

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA DE UN TORNO CNC  
DE USO DIDÁCTICO**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico**

**AUTOR:**

German Stefano Carreño Rojas

**ASESOR:**

Victor Sergio Giron Medina

Lima, Abril, 2024

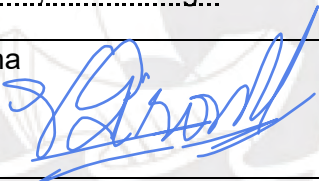
## Informe de Similitud

Yo, Victor Girón Medina, docente de la Escuela de Posgrado de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada DISEÑO MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA DE UN TORNO CNC DE USO DIDÁCTICO, del autor German Stefano Carreño Rojas, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 5%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 30/11/2022.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha:

Lima 14 de marzo del 2023

Apellidos y nombres del asesor: <u>Girón Medina, Victor Sergio</u>	
DNI: 09072636	Firma 
ORCID: 0000-0003-1045-8106	

## RESUMEN

Con el objetivo de mejorar la productividad y la calidad de los productos, muchas empresas optan por incorporar máquinas de control numérico computarizado (CNC), lo que a su vez aumenta la demanda de operarios con conocimientos en estas tecnologías. En este contexto, los módulos didácticos desempeñan un papel fundamental en la formación de los operarios. En el presente trabajo, se plantea el diseño de la estructura de un torno CNC educativo con el propósito de facilitar la enseñanza en este campo. El diseño se inicia mediante la identificación de los tres módulos que componen la estructura de un torno CNC: el cabezal, los carros móviles y la bancada.

En primer lugar, se procedió al diseño del cabezal, el cual consta de dos componentes principales: el husillo y el cubo del cabezal. El husillo cumple la función de sostener y girar la pieza a mecanizar, permitiendo que la herramienta de corte retire material y logre la forma deseada. Por otro lado, el cubo del cabezal tiene la responsabilidad de sostener el husillo de manera firme, permitiendo transmitir las fuerzas generadas durante el proceso de mecanizado. Para calcular la potencia necesaria para el husillo, se consideró una operación de cilindrado a una velocidad de 600 RPM. Se optó por utilizar un servomotor que transmita esta potencia a través de una transmisión por faja sincrónica.

En segundo lugar, los carros móviles desempeñan la función de mover la herramienta de corte a lo largo de los ejes Z y X, los cuales son paralelos y perpendiculares, respectivamente, al eje de giro de la pieza. Para determinar la potencia requerida para el desplazamiento de los carros, se consideraron tanto el peso de la carga a soportar como la fuerza de corte con dirección opuesta al desplazamiento deseado.

Por último, se procedió al diseño de la bancada. Este componente cumple la función de sostener los dos módulos previamente mencionados y soportar las fuerzas generadas durante el proceso de mecanizado. Las fuerzas generadas tanto en el cabezal como en los carros móviles se tuvieron en cuenta para calcular el factor de seguridad del perfil seleccionado. Se realizó un cálculo de la deformación provocada por la flexión y, posteriormente, se llevó a cabo un análisis vibratorio para verificar que la máquina no entre en resonancia durante la operación a una velocidad establecida de 600 RPM.

## **AGRADECIMIENTOS**

*Le dedico este trabajo a mis padres por ser las personas que me brindaron su ayuda de forma incondicional a lo largo de toda mi vida y por brindarme las herramientas para convertirme en la persona que soy.*



## INDICE

<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	1
<b>I. Antecedentes</b> .....	1
<b>II. Definición del Problema</b> .....	2
<b>III. Propuesta de Solución</b> .....	3
<b>OBJETIVOS</b> .....	4
<b>CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE</b> .....	5
<b>1.1. Principios y Tipos de Mecanizado</b> .....	5
<b>1.2. Tipos de Tornos</b> .....	10
<b>1.3. Partes de la Estructura de un Torno CNC</b> .....	14
<b>1.4. Modelos Existentes</b> .....	22
<b>CAPÍTULO 2: DISEÑO MECÁNICO DEL TORNO</b> .....	24
<b>2.2. Diseño del Cabezal</b> .....	29
<b>2.3. Diseño de los Carros Móviles</b> .....	42
<b>2.4. Diseño de la Bancada</b> .....	55
<b>CAPÍTULO 3: CÁLCULOS DE LA ESTRUCTURA</b> .....	64
<b>3.1. Cálculo de Tornillos de Sujeción Husillo-Cabezal</b> .....	64
<b>3.2. Cálculo del Cordón de Soldadura Cabezal-Bancada</b> .....	70
<b>3.3. Distribución de fuerzas en la Bancada</b> .....	73
<b>3.4. Diagramas de Fuerza y Cálculos de Resistencia</b> .....	75
<b>3.5. Cálculo de Deformaciones</b> .....	81
<b>3.6. Análisis Vibratorio</b> .....	85
<b>CAPÍTULO 4: ESTIMACIÓN DE COSTO Y PLANOS</b> .....	90
<b>4.1. Lista de Planos</b> .....	90
<b>4.2. Estimación del Costo de Fabricación</b> .....	90
<b>CONCLUSIONES</b> .....	94
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	95

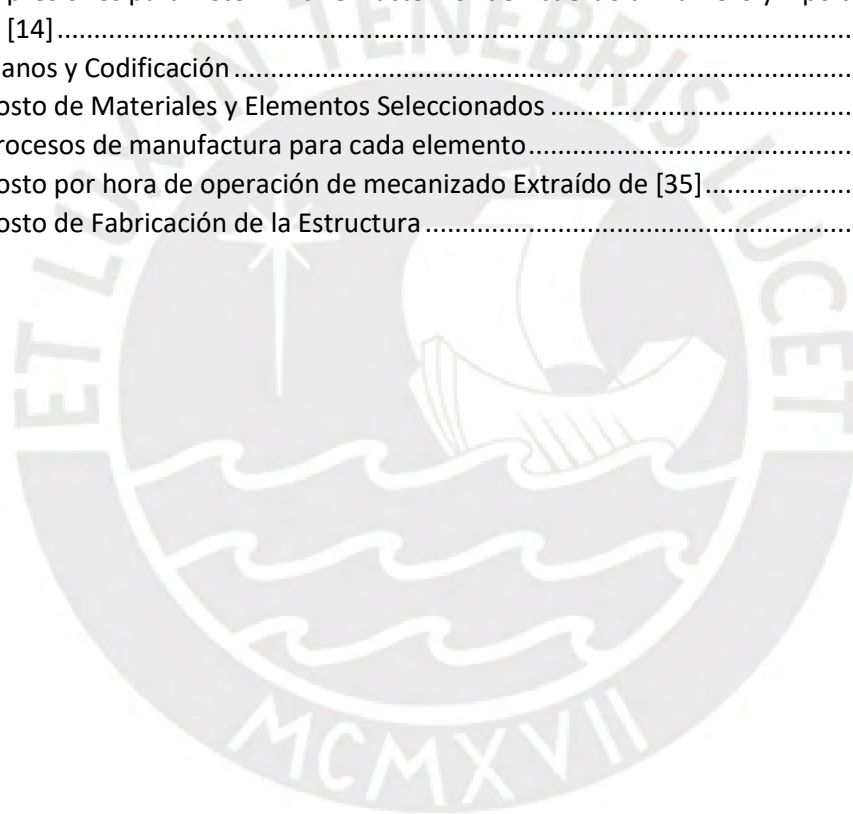
## INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Torneado Extraído de Catálogo Sandvik Coromant. Link: C6-DSSNR-45054-15 (coromant.com)	5
Figura 2: Ejes del Torno Extraído de “Restauración de Torno de Control Numérico Empleando Software Libre” Link: <a href="https://www.redalyc.org/pdf/944/94421442011.pdf">https://www.redalyc.org/pdf/944/94421442011.pdf</a>	5
Figura 3: Refrentado Extraído de “Principios de Torneado” Link: <a href="https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado">https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado</a>	7
Figura 4: Cilindrado Extraído de “Mecanizado por Arranque de Viruta – Torneado” Link: <a href="http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/719_ca">http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/719_ca</a>	7
Figura 5: Perforado Extraído de “Principios de Torneado” Link: <a href="https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado">https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado</a>	8
Figura 6: Desbaste cónico Extraído de “Principios de Torneado” Link: <a href="https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado">https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado</a>	8
Figura 7: Ranurado Extraído de Catálogo Sandvik Coromant Link: <a href="https://cutt.ly/mhvKdcX">https://cutt.ly/mhvKdcX</a>	8
Figura 8: Roscado Extraído de Catálogo Sandvik Coromant Link: <a href="https://cutt.ly/ihvKk6L">https://cutt.ly/ihvKk6L</a>	9
Figura 9: Moleteado Extraído de “Principios de Torneado” Link: <a href="https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado">https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado</a>	9
Figura 10: Torno Paralelo Extraído de Catálogo Heller Link: <a href="https://www.hellermaquinaria.com/catalogo/torno-paralelo-heller-ce460vx1500/">https://www.hellermaquinaria.com/catalogo/torno-paralelo-heller-ce460vx1500/</a>	10
Figura 11: Torno al Aire Extraído de “Transmisión del Movimiento en las máquinas - Torno” Link: <a href="https://cutt.ly/whvKDjL">https://cutt.ly/whvKDjL</a>	10
Figura 12: Trono Revólver Extraído de “EcuRed - Torno Revólver” Link: <a href="https://www.ecured.cu/Torno_rev%C3%B3lver">https://www.ecured.cu/Torno_rev%C3%B3lver</a>	11
Figura 13: Torno Vertical Extraído de Catálogo Intertech Link: <a href="https://www.intertechperu.com/torno-cnc-vertical-leadwell/">https://www.intertechperu.com/torno-cnc-vertical-leadwell/</a>	12
Figura 14: Torno de Bancada Plana Extraído de Catálogo TecnoMaquinaria Link: <a href="https://www.maquinariacatalogo.com/buscador.php?producto=cnc">https://www.maquinariacatalogo.com/buscador.php?producto=cnc</a>	12
Figura 15: Torno de Bancada Inclinada Extraído de Catálogo Kiomac Link: <a href="https://www.kiomac.com/product/fcl-30/">https://www.kiomac.com/product/fcl-30/</a>	13
Figura 16: Husillo del Torno Extraído de Catálogo Herrekor Link: <a href="http://www.herrekor.es/categorias.asp?key=8&amp;key2=1">http://www.herrekor.es/categorias.asp?key=8&amp;key2=1</a>	14
Figura 17: Pinzas de Sujeción Extraído de Catálogo Rego-Fix Link: <a href="https://us.rego-fix.com/en/products">https://us.rego-fix.com/en/products</a>	14
Figura 18: Pinzas de Sujeción Modelo ER Extraído de Catálogo Rego-Fix Link: <a href="https://us.rego-fix.com/en/products/components/collets/ER">https://us.rego-fix.com/en/products/components/collets/ER</a>	15
Figura 19: Chuck de Tres Pinzas Extraído de Catálogo Weston Link: <a href="https://goo.su/9AYJs">https://goo.su/9AYJs</a>	16
Figura 20: A la izquierda, guía de barra templada. A la derecha, guía cuadrada Extraído de Catálogo PartesCNC Link: <a href="https://goo.su/z9UIksq">https://goo.su/z9UIksq</a>	17
Figura 21: A la izquierda, patín de recirculación de bolas. A la derecha, patines instalados en guías de barras templadas Extraído de Catálogo HepcoMotion Link: <a href="https://www.hepcotion.com/es/producto/guias-lineales/ejes-de-precision/">https://www.hepcotion.com/es/producto/guias-lineales/ejes-de-precision/</a>	17
Figura 22: A la izquierda, patín lineal Hiwin. A la derecha, patín Hiwin instalado en guía cuadrada Extraído de Catálogo IndiaMart Link: <a href="https://www.indiamart.com/proddetail/linear-guideway-hiwin-2851182844655.html?pos=5">https://www.indiamart.com/proddetail/linear-guideway-hiwin-2851182844655.html?pos=5</a>	18
Figura 23: A la izquierda, husillo de desplazamiento instalado junto a motor. A la derecha, tuerca del husillo y su portatuerca Extraído de Catálogo Rexroth Link: <a href="https://goo.su/YwfD">https://goo.su/YwfD</a>	18
Figura 24: Carro móvil junto a su sistema de desplazamiento lineal Extraído de Catálogo AliTools Link: <a href="https://goo.su/9gNn0iL">https://goo.su/9gNn0iL</a>	19
Figura 25: Torreta de Herramientas de 12 Estaciones Extraído de Catálogo Diplomatic Automation Extraído de <a href="https://www.diplomaticautomation.com/">https://www.diplomaticautomation.com/</a>	19
Figura 26: A la izquierda, estructura interna de un servomotor. A la derecha, servomotores industriales Extraído de Catálogo Siemens Link: <a href="https://goo.su/rtadwc">https://goo.su/rtadwc</a>	20
Figura 27: A la izquierda, estructura del estator de un motor de pasos. A la derecha, motor de pasos Extraído Catálogo BDR Link: <a href="http://www.bdrmotores.com/marcas-motion-king.php">http://www.bdrmotores.com/marcas-motion-king.php</a>	21
Figura 28: Motor Lineal Extraído de Catálogo Electrónica Embajadores Link: <a href="https://cutt.ly/KhvLnGJ">https://cutt.ly/KhvLnGJ</a>	21
Figura 29: Vturn-NP16 Extraído de Catálogo Victor Taichung Link: <a href="https://www.victortaichung.com/machine-tools/en/Vturn-np16.html">https://www.victortaichung.com/machine-tools/en/Vturn-np16.html</a>	22
Figura 30: Lynx 2100ª Extraído de Catálogo Doosan Link: <a href="https://cutt.ly/mhvLR4T">https://cutt.ly/mhvLR4T</a>	23
Figura 31: Concept Turn 60 Extraído de Catálogo Emco Extraído de <a href="https://cutt.ly/AhvLUYr">https://cutt.ly/AhvLUYr</a>	23
Figura 32: Husillo Modular Extraído de [4]	29
Figura 33: Componentes de la fuerza resultante durante el torneado Extraído de “Fundamentos de los Procesos de Mecanizado” Link: <a href="https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn38.html">https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn38.html</a>	31

Figura 34: Motor EM1DM2K20E0D de 1.2kW Extraído de [9] .....	33
Figura 35: Reductor S9142AMPAN003E-S Extraído de [10] .....	33
Figura 36: Disco de sujeción del Husillo .....	34
Figura 37: Agujeros para la sujeción del Husillo .....	35
Figura 38: Fuerzas del Mecanizado en el Cabezal .....	35
Figura 39: Disposición Cabezal-Motor 1.2kW .....	36
Figura 40: Gráfico de selección de tipo de Faja Sincrónica. El eje x corresponde a la potencia de diseño Pb y el eje Y corresponde a la velocidad de giro del motor n1 Extraído de [8] .....	37
Figura 41: Poleas y Fajas sincrónicas en motor y cabezal. ....	40
Figura 42: Figura 38: Fuerza generada por la faja sincrónica en el Cabezal .....	40
Figura 43: Distancia de los puntos de aplicación al medio de la base del cabezal .....	41
Figura 44: Fuerzas trasladadas al centro de la base del cabezal .....	41
Figura 45: Carro Principal .....	42
Figura 46: Perfil del Carro Principal .....	43
Figura 47: Cara Superior del Carro Principal .....	44
Figura 48: Elementos que permiten la movilidad del Carro Principal .....	44
Figura 49: Motor FRLS520FA4A de 50W Extraído de [14] .....	47
Figura 50: Reductor S9117AMPAN005A-S Extraído de [15] .....	47
Figura 51: Fuerzas es la herramienta de corte .....	48
Figura 52: Distancias entre la herramienta de corte y el punto de concentración de fuerzas .....	48
Figura 53: Punto de concentración de fuerzas en el carro principal .....	49
Figura 54: Carro Secundario .....	49
Figura 55: Perfil del Carro Secundario .....	50
Figura 56: Torreta de Herramientas LD4-CK0610 Extraído de [12] .....	50
Figura 57: Distribución de los agujeros del carro secundario .....	51
Figura 58: Elementos que permiten la traslación del carro secundario .....	51
Figura 59: Motor FRLS1020FA4A de 100W Extraído de [14] .....	53
Figura 60: Distancias entre la herramienta de corte y el punto de concentración de fuerzas .....	54
Figura 61: Punto de concentración de fuerzas en el carro secundario .....	54
Figura 62: Sección de Perfil H Extraído de [15] .....	57
Figura 63: Plancha de 15mm sobre perfiles de bancada .....	59
Figura 64: Pernos de Nivelación M6 .....	59
Figura 65: Zona de Sujeción para Motor de 1.2kW .....	60
Figura 66: Vista Isométrica de la Bancada .....	60
Figura 67: Fuerzas de mecanizado trasladadas al plano de unión de tornillos .....	64
Figura 68: Detalle de la unión atornillada .....	64
Figura 69: Secciones del tornillo .....	65
Figura 70: Efecto de compresión sobre las placas unidas .....	66
Figura 71: Distribución de los tornillos .....	67
Figura 72: Distribución respecto al momento en Y .....	67
Figura 73: Distribución respecto al momento en X .....	68
Figura 74: Distribución de las fuerzas de corte sobre el tornillo analizado .....	69
Figura 75: Cordón de soldadura Cabezal-Bancada .....	70
Figura 76: Puntos de concentración de las fuerzas en la bancada .....	73
Figura 77: Fuerzas y momentos en la base del cabezal .....	73
Figura 78: Centro Geométrico del Perfil .....	74
Figura 79: Fuerzas y momentos en la base de los carros móviles .....	74
Figura 80: Distribución de fuerzas y momentos en la bancada .....	75
Figura 81: Sección más cargada de la bancada .....	78
Figura 82: Punto de análisis .....	80
Figura 83: Perfil sobre apoyos simples a los extremos .....	81
Figura 84: Variable Z en la bancada .....	82
Figura 85: Chatter sobre el material Extraído de [22] .....	85
Figura 86: Diagrama de Lóbulos Extraído de [25] .....	86
Figura 87: Modelo de 1GDL de la estructura .....	87
Figura 88: Modelo masa-resorte de 1GDL de la estructura .....	88
Figura 89: Gráfica Amplitud vs relación de frecuencia "r" Extraído de [28] .....	89

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1:Propiedades de Algunos Materiales Estructurales Extraído de [2] .....	25
Tabla 2: Espesor de Pared de Acuerdo al factor N Extraído de [2] .....	26
Tabla 3: Valores de “kch” de diversos materiales y profundidades de corte Extraído de [5].....	31
Tabla 4: Poleas disponibles para fajas sincrónicas OMEGA 5M HP Extraído de [8].....	38
Tabla 5: Elementos que sostiene el Carro Principal del torno .....	45
Tabla 6: Elementos que sostiene el Carro Secundario.....	52
Tabla 7:Comparación de Rigidez en Secciones con la Misma Área Extraído de [14].....	57
Tabla 8:Perfiles WF con Ancho "b" Próximos a 160mm Extraído de [15].....	58
Tabla 9:Dimensiones del perfil WF 4X13 Extraído de [15].....	58
Tabla 10: Dimensiones del perfil equivalente WF 4" Extraído de [16] .....	58
Tabla 11:Efecto de la Disposición de los Refuerzos Extraído de [14].....	61
Tabla 12: Expresiones para Determinar el Factor “s” de Acuerdo al Número y Tipo de Refuerzo Extraído de [14].....	62
Tabla 13: Planos y Codificación .....	90
Tabla 14: Costo de Materiales y Elementos Seleccionados .....	91
Tabla 15: Procesos de manufactura para cada elemento.....	92
Tabla 16: Costo por hora de operación de mecanizado Extraído de [35].....	92
Tabla 17: Costo de Fabricación de la Estructura .....	93



# INTRODUCCIÓN

## I. Antecedentes

En un mundo tan acelerado como el actual, lo más importante para las empresas es aumentar su producción y ofrecer a los clientes productos de calidad en tiempos que superen a la competencia. La búsqueda de precisión y velocidad las motiva a invertir enormes cantidades de dinero en la implementación de nuevas tecnologías que les permitan alcanzar esos objetivos.

Dentro de este grupo también se encuentran las empresas de procesamiento de metal. En estas aún existe una gran cantidad de actividades que se llevan a cabo de forma manual, lo que representa elevados costos de producción y estrés en los mismos trabajadores causado por las tareas repetitivas. Esto puede llegar a afectar la producción y la buena calidad de los productos que llegan al mercado.

Con la finalidad de superar estas dificultades, se desarrollaron las máquinas CNC. Estas son controladas mediante computadoras que son capaces de procesar una gran cantidad de instrucciones en fracciones de segundos, pueden crear formas extremadamente complejas en tiempos que representan fracciones de lo que tardaría un operario normalmente. Estas realizan taladrados, cortes, desbastes, entre otros; y son capaces de acabar con los procesos tradicionales que consumen mucho tiempo de forma innecesaria, mejorando así la productividad y las ganancias de las empresas que trabajan con metal.

Dentro de estas se encuentran los tornos CNC. Estas son una de las máquinas más frecuentes e importantes en trabajos de alta producción, resultando incluso imprescindibles para el correcto funcionamiento de toda la planta. Estas operan haciendo girar la pieza a mecanizar a elevadas RPM mientras una o varias herramientas, siguiendo los parámetros de corte de la computadora, son empujadas hacia esta con la finalidad de arrancar viruta, cambiando así la geometría de la pieza. La alimentación del material de mecanizado también puede realizarse de forma automática, para lo cual debe emplearse una barra de gran longitud sujeta generalmente por métodos hidráulicos. Además de trabajar en los ejes X & Z, existen modelos capaces de trabajar en muchos más. Por ejemplo, uno de estos ejes permite controlar el sentido y velocidad de giro de la pieza durante el mecanizado, este proceso se conoce como "indexado" y

facilita la obtención de piezas de forma muy compleja. Por estas características se encuentran presentes en muchos mercados, como el automovilístico e incluso en la industria dental, donde el indexado permite la fabricación de implantes dentales.

Los tornos CNC son máquinas muy versátiles gracias al controlador que llevan incorporadas. Sin embargo, que puedan trabajar de forma automática no implica que no requieran de personas para poder funcionar. El controlador que manipula a las herramientas para el mecanizado sigue las órdenes de un software previamente confeccionado por un programador con conocimiento de estas tecnologías. De aquí surge la necesidad de contar con personal técnico capacitado capaz de configurar y programar tornos, regular los periodos de trabajo de las máquinas, así como también conocer las distintas partes que componen el torno CNC para poder realizar los mantenimientos respectivos.

La adquisición de los tornos adecuados para la producción de una empresa es de vital importancia, sin embargo, no es lo único. La búsqueda de los técnicos adecuados se ha convertido en un factor determinante para las ganancias de la empresa. Esto conlleva a que la formación adecuada de futuros profesionales del control de máquinas CNC sea una de las claves del éxito de talleres que emplean estas máquinas.

Actualmente, muchas empresas dedicadas a la construcción de tornos CNC ven en la educación un negocio de elevado potencial y es por ello que han estado lanzando al mercado módulos de tamaño más compacto enfocados en este rubro.

## **II. Definición del Problema**

Una empresa puede contar con tornos CNC de muy alta calidad, el problema aparece cuando se tienen tecnologías tan avanzadas que no se cuenta con el personal capacitado para operarlas, lo cual representa grandes pérdidas de productividad y dinero.

La formación para la correcta operación de un torno CNC es muy importante, pero las máquinas tradicionales CNC de alta producción no necesariamente son

la mejor opción para llevar a cabo esta tarea. La complejidad de estas y la poca facilidad para visualizar sus distintos mecanismos pueden causar dificultad y confusión en aquellos que recién comienzan su aprendizaje o están en la mitad de este. Además, si se llegara a manipular la máquina de forma incorrecta, podría perderse una considerable cantidad de dinero, pues el precio de estas es muy elevado.

En la enseñanza de la tecnología de control numérico para accionamiento de máquinas, es necesario contar con equipos que permitan a los alumnos experimentar con estas tecnologías, tanto desde la programación del sistema CNC hasta la interacción con las partes constitutivas del equipo, sin que esto pueda llegar a representar una considerable pérdida de dinero. Los equipos comerciales didácticos existentes son costosos y además tienen tiempos limitados en su vida debido a que las tecnologías son cambiantes y en muchos casos ya no es posible contar con el servicio de mantenimiento por la obsolescencia de sus componentes, lo cual obliga a la compra de nuevos equipos de reemplazo.

### **III. Propuesta de Solución**

El propósito de esta tesis es diseñar la estructura de un prototipo que facilite la educación y el acercamiento de los estudiantes al torno CNC. Se diseñará una estructura de torno compacta con los mecanismos visibles para que, de una manera más intuitiva, el estudiante pueda entender cómo funcionan los componentes de estas máquinas. Permitirá el desarrollo de las acciones más comunes como el torneado, cilindrado, refrentado, entre otras. Esto simulará de una forma bastante aproximada los trabajos que se realizan en industrias reales.

Se busca que el torno diseñado tenga un precio considerablemente inferior a los modelos en el mercado sin sacrificar la calidad del mecanizado, con la finalidad de que sea más accesible para instituciones de formación.

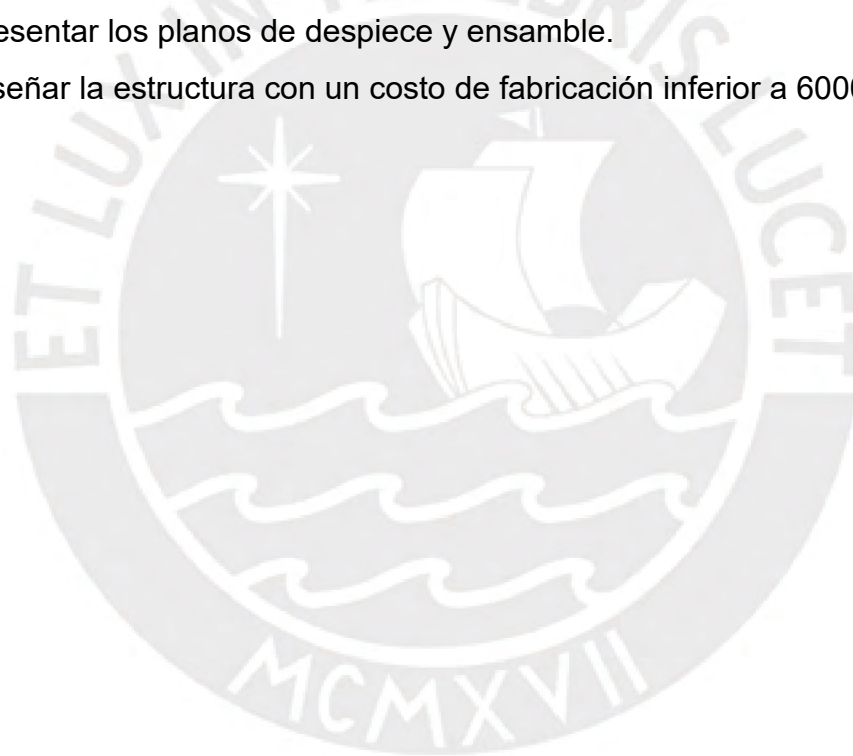
## **OBJETIVOS**

### **Objetivo General**

Diseñar la estructura de un torno didáctico CNC para el mecanizado de barras de acero de 1" de diámetro con sujeción de pinza y una longitud de 150mm.

### **Objetivos Específicos**

- Establecer la geometría del torno en un espacio máximo de 900x750x550mm.
- Realizar los cálculos de resistencia y rigidez para que la deformación de la estructura del torno no supere el valor de las centésimas (0.01mm).
- Presentar los planos de despiece y ensamble.
- Diseñar la estructura con un costo de fabricación inferior a 6000\$.



## CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE

El torno es una máquina-herramienta usada para fabricar piezas de revolución de distintos materiales como metal o madera mediante el arranque de viruta. El proceso de mecanizado se realiza sujetando la materia prima y se le hace girar sobre su propio eje, mientras tanto la herramienta de corte se aproxima a esta de forma perpendicular o paralela al eje de giro para remover material y obtener la forma deseada. Los tornos son considerados como una de las máquinas herramientas más antiguas y es usada en todo tipo de industrias.

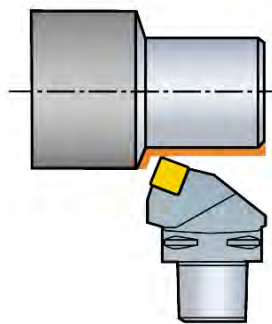


Figura 1: Torneado  
Extraído de Catálogo Sandvik Coromant.  
Link: C6-DSSNR-45054-15 (coromant.com)

### 1.1. Principios y Tipos de Mecanizado

Para explicar los tipos de mecanizado que se pueden llevar a cabo en un torno es importante mencionar los ejes presentes en la máquina. Un torno convencional presenta 2 ejes principales: El eje Z, el cual es paralelo al eje al que gira la pieza a mecanizar; y el eje X, el cual es perpendicular a ese último. De acuerdo a la complejidad de la pieza que se desee realizar, el torno a usar podrá tener 2 o más ejes.

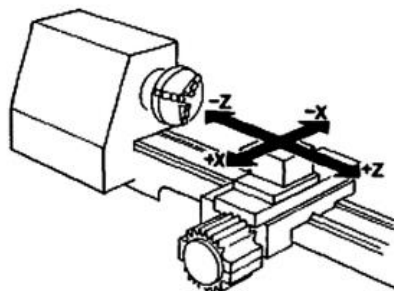


Figura 2: Ejes del Torno  
Extraído de "Restauración de Torno de Control Numérico Empleando Software Libre"  
Link: <https://www.redalyc.org/pdf/944/94421442011.pdf>

Las operaciones que se pueden realizar en el torno dependen de los factores de corte. Estos son valores que el operador establece para obtener la forma deseado teniendo en cuenta la capacidad del torno, el material y el acabado superficial del producto final. En total son tres:

- *Velocidad de corte (m/min)*: Es la velocidad tangencial del punto de la pieza que entra en contacto con la herramienta de corte. Este es uno de los factores más importantes para determinar la vida de la herramienta. Altas velocidades de corte permiten un mecanizado más rápido, pero acelera el desgaste de la herramienta. Su valor depende de la velocidad de rotación de la pieza y del diámetro de esta.

$$V_c \left( \frac{m}{min} \right) = \frac{n \text{ (min}^{-1}) \times \pi \times D_c \text{ (mm)}}{1000 \left( \frac{mm}{m} \right)}$$

Donde “Vc” es la velocidad de corte, “n” es la velocidad de giro del husillo y “Dc” es el diámetro de la pieza antes del mecanizado.

- *Velocidad de Avance (mm/rev)*: Es la velocidad relativa entre la pieza y el avance de la herramienta. De esta depende la formación de la viruta y el acabado que se desee sobre el producto final. Cada herramienta puede trabajar dentro de un rango de velocidades de avance y estas se brindan en los catálogos de fabricantes. Su valor se obtiene del producto del avance por revolución y de la velocidad de rotación de la pieza.
- *Profundidad de corte (mm)*: Es la distancia que ingresa la herramienta en la pieza a mecanizar. También se puede calcular como la semidiferencia entre el diámetro sin mecanizar y el diámetro de la pieza después del mecanizado.

Como se mencionó anteriormente, todos los procesos de mecanizado del torno dan como resultado volúmenes de revolución tales como cilindros o conos. Para realizar estas formas, se llevan a cabo las siguientes operaciones:

- **Refrentado:** Es generalmente el primer proceso que se realiza. Tiene como finalidad limpiar y dejar una superficie recta sobre el frente de la pieza. En este caso, la velocidad de avance es perpendicular al eje de giro y la profundidad de corte es pequeña ( $\approx 1\text{mm}$ ).

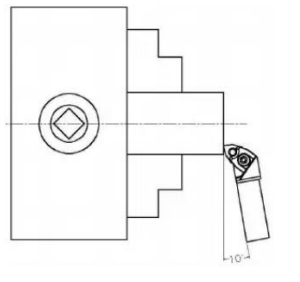


Figura 3: Refrentado  
Extraído de "Principios de Torneado"  
Link: [https://www.academia.edu/27993110/Principios\\_de\\_Torneado](https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado)

- **Cilindrado:** Se mecaniza la pieza moviendo la herramienta de corte a lo largo del eje Z con el fin de cambiar el diámetro de una sección. Este proceso puede darse tanto externa como internamente. Si la finalidad del mecanizado es retirar material rápidamente, entonces se trata de un proceso de desbaste. En el cual, se utilizan valores altos de velocidad de avance y de profundidad de corte dando como resultado una superficie de alta rugosidad. En cambio, si se trata de un proceso de acabado, se utilizan valores bajos de profundidad de corte y de velocidad de avance con la finalidad de obtener una superficie lisa en la pieza.

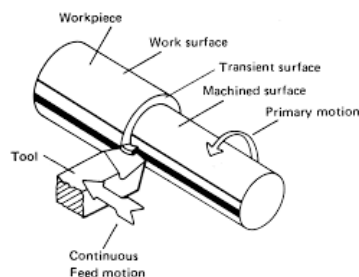


Figura 4: Cilindrado  
Extraído de "Mecanizado por Arranque de Viruta – Torneado"  
Link: [http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/719\\_ca](http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/719_ca)

- **Perforado:** El mecanizado se realiza en la cara frontal de la pieza y de forma paralela con el eje de giro. En este proceso se realizan agujeros para posteriormente hacer cilindrados interiores o roscados.

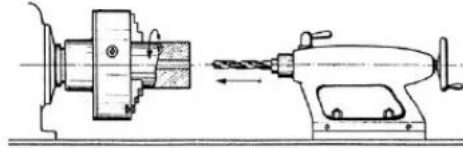


Figura 5: Perforado  
 Extraído de "Principios de Torneado"  
 Link: [https://www.academia.edu/27993110/Principios\\_de\\_Torneado](https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado)

- **Desbaste Cónico:** La herramienta se desplaza de forma paralela y perpendicular al eje de giro de la pieza con la finalidad de darle una forma de tronco de cono. El ángulo de este dependerá del diámetro que deba tener la sección al inicio y al final.

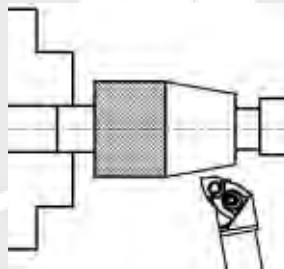


Figura 6: Desbaste cónico  
 Extraído de "Principios de Torneado"  
 Link: [https://www.academia.edu/27993110/Principios\\_de\\_Torneado](https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado)

- **Ranurado:** Se utiliza la herramienta de corte para realizar un mecanizado perpendicular al eje de giro. Este proceso puede realizar ranuras de cualquier profundidad, pero cuando esta alcanza el centro del material y lo corta toma el nombre de tronzado.



Figura 7: Ranurado  
 Extraído de Catálogo Sandvik Coromant  
 Link: <https://cutt.ly/mhvKdcX>

- **Roscado:** Es la operación con la cual se mecaniza un filete de rosca sobre la pieza de trabajo. Esta debe girar a un número determinado de revoluciones por minuto mientras la herramienta de corte se mueve de forma paralela al eje de giro. El avance de la herramienta determina el paso de la rosca final.



Figura 8: Roscado  
 Extraído de Catálogo Sandvik Coromant  
 Link: <https://cutt.ly/ihvKk6L>

- **Moleteado:** Es una operación de mecanizado que no conlleva arranque de viruta. Se realiza comprimiendo la superficie lateral de la pieza con una herramienta especial llamada molete, la cual deja un grabado. Esto se realiza con la finalidad de hacer una superficie rugosa para evitar el deslizamiento cuando la pieza sea manipulada.

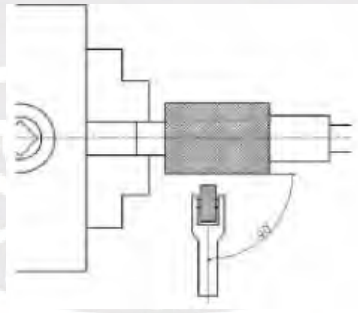


Figura 9: Moleteado  
 Extraído de "Principios de Torneado"  
 Link: [https://www.academia.edu/27993110/Principios\\_de\\_Torneado](https://www.academia.edu/27993110/Principios_de_Torneado)

## 1.2. Tipos de Tornos

Los tornos pueden clasificarse de acuerdo a su tipo de construcción, la dimensión de las piezas a mecanizar o por su capacidad de automatización. Algunos de los tornos más empleados en la industria son los siguientes:

- **Torno Paralelo:** También llamado torno cilíndrico, es uno de los tipos más empleados en los talleres gracias a la gran versatilidad que tiene. Es considerada como la máquina-herramienta por excelencia ya que con el acoplamiento de elementos especiales pueden realizarse todo tipo de trabajos.



Figura 10: Torno Paralelo  
Extraído de Catálogo Heller

Link: <https://www.hellermaquinaria.com/catalogo/torno-paralelo-heller-ce460vx1500/>

- **Tornos al Aire:** Estos tornos se emplean para el mecanizado de piezas de diámetro considerable, pero de poca longitud. Como su nombre lo indica, las piezas se montan al aire y a diferencia de otros tornos que consisten en un solo cuerpo, estos tornos se componen de dos partes independientes, una que sujeta la pieza y otra que sostiene las herramientas de corte, entre las cuales se encuentra la pieza a mecanizar.



Figura 11: Torno al Aire  
Extraído de "Transmisión del Movimiento en las máquinas - Torno"  
Link: <https://cutt.ly/whvKDjL>

- *Tornos Revólver*: Su característica principal es que tienen la capacidad de fabricar grandes lotes de piezas iguales. Poseen una torreta revólver donde están montadas las herramientas en un determinado orden ajustado previamente por el operario. Se le considera como un torno semiautomático porque, aunque la secuencia de operaciones ya esté definida, el operario debe accionar cada una de las herramientas.



Figura 12: Torno Revólver  
 Extraído de "EcuRed - Torno Revólver"  
 Link: [https://www.ecured.cu/Torno\\_rev%C3%B3lver](https://www.ecured.cu/Torno_rev%C3%B3lver)

- *Tornos Automático*: Se asemeja al torno revólver, pero a diferencia de este, una vez que la secuencia de pasos ha sido ajustada por un operario el torno puede producir piezas iguales de forma automática. El ajuste de los pasos se realiza mediante el uso de levas y palancas especiales.
- *Torno CNC*: Es una máquina-herramienta que realiza procesos de mecanizado mediante el control numérico por computadora (CNC). A diferencia de los otros tornos, el operario debe escribir una lista de operaciones para formar un programa CNC. Sin embargo, dado que este programa puede contener cientos de instrucciones, los operarios se apoyan de programas CAM (fabricación asistida por computadora) para que, a partir del diseño de la pieza en un programa CAD (diseño asistido por computadora), la lista de instrucciones se elabore automáticamente para que posteriormente sean leídas por el torno CNC y pueda realizar el mecanizado.

Dado que este trabajo está centrado en los tornos CNC, se mencionarán los tipos que existen en el mercado. Los tornos CNC pueden clasificarse en 5 tipos:

- **Tornos Verticales:** Equipos diseñados para mecanizar piezas de gran tamaño, las cuales debido a sus dimensiones y peso son difíciles de fijar en un torno horizontal. Estos tornos poseen un eje dispuesto de forma vertical y un plato de garras horizontal para sujetar los elementos a mecanizar.



Figura 13: Torno Vertical  
Extraído de Catálogo Intertech  
Link: <https://www.intertechperu.com/torno-cnc-vertical-leadwell/>

- **Tornos de Bancada Plana:** Son tornos horizontales diseñados para la producción de piezas únicas o lotes pequeños. Su bancada plana les permite trabajar con piezas de tamaño moderado. Cuentan con una torreta de herramientas de entre 8 y 12 piezas que giran de acuerdo a la tarea que deba realizarse.



Figura 14: Torno de Bancada Plana  
Extraído de Catálogo TecnoMaquinaria  
Link: <https://www.maquinariacatalogo.com/buscador.php?producto=cnc>

- **Tornos de Bancada Inclinada:** Son tornos horizontales diseñados para la producción de lotes grandes de piezas. Su principal característica es que su bancada es inclinada, lo que les permite tener más avance que los tornos de bancada plana y por ende trabajar con piezas más grandes. Además, esta disposición facilita la limpieza del torno pues la viruta no cae directamente en los rieles de los carros móviles, como sucede en los tornos de bancada plana.



Figura 15: Torno de Bancada Inclinada  
Extraído de Catálogo Kíomac  
Link: <https://www.kiomac.com/product/fcl-30/>

- **Torno de Cabezal Móvil o suizo:** Se emplean para el mecanizado de piezas de diámetros pequeños como partes de relojería, implantes dentales o quirúrgicos de titanio y acero inoxidable.
- **Torno Automático de Husillos Múltiples:** Estos tornos son empleados para el mecanizado de elevadas producciones pues posee de 4 a 8 husillos que operan a la vez. Cada uno puede operar a una velocidad diferente de acuerdo al proceso de mecanizado que se esté llevando a cabo.

### 1.3. Partes de la Estructura de un Torno CNC

La estructura de los tornos CNC cuentan con motores para hacer girar la pieza a mecanizar y trasladar las herramientas de corte, estas se sostienen sobre un portaherramientas apoyado en los carros móviles que permiten el desplazamiento longitudinal y transversal a lo largo de la bancada. A continuación, se explicarán con mayor detalle las partes más importantes de la estructura de un torno CNC

#### a) Husillo

Es el elemento que sujeta la pieza a mecanizar y le proporciona el movimiento rotatorio. En tornos CNC se unen directamente al motor mediante una faja, a diferencia de los tornos convencionales, que requieren una caja de cambios. Para la sujeción utilizan pinzas o chucks de mandíbulas.



Figura 16: Husillo del Torno  
Extraído de Catálogo Herrekor  
Link: <http://www.herrekor.es/categorias.asp?key=8&key2=1>

- **Pinzas / Collets:** Las pinzas son elementos flexibles con ranuras que se ajustan exteriormente para generar presión en la pieza que llevan en su interior, generando así fuerzas de fricción que impide el movimiento relativo entre estas.



Figura 17: Pinzas de Sujeción  
Extraído de Catálogo Rego-Fix  
Link: <https://us.rego-fix.com/en/products>

El modelo más comercial de pinzas de sujeción es el denominado “ER”, estandarizado con las normas DIN 6499 A y DIN 6499 B. Fueron desarrolladas y patentadas en 1973 por la compañía REGO-FIXE. Se usan para operaciones comunes de mecanizado como fresado, torneado, taladrado, entre otras.

Los tamaños en los que son producidos son 8, 11, 16, 20, 25, 32, 40 y 50. Siendo estos el diámetro en mm del agujero donde se colocan para ser fijadas a la máquina-herramienta.



Figura 18: Pinzas de Sujeción Modelo ER  
Extraído de Catálogo Rego-Fix  
Link: <https://us.rego-fix.com/en/products/components/collets/ER>

La ventaja de un collet es que su forma cilíndrica provee de una mayor área de sujeción que un Chuck de mandíbulas. Una mayor área de contacto significa más estabilidad. En tornos CNC esto se muestra como una reducción de los errores de concentricidad, lo cual a su vez aumenta el tiempo de vida de la herramienta de corte.

Los collets funcionan mucho mejor para la sujeción de piezas pequeñas que un chuck. El funcionamiento de un collet se da cuando este genera presión sobre la pieza gracias a su tuerca de sujeción, no las diseñan para expandirse. El diámetro nominal que tienen es el máximo que puede sujetar.

La mayor desventaja de un collet es su pequeño rango de uso. Se debe emplear un kit de distintas dimensiones para tener un rango de sujeción similar al de un Chuck. Esta es la razón por la que se emplean en procesos repetitivos donde la variación del diámetro de piezas a sujetar es muy poca [1].

- **Chuck de Mandíbulas:** Son un tipo de sujeción más antiguo, pero no por ello poco confiable. Este depende de tres o más mandíbulas para sujetar la pieza. Ofrecen un amplio de rango de sujeción, a diferencia de los collets, los cuales tienen un su rango de sujeción que varía a lo mucho 1mm.



Figura 19: Chuck de Tres Pinzas  
Extraído de Catálogo Weston  
Link: <https://goo.su/9AYJs>

Los chucks son ideales para piezas de gran tamaño y para procesos en los que se emplean diversos diámetros.

Las mandíbulas de los chucks pueden ser duras o blandas, a diferencia de los collets, cuya construcción es restringida. Las mandíbulas duras (hechas de acero endurecido) no son modificables, pero las blandas se mecanizan para la sujeción de elementos especiales.

#### b) *Bancada*

Elemento del torno que actúa como su columna vertebral pues es el encargado de sostener el resto de las partes. Generalmente se fabrica de fundición o acero soldado. Su tamaño determina las dimensiones máximas de las piezas que se podrían mecanizar.

#### c) *Guías lineales*

Elementos sobre los que se deslizan los carros móviles del torno. Se componen de guías y de patines.

- **Guías:** Elementos rectificadas, lisos y de alta dureza que se sujetan a la bancada mediante tornillos a lo largo de toda su longitud. Las más importantes en el mercado de tornos CNC son las guías de barras templadas y las guías cuadradas.



Figura 20: A la izquierda, guía de barra templada. A la derecha, guía cuadrada  
 Extraído de Catálogo PartesCNC  
 Link: <https://goo.su/z9UIksq>

- **Patines:** Elementos sobre los que se apoyan directamente los carros móviles del torno. Estos deslizan por las guías gracias a los canales que coinciden con el perfil de estas. Existen dos tipos principales de patines:
  - **Patines de Recirculación de bolas:** Se acoplan a guías de barras templadas. Son los más económicos y se recomienda su uso para trabajos con cargas ligeras y en ambientes limpios. Su funcionamiento se basa en una serie de bolas que ruedan mientras el patín se desliza, reduciendo así el efecto de la fricción.



Figura 21: A la izquierda, patín de recirculación de bolas. A la derecha, patines instalados en guías de barras templadas  
 Extraído de Catálogo HepcoMotion  
 Link: <https://www.hepcotion.com/es/producto/guias-lineales/ejes-de-precision/>

- **Patines lineales Hiwin:** Funcionan bajo el mismo principio de los patines anteriores. Su diferencia radica en la geometría del contacto con la guía, la cual es de tipo cuadrada. Los elementos rodantes pueden ser bolas o rodillos, y la selección de uno sobre el otro solo depende del tipo de carga, que, para el caso de los rodillos, es más elevada. Se les suele someter una precarga (uso de bolas o rodillos ligeramente sobredimensionados)

con la finalidad de aumentar su rigidez y precisión. En general, trabajan con cargas medias y elevadas, poseen mayor precisión y tienen más resistencia a las vibraciones que los patines de recirculación.



Figura 22: A la izquierda, patin lineal Hiwin. A la derecha, patin Hiwin instalado en guía cuadrada  
Extraído de Catálogo IndiaMart  
Link: <https://www.indiamart.com/proddetail/linear-guideway-hiwin-2851182844655.html?pos=5>

#### d) Husillo de desplazamiento lineal

Consiste en un tornillo largo de rosca redonda que gira con la finalidad de trasladar los carros longitudinales. A lo largo de este se encuentra la tuerca, la cual transforma el movimiento rotativo del tornillo en movimiento lineal mediante una serie de esferas en su interior que ruedan con la finalidad de disminuir la fricción y otorgar un desplazamiento suave y preciso. A la tuerca se le acopla un portatuerca, este elemento es el que se acopla al carro móvil y le transmite el movimiento. Para que el tornillo funcione adecuadamente debe tener un apoyo a cada extremo fijado a la bancada y por lo general se conecta directamente a un motor por medio de un acoplamiento flexible.



Figura 23: A la izquierda, husillo de desplazamiento instalado junto a motor. A la derecha, tuerca del husillo y su portatuerca  
Extraído de Catálogo Rexroth  
Link: <https://goo.su/Ywfd>

#### e) Carros Móviles

Elementos que se desplazan a lo largo de las guías lineales de la bancada. Se encargan de alejar o acercar las herramientas de corte al elemento a mecanizar. Generalmente consisten de una plancha de metal con agujeros por los que se unen a las guías y al portatuerca. Hay tres tipos principales.

- Carro Longitudinal: Desplazamiento a lo largo del eje Z (el eje del husillo).
- Carro Transversal: Desplazamiento a lo largo del eje X (perpendicular el eje del husillo)
- Carro secundario: Su desplazamiento también es a lo largo del eje Z, pero ha quedado descartado dentro de los tornos CNC, pues con el carro longitudinal el torno ya puede realizar los ajustes de distancia necesarios.

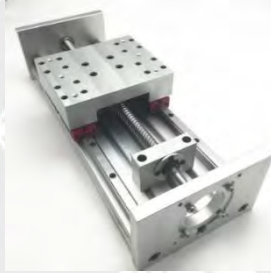


Figura 24: Carro móvil junto a su sistema de desplazamiento lineal  
Extraído de Catálogo AliTools  
Link: <https://goo.su/9gNn0iL>

#### f) Torre de Herramientas

Las herramientas de corte necesarias para el proceso de mecanizado estarán sujetas a la torreta. También es llamado revolver, cuenta con un motor que le permite girar de forma independiente. La cantidad de herramientas que puede sujetar varía con cada modelo, pero oscila entre 6 y 20.



Figura 25: Torre de Herramientas de 12 Estaciones  
Extraído de Catálogo Diplomatic Automation  
Extraído de <https://www.diplomaticautomation.com/>

### g) Motores

Permiten el giro del husillo y el desplazamiento de los carros móviles a lo largo de la bancada. El tiempo y la velocidad a la que trabajan se controla por el software del torno. Existen tres tipos de motores que se usan en tornos CNC:

- **Servomotores:** Motores que permiten controlar la posición del eje. Pueden estar diseñados para girar una cierta cantidad de grados o dar vueltas completas. Consiste en un motor DC conectado a un circuito de control y a una caja de engranes que permiten aumentar su torque y mantener su posición fija si es que así se requiere.

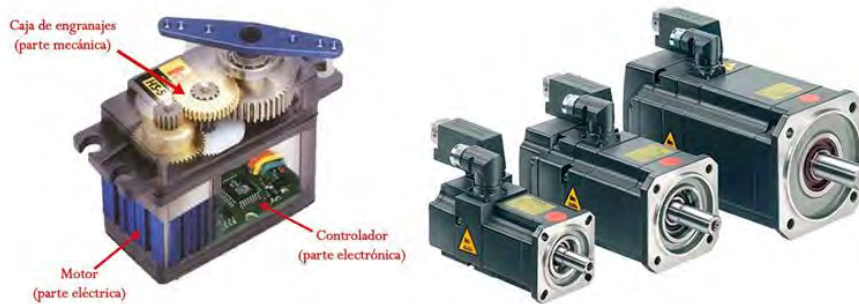


Figura 26: A la izquierda, estructura interna de un servomotor. A la derecha, servomotores industriales  
Extraído de Catálogo Siemens  
Link: <https://goo.su/rtadwc>

- **Motores de pasos:** Motores que convierten pulsos eléctricos en pasos angulares. Son usados en mecanismos que requieran movimientos muy precisos. Los grados que se mueven por cada pueden variar generalmente desde  $90^\circ$  a  $1.8^\circ$ . Estos motores permanecen fijos en una posición si sus bobinas se mantienen energizadas o si están libres de corriente. Su funcionamiento se basa en un estator construido por varias bobinas que se energizan una a continuación de otra (de forma secuencial), moviendo el campo magnético que es seguido por el rotor.

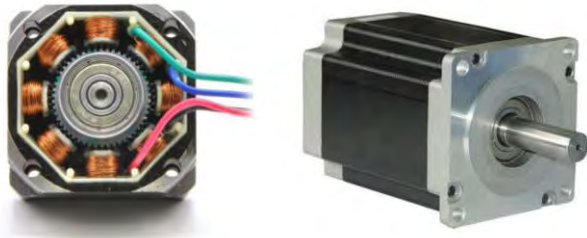


Figura 27: A la izquierda, estructura del estator de un motor de pasos. A la derecha, motor de pasos  
Extraído Catálogo BDR  
Link: <http://www.bdrmotores.com/marcas-motion-king.php>

- **Motores lineales:** A diferencia de los motores rotatorios, estos no producen giro, sino que mueven los objetos a los que están unidos de forma lineal. Se emplean cuando debe implementarse un movimiento de translación dirigido. Se les llama accionamientos directos pues no requieren de medios intermedios para transformar el movimiento rotatorio en uno lineal, como el resto de motores. Estos motores se diseñan con la finalidad de aplicar grandes fuerzas a bajas velocidades o detenidos.



Figura 28: Motor Lineal  
Extraído de Catálogo Electrónica Embajadores  
Link: <https://cutt.ly/KhvLnGJ>

#### 1.4. Modelos Existentes

Muchas empresas gastan enormes cantidades de dinero con el fin de mejorar la precisión y calidad del mecanizado en sus tornos CNC. La prueba es la gran variedad de elementos que pueden formar la estructura de un torno, como se vio en el apartado anterior. A continuación, se muestran algunos modelos de tornos CNC. Si bien no todos fueron diseñados con fines didácticos, la base de su construcción es adaptable para equipos de enseñanza.

##### Vturn- NP16 (OR Victor Taichung)

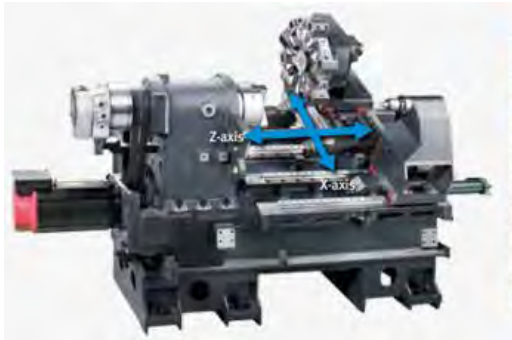


Vturn P16 ( OR VICTOR TAICHUNG)		
Parámetro	Unidad	Valor
Volteo sobre bancada	mm	570Ø
Volteo sobre carro	mm	325Ø
Diámetro del Husillo	mm	42Ø
Diámetro máx. de trabajo	mm	260Ø
Longitud entre centros	mm	270
Avance en el eje x	mm	150
Avance en el eje z	mm	250
Velocidad de avance x/z	m/min	30
Potencia del motor del Husillo	kW	11

Figura 29: Vturn-NP16  
Extraído de Catálogo Victor Taichung  
Link: <https://www.victortaichung.com/machine-tools/en/Vturn-np16.html>

Torno CNC de bancada inclinada hecha de una sola pieza en fundición. Emplea guías cuadradas con patines Hiwin. Los carros móviles transportan una torreta portaherramientas de 12 estaciones entre las cuales también se hallan herramientas motorizadas capaces de realizar mecanizado tipo fresadora (motor de 2.2 kW). El ancho de la estructura es de 1488 mm.

### Lynx 2100A (Doosan)



LYNX 2100A (DOOSAN)		
Parámetro	Unidad	Valor
Volteo sobre bancada	mm	600Ø
Diámetro del Husillo	mm	51Ø
Diámetro máx. de trabajo	mm	350Ø
Longitud entre centros	mm	550
Avance en el eje x	mm	205
Avance en el eje z	mm	340
Velocidad de avance x/z	m/min	30/36
Potencia del motor del Husillo	kW	15

Figura 30:Lynx 2100ª  
Extraído de Catálogo Doosan  
Link: <https://cutt.ly/mhvLR4T>

Posee una bancada inclinada con guías cuadradas en las que se desliza una torreta de 12 estaciones. Además, cuenta con un par de guías extra para desplazar una contrapunta, en caso una pieza no deba mecanizarse en voladizo.

