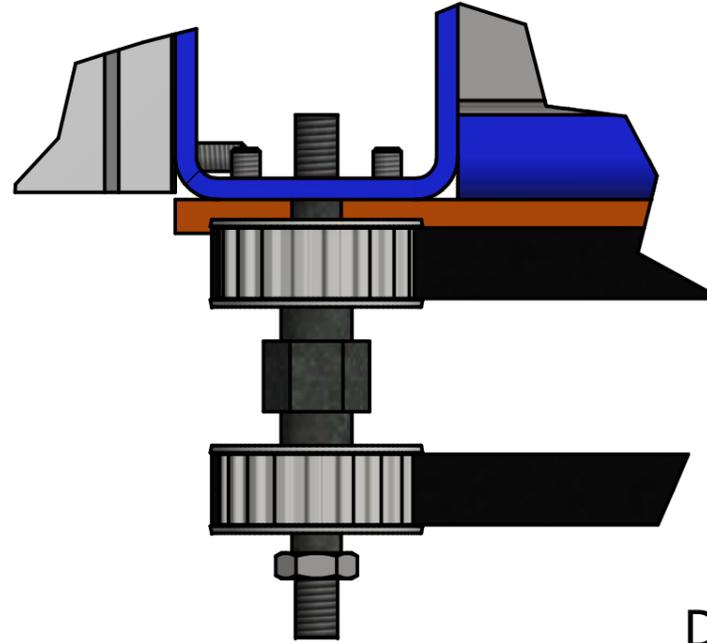


	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:1	Soportes Motores XY			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
Medidas en mm.				Nº de Plano: 15

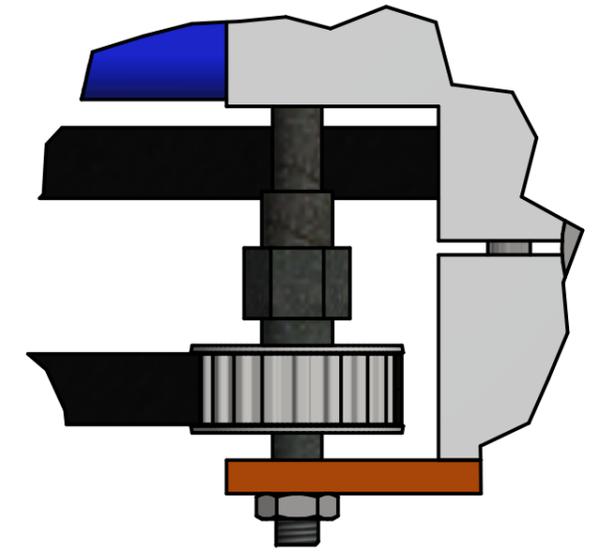
A-A ( 1:10 )



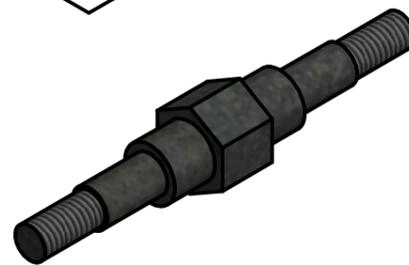
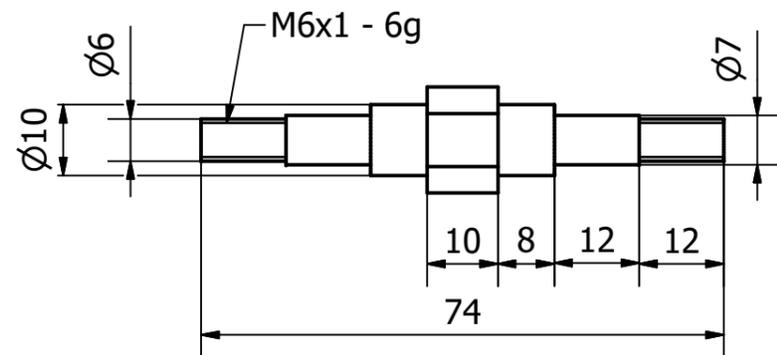
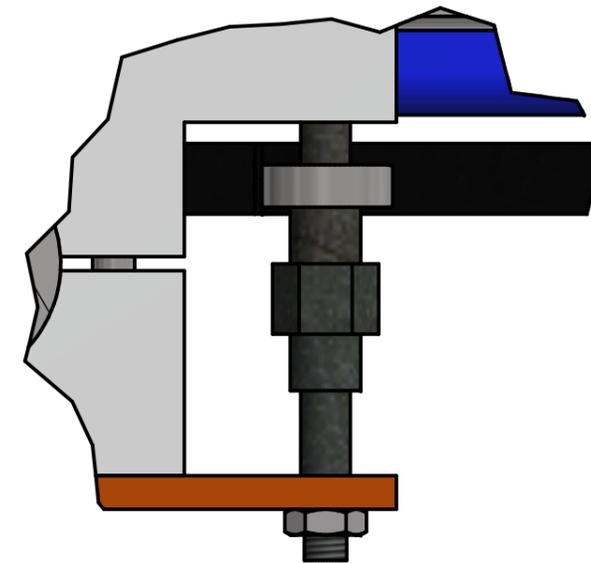
B ( 1:1 )



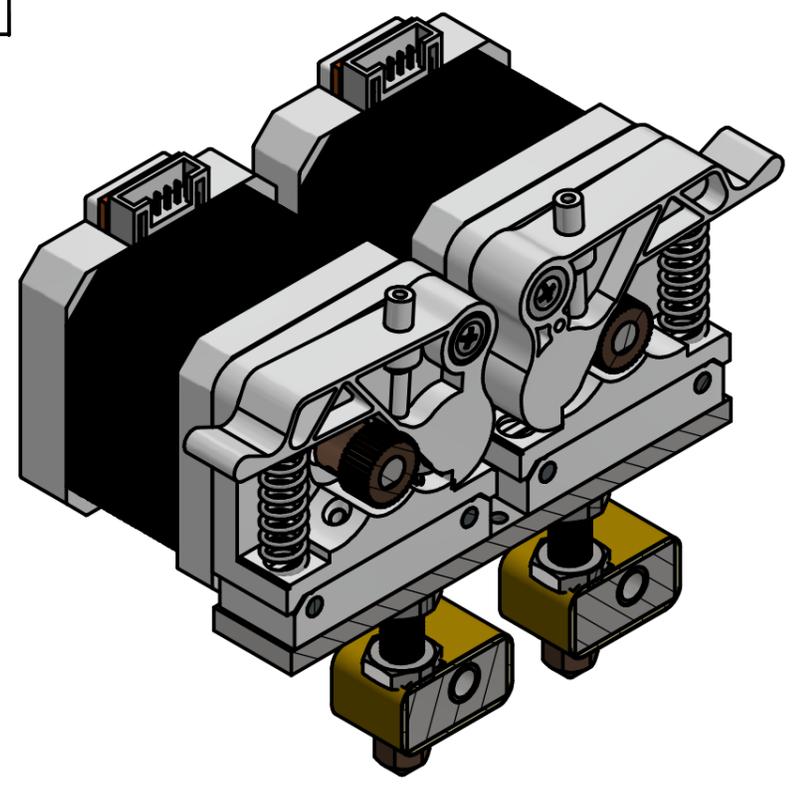
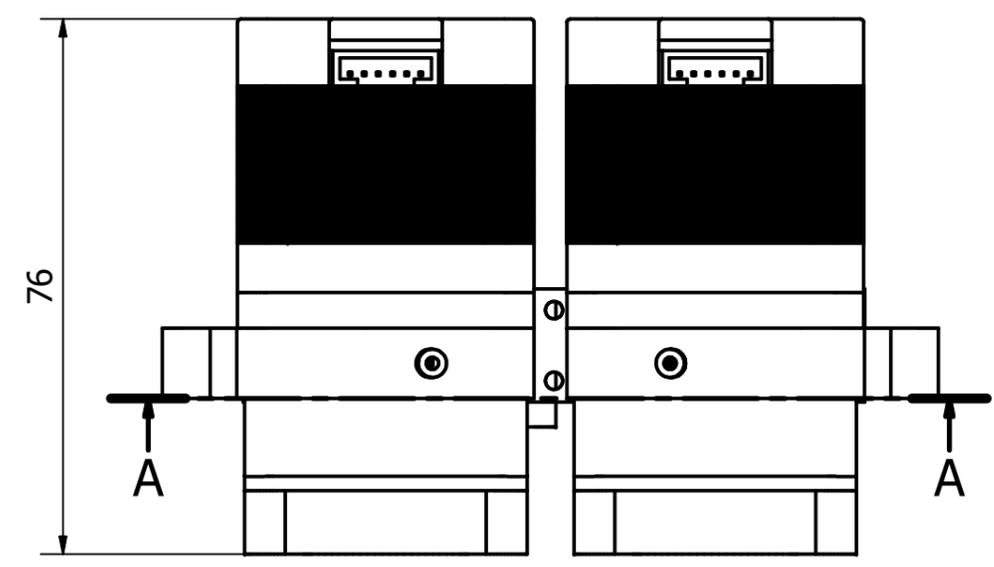
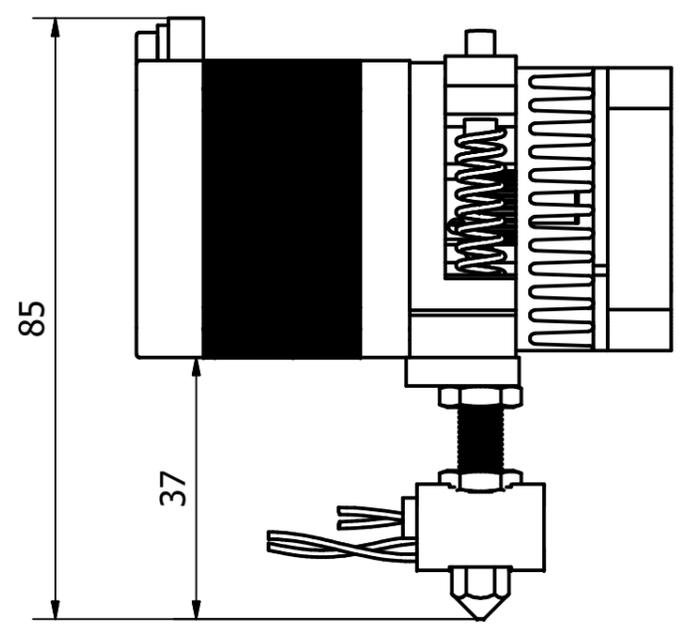
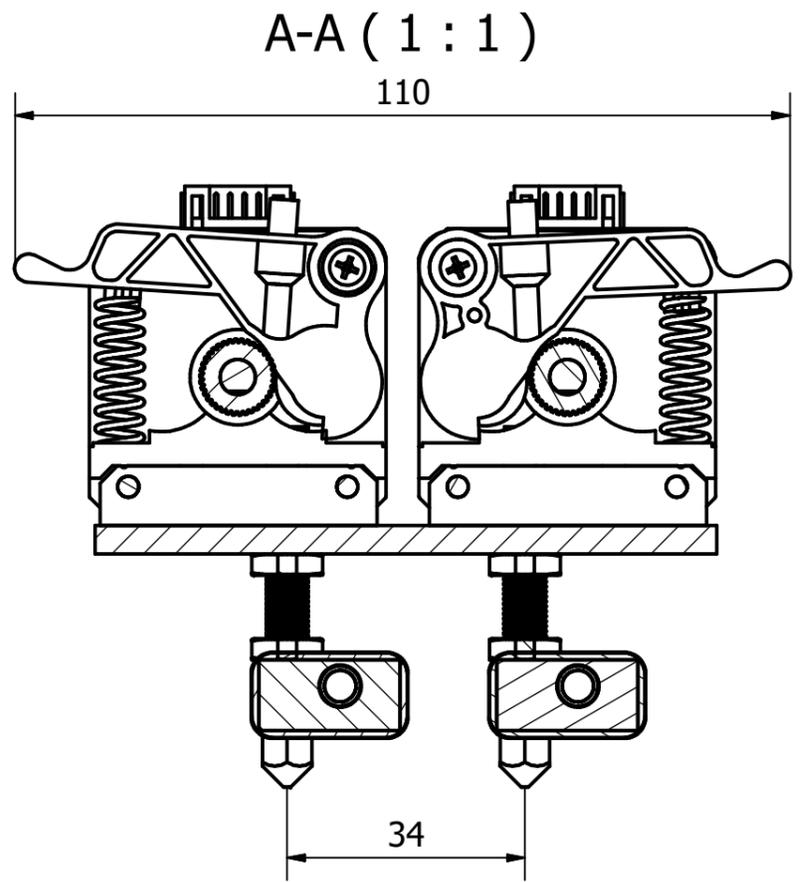
C ( 1:1 )