### Concept Turn 60 (EMCO)



Concept Turn 60 (EMCO)		
Parámetro	Unidad	Valor
Volteo sobre bancada	mm	130Ø
Diámetro del Husillo	mm	16Ø
Diámetro máx. de trabajo	mm	60Ø
Longitud entre centros	mm	335
Avance en el eje x	mm	60
Avance en el eje z	mm	280
Velocidad de avance x/z	m/min	3
Potencia del motor del Husillo	kW	1.1

Figura 31: Concept Turn 60  
Extraído de Catálogo Emco  
Extraído de <https://cutt.ly/AhvLUYr>

Torno CNC didáctico de bancada inclinada que cuenta con una torreta portaherramientas de 8 estaciones. Emplea guías lineales cuadradas con patines Hiwin. Todas las actividades clave en tornos industriales pueden ser ilustrados con este torno de una forma realista. Su fácil interfaz permite que los estudiantes aprender a usarlo de forma exitosa. Sus dimensiones son 895 x 745 x 550 mm con un peso total de 150 kg.

## CAPÍTULO 2: DISEÑO MECÁNICO DEL TORNO

La estructura de un torno CNC se compone de tres módulos:

- *El Cabezal*, elemento que sostiene la pieza a mecanizar y le proporciona el movimiento de rotación.
- *Los Carros Móviles*, elementos que permiten el desplazamiento de la herramienta de corte en los ejes X (longitudinal) & Z (transversal).
- *La Bancada*, elemento que recibe las fuerzas generadas por el mecanizado y que sostiene el cabezal junto a los carros móviles.

Previo a comenzar el diseño de estos tres módulos, se deben tener en cuenta criterios como los materiales más utilizados en la fabricación de estas estructuras, con qué procesos se fabrican y cómo la selección de alguno de estos impacta en el costo final de la máquina.

### 2.1. Criterios Iniciales

#### 2.1.1. Materiales Disponibles

Uno de los aspectos que afecta el comportamiento de la máquina, precisión y costo es el material seleccionado para su fabricación. A continuación, se explicarán algunas de las propiedades de los materiales más empleados para la fabricación de las estructuras de los tornos [2]:

- *Hierro Fundido*: Tradicionalmente, el hierro fundido es el material utilizado para la fabricación de estructuras de máquinas herramientas debido a su dureza, elevado grado de amortiguamiento y por sus propiedades para transmitir calor [3]. Se puede fundir en formas complejas y se puede mecanizar fácilmente con elevado grado de precisión. Posee buenas propiedades antifricción gracias al grafito que contiene. Este tipo de material se prefiere cuando la estructura a fabricar va a ser producida en grandes números. Entre sus principales desventajas se encuentra el tiempo y el costo que conlleva realizar la fundición.

- *Acero al carbono soldado*: Este material posee una capacidad de carga alta y tiene menos peso comparado al hierro fundido. Se puede utilizar en espesores de pared pequeños, a diferencia del hierro fundido, donde el espesor de las paredes es limitado para asegurar la precisión de la fundición. El acero se prefiere en estructuras simples que vayan a ser fabricadas en números pequeños. Entre sus principales desventajas se encuentran sus bajas propiedades de amortiguamiento, el tiempo prolongado para la manufactura y la oxidación.
- *Concreto Epoxy*: Es el resultado de la unión con un agente adhesivo y otros agregados. Sus principales ventajas son sus elevadas propiedades de amortiguamiento, bajo costo y la posibilidad de crear formas complejas, al igual que el acero fundido. Además, sus propiedades son más fáciles de ajustar ya que la proporción de agregados puede cambiarse.

A continuación, se muestra un cuadro donde se compararán distintas propiedades de los materiales anteriormente mencionados:

Tabla 1: Propiedades de Algunos Materiales Estructurales  
Extraído de [2]

Material	Modulus of Elasticity N/mm <sup>2</sup>	Specific Gravity	Specific Stiffness N/mm <sup>2</sup>	Coefficient of thermal Expansion °C <sup>-1</sup>	Thermal conductivity Wm <sup>-1</sup> k <sup>-1</sup>	Tensile strength N/mm <sup>2</sup>
Cast Iron	117000	7.21	16000	12 x 10 <sup>-6</sup>	75	230
Mild steel	207000	7.93	26000	12 x 10 <sup>-6</sup>	80	460
Granite	39000	2.66	15000	8 x 10 <sup>-6</sup>	0.8	14.7
Ep. Con.	33000	2.5	14000	12 x 10 <sup>-6</sup>	0.5	25

### 2.1.2. Consideraciones de Manufactura

Otro factor que ayuda a determinar qué material se va a utilizar es la cantidad de dificultades que surgen durante la manufactura del material elegido. Estas se muestran a continuación [2]:

- *Ancho de las paredes:* Para aligerar el peso total de la máquina, se busca emplear el espesor mínimo de pared que permita el correcto funcionamiento de esta. En el caso del hierro fundido, los espesores de pared están limitados por la capacidad del proceso de fundición y el tamaño de la máquina. De acuerdo a las dimensiones deseadas, se pueden obtener valores recomendados de espesor usando el factor de tamaño “N”:

$$N = \frac{2 * L + B + H}{4}$$

Donde “L”, “B” y “H” son la longitud, ancho y altura de la estructura respectivamente.

A continuación, se muestra una tabla donde se relaciona el valor del factor de tamaño “N” con los espesores de paredes externas e internas de la estructura.

Tabla 2: Espesor de Pared de Acuerdo al factor N  
Extraído de [2]

Size Factor N, (m)	Thickness of external walls, (mm)	Thickness of internal walls and ribs, (mm)
0.4	6	5
0.75	8	7
1.0	10	8
1.5	12	10
1.8	14	12
2.0	16	14
2.5	18	16
3.0	20	16
3.5	22	18
4.5	25	20

Dado que el enfriamiento de las paredes externas es más rápido que el de las internas, se recomienda que el espesor de estas últimas sean aproximadamente el 80% del espesor de las exteriores. Por otro lado, las estructuras fabricadas con acero al carbono soldado utilizan espesores que rondan entre los 10 y 12mm.

- *Cambios de Espesor de las Paredes:* Cuando se requiere el cambio de espesor, las estructuras de acero soldado tienen más facilidad para su fabricación. En estas situaciones se recomienda que el espesor mayor sea como máximo 1.5 veces el espesor menor.
- *Facilidad de Mecanizado:* Las estructuras de hierro fundido son más fáciles de mecanizar. Esto es esencial para remover la capa exterior de la fundición donde se encuentran imperfecciones como restos de arena o gotas de material.
- *Posibilidad de reparación y mejora:* Las estructuras soldadas tienen más facilidad para ser reparadas y mejoradas, a comparación de las hechas de hierro fundido. Esta propiedad es especialmente útil cuando se fabrican prototipos.

### 2.1.3. Consideraciones Económicas

El factor final del que depende la selección del material es el costo que conlleva adquirirlo junto a los procesos necesarios para obtener la estructura deseada. Lo ideal es alcanzar un correcto funcionamiento al menor costo posible. Las consideraciones para la selección se muestran a continuación [2]:

- *Economía del Metal:* Aunque la estructura de acero soldado sea más liviana que la fabricada con hierro fundido, el consumo de acero puede llegar a ser mayor. Esto se debe a que los agujeros y ranuras de la estructura se deben realizar con mecanizado y esto conlleva a material que no será aprovechado. Por otro lado, en las estructuras de hierro fundido, las ranuras se realizan con la ayuda de núcleos en los moldes por lo que no se requiere de material extra.
- *Costo de Manufactura:* De acuerdo a la complejidad de la estructura y al tamaño de esta, el proceso de soldadura de las planchas puede resultar más costoso que empleando moldes de fundición. Para producción en masa, se recomienda el uso de estructuras fundidas pues reducen el costo del proceso a que si se usaran estructuras soldadas.

## 2.2. Diseño del Cabezal

El cabezal es el módulo del torno donde se lleva a cabo la sujeción del material a mecanizar y la rotación de este. Se compone de dos partes las cuales son el husillo y el cubo del cabezal. El primero se encarga de sujetar la pieza y proporcionarle el movimiento giratorio mientras el segundo sostiene el husillo, lo mantiene unido a la bancada y transmite las fuerzas generadas por el mecanizado.

### 2.2.1. Descripción del Husillo y Fuerzas del Mecanizado

En el siguiente trabajo se utilizará el diseño existente de husillo extraído del trabajo titulado "Diseño Mecánico de un Husillo de Sujeción por Pinza para un Torno de Uso Educativo". Las características principales de este husillo se muestran a continuación [4]:

- Husillo modular, puede separarse del torno.
- Sujeción por pinza ER40 con un diámetro de sujeción máximo de 26mm.
- Peso aproximado de 15kg.
- Longitud máxima de 300mm.
- Diámetro máximo de 160mm.
- Precio de fabricación de S/1963.

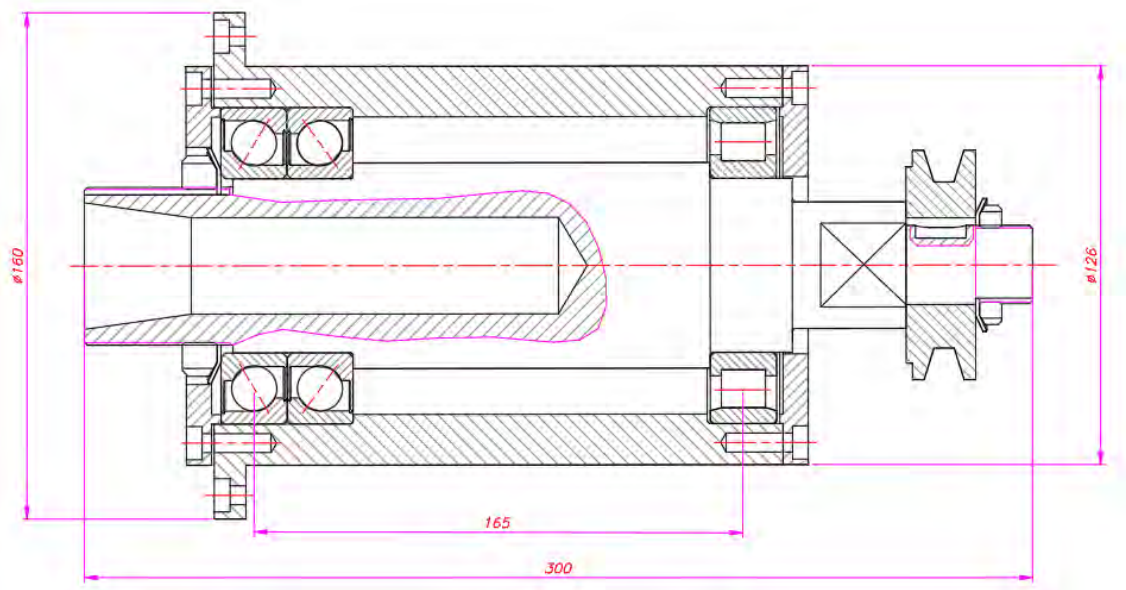


Figura 32: Husillo Modular  
Extraído de [4]

Para el cálculo de las fuerzas presentes en el husillo, se utilizará el diámetro mencionado en los objetivos el cual es de  $\varnothing=1''$  (25.4mm). Para encontrar las condiciones recomendadas de operación, se definirá el material y la herramienta para el mecanizado:

- El material a mecanizar será el acero A36 (HB entre 119 y 159).
- Herramienta de corte de HSS con ángulo de ataque recomendado de  $6^\circ$  [5].

Las condiciones recomendadas al trabajar con dichos materiales y con el diámetro de 1 pulgada son las siguientes [6]-[5]:

- Velocidad de avance  **$f=0.35$  mm/rev**
- Velocidad de corte  **$V_c=63$ m/min**
- Profundidad de corte  **$b=1.6$ mm**

Con estos valores se calculan las velocidades de operación:

✓ Cálculo de la velocidad de giro (n):

$$n = \frac{V_c * 1000}{\pi * \varnothing} = \frac{63 * 1000}{\pi * 25.4} \rightarrow n = 790RPM$$

✓ Cálculo de la velocidad de Avance (Va):

$$Va = \frac{n * f}{1000} = \frac{790 * 0.35}{1000} = 0.28 \frac{m}{min}$$

Para calcular la fuerza que este material ejerce ante el cambio de forma es necesario conocer la Fuerza Específica de Corte " $k_c$ ". A continuación, se muestra la expresión utilizada para hallar dicho valor, la cual incluye factores de corrección de acuerdo a las condiciones de mecanizado [5]:

$$k_c = k_{ch} * K_\gamma * K_v * K_{st} * K_{ver} , \quad k_{ch} = b^{-z} * k_{c1.1}$$

$$K_\gamma = 1 (\gamma = 6^\circ) \quad , K_\gamma \rightarrow \text{factor de ángulo de ataque}$$

$$K_v = 1 (V_c = 63 \text{ m/min}) \quad , K_v \rightarrow \text{factor de velocidad de corte}$$

$$K_{st} = 1 (\text{torneado}) \quad , K_{st} \rightarrow \text{factor de compresión de viruta}$$

$$K_{ver} = 1.3 \quad , K_{ver} \rightarrow \text{factor de desgaste}$$

El valor “ $k_{ch}$ ” depende de la profundidad de corte y de constante del material. En la tabla 3 se aprecia el valor para la profundidad de corte recomendada de 1.6mm para el material S275JR, el cual es un equivalente al acero A36 [7]:

Tabla 3: Valores de “ $k_{ch}$ ” de diversos materiales y profundidades de corte  
Extraído de [5]

Material	$k_{c1,1}$ in N/mm <sup>2</sup>	z	Specific cutting force $k_{ch}$ in N/mm <sup>2</sup> for h in mm						
			0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1,0	1,6
<b>S 275 JR</b>	1780	0,17	2630	2430	2250	2080	1930	1780	<b>1640</b>
E 295	1990	0,26	3620	3210	2850	2530	2250	1990	1760
E 335	2110	0,17	3120	2880	2670	2470	2280	2110	1950
E 360	2260	0,30	4510	3920	3430	2980	2600	2260	1960
C 15	1820	0,22	3020	2720	2470	2230	2020	1820	1640
C 35	1860	0,20	2950	2680	2450	2230	2040	1860	1690
C 45, Ck 45	2220	0,14	3070	2870	2700	2520	2370	2220	2080
Ck 60	2130	0,18	3220	2960	2730	2510	2320	2130	1960

✓ Cálculo de la fuerza específica de corte ( $k_c$ ):

$$k_c = 1640 * 1 * 1 * 1 * 1.3 = 2132 \text{ N/mm}^2$$

✓ Cálculo del área de la viruta sin deformar ( $A_v$ ):

$$A_v = b * f = 1.6 * 0.35 = 0.56 \text{ mm}^2$$

✓ Cálculo de la “Fuerza de Corte” o fuerza tangencial ( $F_c$ ):

$$F_c = A_v * k_c = 0.56 * 2132 = 1190 \text{ N}$$

La fuerza resultante (R) que se genera durante el cilindrado se descompone en tres direcciones:

- Fuerza de Corte o fuerza tangencial ( $F_c$ )
- Fuerza de Empuje o fuerza radial ( $F_e$ )
- Fuerza de Avance o fuerza axial ( $F_a$ )

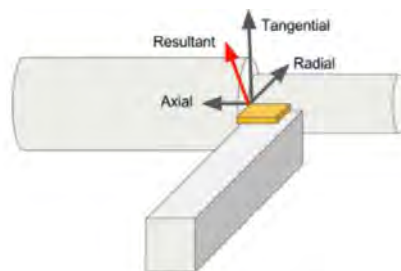


Figura 33: Componentes de la fuerza resultante durante el torneado  
Extraído de “Fundamentos de los Procesos de Mecanizado”  
Link: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn38.html>

Las magnitudes de estas fuerzas se pueden calcular usando la siguiente relación [5]:

$$F_c : F_a : F_e = 5 : 1 : 2$$

Se obtiene el valor del resto de fuerzas a partir de la magnitud de la fuerza de corte ( $F_c=1190$  N):

- Fuerza de Empuje ( $F_e$ ) = 476 N
- Fuerza de Avance ( $F_a$ ) = 238 N
- Fuerza Resultante ( $R$ ):  $R = \sqrt{F_c^2 + F_a^2 + F_e^2} = 1303.6$  N

Con las dimensiones de las fuerzas, se puede calcular la potencia requerida para el cilindrado [5]:

- ✓ Cálculo de la potencia resultante de la fuerza de corte ( $P_c$ ):

$$P_c = \frac{F_c * V_c}{60 * 1000} = \frac{1190 * 63}{60000} = 1.25 \text{ kW}$$

- ✓ Cálculo de la potencia resultante de la fuerza de avance ( $P_a$ ):

$$P_a = \frac{F_a * V_a}{60 * 1000} = \frac{238 * 0.28}{60000} = 1.11 * 10^{-3} \text{ kW}$$

Se puede apreciar que el valor de la potencia obtenida a partir de la velocidad de avance es muy pequeña comparada a la generada por la fuerza de corte. Esto se debe a la diferencia de magnitud entre las velocidades y las fuerzas. Por ello, se le suele obviar cuando se calcula la potencia requerida por el husillo.

- ✓ Cálculo de la potencia requerida por el husillo " $P_h$ ":

$$P_h = P_c + P_a = 1.26 \text{ kW}$$

Cabe recalcar que esta potencia solo es la necesaria para el arranque de material. Los tornos presentan un rango de eficiencia entre 0.7 y 0.85 [8]. Dado que el único elemento de transmisión es una correa sincrónica, a diferencia de los tradicionales, se considerará una eficiencia del 85%. De esta forma, la potencia que necesitará el motor para hacer girar el husillo " $P_{mh}$ " será:

$$P_{mh} = \frac{P_c}{\eta} = \frac{1.26}{0.85} = 1.5 \text{ kW}$$

Para hacer funcionar el husillo se puede emplear un servomotor de 2kW de marca HIWIN o similar. A continuación, se muestra el motor con código EM1DM2K20E0D junto a sus especificaciones[9]:

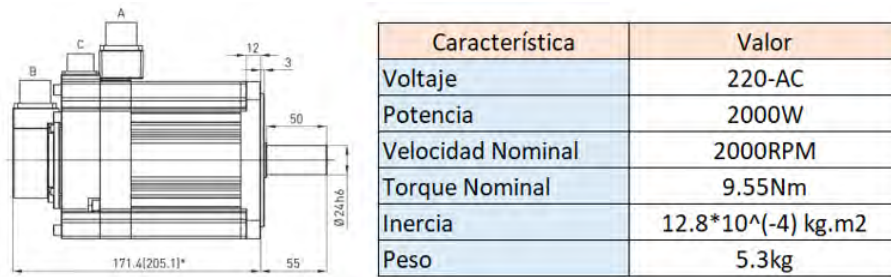


Figura 34: Motor EM1DM2K20E0D de 1.2kW  
Extraído de [9]

Sin embargo, la velocidad de giro nominal del motor es muy superior a la requerida, por lo que resulta necesario acoplarlo a un reductor de velocidad. Para servomotores, los reductores tipo planetarios tienen la ventaja de ser compactos, por ello se utilizará uno con relación de reducción 3:1 y con un tamaño de brida NEMA 42. A continuación, se muestran las características del reductor marca SDP/SI de código S9142AMPAN003E-S [10]:

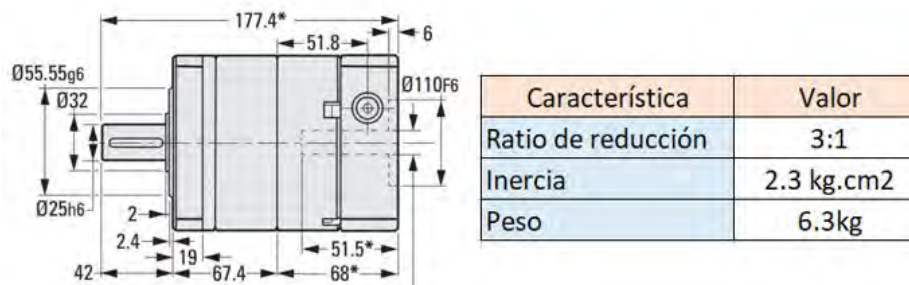


Figura 35: Reductor S9142AMPAN003E-S  
Extraído de [10]

### 2.2.2. Cubo del Cabezal

La función del cubo es sostener al husillo y transmitir las fuerzas que se generan durante el mecanizado hacia la bancada. Las dimensiones del cubo se obtendrán de acuerdo a las dimensiones del disco de sujeción del husillo y de la carcasa de este (ver figura 32 y 36).

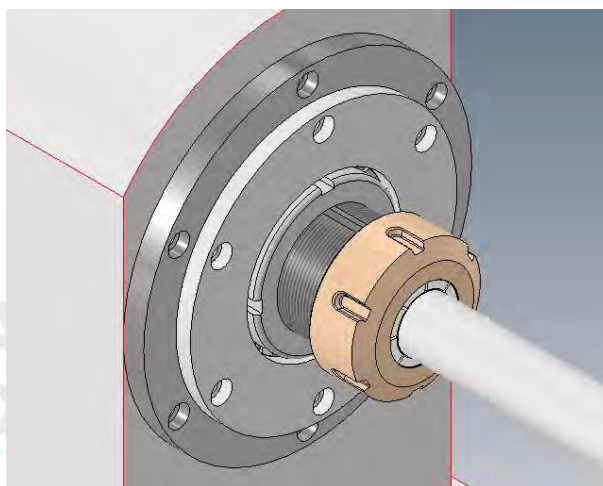


Figura 36: Disco de sujeción del Husillo

Una de las alternativas para la construcción del cubo es utilizar una pieza sólida de material mecanizado. Sin embargo, esto resultaría en un exceso de desperdicio de material ya que se requiere una estructura hueca para alojar el husillo. Por ello se emplearán planchas de acero para la fabricación de una estructura de caja. Esta puede sujetarse a la bancada mediante pernos o soldadura. Se empleará la segunda alternativa, pues en presencia de vibraciones, resulta mejor reducir la cantidad de elementos móviles.

El disco de sujeción del husillo posee un diámetro de 160mm y seis agujeros de 6mm distribuidos en una circunferencia de 145mm (ver figura 36). El diámetro de la carcasa del husillo es 130mm (ver figura 32) y las planchas de acero del cubo por las que pase contarán con un agujero del mismo diámetro con tolerancia al juego y con 6 agujeros de 6.2mm para asegurar el husillo mediante pernos (ver figura 36).

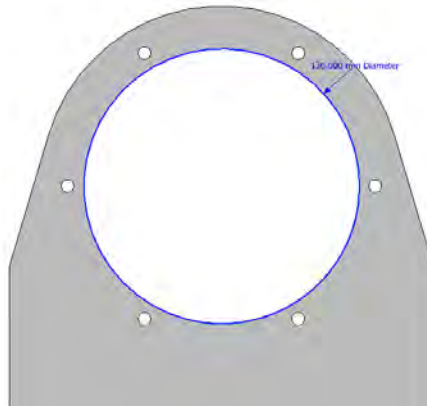


Figura 37: Agujeros para la sujeción del Husillo

La altura que tendrá el eje del husillo desde la base del cubo se asumirá como 170mm. Esta distancia no es definitiva y de ser necesario se modificará de acuerdo al diseño final de los carros móviles ya que se debe intentar que la herramienta de corte esté al mismo nivel que el centro del husillo.

El ancho del cubo se eligió de acuerdo a las dimensiones de los perfiles que serán utilizados para la fabricación de la bancada, lo cual se explicará más adelante. Se usará un ancho de 200mm.

Las cargas que el cabezal transmitirá a la bancada provienen de dos fuentes: El proceso de mecanizado y la fuerza ejercida por la polea para hacer girar el husillo. Las primeras se calcularon al inicio del capítulo, y para la traslación de estas hacia la base del cubo se considerará que el mecanizado se está realizando en el extremo más alejado de la barra sujeta al husillo (150mm). A continuación, se muestran las fuerzas por el mecanizado:

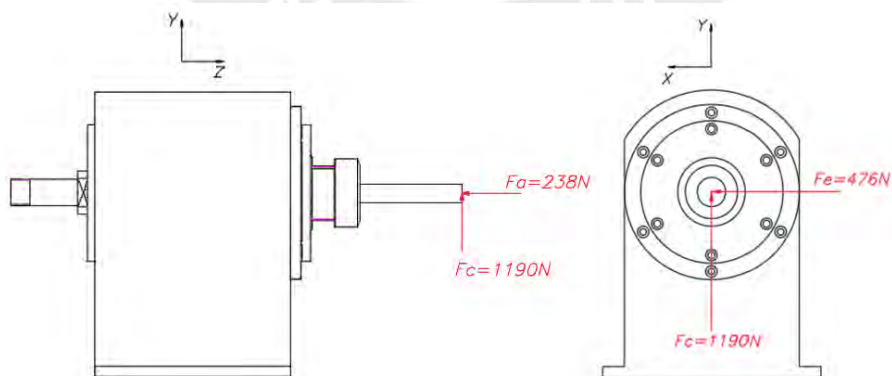


Figura 38: Fuerzas del Mecanizado en el Cabezal

### 2.2.2.1. Cálculo de Poleas y Fuerza de transmisión

Primero se debe seleccionar un par de poleas y definir la ubicación del motor de 1.2kW respecto al cubo del cabezal. Para ello se considerará que la base del motor y del cabezal están al mismo nivel, y que la separación en el eje X entre los ejes de estos es de 165mm. Esta disposición de muestra a continuación:

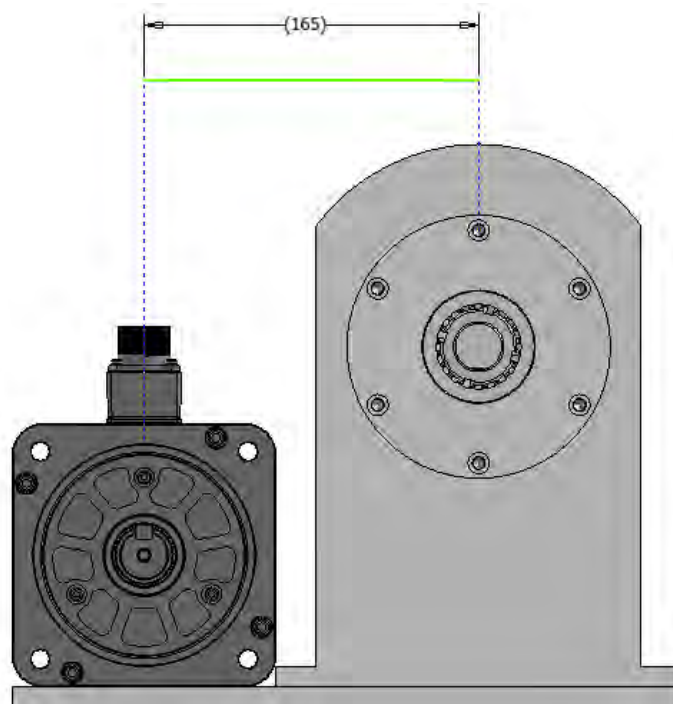


Figura 39: Disposición Cabezal-Motor1.2kW

La recta que une directamente los centros de los ejes del motor y del husillo forma un ángulo de  $32^\circ$  con la horizontal y tiene una longitud de 195mm (ver figura 40). Para la transmisión emplearemos correas sincrónicas Optibelt. Los pasos a seguir para la selección de estas se muestran a continuación[11]:

- ✓ Se calcula el factor de servicio “ $c_2$ ” para una máquina herramienta accionada por motor eléctrico y con menos de 16 horas de uso diario.

$$c_3 = 0 \quad , c_3 \rightarrow \text{Factor de corrección de velocidad } (i = 1)$$

$$c_6 = -0.2 \quad , c_6 \rightarrow \text{Factor de corrección de fatiga (usos ocasionales, < 16h)}$$

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6 = 1.6$$

- ✓ Cálculo de la potencia de diseño “P<sub>b</sub>”:

$$P_{mh} = 1.15kW \quad , P_{mh} \rightarrow \text{Potencia que transfiere el motor al husillo}$$

$$P_b = P_{mh} * c_2 = 1.15 * 1.6 = 1.84kW$$

- ✓ Se determina el tipo de faja sincrónica a utilizar. Para ello se utiliza el valor de la potencia de diseño P<sub>b</sub>=1.84kW y la velocidad de giro del motor n<sub>1</sub>=600rpm. El gráfico del manual Optibelt recomienda utilizar la faja sincrónica OMEGA 5M HP.