D ( 1:1 )



Dibujó	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
	24/02/18	B. Stangaferro		
	Revisó	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton	Impresora 3D de Grandes Dimensiones	N° de Plano: 16
Esc.	1:1			
Medidas en mm.				
<b>Eje Poleas</b>				



	Fecha	Nombre	Proyecto Final de Carrera	U.T.N.- Facultad Regional Reconquista
Dibujó	24/02/18	B. Stangaferro		
Revisó	24/02/18	Ing. A. Fabbro		
Aprobó	24/02/18	Ing. D. Anton		
Esc. 1:1	Extrusor MK8 Doble			Impresora 3D de Grandes Dimensiones
				Nº de Plano: 17
Medidas en mm.				



## **ANEXO IV: INFORME ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS**

# Informe de análisis de tensión: Impresora 3D de Grandes Dimensiones



Archivo analizado:	analisis B204 Carro completo.4.iam
Versión de Autodesk Inventor:	2017 (Build 210142000, 142)
Fecha de creación:	15/2/2018, 7:33 p. m.
Autor del estudio:	Brian Stangaferro
Resumen:	

## ☐ Información de proyecto (iProperties)

### ☐ Proyecto

Part Number	analisis B204 Carro completo.4
Designer	Brian Stangaferro
Coste	\$0,00

## ☐ Análisis XY:5

### Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	13/2/2018, 5:45 p. m.
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

### Configuración de malla:

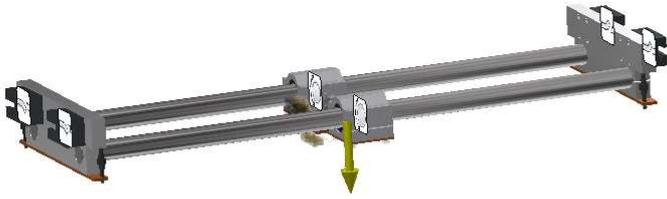
Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

## ☐ Condiciones de funcionamiento

### ☐ Gravedad

Tipo de carga	Gravedad
Magnitud	9810,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector X	-0,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector Y	-0,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector Z	-9810,000 mm/s <sup>2</sup>

### ☐ Cara(s) seleccionada(s)



☐ **Restricción fija:1**

Tipo de restricción Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Restricción fija:2**

Tipo de restricción Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



### ☐ Restricción fija:3

Tipo de restricción Restricción fija

☐ Cara(s) seleccionada(s)



### ☐ Restricción fija:4

Tipo de restricción Restricción fija

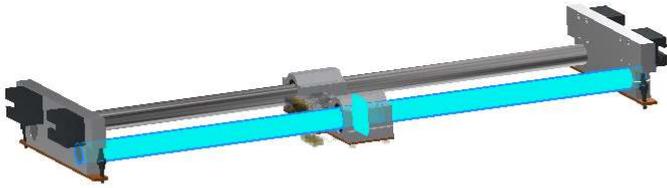
☐ Cara(s) seleccionada(s)



### ☐ Restricción de pasador:1

Tipo de restricción	Restricción de pasador
Fijar dirección radial	Sí
Fijar dirección axial	Sí
Fijar dirección tangencial	No

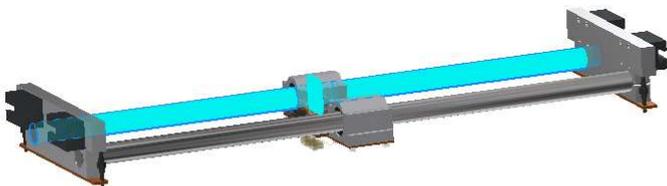
☐ Cara(s) seleccionada(s)



☐ **Restricción de pasador:2**

Tipo de restricción	Restricción de pasador
Fijar dirección radial	Sí
Fijar dirección axial	Sí
Fijar dirección tangencial	No

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Resultados**

☐ **Fuerza y pares de reacción en restricciones**

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	12,0648 N	-1,31763 N	0,104702 N m	0,0830861 N m
		-1,17334 N		-0,0599281 N m
		11,935 N		0,0216316 N m
Restricción fija:2	11,9836 N	1,32185 N	0,106687 N m	0,0842051 N m
		-1,20884 N		0,0615585 N m
		11,849 N		-0,0224101 N m
Restricción fija:3	12,0182 N	1,31379 N	0,107146 N m	-0,0849181 N m
		1,22476 N		0,0613892 N m
		11,8833 N		0,0223727 N m
Restricción fija:4	12,1073 N	-1,30665 N	0,105331 N m	-0,0837142 N m
		1,20627 N		-0,0602244 N m
		11,976 N		-0,02144 N m
Restricción de pasador:1	101,757 N	6,11159 N	0,172356 N m	-0,169473 N m
		0 N		0 N m

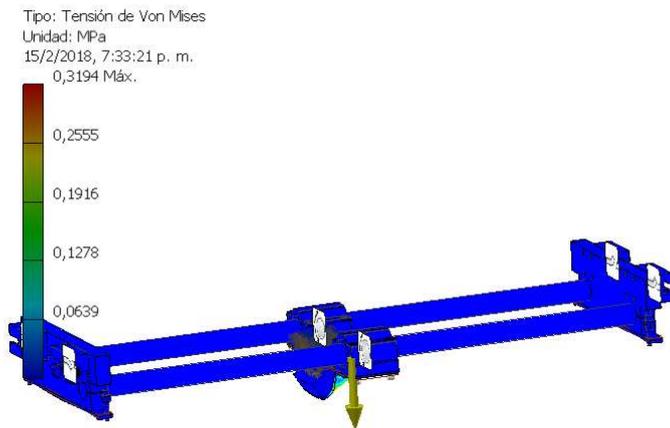
		101,574 N		0,0313923 N m
Restricción de pasador:2	101,585 N	-6,12211 N	0,179522 N m	-0,176703 N m
		0 N		0 N m
		101,401 N		-0,0316882 N m

## Resumen de resultados

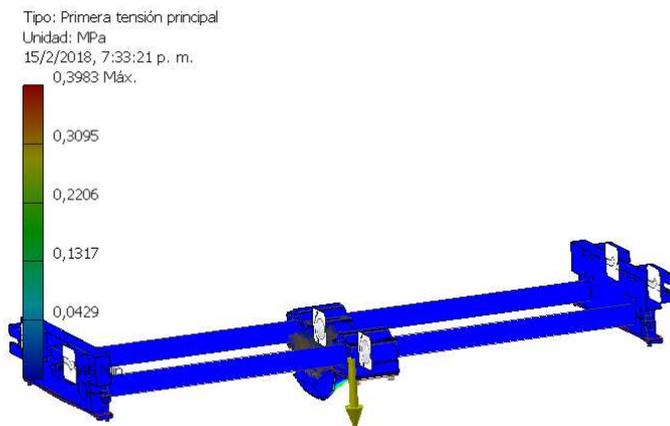
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	4715080 mm <sup>3</sup>	
Masa	26,9865 kg	
Tensión de Von Mises	0,00000122268 MPa	0,319393 MPa
Primera tensión principal	-0,0460175 MPa	0,398339 MPa
Desplazamiento X	-0,0000188726 mm	0,000019266 mm
Desplazamiento Y	-0,0000449995 mm	0,00000559468 mm
Desplazamiento Z	-0,000145094 mm	0,00000993415 mm