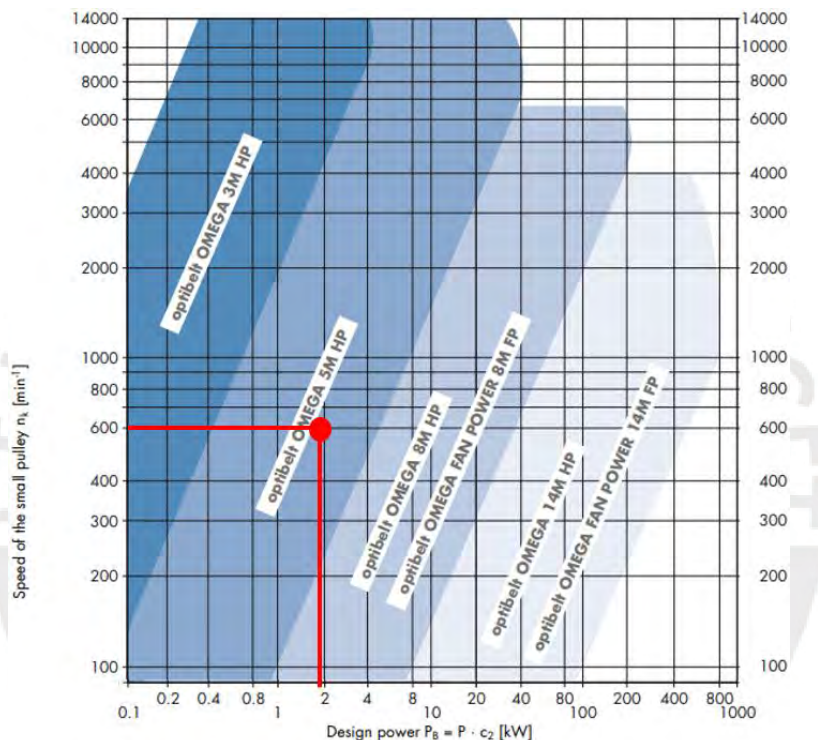


Figura 40: Gráfico de selección de tipo de Faja Sincrónica. El eje x corresponde a la potencia de diseño P<sub>b</sub> y el eje Y corresponde a la velocidad de giro del motor n<sub>1</sub>  
Extraído de [8]

- ✓ Se determina el número de dientes de las poleas a utilizar. Usando el catálogo de poleas para fajas tipo OMEGA 5M HP se seleccionan poleas de z=32 dientes y diámetro primitivo d<sub>w</sub>=50.93mm. Se verificó que el diámetro de eje que admitían estuviera dentro del rango (8<d<22mm) dado que el eje del husillo y del motor miden 13 y 12mm respectivamente.

Tabla 4: Poleas disponibles para fajas sincrónicas OMEGA 5M HP  
Extraído de [8]

Profile 5M – Tooth pitch 5 mm for belt width 15 mm												
Designation	Number of teeth	Design	Material	$d_w$ [mm]	$d_{w2}$ [mm]	$D_p$ [mm]	$b_1$ [mm]	$B$ [mm]	$D$ [mm]	Pilot bore $d_i$ [mm]	Finished bore $d_{fin}$ [mm]	Weight [g]
Profile 5M – Tooth pitch 5 mm for belt width 25 mm												
12-5M-25	12	6F	St	19.10	17.96	25	30	36	13.0	4	7	0.050
14-5M-25	14	6F	St	22.28	21.14	25	30	36	14.0	6	8	0.070
15-5M-25	15	6F	St	23.87	22.73	28	30	36	16.0	6	10	0.080
16-5M-25	16	6F	St	25.46	24.32	28	30	36	16.5	6	10	0.100
18-5M-25	18	6F	St	28.65	27.51	32	30	36	20.0	6	12	0.120
20-5M-25	20	6F	St	31.83	30.69	36	30	36	23.0	6	14	0.160
21-5M-25	21	6F	St	33.42	32.28	38	30	38	24.0	6	14	0.190
22-5M-25	22	6F	St	35.01	33.87	38	30	38	25.5	6	14	0.210
24-5M-25	24	6F	St	38.20	37.06	42	30	38	27.0	6	16	0.250
26-5M-25	26	6F	St	41.38	40.24	44	30	38	30.0	6	18	0.300
28-5M-25	28	6F	St	44.56	43.42	48	30	38	30.5	6	18	0.350
30-5M-25	30	6F	St	47.75	46.61	51	30	38	35.0	6	20	0.420
<b>32-5M-25</b>	<b>32</b>	6F	St	<b>50.93</b>	<b>49.79</b>	<b>54</b>	<b>30</b>	<b>38</b>	<b>38.0</b>	<b>8</b>	<b>22</b>	<b>0.480</b>
36-5M-25	36	6F	St	57.30	56.16	60	30	38	38.0	8	22	0.590
40-5M-25	40	6F	St	63.66	62.52	71	30	38	38.0	8	22	0.740

- ✓ Se calcula el rango de valores que puede tener la distancia entre los centros de las poleas “a”. Si la separación real entre ejes “ $a_{real}=195mm$ ” está dentro del rango entonces las poleas seleccionadas son adecuadas para la operación.

$$d_w = d_{w1} = d_{w2} = 50.93mm \quad (\text{relación de transmisión } i = 1)$$

$$a > 0.5 * (d_{w1} + d_{w2}) + 15 \rightarrow a > 65.93mm$$

$$a < 2 * (d_{w1} + d_{w2}) \rightarrow a < 203.72$$

$$65.93 < a < 203.72 \quad \rightarrow \quad a_{real} = 195mm, \text{ CUMPLE!}$$

- ✓ Calculamos la longitud de la faja “ $L_{wth}$ ”:

$$L_{wth} = 2 * a_{real} * \frac{\pi}{2} * (d_{w2} + d_{w1}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4}$$

$$L_{wth} = 2 * 195 * \frac{\pi}{2} * (50.93 + 50.93) \rightarrow L_{wth} = 549.92mm$$

- ✓ Con el valor de “ $L_{wth}$ ” seleccionamos una longitud estándar de correa “ $L_{wst}$ ” inferior al valor obtenido previamente:

$$L_{wth} = 549.92mm \rightarrow L_{wst} = 535mm$$

✓ Cálculo de la distancia entre centros de ejes nominal “ $a_{nom}$ ”:

$$K = \frac{L_{wth}}{4} - \frac{\pi}{8} * (d_{w1} + d_{w2}) = \frac{535}{4} - \frac{\pi}{8} * (50.93 + 50.93) = 93.75mm$$

$$a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{8}} = 2 * K \rightarrow a_{nom} = 187.5mm$$

✓ Cálculo de la cantidad de dientes de la faja en la polea del motor “ $z_e$ ”:

$$z = z_1 = z_2 = 32 \quad (\text{relación de transmisión } i = 1)$$

$$z_e = \frac{z_1}{6} * \left( 3 - \frac{d_{w2} - d_{w1}}{a_{nom}} \right) = \frac{z_1}{2} \rightarrow z_e = 16$$

✓ Se define el ancho de la faja sincrónica “ $W_{st}$ ”:

$$c_1 = 1 \quad , c_1 \rightarrow \text{Factor de dientes en polea de motor } (z_e = 16)$$

$$c_7 = 0.9 \quad , c_7 \rightarrow \text{Factor de longitud de faja } (440 < L_{wst} = 535 < 555mm)$$

$$P_N = 0.95kW \quad , P_N \rightarrow \text{Potencia nominal de polea seleccionada a 600rpm}$$

✓ Se escoge un ancho estándar de faja y se verifica que la potencia nominal que puede transmitir la potencia “ $P_{\ddot{u}}$ ” sea mayor a la potencia de diseño “ $P_b$ ”.

$$\alpha = 3.4 \quad , \alpha \rightarrow \text{Factor multiplicativo para fajas de ancho } W_{st} = 25mm$$

$$P_{\ddot{u}} = P_N * \alpha * c_1 * c_7 = 0.95 * 3.4 * 1 * 0.9 = 2.91kW$$

$$P_{\ddot{u}} = 2.91kW > P_b = 1.84kW \rightarrow \text{CUMPLE!}$$

$$W_{st} = 25mm \rightarrow \text{Ancho de faja sincrónica seleccionado.}$$

✓ Finalmente se seleccionan las poleas y fajas a utilizar:

1 Optibelt OMEGA HP timing belt 535 5M HP 25

2 Optibelt ZRS timing pulley 32 5M 25

Las poleas y las fajas instaladas se muestran a continuación:

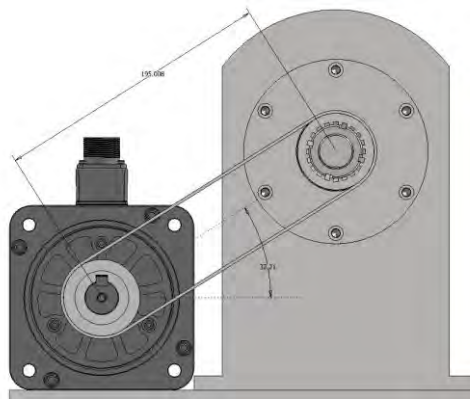


Figura 41: Poleas y Fajas sincrónicas en motor y cabezal.

Ahora calculamos la fuerza que la faja ejerce sobre el husillo teniendo que cuenta que esta fuerza apunta hacia el eje del motor siguiendo una recta de  $32^\circ$  (ver figura 41). El manual de Optibelt para fajas sincrónicas nos brinda los pasos para el cálculo de esta fuerza:

- ✓ Calculamos la velocidad lineal de la faja “**v**”:

$$v = \frac{d_{w1} * n1}{19100} = \frac{50.93mm * 600rpm}{19100} \rightarrow v = 1.6 \frac{m}{s}$$

- ✓ Calculamos la fuerza que ejerce la faja sobre el eje del husillo “**S<sub>a</sub>**”:

$$S_a = 1.1 * \frac{P * 1000}{v} = 1.1 * \frac{1.15kW * 1000}{1.6 \frac{m}{s}} \rightarrow S_a = 790.6N$$

La fuerza “**S<sub>a</sub>**” y su descomposición en 2 fuerzas que sigan la dirección de los ejes del torno se muestran a continuación:

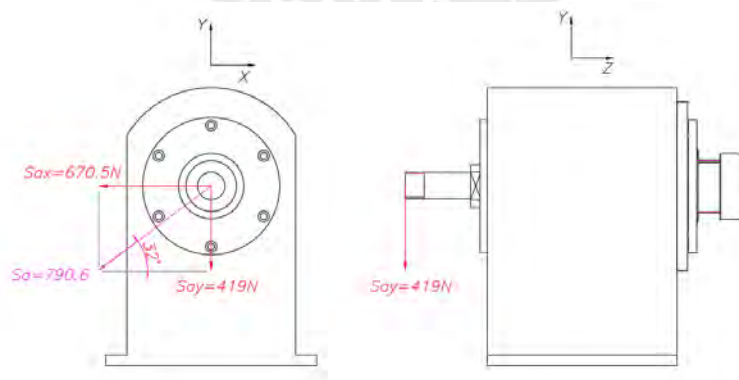


Figura 42:Figura 38: Fuerza generada por la faja sincrónica en el Cabezal

Ahora se trasladarán las fuerzas a la base del cabezal para el cálculo de resistencia que se realizará en la bancada más adelante. El punto de aplicación de las fuerzas está alineadas al punto medio del cabezal en el eje X, en la siguiente imagen se muestra la distancia de estos al centro de la base en el eje Z.

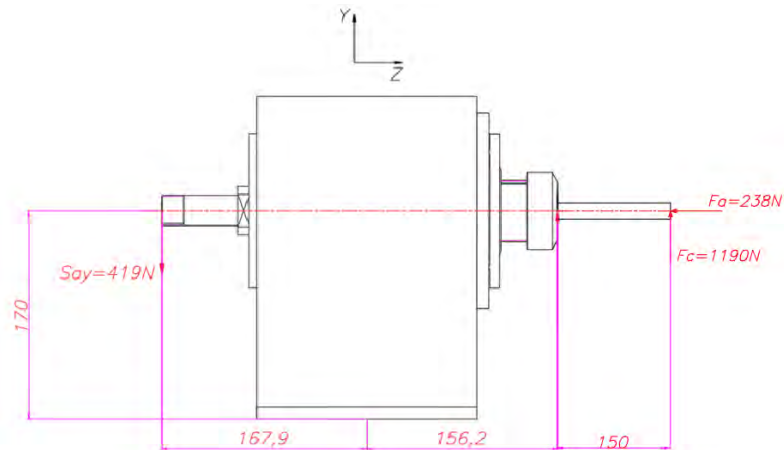


Figura 43: Distancia de los puntos de aplicación al medio de la base del cabezal

La base con las fuerzas trasladadas se muestra a continuación:

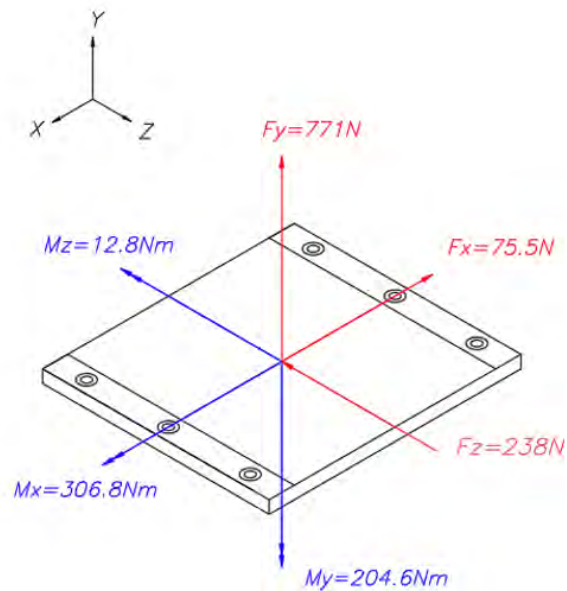


Figura 44: Fuerzas trasladadas al centro de la base del cabezal

### 2.3. Diseño de los Carros Móviles

Los carros móviles tienen como función sostener la herramienta de mecanizado y desplazarla a lo largo de la bancada para realizar los distintos tipos de mecanizados sobre el material. En total, el torno tendrá dos carros móviles:

- *El carro principal*, el cual va sujeto a los rieles de la bancada y permite definir la longitud del mecanizado mediante su desplazamiento a lo largo del eje Z. Sobre este se colocan otro par de rieles para el 2do carro móvil.
- *El carro secundario*, el cual se sostiene sobre el anterior y define la profundidad del mecanizado con su desplazamiento en el eje X. En este se sostiene la torre portaherramientas

Los elementos que componen los carros móviles son cuatro: Los rieles de sujeción (que incluyen los patines de desplazamiento), el husillo de bolas (que incluye la tuerca, portatuerca y soportes), el cuerpo del carro y el elemento que sostienen, que pueden ser otros rieles o la misma torre portaherramientas.

El cuerpo del carro consiste en una plancha de metal con agujeros roscados para sujetar los rieles inferiores, el husillo de bolas y el elemento que se apoya sobre la plancha. En cada uno de los carros se calculará la fuerza aplicada sobre los husillos con la finalidad de hallar la potencia necesaria para desplazar el elemento que sostienen. Esto se realizará de acuerdo a las expresiones brindadas por los catálogos de estos elementos.

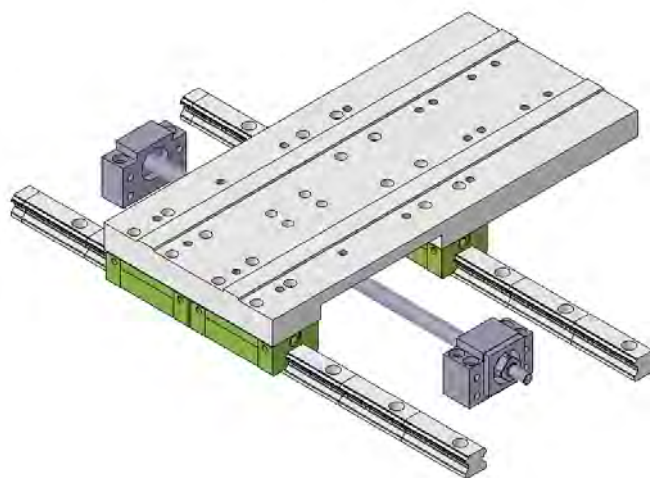


Figura 45: Carro Principal

### 2.3.1. Geometría y Cálculos del Carro Principal

Lo primero a considerar es el espesor que debe tener el cuerpo para poder realizar los agujeros roscados. Hay tres tipos de agujeros en la plancha: Agujeros pasantes de 5mm que se usarán para sujetar los patines a la plancha, agujeros ciegos de 6mm de diámetro con una profundidad de 10mm para sujetar los rieles, y agujeros pasantes de 4mm para sujetar la portatuera del husillo de bolas.

El perfil del cuerpo del carro no es completamente rectangular debido a que es necesario mecanizar un canal para el ensamble de la portatuera del husillo de bolas (ver figura 46). Esto con la finalidad de impedir que los apoyos del husillo de bolas interfieran con el desplazamiento lineal del carro. A continuación, se muestra el perfil del carro principal:



Figura 46: Perfil del Carro Principal

Se partirá de una plancha de 24mm de espesor y se mecanizará un canal de 115mm de ancho con una profundidad de 12mm para permitir el alojamiento de la portatuera unida al husillo (ver figura 45). Este canal no se ubicará a la mitad de la plancha porque se requiere de espacio extra en uno de los laterales para la instalación del motor del husillo de bolas en dirección del eje Z. En esa longitud extra se realizarán agujeros ciegos de 6mm de diámetro para la sujeción del soporte del motor.

El ancho de la plancha lo tomaremos como el necesario para alojar en total 4 patines dispuestos en parejas a los lados del cuerpo del carro, de esta forma se establece que el ancho tenga un valor de 160mm.

Para la instalación de las guías cuadradas que irán sobre el carro principal y que a la vez sostendrán al carro secundario, se realizará un mecanizado de 2mm de profundidad sobre una de las caras de la plancha y solo se dejarán dos franjas paralelas, de las cuales una será el apoyo lateral de la guía maestra. Esta configuración contará con las tolerancias geométricas mencionadas en el

manual de las guías[12]: 0.025mm de paralelismo y 0.13mm de planitud. Además, se mecanizará un canal central con la misma profundidad para ayudar en la instalación de los soportes del husillo de bolas del carro móvil secundario. Sobre esta superficie mecanizada se realizarán los agujeros para la sujeción de las piezas restantes. La distribución de los agujeros y el mecanizado de 2mm sobre el carro principal se muestra a continuación:

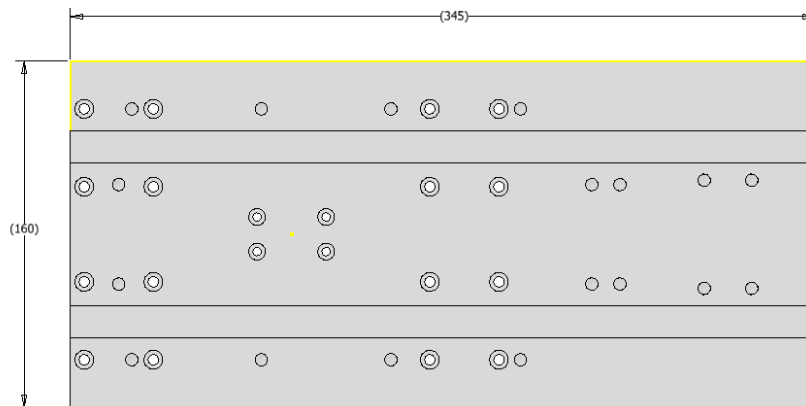


Figura 47: Cara Superior del Carro Principal

Para el desplazamiento del carro se emplearán en total 4 patines HIWIN con sus correspondientes rieles, un husillo de bolas de longitud roscada de 307mm y longitud total de 370mm con un soporte fijo y otro libre; y una tuerca con su portatuercas de sujeción. Estos elementos se aprecian a continuación:

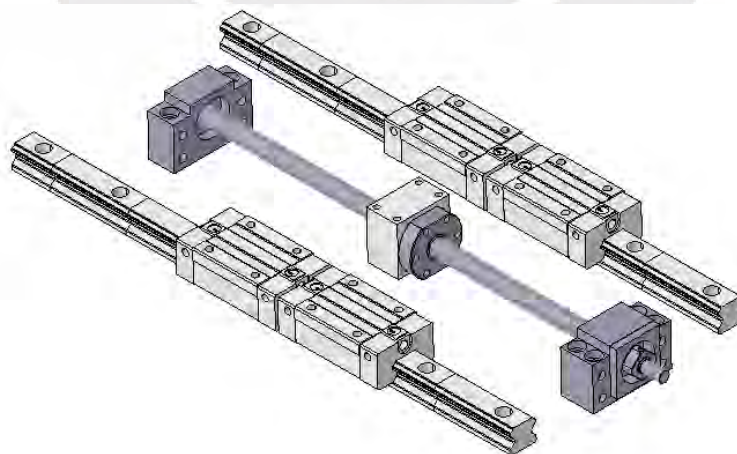


Figura 48: Elementos que permiten la movilidad del Carro Principal

### 2.3.1.1. Cálculo de tornillos de bolas – Eje Z

Se calculará la potencia necesaria para que un motor pueda mover todos los carros sobre el eje Z una vez que se esté llevando a cabo el mecanizado. Algunas de las características del husillo de bolas a emplear se muestran a continuación:

- Paso “ $p_s$ ” de 5mm.
- Diámetro de 12mm en la zona roscada, diámetro de 10mm en el apoyo fijo y 8mm en el apoyo libre.
- El extremo fijo cuenta con una longitud extra de 16mm y diámetro de 8mm para la instalación de un acople con el motor a seleccionar.

Otro dato a considerar es que el coeficiente de fricción de los rieles es 1/50 con respecto a sistemas de guías tradicionales. Estas guías tienen un coeficiente de fricción aproximado de 0.004[12]. El peso total de los elementos que sostiene el carro principal se muestra en la tabla 3 y con esos datos se comienza el cálculo del husillo de bolas:

Tabla 5: Elementos que sostiene el Carro Principal del torno

Elemento	Cantidad	Peso Unitario (kg)	Peso Total (kg)
Torreta de herramientas	1	9	9
Plancha carro secundario	1	2.76	2.76
Patines Hiwin	6	0.5	3
Rieles 270mm	2	0.2	0.4
Tuerca	2	0.15	0.3
Portatuerca	2	0.17	0.34
Husillo de Bolas 270mm	1	0.22	0.22
Apoyo Fijo	1	0.4	0.4
Apoyo Libre	1	0.3	0.3
Plancha carro principal	1	11.1	11.1
		<b>TOTAL</b>	<b>27.82</b>

- ✓ Cálculo de la fuerza total en el eje Z “**Fz**” que deberá vencer el carro (interviene la fuerza axial “**Fa**” y la fuerza de corte “**Fc**”, calculadas en el capítulo anterior).

$$F_z = (W + F_c) * \mu + Fa = (25.5kgf + \frac{1190N}{9.81}) * 0.004 + \frac{238N}{9.81} = 24.8kgf$$

- ✓ Cálculo del torque necesario para desplazar la carga “**Tfz**” considerando una eficiencia de motor del 85%.

$$T_{fz} = \frac{Fz * ps}{2\pi * \eta} = \frac{24.8kgf * 5}{2\pi * 0.85} = 23.2kgf * mm$$

- ✓ Cálculo de la carga “extra” que requiere el husillo de bolas para eliminar el backlash “**P**” y el torque necesario “**Tp**”.

$$P = \frac{Fz}{2.8} = \frac{24.8kgf}{2.8} = 8.9kgf$$

$$T_p = 0.2 * \frac{P * ps}{2\pi} = 0.2 * \frac{8.9kgf * 5}{2\pi} = 1.4kgf * mm$$

- ✓ Se calcula el torque total para desplazar la carga durante el mecanizado “**Tt**”. En el manual HIWIN se recomienda el uso que de un factor de seguridad “**sf=2**” para abarcar la fricción del husillo de bolas y asegurar el funcionamiento de este.

$$T_t = sf(T_{fz} + T_p) = 2 * (23.2 + 1.4) = 49.2kgf * mm$$

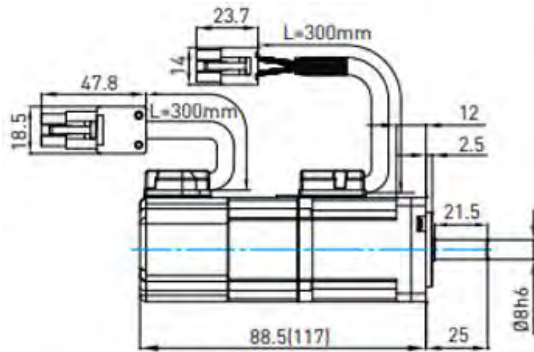
- ✓ Se calcula la velocidad máxima a la que girará el husillo de bolas. Esta se da en el momento en el que se acomoda la herramienta, y el valor recomendado de la velocidad lineal con la que deberá acomodarse la herramienta es de 3m/min [13].

$$N_{m\acute{a}x} = \frac{V_{m\acute{a}x}}{ps} = \frac{3000mm/min}{5mm/rev} = 600RPM$$

- ✓ Cálculo de la potencia del motor que moverá la herramienta a lo largo del eje Z “P<sub>z</sub>”.

$$P_z = \frac{Tt * Nmax}{974} = \frac{49.2 * 600}{974} = 30.3W$$

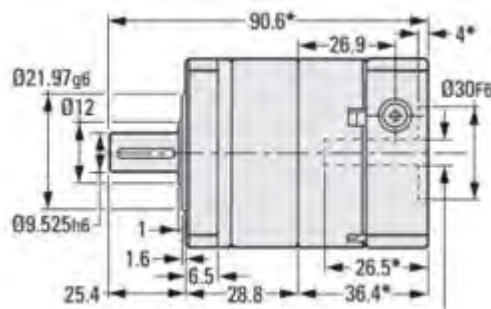
Para trasladar la herramienta a lo largo del eje Z, el husillo de bolas puede utilizar un motor de 50W extraído del catálogo HIWIN o similar, cuyo código es FRLS520FA4A. A continuación, se muestran sus características[14] .