## Figuras

### Tensión de Von Mises

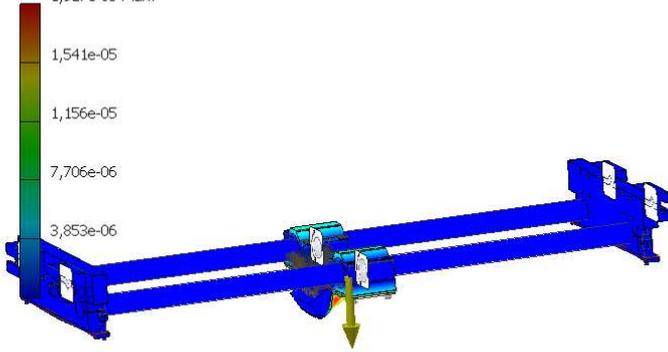


### Primera tensión principal



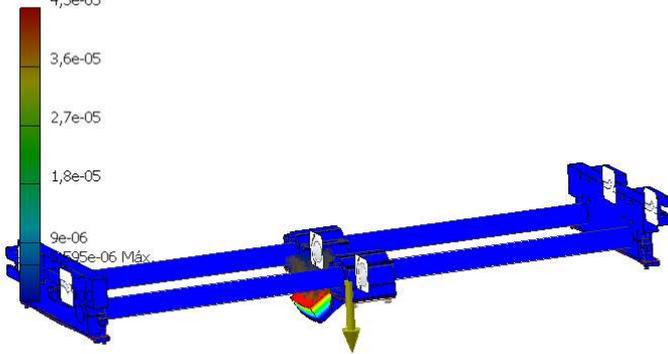
### Desplazamiento X

Tipo: Desplazamiento X  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:22 p. m.  
1,927e-05 Máx.



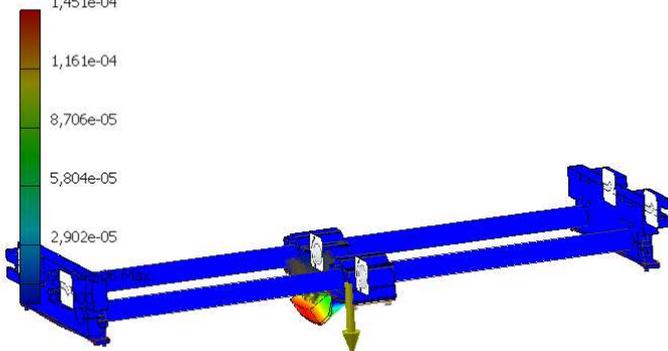
## Desplazamiento Y

Tipo: Desplazamiento Y  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:22 p. m.  
4,5e-05



## Desplazamiento Z

Tipo: Desplazamiento Z  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:22 p. m.  
1,451e-04



## Análisis z:6

### Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto nico
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	13/2/2018, 5:47 p. m.

Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

### Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

### Condiciones de funcionamiento

#### Gravedad

Tipo de carga	Gravedad
Magnitud	9810,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector X	-0,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector Y	-0,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector Z	-9810,000 mm/s <sup>2</sup>

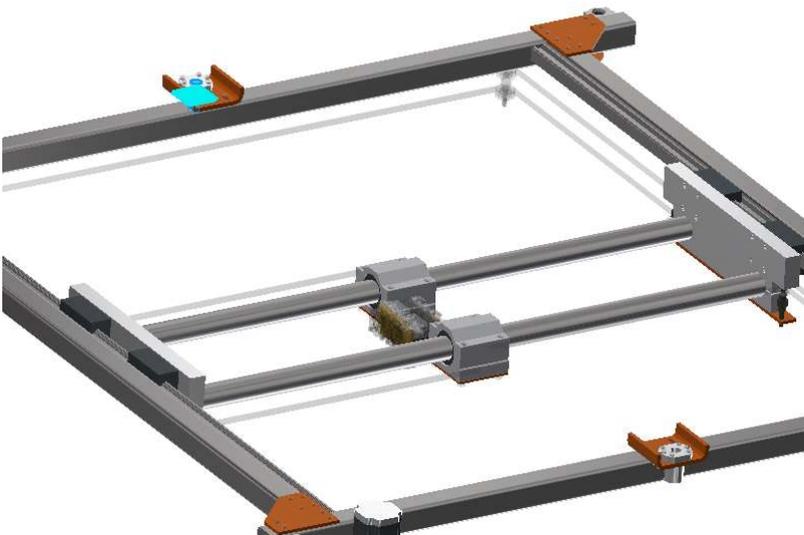
#### Cara(s) seleccionada(s)



#### Restricción fija:5

Tipo de restricción	Restricción fija
---------------------	------------------

#### Cara(s) seleccionada(s)



### Restricción fija:6

Tipo de restricción Restricción fija

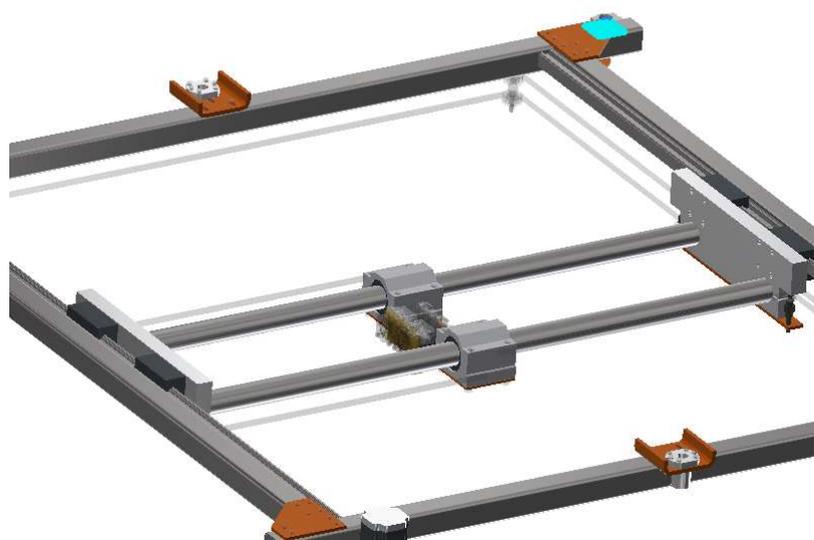
Cara(s) seleccionada(s)