Característica	Valor
Voltaje	220V - AC
Potencia	50W
Velocidad Nominal	3000rpm
Torque Nominal	0.32Nm
Inercia	0.02*10 <sup>^(-4)</sup> kg.m <sup>2</sup>
Masa	0.45kg

Figura 49: Motor FRLS520FA4A de 50W  
Extraído de [14]

Al igual que el motor principal del torno, la velocidad nominal de este excede al valor que se empleará de 600RPM. En este caso, se utilizará un reductor de velocidad planetario con ratio de reducción 5:1 de marca SDP/SI con código S9117AMPAN005A-S [15]:



Característica	Valor
Ratio de reducción	5:1
Inercia	0.04 kg.cm <sup>2</sup>
Peso	0.5kg

Figura 50: Reductor S9117AMPAN005A-S  
Extraído de [15]

### 2.3.1.2. Traslación de las fuerzas de corte sobre el carro principal

Las fuerzas que se trasladan tendrán sentidos opuestos a las generadas en el husillo dado que son fuerzas de reacción (ver figura 51). El punto al que se trasladarán las fuerzas coincide con el centro del canal por donde pasa el husillo de bolas que permite su desplazamiento (ver figura 53). Dado que este carro mueve la herramienta a lo largo del eje Z, no importa en qué fase del cilindrado se encuentre el torno, las distancias usadas para la translación de las fuerzas se mantendrán iguales. Las fuerzas sobre la herramienta se muestran a continuación.

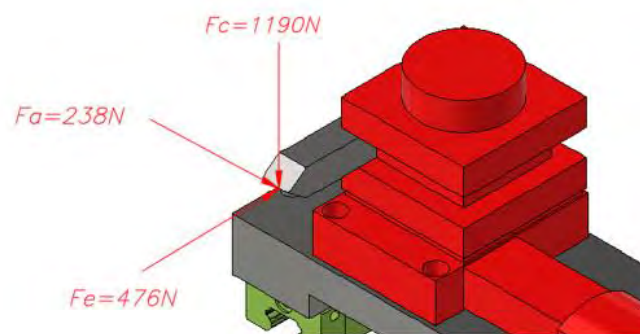


Figura 51: Fuerzas en la herramienta de corte

Ahora se mostrarán las vistas para conocer la distancia que hay entre el punto de aplicación de las fuerzas y el punto del carro principal al que se trasladarán las fuerzas.

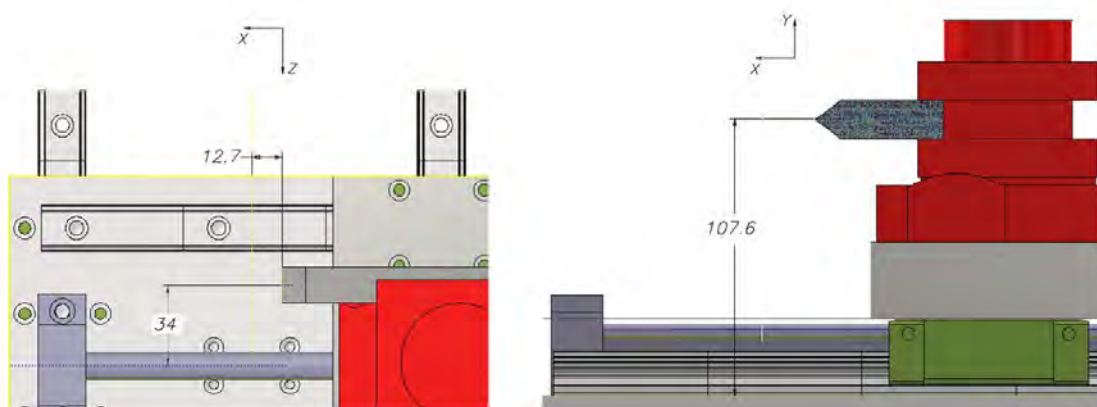


Figura 52: Distancias entre la herramienta de corte y el punto de concentración de fuerzas

Conociendo el valor de las fuerzas y las distancias respecto al punto de traslación en el cuerpo del carro principal, se trasladan las fuerzas:

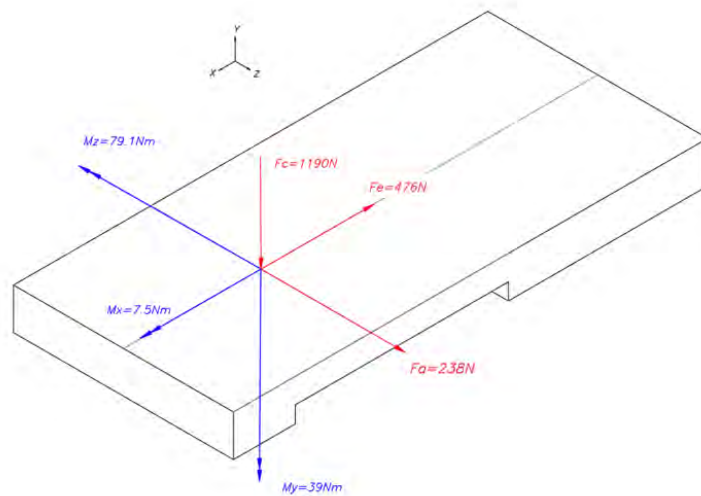


Figura 53: Punto de concentración de fuerzas en el carro principal

### 2.3.2. Geometría y Cálculos del Carro Secundario

Igual que en el carro principal, se empleará una plancha de acero en donde se mecanizarán los agujeros pasantes y roscados. Cuenta con agujeros de 4mm para la sujeción de la portatuercas, de 6mm para la sujeción de los patines y agujeros ciegos M7 para sujetar la torreta de herramientas.

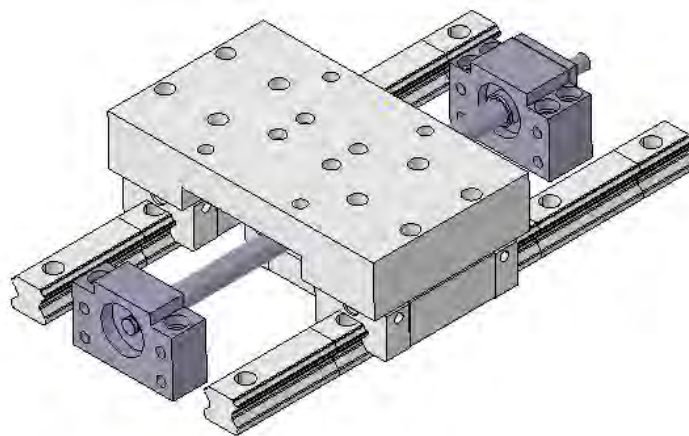


Figura 54: Carro Secundario

El perfil del cuerpo del carro secundario consta con un espesor de 24mm y un largo de 160mm, el cual coincide con el ancho del carro principal. Cuenta con un canal (ver figura 55), al igual que el carro principal, pero está ubicado en su sección media pues sobre este no se instalará un motor.

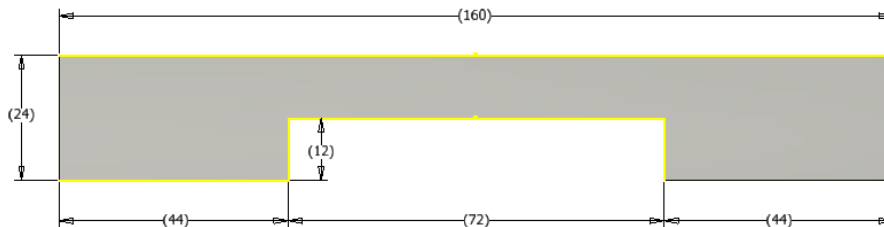


Figura 55: Perfil del Carro Secundario

Antes de definir el ancho se buscó en catálogos torretas de herramientas para tornos de bancada horizontal y se seleccionó una del catálogo de la empresa DRAKE, con código LD4-CK0610[16]. Tiene la capacidad de sostener 4 herramientas a la vez y posee un mecanismo de corona y tornillo sin fin que le permite intercambiar de herramientas con un motor de 40W (ver figura 54).



Figura 56: Torreta de Herramientas LD4-CK0610  
Extraído de [12]

Esta torreta se sujeta por medio de 4 pernos M7 que encajan en agujeros de 10mm de profundidad en el cuerpo del carro secundario. El ancho de la base de la torreta es de 82mm, por lo que se definió que el ancho del carro secundario fuera de 92mm.

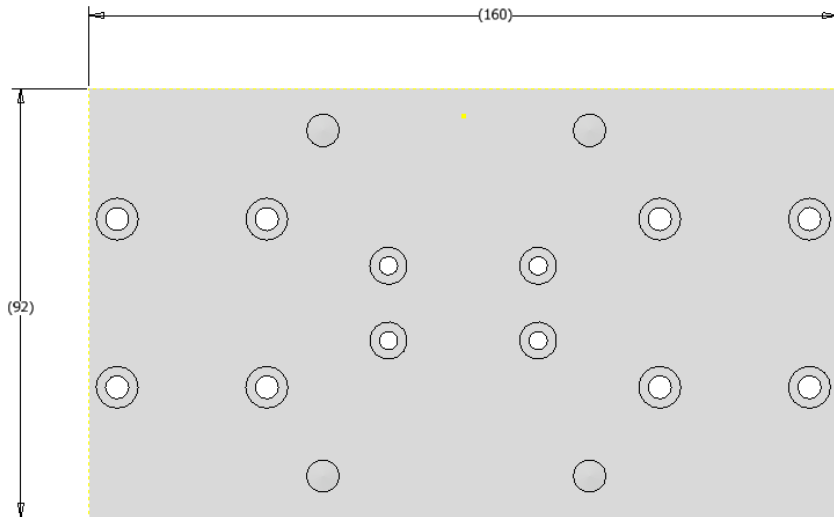


Figura 57: Distribución de los agujeros del carro secundario

Por el ancho definido, solo una fila de patines será necesaria para el desplazamiento de este carro. Como se desean mecanizar barras de 26mm de diámetro, el husillo de bolas cuenta con una longitud roscada de 209mm y en total una longitud de 270mm. Los diámetros del husillo de bolas son iguales a los mencionados en el carro principal.

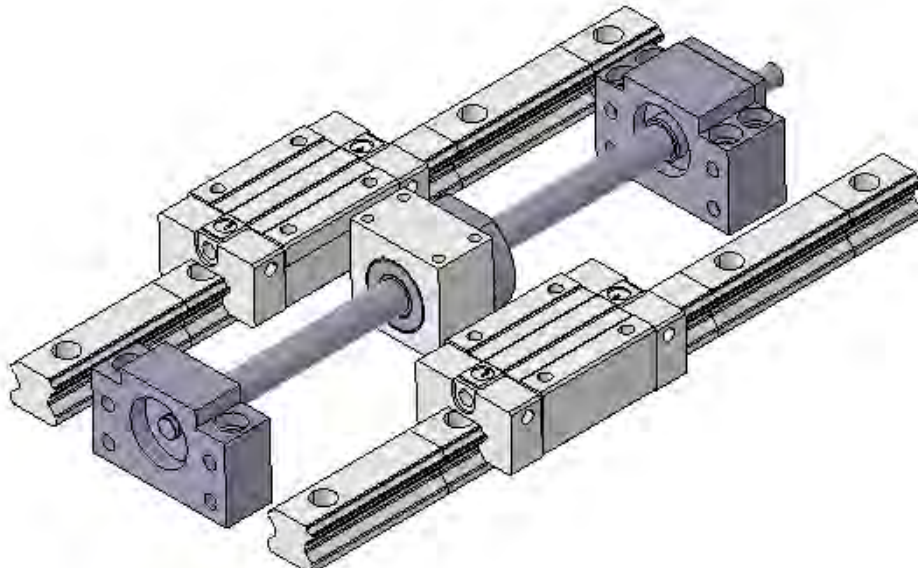


Figura 58: Elementos que permiten la traslación del carro secundario

### 2.3.2.1. Cálculo de tornillos de bolas – Eje X

El peso total de los elementos que sostiene el carro secundario se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 6: Elementos que sostiene el Carro Secundario

Elemento	Cantidad	Peso Unitario (kg)	Peso Total (kg)
Torreta de herramientas	1	9	9
Plancha carro secundario	1	2.76	2.76
Patines Hiwin	2	0.5	1
Tuerca	2	0.15	0.3
Portatuerca	2	0.17	0.34
<b>TOTAL</b>			<b>13.4</b>

- ✓ Cálculo de la fuerza total en el eje Z ( $F_z$ ) que deberá vencer el carro (interviene la fuerza axial  $F_a$  calculada en el capítulo anterior).

$$F_z = (W + F_c) * \mu + F_a = (13.4kgf + \frac{1190N}{9.81}) * 0.004 + \frac{476N}{9.81} = 49.1kgf$$

- ✓ Cálculo del torque necesario para desplazar la carga ( $T_{fz}$ ) considerando una eficiencia de motor del 85%.

$$T_{fz} = \frac{F_z * ps}{2\pi * \eta} = \frac{49.1kgf * 5}{2\pi * 0.85} = 45.9kgf * mm$$

- ✓ Cálculo de la carga “extra” que requiere el husillo de bolas para eliminar el backlash “P” y el torque necesario “ $T_p$ ”.

$$P = \frac{F_z}{2.8} = \frac{49.1kgf}{2.8} = 17.6kgf$$

$$T_p = 0.2 * \frac{P * ps}{2\pi} = 0.2 * \frac{21.9kgf * 5}{2\pi} = 2.8kgf * mm$$

- ✓ Cálculo del torque total para desplazar la carga durante el mecanizado ( $T_t$ ).  
En el manual HIWIN se recomienda el uso que de un factor de seguridad  $sf=2$  para abarcar la fricción del husillo de bolas y asegurar el funcionamiento de este.

$$T_t = sf(T_{fz} + T_p) = 2 * (45.9 + 2.8) = 97.4 \text{kgf} * \text{mm}$$

- ✓ Se calcula la velocidad máxima a la que girará el husillo de bolas. Esta se da en el momento en el que se acomoda la herramienta, y el valor recomendado de la velocidad lineal con la que deberá acomodarse la herramienta es de 3m/min [13].

$$N_{m\acute{a}x} = \frac{V_{m\acute{a}x}}{ps} = \frac{3000\text{mm}/\text{min}}{5\text{mm}/\text{rev}} = 600\text{RPM}$$

- ✓ Se calcula la potencia del motor que moverá la herramienta a lo largo del eje X ( $P_x$ ).

$$P_x = \frac{T_t * N_{max}}{974} = \frac{97.4 * 600}{974} = 60.1\text{W}$$

Para trasladarse en el eje X, el carro secundario puede utilizar un motor de 100W extraído del catálogo HIWIN (o similar) cuyo código es FRLS1020FA4A. Además, al igual que el motor del carro secundario, utilizará un reductor de velocidad de ratio 5:1 (ver figura 50). A continuación, se muestran las características del servomotor [14] :

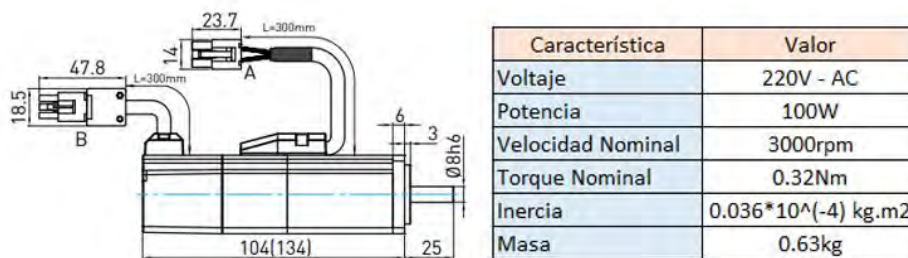


Figura 59: Motor FRLS1020FA4A de 100W  
Extraído de [14]

### 2.3.2.2. Traslación de las fuerzas de corte sobre el carro secundario

El punto al que se trasladarán las fuerzas corresponde al centro del cuerpo del carro, ya que este se ubica sobre el plano que contiene el husillo de bolas que lo traslada por el eje X. Hay que tener en cuenta que el sentido de las fuerzas sobre la herramienta de corte es opuesto a las generadas sobre el husillo (ver figura 51). A continuación, se muestran las vistas con las distancias entre el punto de aplicación de las fuerzas y el centro de la plancha del carro secundario.

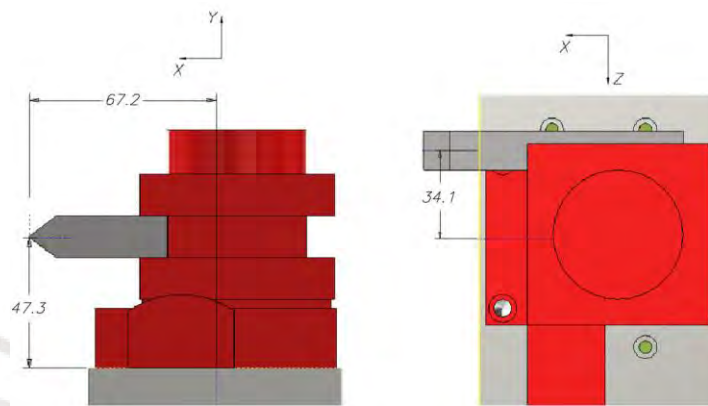


Figura 60:Distancias entre la herramienta de corte y el punto de concentración de fuerzas

Conociendo el valor de las fuerzas y las distancias respecto al punto de traslación en el cuerpo del carro secundario, se trasladan las fuerzas:

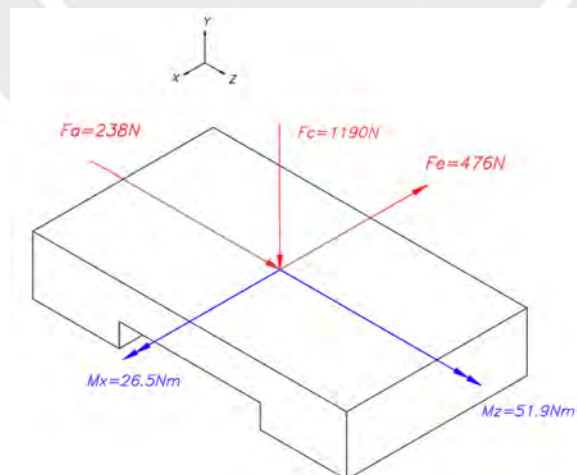


Figura 61:Punto de concentración de fuerzas en el carro secundario

## 2.4. Diseño de la Bancada

La bancada tiene como función ser el soporte del resto de las partes del torno, las cuales se sostienen mediante el uso de tornillos, soldadura o ranuras. Sobre esta se encuentra el cabezal, elemento que sostiene y realiza la rotación del material a mecanizar; y los rieles, los cuales guían a los carros móviles que sostienen las herramientas [17].

Para que el torno funcione adecuadamente, la bancada debe cumplir una lista de requerimientos, la cual se muestra a continuación [2]:

- Las superficies de contacto más importantes de la estructura deben ser mecanizadas con un alto nivel de precisión para reducir errores geométricos.
- La precisión geométrica de la estructura debe ser capaz de mantenerse durante el tiempo de vida de la máquina herramienta.
- La forma y el tamaño de la estructura no solo debe permitir una manipulación segura y el mantenimiento, sino también asegurarse que los esfuerzos y deformaciones no superen valores límite.
- El desplazamiento de la herramienta de corte debe rondar los 3m/min para un rápido posicionamiento.

Para satisfacer estos requerimientos hay dos aspectos fundamentales que se deben tener en cuenta durante el diseño de la bancada:

- La selección del material adecuado.
- La selección del perfil o forma que provea suficiente rigidez.

Las máquinas herramientas son diseñadas principalmente con la idea de la rigidez y estabilidad. Así, las deformaciones causadas por las fuerzas deberían mantenerse en un valor mínimo

### 2.4.1. Fuerzas y Deformaciones en la Bancada

Las fuerzas que se generan durante el mecanizado originan deformaciones que afectan la precisión del mecanizado. La relación entre las fuerzas y las deformaciones sobre los procesos de mecanizado imponen la necesidad de partes rígidas y de la rigidez del conjunto formada por estas. Las causas por las que se producen deformaciones en la bancada son cuatro [2]:

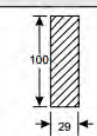
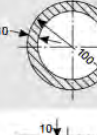
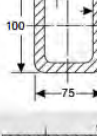
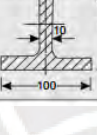
- a. *Deformaciones causadas por fuerzas de peso*: Durante el movimiento de las partes de la estructura la distribución de sus pesos y el peso del elemento a mecanizar varía. Por ello, las deformaciones en la estructura cambian también.
- b. *Deformaciones causadas por las fuerzas de corte*: Durante el mecanizado, las fuerzas de corte varían y su punto de aplicación también se mueve. Por ello, las deformaciones en la bancada también varían causando irregularidades en la superficie del material mecanizado. Estas fuerzas dependen del material a mecanizar, los parámetros de corte y el desgaste de la herramienta.
- c. *Vibraciones forzadas*: En las máquinas herramientas se generan fuerzas de perturbación periódicas principalmente por masas desbalanceadas de elementos en rotación. Estos factores generan vibraciones forzadas las cuales resultan en imperfecciones en las superficies mecanizadas.
- d. *Vibraciones Auto excitadas*: Se producen cuando la velocidad de trabajo de la máquina herramienta se acerca a la frecuencia natural de la estructura. Estas causan ondulaciones en las superficies mecanizadas y atentan contra el tiempo de vida de las partes de la máquina y de las herramientas.

Los cuatro grupos determinan los requerimientos para la rigidez estática y dinámica entre la herramienta y la pieza de trabajo. Y aunque se considera que estos cuatro grupos son independientes, si los cálculos muestran que la bancada es capaz de soportar los efectos de las fuerzas del cuarto grupo, el diseño ya puede ser considerado como satisfactorio.

## 2.4.2. Geometría de la Bancada

Uno de los factores que determina el efecto de las fuerzas sobre la bancada es la sección transversal de los perfiles usados para su fabricación. En la siguiente tabla se muestra la resistencia relativa de varios perfiles a distintos esfuerzos tomando un perfil rectangular como referencia [18].

Tabla 7: Comparación de Rigidez en Secciones con la Misma Área  
Extraído de [14]

Section	Area mm <sup>2</sup>	Weight kg/m	Relative value of permissible			
			Bending moment kgf.cm		Torque kgf.cm	
			Stress	Deflection	Stress	Angle of twist
	29.0	22	1	1	1	1
	28.3	22	1.42	1.15	43	8.8
	29.5	22	14	1.6	38.5	31.4
	29.5	22	1.8	1.8	4.5	1.9

Se puede apreciar que los perfiles cerrados tienen la mayor resistencia relativa. Sin embargo, estructuras como las bancadas requieren de aperturas para facilitar la sujeción de otros elementos. Es por ello que, aunque los perfiles cerrados presenten ventajas estructurales, no suelen ser utilizados para este tipo de aplicaciones. Por otro lado, uno de los perfiles más empleados y de mayor acceso en el mercado son los H, por lo que estos serán empleados para la construcción de la bancada.

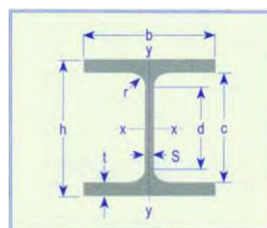


Figura 62: Sección de Perfil H  
Extraído de [15]

En el capítulo anterior se mencionó que el diámetro del disco de sujeción del husillo era 160mm (ver figura 37) y por ello el ancho de la bancada debe superar esta dimensión para poder sostener el cabezal. El ancho de ala mínima “b” disponible en el catálogo es de 100mm y existen perfiles cuyo ancho supera los 160mm. Idealmente, se debería emplear un perfil con una longitud de ala superior a la altura, pero los perfiles H de catálogo tienen una relación cercana a 1:1 entre el ancho de ala “b” y la altura total del perfil “h”, e incluso los de ala cercanos a 160mm llegan a poseer más altura que ancho, como se muestra a continuación[19]:

Tabla 8:Perfiles WF con Ancho "b" Próximos a 160mm  
Extraído de [15]

PERFILES WF	DIMENSIONES Y PROF									
	DIMENSIONES								AREA	PESO
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS					
DESIGNACION	h	s	b	t	r	c	d	cm2	kg/mt	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
WF 8 X 24	201.00	6.20	165.00	10.20	10.00	180.60	160.60	45.70	35.72	
WF 8 X 28	205.00	7.20	166.00	11.80	10.00	181.40	161.40	53.10	41.67	

La alternativa que se empleará para tener una bancada más ancha será el uso de dos de los perfiles más pequeños disponibles unidos con soldadura en paralelo, de esta forma también se obtendrán las ventajas estructurales de los perfiles cerrados. La denominación de estos es “WF 4X13” y sus dimensiones se muestran a continuación:

Tabla 9:Dimensiones del perfil WF 4X13  
Extraído de [15]

PERFILES WF	DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO																		
	DIMENSIONES								AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO PLASTICO		CONS TORS
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS						EJE X-X			EJE Y-Y			Zx	Zy	
DESIGNACION	h	s	b	t	r	c	d	cm2	kg/mt	Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	cm3	cm3	Jt	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm2	kg/mt	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	cm3	cm3	cm4	
WF 4 X 13	102.00	6.50	100.00	9.40	6.00	83.20	71.20	24.50	19.35	441.00	86.40	4.24	157.00	31.40	2.53	99.50	48.00	6.90	

Con este arreglo se obtiene un ancho total de 200mm y una altura de 102mm. En el mercado nacional, los perfiles equivalentes que se pueden adquirir se denominan WF de 4 pulgadas[20]:

Tabla 10: Dimensiones del perfil equivalente WF 4"  
Extraído de [16]

DESIGNACIÓN NOMINAL		PERALTE ALTURA ALMA (d) pulgada	ALA ( b ) pulgada	ESPESOR NOMINAL	
pulgada	lb/pie			ALA ( f )	ALMA (w)
4"	13.00	4.16	4.06	8.76	7.11
6"	9.00	5.90	3.94	5.46	4.32
6"	12.00	6.03	4.00	7.11	5.84

Sobre los perfiles seleccionados se ubicará una plancha de 15mm de espesor para poder posicionar las guías cuadradas. El manual de las guías se recomienda una tolerancia geométrica de paralelismo de 0.025mm y planitud de 0.13mm[12]. Para alcanzar esto se realizará un mecanizado de 2mm de profundidad sobre una de las caras de la plancha y solo se dejarán dos franjas paralelas con el espesor original, de las cuales una será el soporte lateral de la guía maestra. Además, se mecanizará un canal central con la misma profundidad para ayudar en la instalación de los soportes del husillo de bolas del carro móvil principal. En la siguiente imagen se muestra el resultado final:

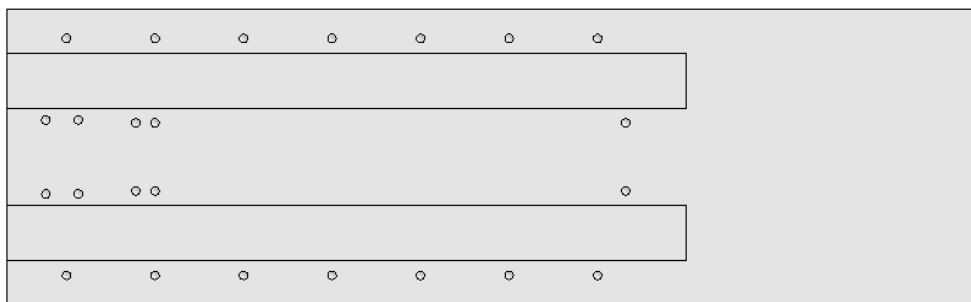


Figura 63: Plancha de 15mm sobre perfiles de bancada

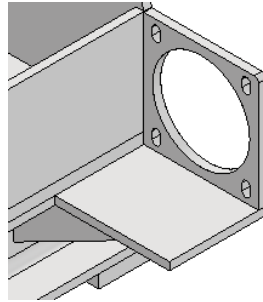
A la altura total se le agregará la de los apoyos que soportarán la estructura. Estos consistirán en planchas de 15mm de espesor y 60mm de ancho con pernos de nivelación antideslizantes M6 con una longitud media de 24mm[21]. Mediante la regulación de estos pernos se podrá posicionar correctamente el torno sobre la superficie de trabajo.