### Restricción fija:1

Tipo de restricción Restricción fija

Cara(s) seleccionada(s)



### Restricción fija:2

Tipo de restricción Restricción fija

Cara(s) seleccionada(s)



☐ **Restricción fija:3**

Tipo de restricción Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Restricción fija:4**

Tipo de restricción Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



## Resultados

### Fuerza y pares de reacción en restricciones

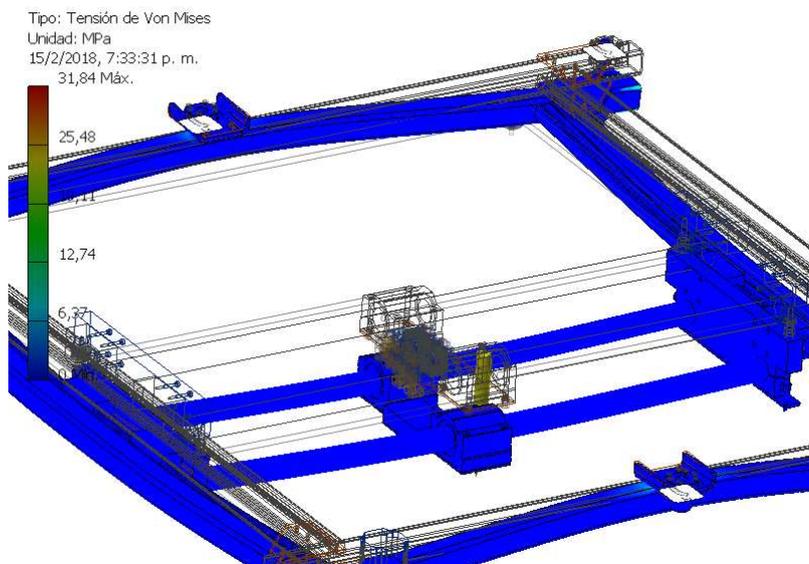
Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:5	252,71 N	-11,2192 N	10,9243 N m	0,452646 N m
		-10,9823 N		-10,9142 N m
		252,222 N		-0,127613 N m
Restricción fija:6	284,159 N	9,24173 N	11,3039 N m	0,325594 N m
		-12,0972 N		11,2977 N m
		283,751 N		0,186015 N m
Restricción fija:1	27,9871 N	-25,3764 N	18,8078 N m	15,196 N m
		11,8032 N		-11,0822 N m
		0 N		0 N m
Restricción fija:2	41,0607 N	26,8675 N	20,0203 N m	17,5151 N m
		31,0503 N		9,69705 N m
		0 N		0 N m
Restricción fija:3	29,9227 N	23,3984 N	21,3687 N m	-18,156 N m
		-18,6516 N		11,2687 N m
		0 N		0 N m
Restricción fija:4	22,8336 N	-22,8336 N	20,2115 N m	-15,589 N m
		0 N		-12,8642 N m
		0 N		0 N m

### Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	9176010 mm <sup>3</sup>	
Masa	56,5674 kg	
Tensión de Von Mises	0,000173188 MPa	31,8441 MPa
Primera tensión principal	-14,196 MPa	42,8411 MPa
Desplazamiento X	-0,0113335 mm	0,0109541 mm
Desplazamiento Y	-0,012231 mm	0,0190023 mm
Desplazamiento Z	-0,289791 mm	0,00422675 mm