Figura 64: Pernos de Nivelación M6

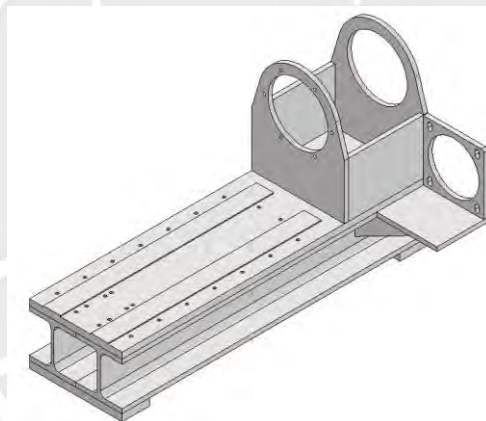
La última sección de la bancada consiste en dos planchas de 9mm de espesor ubicada al costado del cabezal, estarán unidas en forma de L y sobre estas se sostendrá el motor de 1.2 kW. Una de ellas cuenta con un agujero de 110mm

para permitir el paso del disco del motor y con 4 agujeros alargados de 9mm de ancho para la fijación de este.



*Figura 65: Zona de Sujeción para Motor de 1.2kW*

Finalmente, la longitud de la bancada será de 660mm, suficiente para el desplazamiento de los carros móviles teniendo en cuenta que se planteó el mecanizado de una pieza de 150mm de longitud. A continuación, se muestra una vista isométrica de la bancada junto al cabezal.



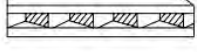




*Figura 66: Vista Isométrica de la Bancada*

### 2.4.3 Uso de Refuerzos

Uno de los métodos para incrementar la rigidez de una estructura es el uso de refuerzos o “costillas”. Estos son elementos que se colocan a lo largo de la bancada y el efecto que producen depende de su número y la manera en la que son distribuidas. A continuación, se muestra un cuadro comparando la resistencia relativa de distintas disposiciones de refuerzos:

Tabla 11: Efecto de la Disposición de los Refuerzos  
Extraído de [14]

<i>Stiffener arrangement</i>	<i>Relative torsional stiffness</i>	<i>Relative weight</i>	<i>Relative torsional stiffness per unit weight</i>
1. 	1.0	1.0	1.0
2. 	1.34	1.34	1.0
3. 	1.43	1.34	1.07
4. 	2.48	1.38	1.80
5. 	3.73	1.66	2.25

Los tipos de refuerzos más utilizados son dos: Verticales y diagonales. La ventaja de los verticales es su facilidad para la implementación, mientras que los diagonales destacan por producir una mayor mejora en las propiedades de la bancada utilizando la misma cantidad de material [18]. De acuerdo a los cálculos que se realizarán en el capítulo 3, se decidirá si es necesario la implementación de estos elementos.

Para una determinada carga, la deflexión de la bancada dependerá del producto  $E \cdot I$ , siendo “E” el coeficiente de elasticidad del material e “I” la inercia de la sección transversal. Para determinar el efecto de los refuerzos verticales sobre las propiedades se utiliza la siguiente igualdad:

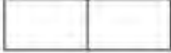



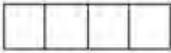

$$E * I_R = s_1 * E * I_w$$

Y esta igualdad en el caso de refuerzos diagonales:

$$E * I_R = s_2 * E * L^2 * A_W$$

Tener en cuenta que el subíndice “**R**” corresponde a la bancada reforzada y el “**W**” a la bancada original. “**A**” es el área de la sección transversal, el factor “**s**” que se muestra en ambas igualdades es el efecto producido por la disposición y por la cantidad de refuerzos utilizados “**n**”. A continuación, se muestra un cuadro con las expresiones para calcular el factor “**s**”:

Tabla 12: Expresiones para Determinar el Factor “s” de Acuerdo al Número y Tipo de Refuerzo  
Extraído de [14]

Beds with vertical stiffeners			Beds with diagonal stiffeners		
Stiffener arrangements	n	s <sub>1</sub>	Stiffener arrangements	n	s <sub>2</sub>
	1	8/η <sub>1</sub>		2	$\frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12[\mu + \sin^3 \alpha]}$
	2	$\frac{4(\eta_2 + 4\eta_1)}{\eta_1 \eta_2}$		4	$\frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12[\mu + 3\sin^3 \alpha]}$
	3	$\frac{32}{\eta_2}$		6	$\frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12[\mu + 6.3\sin^3 \alpha]}$

El “**α**” presente en las expresiones para refuerzos diagonales representa la mitad del ángulo entre estos. Los valores “**μ**”, “**η<sub>1</sub>**” y “**η<sub>2</sub>**” se pueden calcular con las siguientes expresiones:

$$\mu = \frac{A_W}{A_T}$$

$$\eta_1 = 1 + \frac{36 * I_W * (n + 1)^2}{A_W * L^2}$$

$$\eta_2 = \eta_1 + \frac{3 + 3 * \xi}{3 + \xi} + \frac{324 * I_W * (n + 1)}{L * A_T * B * (3 + \xi)^2}$$

El subíndice “**T**” hace referencia a los refuerzos utilizados. Asimismo, el valor “**ξ**” presente en la fórmula de “**η<sub>2</sub>**” se calcula con la siguiente expresión:

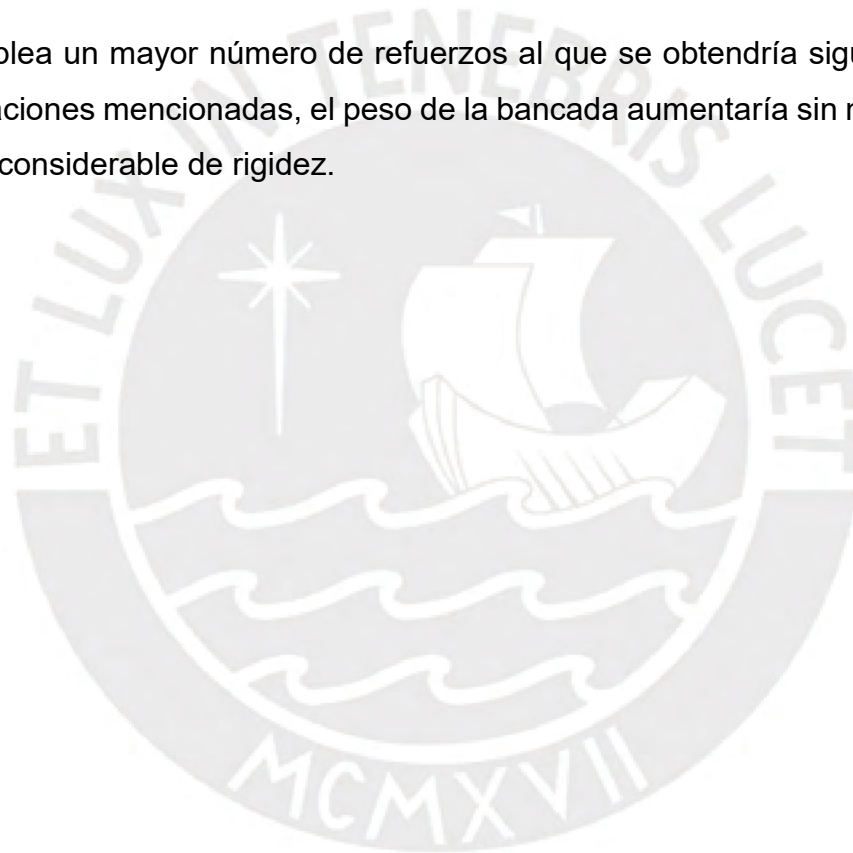
$$\xi = \frac{I_W * B * (n + 1)}{L} * \left( \frac{1}{I_T} + \frac{36}{B^2 * A_T} \right)$$

Si el número de refuerzos “**n**” a utilizar es diferente a los mostrados anteriormente en la tabla 13, entonces el factor “**s**” se calcula como el promedio aritmético de los números obtenidos al reemplazar el valor deseado “**n**” en las expresiones utilizadas para **n=1** y **n=3**.

Al momento de seleccionar una cantidad de refuerzos hay que tener en cuenta las siguientes consideraciones[18]:

- El ángulo entre dos refuerzos diagonales debería estar entre  $60^\circ$  y  $100^\circ$ .
- La distancia de separación entre dos refuerzos verticales debería ser aproximadamente igual al ancho de la bancada.

Si se emplea un mayor número de refuerzos al que se obtendría siguiendo las consideraciones mencionadas, el peso de la bancada aumentaría sin mostrar un aumento considerable de rigidez.



## CAPÍTULO 3: CÁLCULOS DE LA ESTRUCTURA

En el capítulo 2 se explicaron las consideraciones para definir la forma y tamaño de la bancada y cabezal del torno. Estos aspectos se verificarán en este capítulo mediante cálculos de resistencia y rigidez. Todo el proceso consistirá de seis cálculos, dos referentes al cabezal: Tornillos de unión husillo-cabezal y soldadura cabezal-bancada; y cuatro de la bancada: Distribución de fuerzas, diagramas de fuerzas y cálculo de resistencia; cálculo de deformaciones y análisis vibratorio.

### 3.1. Cálculo de Tornillos de Sujeción Husillo-Cabezal

Para empezar el cálculo partimos trasladando las fuerzas causadas por el mecanizado (ver figura 38) al plano de unión de las placas de acero que se encuentra a 217mm del extremo de la barra a mecanizar (ver figura 65).

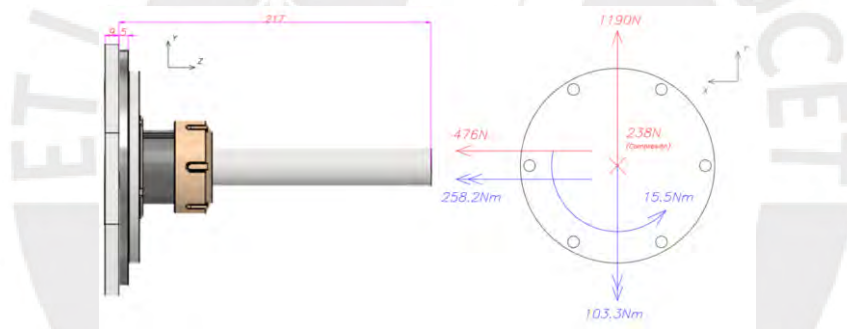


Figura 67: Fuerzas de mecanizado trasladadas al plano de unión de tornillos

Se utilizarán 6 tornillos M6 clase 8.8. A continuación se muestran las dimensiones y propiedades físicas que se usarán en los cálculos [22]:

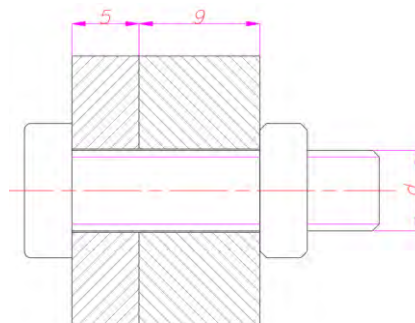


Figura 68: Detalle de la unión atornillada

$d = 6mm$  ,  $d \rightarrow$  Diámetro nominal del tornillo

$d_2 = 5.350mm$  ,  $d_2 \rightarrow$  Diámetro de paso

$d_3 = 4.773mm$  ,  $d_3 \rightarrow$  Diámetro de raíz o de fondo

$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} = 5.062mm$  ,  $d_s \rightarrow$  Diámetro resistente

$\sigma_B = 800MPa$  ,  $\sigma_B \rightarrow$  Resistencia a la tracción

$\sigma_F = 640MPa$  ,  $\sigma_F \rightarrow$  Resistencia a la fluencia

Para la distribución de las fuerzas de corte sobre los tornillos, es necesario conocer el factor de distribución de carga "Ø". Para ello, determinamos las constantes de rigidez de los tornillos y de las placas unidas por estos. Al tratarse de acero, tanto los tornillos como las placas emplearán un módulo de elasticidad de **E= 2.1\*10<sup>5</sup>MPa**.

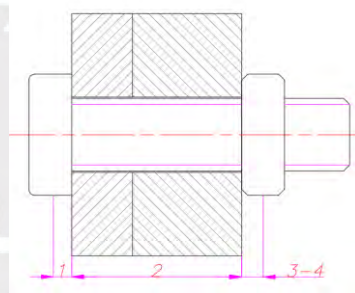


Figura 69: Secciones del tornillo

$$C_i = \frac{E * \text{Área Transversal}}{\text{Longitud Equivalente}} \quad , \text{Expresión general}$$

$$C_1 = \frac{E * \pi * (d/2)^2}{0.5 * d} = 1979203.4 \frac{N}{mm} \quad , \text{efecto cabeza del tornillo}$$

$$C_2 = \frac{E * \pi * (d_3/2)^2}{14} = 268388.6 \frac{N}{mm} \quad , \text{efecto tramo dentro de placas}$$

$$C_3 = \frac{E * \pi * (d_3/2)^2}{0.5 * d} = 1252479.9 \frac{N}{mm} \quad , \text{efecto tornillo dentro de tuerca}$$

$$C_4 = \frac{E * \pi * (d/2)^2}{0.4 * d} = 2474004.2 \frac{N}{mm} \quad , \text{efecto tuerca}$$

$$C_T = \frac{1}{\sum \frac{1}{C_i}} = 184032.8 \frac{N}{mm} \quad , C_T \rightarrow \text{Constante de rigidez del tornillo}$$

Las placas unidas están sometidas a compresión, lo que produce un esfuerzo localizado que se distribuye a lo largo de estas y, de forma simplificada, se puede representar como troncos de cono con cavidad central. La constante de rigidez de las placas se obtendrá utilizando las dimensiones de los troncos de cono [22]:

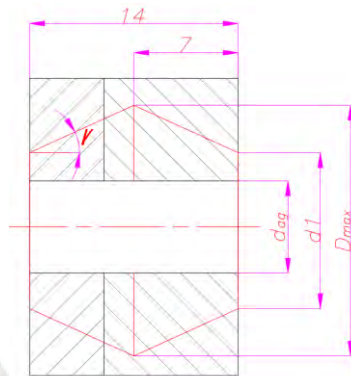


Figura 70: Efecto de compresión sobre las placas unidas

$d_1 = 10\text{mm}$  ,  $d_1 \rightarrow$  Diámetro de contacto de la cabeza de tornillo

$\gamma = 31^\circ$  ,  $\gamma \rightarrow$  Semi ángulo del cono

$D_{max} = d_1 + 14 * \tan(\gamma) = 18.41\text{mm}$  ,  $D_{max} \rightarrow$  Diámetro máximo del cono

$d_{ag} = 6.2\text{mm}$  ,  $d_{ag} \rightarrow$  Diámetro del agujero pasante

Con estos valores calculamos la constante de rigidez de las placas:

$$C_{con} = \frac{E * \pi * d_{ag} * \tan(\gamma)}{\ln\left(\frac{(D_{max} - d_{ag})(d_1 + d_{ag})}{(D_{max} + d_{ag})(d_1 - d_{ag})}\right)} = 529170.7 \frac{N}{mm} , C_{con} \rightarrow \text{Constante de rigidez de un cono}$$

$$C_p = \frac{1}{\frac{1}{C_{con}} + \frac{1}{C_{con}}} = 264585.4 \frac{N}{mm} , C_p \rightarrow \text{Constante de rigidez de las placas}$$

Calculamos el factor de distribución de carga " $\phi$ " con la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{C_T}{C_T + C_p} = 0.41$$

Ahora procedemos a calcular la fuerza externa producida por los momentos flectores y la fuerza de compresión del mecanizado sobre los tornillos. En el siguiente esquema se muestra la enumeración de las filas de tornillos:

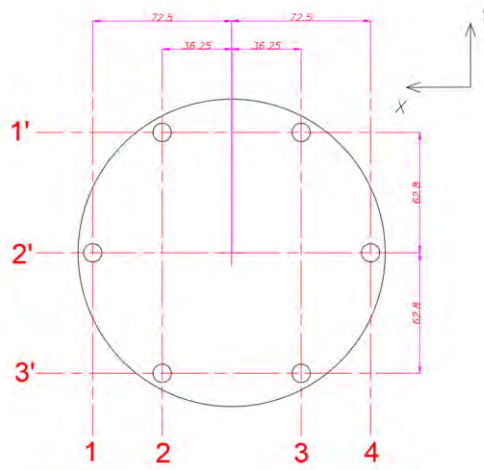


Figura 71: Distribución de los tornillos

Distribuimos y clasificamos las fuerzas exteriores generadas por el momento en el eje Y ( $M_Y=103.3\text{Nm}$ ):

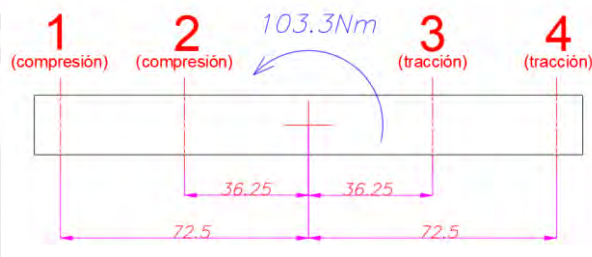


Figura 72: Distribución respecto al momento en Y

La relación entre las fuerzas se obtiene usando la distancia de las filas al centroide del arreglo de tornillos (ver imagen 70):

$$\frac{F_1}{72.5} = \frac{F_2}{36.25} = \frac{F_3}{36.25} = \frac{F_4}{72.5} \rightarrow F_1 = F_4, F_2 = F_3, F_1 = 2 * F_2$$

Igualamos la suma de los momentos producidos por cada fuerza externa al momento analizado teniendo en cuenta la cantidad de tornillos de cada fila:

$$F_1 * 72.5 + 2 * F_2 * 36.25 + 2 * F_3 * 36.25 + F_4 * 72.5 = 103.3 * 10^3$$

$$F_1 * 217.5 = 103.3 * 10^3$$

$$F_1 = F_4 = 475\text{N}, \quad F_2 = F_3 = 237.5\text{N}$$

De igual manera, calculamos las fuerzas externas generadas por el momento en el eje X ( $M_x=258.2\text{Nm}$ ):

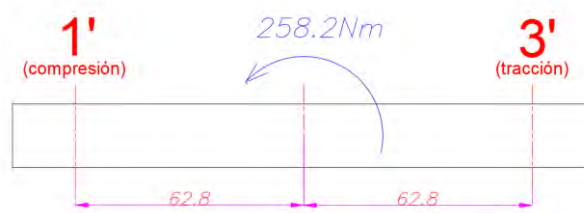


Figura 73: Distribución respecto al momento en X

$$\frac{F_1'}{62.8} = \frac{F_3'}{62.8} \rightarrow F_1' = F_3'$$

$$2 * F_1' * 62.8 + 2 * F_3' * 62.8 = 258.2 * 10^3$$

$$F_1' * 251.2 = 258.2 * 10^3$$

$$F_1' = F_3' = \mathbf{1028\text{N}}$$

Necesitamos localizar el tornillo sometido a la mayor carga, por lo que se analizará aquel con la mayor fuerza de tracción, es decir, aquel tornillo que solo es afectado por fuerzas externas de tracción. Se incluirá también el efecto de la fuerza de compresión  $F=238\text{N}$  distribuida entre los 6 tornillos:

$$F_{ext} = F_3 + F_3' - \frac{238}{6} = \mathbf{1225.8\text{N}}$$

Para calcular la resistencia del tornillo hay que considerar la fuerza y momento de montaje recomendado para una correcta sujeción. Dichos valores se obtienen de tablas y para un tornillo M6 clase 8.8 se recomiendan los siguientes valores considerando un coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca de  $\mu=0.1$  [23]:

$$F_M = 9762\text{N} \quad , F_M = \text{Fuerza de montaje}$$

$$M_M = 8.373\text{Nm} \quad , M_M = \text{Momento de montaje}$$

La fuerza de tracción máxima que se aplicará sobre uno de los tornillos se obtiene sumando la fuerza de montaje con el producto de la fuerza externa y el factor de distribución de carga:

$$F_{MAX} = F_M + F_{ext} * \phi = \mathbf{10264.6\text{N}}$$

Ahora calculamos la fuerza de corte externa producida por el momento torsor y las fuerzas transversales (ver figura 67), las cuales se dividen equitativamente entre los 6 tornillos. A continuación, se presenta un esquema con las 3 fuerzas de corte presentes en el tornillo ubicado en la intersección de las rectas 3 y 3' de la figura 69:

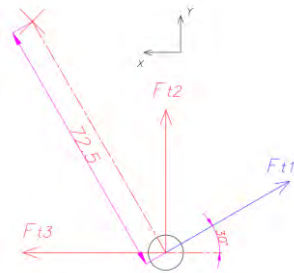


Figura 74: Distribución de las fuerzas de corte sobre el tornillo analizado

$$F_{t1} = \frac{15.5 * 10^3}{6 * 72.5} = 35.6N \quad , F_{t1} \rightarrow \text{Fuerza de corte por momento torsor}$$

$$F_{t2} = \frac{1190}{6} = 198.3N \quad , F_{t2} \rightarrow \text{Fuerza de corte en eje Y de 1 tornillo}$$

$$F_{t3} = \frac{476}{6} = 79.3N \quad , F_{t3} \rightarrow \text{Fuerza de corte en eje X de 1 tornillo}$$

La fuerza de corte total se calcula con el módulo del vector resultante de la sumatoria de las 3 fuerzas:

$$F_{corte} = \sqrt{(F_{t2} + F_{t1} * \sin(30^\circ))^2 + (F_{t3} - F_{t1} * \cos(30^\circ))^2} = 221.5N$$

Calculamos los esfuerzos producidos por la fuerza de tracción, corte y momento de montaje sobre el tornillo:

$$\sigma_n = \frac{F_{MAX}}{\pi * (d_s/2)^2} = 510.1MPa \quad , \sigma_n \rightarrow \text{Esfuerzo de tracción}$$

$$\tau_M = \frac{0.5 * M_M}{\pi * (d_s)^3/16} = 82.1MPa \quad , \tau_M \rightarrow \text{Esfuerzo cortante por montaje}$$

$$\tau_t = \frac{F_{corte}}{\pi * (d_s/2)^2} = 11MPa \quad , \tau_t \rightarrow \text{Esfuerzo cortante por fuerza externa}$$

Para uniones atornilladas, se recomienda que el esfuerzo equivalente sea menor o igual al 90% del esfuerzo de fluencia, lo que equivale a un factor de seguridad de 1.11 [22]. Calculamos el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad del tornillo:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n)^2 + 3 * (\tau_M^2 + \tau_t^2)} = 530MPa$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{640}{530} = 1.21$$

Dado que el factor de seguridad obtenido es mayor al recomendado de 1.11, la unión atornillada trabaja correctamente.

### 3.2. Cálculo del Cordón de Soldadura Cabezal-Bancada

Para empezar el cálculo trasladamos las fuerzas generadas en el husillo a la base del cabezal (ver figura 44 y 75). Las placas a soldar tienen un espesor de 9mm y el ancho del cordón de soldadura mínimo recomendado es de 3.5mm [22].

El esquema de la unión se presenta a continuación:

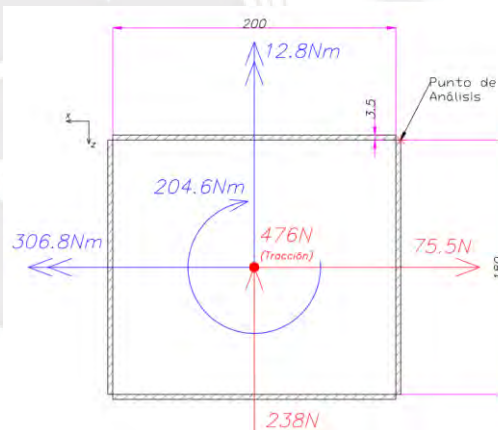


Figura 75: Cordón de soldadura Cabezal-Bancada

Procedemos a calcular el área de la sección soldada para posteriormente calcular las inercias en los ejes X & Z de esta:

$$A_v = 2 * 180 * 3.5mm = 1260mm^2 \quad , A_v \rightarrow \text{Área de cordones en el eje Z}$$

$$A_h = 2 * 200 * 3.5mm = 1400mm^2 \quad , A_h \rightarrow \text{Área de cordones en el eje X}$$

$$A = A_v + A_h = 2660mm^2 \quad , A \rightarrow \text{Área total de unión soldada}$$

$$I_x = 2 * \left[ \frac{180^3 * 3.5 + 200 * 3.5^3}{12} + \left( \frac{A_h}{2} * \left( 90 + \frac{3.5}{2} \right)^2 \right) \right] = 15188716.67 \text{mm}^4$$

$$I_z = 2 * \left[ \frac{200^3 * 3.5 + 180 * 3.5^3}{12} + \left( \frac{A_v}{2} * \left( 100 + \frac{3.5}{2} \right)^2 \right) \right] = 17712811.67 \text{mm}^4$$

Utilizamos las inercias y áreas para calcular los esfuerzos analizando el punto mostrado en la figura 75:

$$\sigma_n = \frac{771N}{A} = 0.29 \text{MPa} \quad , \text{efecto fuerza de compresión}$$

$$\tau_z = \frac{238N}{A} = 0.09 \text{MPa} \quad , \text{efecto fuerza de corte en eje Z}$$

$$\tau_x = \frac{75.5N}{A} = 0.03 \text{MPa} \quad , \text{efecto fuerza de corte en eje X}$$

$$f_z = \frac{12.8 * 10^3 * (100 + 3.5)}{I_x} = 0.09 \text{MPa} \quad , \text{efecto momento flector en Z}$$

$$f_x = \frac{306.8 * 10^3 * 90}{I_z} = 1.56 \text{MPa} \quad , \text{efecto momento flector en X}$$

$$T_z = \frac{204.6 * 10^3 * (100 + 3.5)}{I_x + I_z} = 0.72 \text{MPa} \quad , \text{efecto momento torsor en X}$$

$$T_x = \frac{204.6 * 10^3 * 90}{I_x + I_z} = 0.62 \text{MPa} \quad , \text{efecto momento torsor en X}$$

Para el cálculo del esfuerzo resultante se debe tener en cuenta la dirección del cordón de soldadura en el que se encuentra el punto analizado. En este caso, el cordón es paralelo al eje Z y los esfuerzos calculados previamente se agruparán en relación a dicho eje [22]:

$$n = \sigma_n + f_z + f_x = 1.94 \text{MPa} \quad , \text{esfuerzo perpendicular al plano XZ}$$

$$\tau_n = T_x - \tau_x = 0.59 \text{MPa} \quad , \text{esfuerzo transversal el eje Z}$$

$$\tau_a = T_z + \tau_z = 0.81 \text{MPa} \quad , \text{esfuerzo paralelo el eje Z}$$

Según el Eurocódigo 3, los esfuerzos utilizados para la verificación de la unión soldada son los siguientes [22]:

$$N = \frac{n + \tau_n}{\sqrt{2}} = 1.79MPa$$

$$T_N = \frac{n - \tau_n}{\sqrt{2}} = 0.95MPa$$

$$T_A = \frac{n - \tau_n}{\sqrt{2}} = \tau_a = 0.81MPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{N^2 + 3 * (T_N^2 + T_A^2)} = 2.81MPa$$

En caso de uniones soldadas, el esfuerzo que se utiliza para la verificación es la resistencia a la tracción. A continuación, se muestran las 2 condiciones que se deben cumplir para que la unión trabaje adecuadamente [22]:

$$1: \quad \sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta * \gamma} \quad , \beta \rightarrow \text{Factor que depende del material}$$

$$2: \quad N \leq \frac{0.9 * \sigma_B}{\gamma} \quad , \gamma = 1.25 \rightarrow \text{Factor de seguridad recomendado}$$

El material utilizado es el acero A36, el cual cuenta con un esfuerzo a la tracción de 400MPa y un factor de material de 0.82 [22]. Reemplazando los valores en las condiciones mostradas anteriormente:

$$1: \quad 2.81 \leq \frac{400}{0.82 * 1.25} = 390.2MPa \quad \rightarrow \text{Cumple!}$$

$$2: \quad 1.79 \leq \frac{0.9 * 400}{1.25} = 288MPa \quad \rightarrow \text{Cumple!}$$

Ambas condiciones se cumplen, por lo que la unión soldada trabaja correctamente.

### 3.3. Distribución de fuerzas en la Bancada

Las fuerzas de mecanizado actúan sobre un punto entre la herramienta de corte y la barra mecanizada. Esto genera una reacción tanto en la base del cabezal como en la base de los carros móviles, marcando así los dos puntos donde se concentrarán las fuerzas.

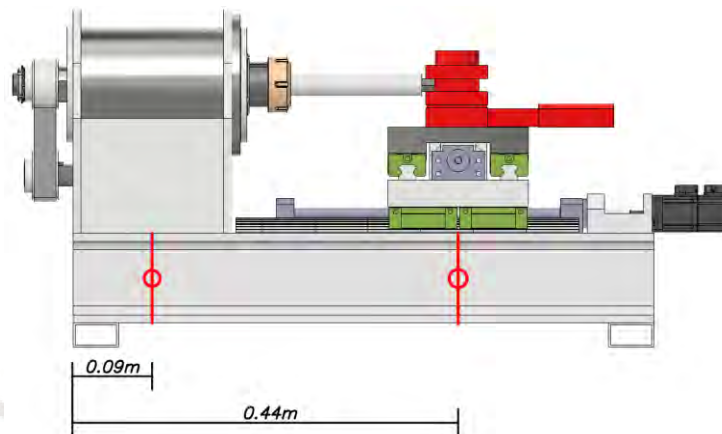


Figura 76: Puntos de concentración de las fuerzas en la bancada

Además de la reacción por la operación de corte, la base del cabezal también contendrá la fuerza generada por la polea, al igual que el peso y el momento generado por el motor de 1.2kW. A continuación, se muestran las fuerzas y momentos resultantes presentes en la base del cabezal:

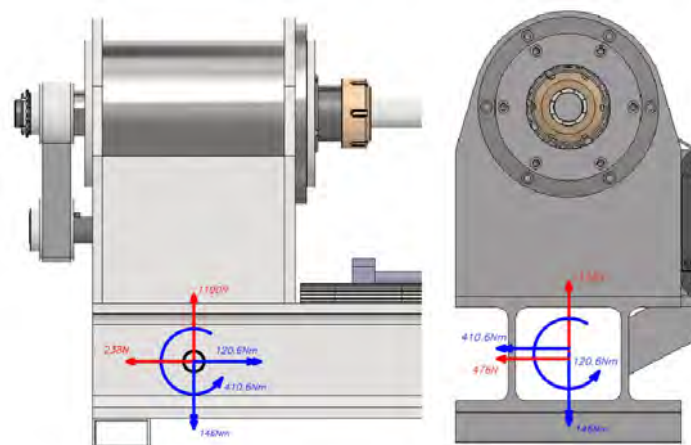


Figura 77: Fuerzas y momentos en la base del cabezal

En el capítulo 2 se mostró el proceso para trasladar las fuerzas, sin embargo, los puntos usados estaban en la superficie del perfil y no en el centro geométrico de este (ver figura 76).

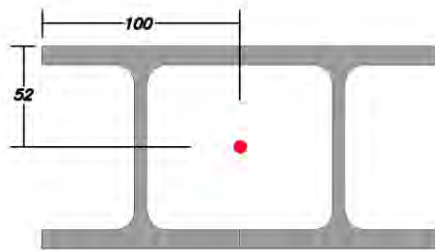


Figura 78: Centro Geométrico del Perfil

Las fuerzas y momentos presentes en las imágenes 77 y 79 son el resultado del traslado al centro geométrico de los perfiles seleccionados. En la siguiente imagen se muestran las fuerzas y momentos ubicados en la base de los carros móviles:

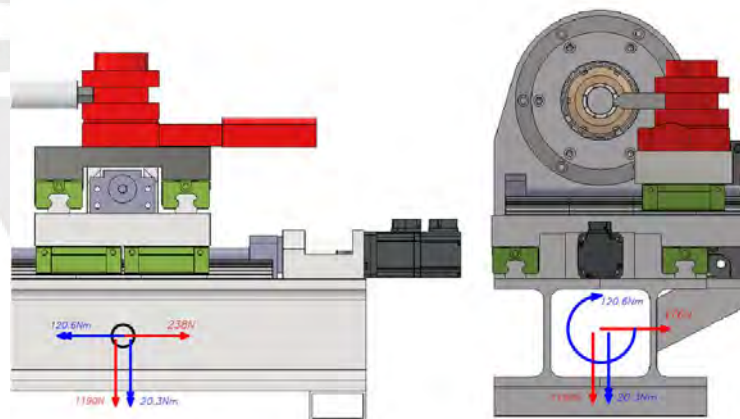


Figura 79: Fuerzas y momentos en la base de los carros móviles

El peso de otros elementos como los rieles, patines y husillos de bolas fueron agregados al peso del perfil de la bancada, pero su efecto se mostrará al realizar los diagramas. Todos los momentos y fuerzas, excluyendo los pesos, aparecen de la siguiente forma en la bancada:

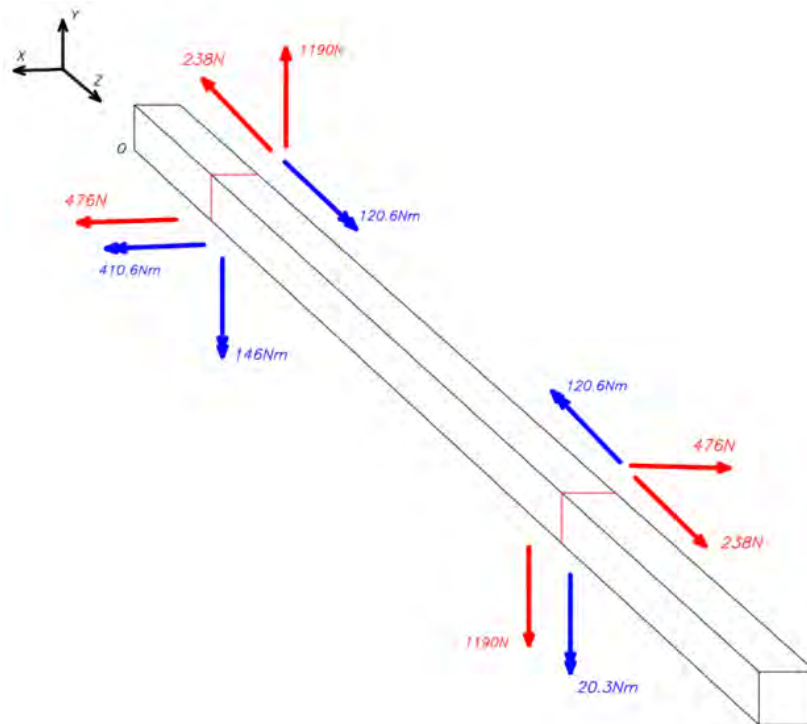
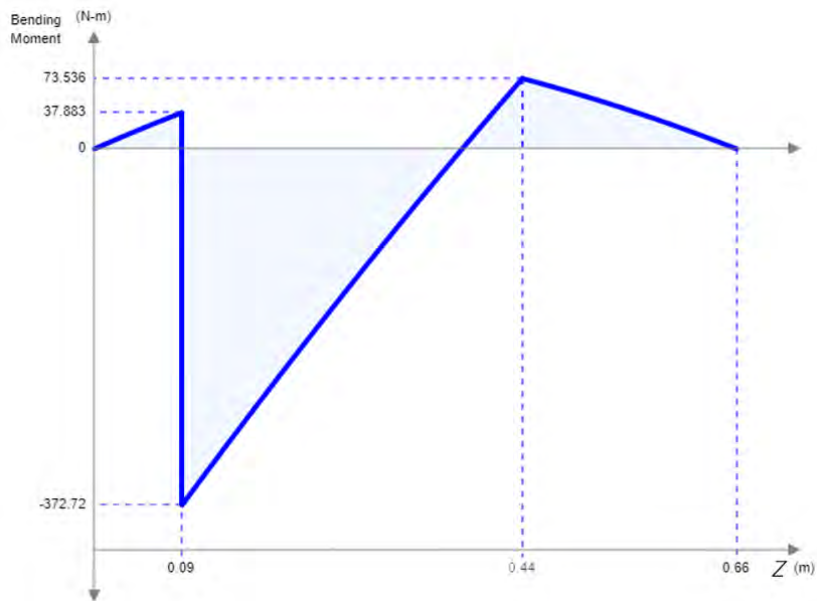
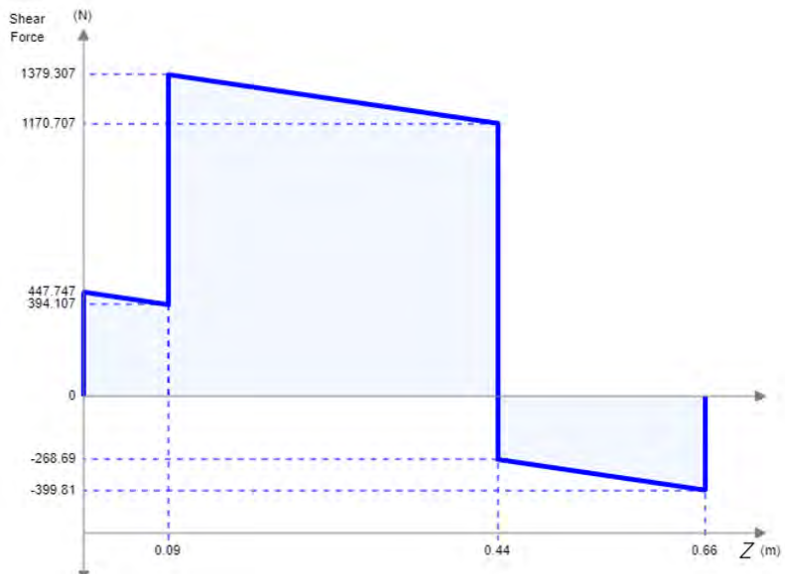
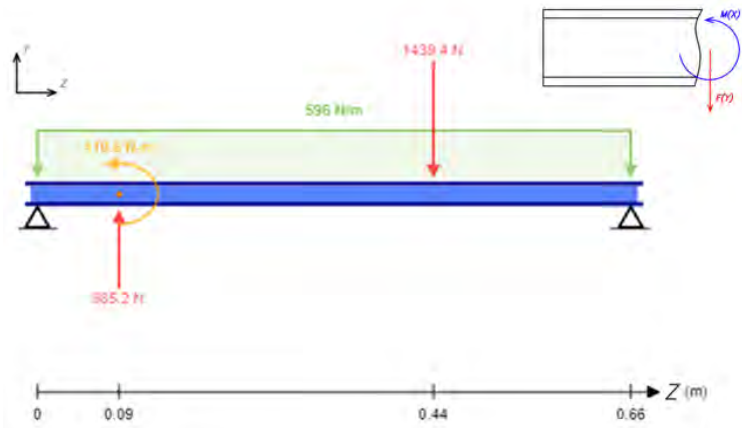


Figura 80: Distribución de fuerzas y momentos en la bancada

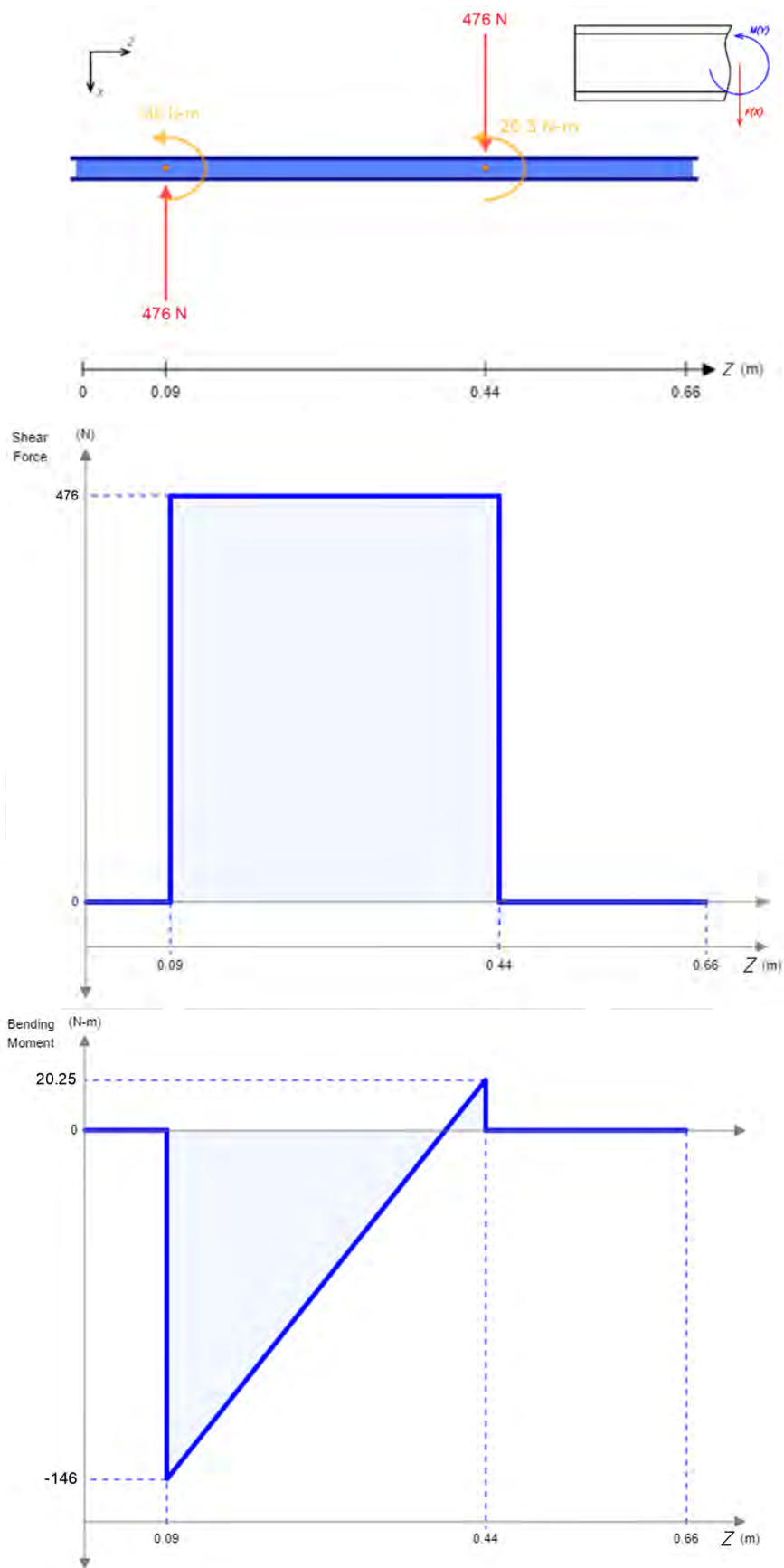
### 3.4. Diagramas de Fuerza y Cálculos de Resistencia

Para realizar los cálculos de resistencia, primero se necesita conocer la sección del perfil que está sometida a los esfuerzos internos de mayor valor. Se utilizará una representación simplificada de la bancada para ubicar las fuerzas y momentos en dos planos, ZY & ZX. Cabe mencionar que la fuerza normal (238N) y el momento de torsión (120.6Nm) tienen valores constantes a lo largo de la sección del perfil contenida entre los puntos a analizar (ver figura 76), por lo que no será necesario realizar sus esquemas de fuerza.

A continuación, se muestra el esquema de la bancada y los diagramas de fuerzas sobre el plano **ZY** en el que se agrega el efecto del peso de los elementos en la bancada:



De la misma manera, se muestra el análisis sobre el plano **ZX**:



De acuerdo a los valores mostrados en los diagramas de fuerzas, se aprecia que la zona más esforzada a lo largo de la bancada es aquella ubicada en la sección media del cabezal del husillo ( $z=0.09\text{m}$ ). Para comenzar el análisis se recopilan los datos del perfil seleccionado (tabla 9):

$$I_{1x} = 441 * 10^4 \text{mm}^4$$

$$I_{1y} = 157 * 10^4 \text{mm}^4$$

$$J_1 = 6.9 * 10^4 \text{mm}^4$$

$$A_1 = 24.5 * 10^2 \text{mm}^2$$

El área de la bancada consiste en dos de estos perfiles colocados de forma paralela. Usando el Teorema de Steiner o de ejes paralelos calculamos sus inercias[24]:

$$I_f = I_o + A * r^2$$

Donde “r” representa la distancia al eje paralelo donde se desea trasladar la inercia. Los valores obtenidos se muestran a continuación:

$$I_{2x} = 2 * 441 * 10^4 = 882 * 10^4 \text{mm}^4$$

$$I_{2y} = 2 * (157 * 10^4 + 24.5 * 10^2 * 50^2) = 1539 * 10^4 \text{mm}^4$$

$$J_2 = 2 * (6.9 * 10^4 + 24.5 * 10^2 * 50^2) = 1239 * 10^4 \text{mm}^4$$

$$A_2 = 49 * 10^2 \text{mm}^2$$

A continuación, se muestra la sección más cargada de la bancada junto a las fuerzas y momentos que soporta (la fuerza normal de 238N apunta hacia afuera del papel):

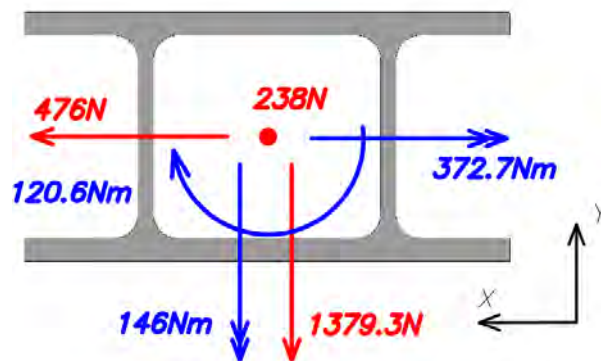


Figura 81:Sección más cargada de la bancada

Debido a la dirección de las fuerzas y momentos, el punto más esforzado en dicha área es aquel ubicado en la esquina superior derecha. Sobre este se realizará el cálculo de resistencia (ver figura 82).

Se calcula el esfuerzo normal sobre la sección producido por la fuerza de tracción y los momentos flectores. Se utilizarán las siguientes expresiones, donde el signo positivo indica tracción y el negativo, compresión:

$$\sigma_n = \pm \frac{F_n}{A} \rightarrow \text{Para fuerzas de tracción/compresión}$$

$$\sigma_{Tx} = \pm \frac{M_x * Y}{I_y} \rightarrow \text{Para momentos flectores}$$

Determinamos cada efecto para posteriormente sumarlos y hallar el esfuerzo normal total:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_2} = \frac{238N}{4900mm^2} = 0.05MPa, \text{ Fuerza Normal de Tracción}$$

$$\sigma_{Ty} = \frac{M_y * X}{I_{2x}} = \frac{146Nm * 10^3 * 100mm}{882 * 10^4 mm^4} = 1.65MPa, \text{ Momento Flector en Y}$$

$$\sigma_{Tx} = \frac{M_x * Y}{I_{2y}} = \frac{372.7Nm * 10^3 * 51mm}{1539 * 10^4 mm^4} = 1.24MPa, \text{ Momento Flector en X}$$

$$\sigma_N = \sigma_n + \sigma_{Ty} + \sigma_{Tx} = 2.94MPa, \text{ Esfuerzo Normal total}$$

Calculamos el esfuerzo cortante producido por las fuerzas cortantes y por los momentos de torsión. Se usarán las siguientes expresiones:

$$\tau_c = \frac{F_c}{A} \rightarrow \text{Para fuerzas de corte}$$

$$\tau_{Fx} = \frac{M_F}{J} * Y \rightarrow \text{Para momentos de torsión}$$

Debido a que estos esfuerzos presentan componentes en los ejes X & Y, los calcularemos de forma vectorial y posteriormente obtendremos sus módulos:

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_2} = \left| \frac{(476; -1379.3)N}{4900mm^2} \right| = |(0.1; -0.28)| = 0.29MPa \rightarrow \text{Fuerza de Corte}$$

$$\tau_F = \frac{M_F}{J_2} * |(-Y; X)| = \frac{120.6Nm * 10^3}{1239 * 10^4 mm^4} * |(-100; -52)|mm = |(-0.97; -0.51)| = 1.09MPa \rightarrow \text{Momento Torsor}$$

Al calcular " $\tau_F$ " hay que tener presente el sentido de giro del momento de torsión. El vector a utilizar debe ser perpendicular al radio que conecta el centro geométrico de la sección y el punto a analizar (Ver figura 82).

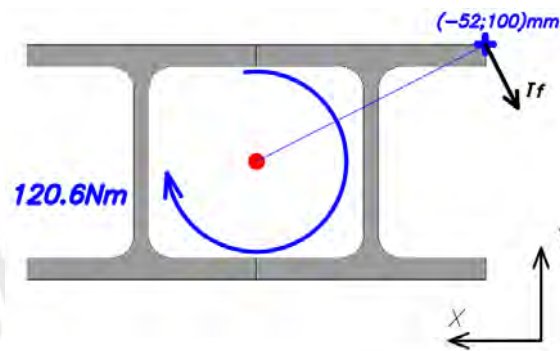


Figura 82: Punto de análisis

El orden de los términos y signos del vector se obtienen de acuerdo al sentido establecido:

$(X; Y) \cdot (a; b) = 0 \rightarrow$  Condición de vectores perpendiculares

$$X * a + Y * b = 0$$

$a = -Y, b = X \rightarrow$  Para giro en sentido horario

Ahora se calculará el esfuerzo total y el factor de seguridad del perfil usando la expresión general de Von Mises[25]:

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 * (\tau_c^2 + \tau_F^2)} = \sqrt{2.94^2 + 3 * (0.29^2 + 1.09^2)} = 3.53MPa$$

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_T} = \frac{250MPa}{3.53MPa} = 70.8$$

El factor de seguridad mínimo recomendado a la fluencia oscila entre 1.2 y 1.8 [25]. Por ello, se aprecia que la bancada no fallará por resistencia.

### 3.5. Cálculo de Deformaciones

Se utilizará el método de Macaulay para determinar la expresión de la elástica con la finalidad de calcular la deformación por flexión en los puntos de la bancada donde se ubican la base del cabezal y la base del carro móvil principal. La idea es encontrar la diferencia de las coordenadas en el eje Y de estos puntos para hallar la tolerancia de la máquina.

El método de Macaulay de deformaciones parte de forma similar al método de Doble Integración, donde la expresión de la elástica del perfil a analizar es la integral doble de la expresión del momento flector en dicha zona dividida por el producto de la constante elástica del material utilizado y el momento de inercia de la sección del perfil. Adicionalmente, la derivada de la expresión de la elástica corresponde a la tangente del ángulo de deflexión del perfil, lo que corresponde a la vez a la primera integración del momento flector. Las expresiones se muestran a continuación:

$$V(x) = \frac{\iint M(x)}{E * I} \quad ; \quad \theta(x) = \frac{\int M(x)}{E * I}$$

Estas integraciones generan factores que sólo pueden ser calculados con las condiciones de frontera, las cuales corresponden a la forma de los apoyos. Por ejemplo, en la coordenada “x” donde se ubican los apoyos simples ( $x=0$  &  $X=L$ ) les corresponde un valor de deformación  $V=0$ .

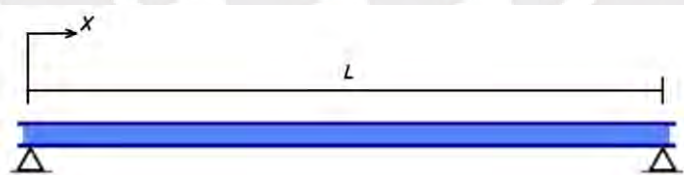


Figura 83: Perfil sobre apoyos simples a los extremos

La principal diferencia del método de Macaulay es que este permite generalizar la expresión de la elástica para toda la viga, sin importar la cantidad de fuerzas puntuales que estén distribuidas en ella. Para ello utiliza como variable el término  $[x-a]^n$ , donde “x” representa cualquier punto a lo largo de la viga y “a” la distancia del origen al punto de aplicación de la fuerza. Sin embargo, para el correcto uso de este método se debe establecer la siguiente regla[26]:

- Si el resultado de la resta de  $[x-a]$  es menor a cero, entonces todo el término  $[x-a]^n$  es reemplazado por cero, dejando sin efecto la fuerza puntual ligada a este.

Esta regla busca generalizar la expresión del momento flector, pues una vez logrado esto, se puede integrar para calcular fácilmente la deflexión en cualquier punto de la viga. Cada uno de los pasos del método se explicarán a medida que se utilicen sobre la bancada. Comenzamos estableciendo una variable  $Z$  sobre la bancada:

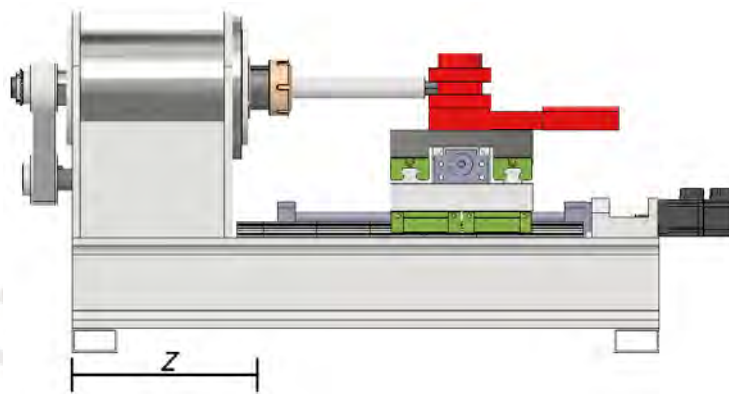


Figura 84: Variable  $Z$  en la bancada

A partir de esta configuración establecemos la expresión general del momento flector empleando el gráfico de la distribución de las fuerzas sobre el plano **ZY** con el que se obtuvieron las fuerzas internas en el apartado anterior:

$$M(z) = 447.7 * z + 985.2 * (z - 0.09) - 1439.4 * (z - 0.44) - 596 * \frac{z^2}{2} - 410.6$$

El valor 410.6 corresponde al momento flector libre que aparece en  $z=0.09m$ , por lo que para cualquier análisis con  $Z < 0.09m$  este valor no debe ser tomado en cuenta. Los puntos de análisis se encuentran a partir de  $Z=0.09$  por lo que la expresión se usará en su totalidad. Se integra la expresión general del momento para obtener el valor de la tangente:

$$\theta(x) * E * I = 447.7 * \frac{z^2}{2} + 985.2 * \frac{(z-0.09)^2}{2} - 1439.4 * \frac{(z-0.44)^2}{2} - 596 * \frac{z^3}{6} - 410.6 * z + C_1$$

$$\theta(x) = \frac{223.9 * z^2 + 492.6 * (z-0.09)^2 - 719.7 * (z-0.44)^2 - 99.3 * z^3 - 410.6 * z + C_1}{E * I}$$

Se integra nuevamente para obtener la expresión general de la elástica:

$$V(x) * E * I = 447.7 * \frac{z^3}{6} + 985.2 * \frac{(z-0.09)^3}{6} - 1439.4 * \frac{(z-0.44)^3}{6} - 596 * \frac{z^4}{24} - 410.6 * \frac{z^2}{2} + C_1 * z + C_2$$

$$V(x) = \frac{74.6*z^3 + 164.2*(z-0.09)^3 - 239.9*(z-0.44)^3 - 24.8*z^4 - 205.3*z^2 + C_1*z + C_2}{E*I}$$

Solo queda calcular el valor de las constantes C1 y C2, para ello se emplean las condiciones de frontera correspondientes a dos apoyos simples ubicados a ambos extremos de la bancada. Con este arreglo se obtienen las siguientes condiciones:

$$V(z = 0) = 0 \quad y \quad V(z = 0.66) = 0$$

Se reemplazan las condiciones teniendo en cuenta que si el valor de (z-a)<0 entonces dicho término queda eliminado. Calculamos C2:

$$V(0) = 0 = \frac{74.6*0^3 + 164.2*(0-0.09)^3 - 239.9*(0-0.44)^3 - 24.8*0^4 - 205.3*0^2 + C_1*0 + C_2}{E*I}$$

$$V(0) = 0 = 0 - 0 - 0 + C_1 * 0 + C_2 \rightarrow C_2 = 0$$

Se calcula C1:

$$V(0.66) = 0 = \frac{74.6*0.66^3 + 164.2*(0.66-0.09)^3 - 239.9*(0.66-0.44)^3 - 24.8*0.66^4 - 205.3*0.66^2 + C_1*0.66}{E*I}$$

$$V(0.66) = 0 = 21.4 + 30.4 - 2.6 - 4.7 - 89.4 + C_1 * 0.66 \rightarrow C_1 = 68.1$$

Finalmente se obtienen las expresiones generales de la tangente y de la elástica:

$$\theta(x) = \frac{223.9*z^2 + 492.6*(z-0.09)^2 - 719.7*(z-0.44)^2 - 99.3*z^3 - 410.6*z + 68.1}{E*I}$$

$$V(x) = \frac{74.6*z^3 + 164.2*(z-0.09)^3 - 239.9*(z-0.44)^3 - 24.8*z^4 - 205.3*z^2 + 68.1*z}{E*I}$$

La deformación será determinada a partir de la resta de los valores obtenidos en la expresión de la elástica para z=0.09m y z=0.44m que corresponde al apoyo de la barra a mecanizar y el apoyo del carro móvil principal que sostiene la herramienta de corte, respectivamente. Si dicho valor resulta ser mayor a 0.01mm, entonces se utilizarán nervios en la bancada para incrementar el valor de la inercia y a su vez reducir el valor de la deformación.