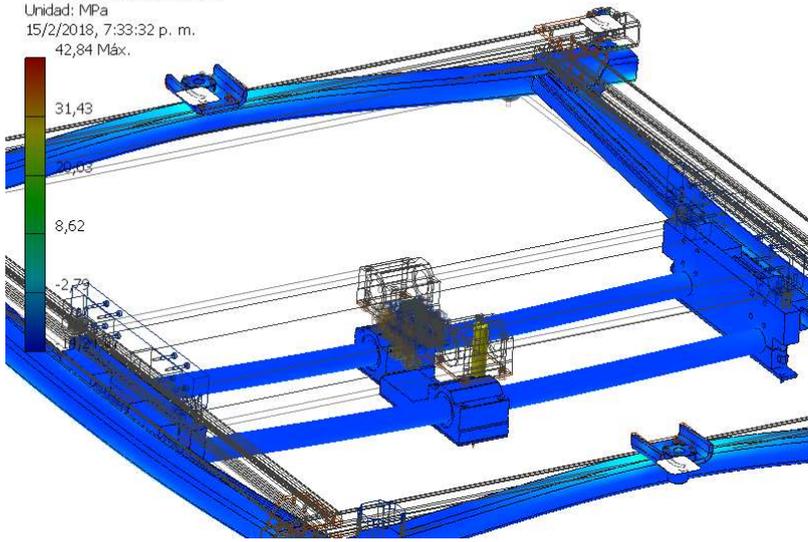
### Figuras

#### Tensión de Von Mises



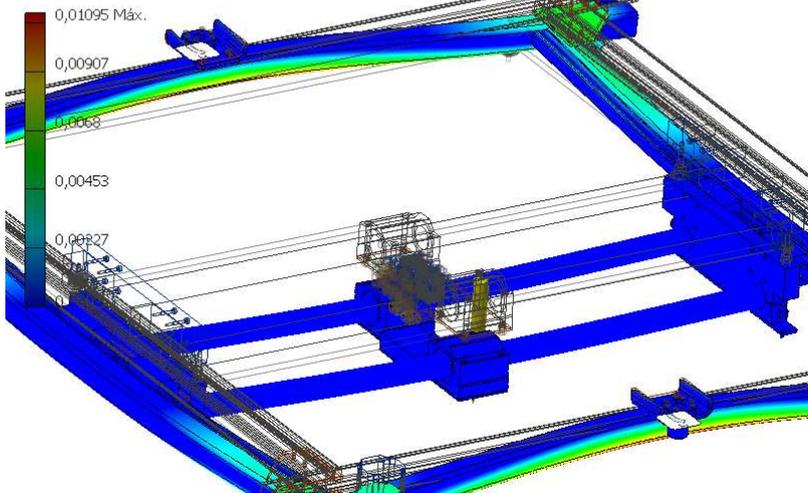
#### Primera tensión principal

Tipo: Primera tensión principal  
Unidad: MPa  
15/2/2018, 7:33:32 p. m.  
42,84 Máx.



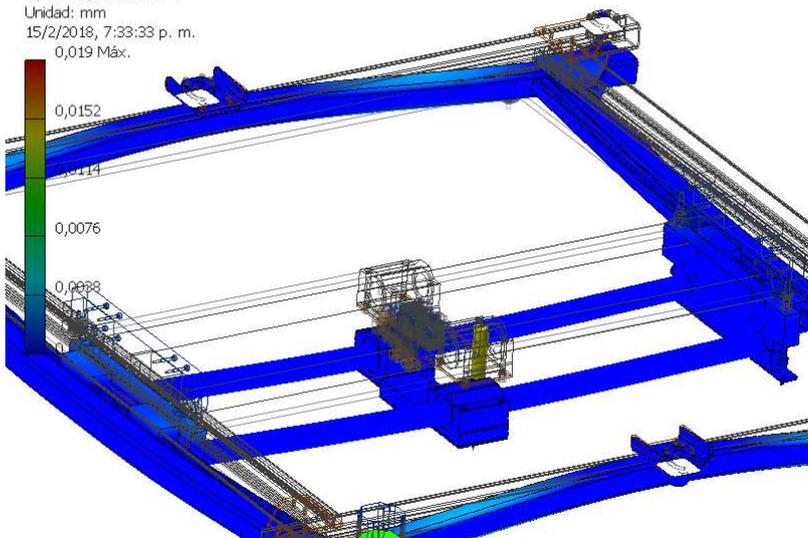
### Desplazamiento X

Tipo: Desplazamiento X  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:33 p. m.



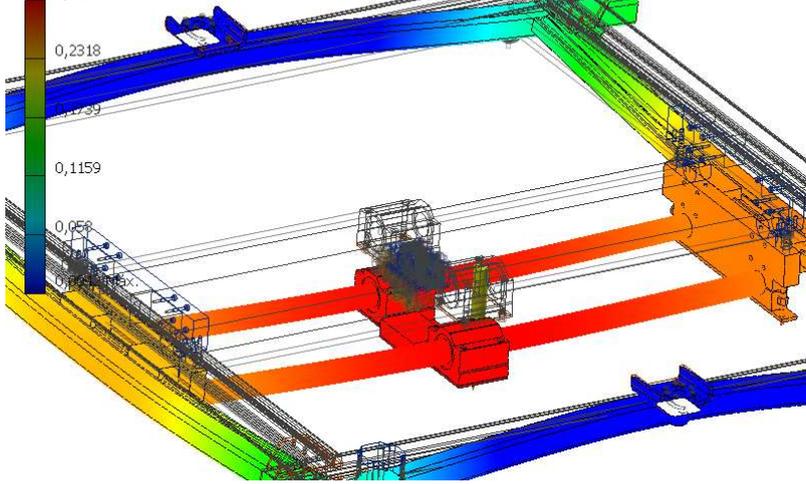
### Desplazamiento Y

Tipo: Desplazamiento Y  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:33 p. m.  
0,019 Máx.



### Desplazamiento Z

Tipo: Desplazamiento Z  
 Unidad: mm  
 15/2/2018, 7:33:34 p. m.



## ☐ **Análisis Y:1**

### **Objetivo general y configuración:**

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	13/2/2018, 5:51 p. m.
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

### **Configuración de malla:**

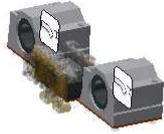
Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

## ☐ **Condiciones de funcionamiento**

### ☐ **Gravedad**

Tipo de carga	Gravedad
Magnitud	9810,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector X	-0,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector Y	-0,000 mm/s <sup>2</sup>
Vector Z	-9810,000 mm/s <sup>2</sup>

### ☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Restricción fija:1**

Tipo de restricción Restricción fija

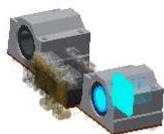
☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Restricción fija:2**

Tipo de restricción Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



## Resultados

### Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	22,3788 N	-8,87418 N	0,150705 N m	-0,140966 N m
		0 N		0 N m
		20,5441 N		-0,0532964 N m
Restricción fija:2	22,3784 N	8,87407 N	0,149651 N m	-0,139841 N m
		0 N		0 N m
		20,5437 N		0,0532906 N m

### Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	856164 mm <sup>3</sup>	
Masa	4,15691 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000117326 MPa	0,323106 MPa
Primera tensión principal	-0,0435132 MPa	0,40186 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,000157587 mm
Desplazamiento X	-0,0000227033 mm	0,0000174717 mm
Desplazamiento Y	-0,0000441237 mm	0,00000794275 mm
Desplazamiento Z	-0,000151569 mm	0,0000150491 mm

## Figuras

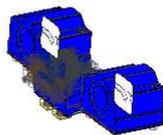
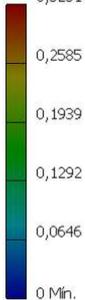
### Tensión de Von Mises

Tipo: Tensión de Von Mises

Unidad: MPa

15/2/2018, 7:33:40 p. m.

0,3231 Máx.



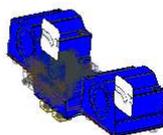
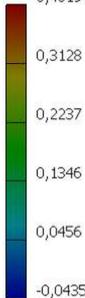
### Primera tensión principal

Tipo: Primera tensión principal

Unidad: MPa

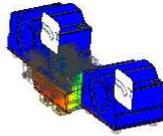
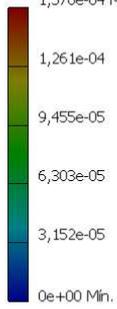
15/2/2018, 7:33:41 p. m.

0,4019 Máx.



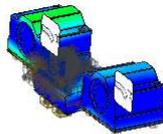
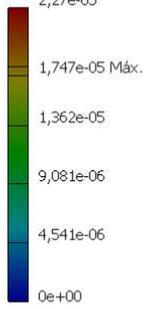
## Desplazamiento

Tipo: Desplazamiento  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:41 p. m.  
1,576e-04 Máx.



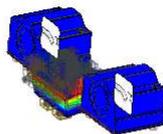
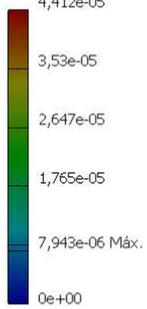
## Desplazamiento X

Tipo: Desplazamiento X  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:41 p. m.  
2,27e-05



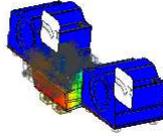
## Desplazamiento Y

Tipo: Desplazamiento Y  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:41 p. m.  
4,412e-05



## Desplazamiento Z

Tipo: Desplazamiento Z  
Unidad: mm  
15/2/2018, 7:33:41 p. m.  
1,516e-04  
1,213e-04  
9,094e-05  
6,063e-05  
3,031e-05  
1,505e-05 Máx.  
0e+00



D:\impresora3D\inventor\BB carro\analysis B204 Carro completo.4.iam

### ANEXO V: COMPUTO DE MATERIALES

Cantidad	Unidad	Producto	Descripción
2	u	Barras rectificadas Ø35mm x1,2m	Barras rectificadas Ø35mm, longitud 1,2m
2	u	SC 35UU	Rodamiento lineal de bolas recirculantes SC 35UU
2	u	Guias SNS 20	Guias lineales Bosch Retroth SNS 20 x 1,2m
4	u	SNS 20	Rodamiento lineal de bolas recirculantes Bosch Retroth SNS 20
2	u	Barras rectificadas Ø12mm x0,9m	Barras rectificadas Ø12mm, longitud 0,9m
4	u	SC 12UU	Rodamiento lineal de bolas recirculantes SC 12UU
2	u	Tornillo de bolas recirculantes Ø16mm x1m	Husillos de bolas recirculantes FEM-E-C 16x5Rx3-4, Longitud 1m
2	u	FEM-E-C-16R	Tuerca de bolas recirculantes FEM-E-C-16R
2	u	BK12	SopORTE para husillos de bolas BK12
2	u	BF12	SopORTE para husillos de bolas BF12
4	u	FL60STH86-3008BF	motores paso a paso, Nema 23 modelo FL60STH86-3008BF
12	m	4600-5M-10	Correa sincronas 4600-5M-10
7	u	15-5M-10	Polea dentada 15-5M-10
6	u	20-5M-10	Polea dentada 20-5M-10
2	u	Ø19-10	Polea lisa Ø19-10
1	u	Cadenas portacables 15x40mm x1,5m	Cadena portacable 15x40mm, longitud 1m
1	u	Cadenas portacables 15x20mm x1,5m	Cadena portacable 15x20mm, longitud 1m
2	u	set anclaje Cadenas portacables 20x40mm	
2	u	Placa de Aluminio 300x200x20mm	
1	m	barra Rectangular de aluminio 50x50mm	
1,2	m2	Chapa Aluminio 2mm	
0,25	m2	Chapa 1/4"	
3	m2	Chapa BWG N° 14	
6	u	Barra 6m, Perfil estructural 40x40x3mm	
1	u	Vidrio Templado 4mm 1mx1m	Vidrio Pyrex, espesor 4mm, tamaño 1x1m
500	u	Tornillos alen m4x12	
30	u	Tornillos avellanados alen m4x35	
8	u	Tornillos alen m6x40	
30	u	Tornillos alen m4x30	
20	u	Tornillos alen m6x20	