Cabe recordar que al usar los valores de  $z=0.09\text{m}$  y  $z=0.44\text{m}$ , las expresiones contendrán el efecto causado por el momento flector libre. Se calculan los valores:

$$V(0.09) = \frac{4.5}{E * I} \quad y \quad V(0.44) = \frac{2.7}{E * I}$$

La inercia a utilizar será la del eje Y calculada anteriormente ( $I_{2y}=1539*10^{-8}\text{m}^4$ ), pues en este eje ocurre la deformación de las vigas. Además, están hechas de acero, por lo que su constante elástica "E" tomará el valor de  $2.1*10^{11}\text{Pa}$ . Reemplazamos valores:

$$V(0.09) = \frac{4.5}{(2.1 * 10^{11}\text{Pa}) * (1539 * 10^{-8}\text{m}^4)} = 1.39 * 10^{-6}\text{m} = 1.39 * 10^{-3}\text{mm}$$

$$V(0.44) = \frac{2.7}{(2.1 * 10^{11}\text{Pa}) * (1539 * 10^{-8}\text{m}^4)} = 0.84 * 10^{-6}\text{m} = 0.84 * 10^{-3}\text{mm}$$

$$\text{Deformación} = |V(0.09) - V(0.44)| = 0.55 * 10^{-3}\text{mm} < 0.01\text{mm}$$

Con los cálculos se obtiene una deformación menor a  $0.01\text{mm}$  por lo que no resulta necesario el uso de refuerzos a lo largo del perfil para alcanzar el objetivo del diseño.

### 3.6. Análisis Vibratorio

Al fenómeno vibratorio que se produce durante el mecanizado se le conoce comúnmente como “chatter” y no solo produce deterioro de la herramienta de corte y una superficie irregular de trabajo, sino también sonido que puede causar la incomodidad de aquellos que se encuentran en los alrededores[27]. Este fenómeno puede producirse de 4 maneras, lo que a su vez da pie a su clasificación[28]:

- Chatter regenerativo
- Chatter de acoplamiento modal
- Chatter termo-mecánico
- Chatter por cortes interrumpidos

En el caso del torneado, el mecanismo dominante es el chatter regenerativo por lo solo se utilizará este para el análisis vibratorio. Este tipo de chatter se produce como respuesta a la interacción de las propiedades de rigidez de la herramienta y la pieza durante la generación de la viruta. Esto deja una superficie ondulada después de la primera rotación, el fenómeno se repite en el siguiente ciclo, pero esta vez la superficie ondulada ya existente produce un ligero aumento en la amplitud de la superficie que está por ser mecanizada, y así sucesivamente. Esta variación del espesor de la viruta puede llegar al extremo de separar a la herramienta de la pieza mecanizada, lo que se llega a observar cuando la viruta es diseccionada[29].

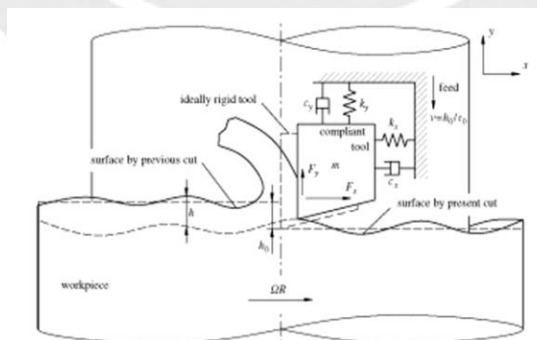


Figura 85: Chatter sobre el material  
Extraído de [22]

El parámetro de corte que más influye en la existencia del chatter es la profundidad de corte o también denominada ancho de viruta. Para cada

velocidad de corte, existe una profundidad de corte en la que el chatter aparece. A dicho valor se le conoce como “Ancho límite de viruta”[30]. La predicción de la existencia del chatter durante el mecanizado se realiza de forma experimental variando la velocidad de corte y encontrando el ancho límite, lo que da paso a la existencia de los gráficos de lóbulos. Los mecanizados con parámetros de corte por debajo de los lóbulos no deberían presentar problemas de chatter.

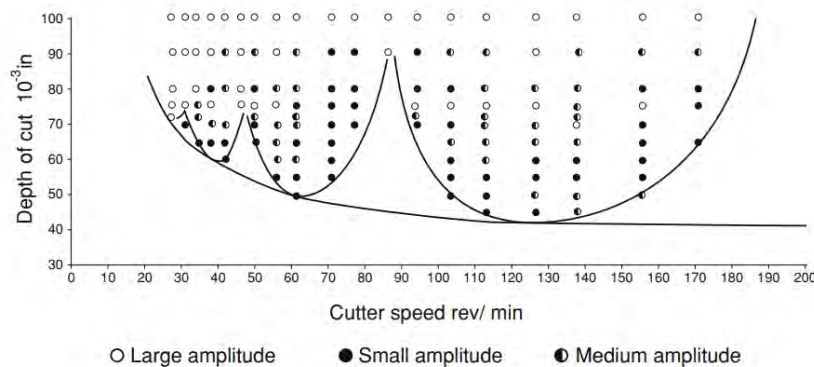


Figura 86: Diagrama de Lóbulos  
Extraído de [25]

Si bien en la práctica, la superficie mecanizada es irregular, para el análisis vibratorio se puede asumir como una superficie sinusoidal con amplitud constante[31]. El modelo de análisis parte en la expresión de la fuerza de corte usada anteriormente en el capítulo 2:

$$F_c = k * b * f$$

Donde **k** es la fuerza específica de corte, **b** es la profundidad de corte y **f** el espesor de viruta. Con la consideración de que **f** varía de forma sinusoidal, la fuerza de corte variable en el tiempo obtiene esta forma:

$$F_{c(t)} = k * b * [f + \tau * \sin(\omega_{ch} * t)] = F_c + F_{c_{sin}}$$

Donde  $\tau$  es la amplitud y  $\omega_{ch}$  la velocidad angular de la onda causada por el chatter sobre el material, como se puede observar en la figura 74. Cabe recalcar que la velocidad angular de la onda generada en la superficie mecanizada  $\omega_{ch}$  es distinta a la velocidad de giro de la pieza mecanizada  $\omega$ . Sin embargo, ambas pueden relacionarse gracias a la velocidad de corte.

En función de la velocidad angular del torno, la velocidad de corte puede expresarse de la siguiente manera:

$$V_c = \omega * \frac{\varnothing}{2}$$

Donde  $\varnothing/2$  representa la mitad del diámetro del material a mecanizar o la amplitud de cada revolución. De forma similar, la velocidad de corte representa la velocidad lineal de un punto que se traslada a lo largo de la onda sobre la superficie sinusoidal, lo que nos da la siguiente expresión:

$$V_c = \omega_{ch} * \tau$$

El valor que se desea encontrar es la velocidad angular que genere resonancia en la estructura del torno, por lo que se mantendrán los valores de  $f=0.35\text{mm}$  y  $\varnothing=26\text{mm}$  establecidos en el capítulo 2.

Como se mencionó previamente, el caso crítico que se puede alcanzar con el chatter es la separación entre la herramienta de corte y la pieza. Considerando esto, el estado crítico se alcanza cuando  $\tau = f$ , y esta será la condición para hallar la relación entre ambas velocidades angulares. Se juntan las expresiones de la velocidad de corte para obtener la relación de velocidades angulares:

$$V_c = \omega * \frac{\varnothing}{2} = \omega_{ch} * \tau \rightarrow \omega_{ch} = \omega * \frac{\varnothing}{2 * \tau}$$

$$\omega_{ch} = \omega * \frac{26}{2 * 0.35} \rightarrow \omega_{ch} = \omega * 37.1$$

El modelo vibratorio que se usará será de 1GDL de una masa concentrada entre dos puntos de apoyo sobre la que actúa la componente sinusoidal de la fuerza de corte.

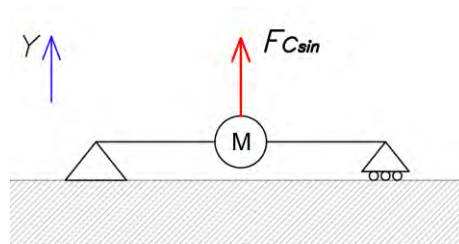


Figura 87: Modelo de 1GDL de la estructura

Los apoyos son pernos de nivelación, dos en cada extremo, y sus propiedades se obtendrán de catálogos de modelos similares. Estos solo brindan la rigidez por lo que nuestro modelo no considerará factores de amortiguamiento. Esto, sin embargo, no representa inconvenientes pues el valor de la velocidad natural del sistema no se verá afectada.

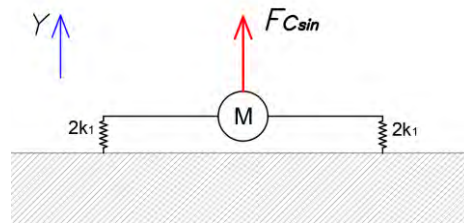


Figura 88: Modelo masa-resorte de 1GDL de la estructura

Para la solución del modelo planteado se utilizará la expresión de Lagrange cuando existen fuerzas no conservativas[32]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{y}} \right) - \frac{dL}{dy} = Q_k \quad \dots (1)$$

Donde **L** representa la diferencia entre la energía cinética **E** y potencial **U** del sistema, y **Q<sub>k</sub>** la suma de las fuerzas no conservativas. Se calcula el valor de la expresión **L**:

$$E = \frac{1}{2} * M * \dot{y}^2 \quad , \quad U = \frac{1}{2} * (4k_1) * y^2$$

$$L = E - U = \frac{1}{2} * M * \dot{y}^2 - 2k_1 * y^2$$

Se utiliza la expresión **L** en las derivadas de la expresión (1):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{d \left( \frac{1}{2} * M * \dot{y}^2 - 2k_1 * y^2 \right)}{d\dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} (M * \dot{y}) = M * \ddot{y} \quad \dots (2)$$

$$\frac{dL}{dy} = \frac{d \left( \frac{1}{2} * M * \dot{y}^2 - 2k_1 * y^2 \right)}{dy} = -4k_1 * y \quad \dots (3)$$

Se reemplazan las expresiones (2) y (3), y el valor de **Q<sub>k</sub>** en (1) para obtener la ecuación diferencial del sistema:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dL}{d\dot{y}} \right) - \frac{dL}{dy} = Q_k \rightarrow M * \ddot{y} + 4k_1 * y = Fc_{sin}$$

El peso aproximado de la estructura **M** es de 70kg y la rigidez de los soportes **k<sub>1</sub>** es 2.5\*10<sup>6</sup>N/m[33]. Con estos valores se obtiene la velocidad angular natural del sistema[34]:

$$\omega_{ch} = \omega_n = \sqrt{\frac{4k_1}{M}} = \sqrt{\frac{4 * 2.5 * 10^6}{70}} = 377.9 \frac{rad}{s}$$

Se calcula el valor de la velocidad angular de la pieza mecanizada que se necesita para entrar en resonancia  $\omega_{RN}$  usando la relación entre  $\omega_{ch}$  y  $\omega$  :

$$377.9 = \omega_{RN} * 37.1 \rightarrow \omega_{RN} = 10.2 \frac{rad}{s}$$

La velocidad de rotación que se utilizó para el cálculo de las fuerzas sobre la estructura fue  $\omega=790RPM=82.7rad/s$ . Se calcula la relación entre  $\omega$  y  $\omega_{RN}$ :

$$r = \frac{\omega}{\omega_{RN}} = \frac{82.7}{10.2} = 8.1$$

Se aprecia en la figura que para sistemas sin o con muy poco amortiguamiento ( $\xi=0.1$ ) la zona crítica de resonancia se encuentra entre los valores de **r** de 0.8 y 1.2. Entonces, para el valor **r=8.1**, el sistema no entrará en resonancia trabajando a 790RPM.

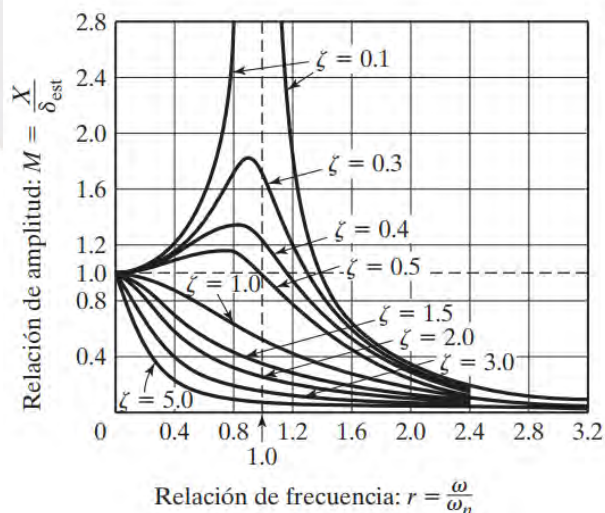


Figura 89:Gráfica Amplitud vs relación de frecuencia "r"  
Extraído de [28]

## CAPÍTULO 4: ESTIMACIÓN DE COSTO Y PLANOS

### 4.1. Lista de Planos

En la siguiente tabla se muestran los planos de los componentes y ensamble del torno. El código a emplear para la identificación de los planos es el siguiente: TRN-XXX-PXX-AX, donde:

TRN: Torno

XXX: Tipo de plano (DES: Despiece, ENS: Ensamble)

PXX: Número de plano

AX: Tamaño de la hoja

Tabla 13: Planos y Codificación

PLANO	DESCRIPCIÓN
TRN-DES-P01-A2	Carro Principal
TRN-DES-P02-A3	Carro Secundario
TRN-DES-P03-A4	Portatuerca
TRN-ENS-P04-A0	Bancada y Cabezal
TRN-ENS-P05-A0	Estructura Torno CNC

### 4.2. Estimación del Costo de Fabricación

En este capítulo se presentará un aproximado del costo de la fabricación de la estructura del torno. El costo total se dividirá en dos apartados:

- Costo de materiales y elementos seleccionados
- Costo de manufactura y ensamble

#### 4.2.1. Costos de Materiales y Elementos Seleccionados

A continuación, se mostrará el costo de los elementos que deberán ser adquiridos para mecanizar y aquellos que son de catálogo.

Tabla 14: Costo de Materiales y Elementos Seleccionados

ID	Descripción	Material/Marca	Cantidad	Dimensiones	P. Unit (\$/)	P. Total (\$/)
1	Faja Sincrónica OMEGA HP	OPTIBELT	1	535-5M-HP-25	70	70
2	Polea Sincrónica ZRS	OPTIBELT	2	32-5M-25	100	200
3	Placa 25mm (Carro Principal)	SAE 304	1	350x170x25	6.50/kg	106
4	Placa 25mm (Carro Secundario)	SAE 304	1	170x100x25	6.50/kg	30
5	Placa 9mm (Bancada y Cabezal)	ASTM A36	1	500x500x9	4.50/kg	110
6	Placa 16mm (Bancada y Cabezal)	ASTM A36	1	700x300x16	5.50/kg	200
7	Perfil H 4"	ASTM A36	2	L=670mm	50/m	67
8	Barra cuadrada (Portatuercas)	AISI 1045	0.6m	45x45	6.00/kg	60
9	Guías Lineales (Carro Principal)	HIWIN	2	HGH20CAx0.42m	400	800
10	Guías Lineales (Carro Secundario)	HIWIN	2	HGH20CAx0.27m	350	700
11	Patines	HIWIN	6	HGH20CA	85	510
12	Husillo de Bola + Tuerca (Carro Principal)	HIWIN	1	R12-5T3-FSI-309-370-0.05	160	160
13	Husillo de Bola + Tuerca (Carro Principal)	HIWIN	1	R12-5T3-FSI-209-270-0.05	140	140
14	Apoyos Fijos	HIWIN	2	BK-10	70	140
15	Apoyos Libres	HIWIN	2	BF-10	70	140
16	Torreta Portaherramientas	DRAKE	1	LD4-CK0610	850	850
17	Acople de Motor	SYK	2	SCT-32C	55	110
18	Servomotor 50W	HIWIN	1	FRLS520FA4A	310	310
19	Servomotor 100W	HIWIN	1	FRLS1020FA4A	610	610
20	Servomotor 1.2kW	HIWIN	1	EM1DM1A20E0D	1400	1400
21	Soporte de Motor	SYK	2	MBA10	65	130
22	Pernos de Nivelación	McMASTER	4	6301K111	70	280
23	Reductor 3:1	SDP/SI	1	S9142AMPAN003E-S	870	870
24	Reductor 5:1	SDP/SI	2	S9117AMPAN005A-S	170	340
					<b>TOTAL</b>	<b>8333</b>

#### 4.2.2. Costo de Manufactura y Ensamble

Para estimar el costo de manufactura de la estructura, primero se establecerán los procesos de mecanizado necesarios para alcanzar lo expresado en los planos. A continuación, se muestra la lista los procesos para cada pieza:

Tabla 15: Procesos de manufactura para cada elemento

ID	Descripción	Cantidad	Proceso
1	Carro Principal	1	Fresado superficial de dimensiones generales
			Fresado de canal inferior y topes de rieles
			Taladrado de agujeros $\varnothing 4$ , $\varnothing 5$ y M6
			Roscado de agujeros M6
			Fresado de agujeros para cabezas de tornillos
2	Carro Secundario	1	Fresado superficial de dimensiones generales
			Fresado de canal inferior
			Taladrado de agujeros $\varnothing 4$ , $\varnothing 5$ y M6
			Roscado de agujeros M6
			Fresado de agujeros para cabezas de tornillos
3	Portatuerca	2	Corte de barra cuadrada 45x45
			Fresado superficial de dimensiones generales
			Taladrado agujero central $\varnothing 26$
			Taladrado de agujeros M4
			Roscado de agujeros M4
4	Bancada y Cabezal	1	Corte placas del cabezal y de apoyo de motor 2kW
			Fresado de agujeros del cabezal y de apoyo de motor 2kW
			Soldadura longitudinal de perfiles de bancada
			Fresado superficial de perfiles de bancada
			Taladrado y roscado de agujeros M6 de bancada
			Soldadura cabezal, apoyo de motor 2kW y bancada
			Corte placa para apoyos de bancada
			Taladrado y roscado de agujeros M6 de apoyos de bancada
Soldadura bancada y apoyos			
5	<b>Ensamble General</b>	-	-

El costo por hora de los procesos de mecanizado y el total de horas utilizadas fue proporcionado por el Laboratorio de Manufactura de la PUCP[35]:

Tabla 16: Costo por hora de operación de mecanizado  
Extraído de [35]

Operación	Soles/h
TORNO / HABILITADO	50
FRESADO	70
CNC	120
SOLDADURA	150

El detalle completo de las horas utilizadas en los procesos de manufactura para cada pieza y ensamble se muestra en el Anexo 3. Finalmente, el costo total para la fabricación de la estructura del torno CNC didáctico se muestra en la siguiente tabla:

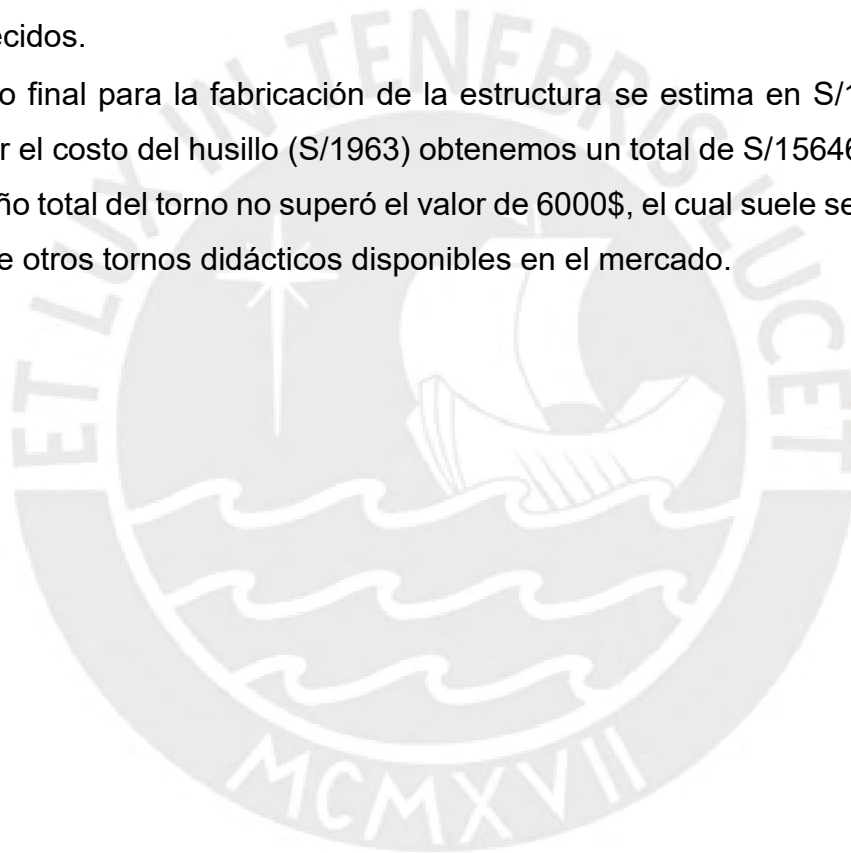
Tabla 17: Costo de Fabricación de la Estructura

<b>Costo de Fabricación</b>	
Costo de Materiales y Componentes Seleccionados	S/7123.00
Costo de Manufactura y Ensamble	S/6560.00
<b>COSTO TOTAL DE LA ESTRUCTURA</b>	<b>S/13683.00</b>



## CONCLUSIONES

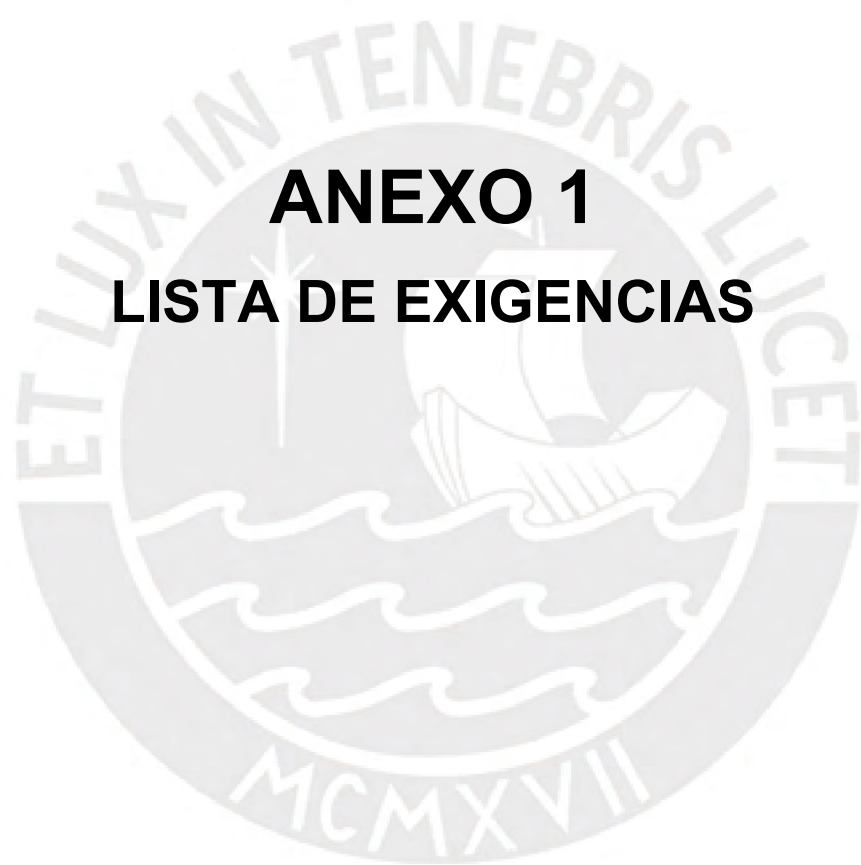
- Se cumplió con el objetivo general del proyecto de tesis, el cual es diseñar la estructura de un torno didáctico CNC para el mecanizado de barras de acero de 1" de diámetro con sujeción de pinza y una longitud de 150mm.
- La estructura del torno CNC didáctico abarca las siguientes dimensiones: 816mm de largo, 428mm de ancho y 396mm de altura, por lo que se encuentra dentro de los límites establecidos (900x750x550mm)
- Los cálculos de resistencia y rigidez mostraron que la estructura soporta los esfuerzos del mecanizado y que su deformación no superó los 0.01mm establecidos.
- El costo final para la fabricación de la estructura se estima en S/13683 y al agregar el costo del husillo (S/1963) obtenemos un total de S/15646 = 4183\$. El diseño total del torno no superó el valor de 6000\$, el cual suele ser el precio base de otros tornos didácticos disponibles en el mercado.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. Ackroyd, "Collets or Chucks, Which is Best? | Accu®," *Accu.co*, 2018. [Online]. Available: <https://www.accu.co.uk/en/p/132-collets-and-chucks-which-is-best>. [Accessed: 23-Oct-2019].
- [2] A. J.Makadia, "Investigation on turning center using RSM," pp. 53–55, 60-64. Available: <http://hdl.handle.net/106>, 2014.
- [3] A. Selvakumar, K. Ganesan, and P. V. Mohanram, "Dynamic analysis on fabricated mineral cast lathe bed," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, pp. 1-2. Available: 10.1177/0954405412467141, 2013.
- [4] G. S. Carreño Rojas, "Diseño Mecánico de un Husillo de Sujeción por Pinza para un Torno de Uso Educativo," 2020.
- [5] H. Tschätsch, "Applied Machining Technology," pp. 22-23. Available: 10.1007/978-3-642-01007-1, 2009.
- [6] Europa Tool, "RECOMMENDED CUTTING CONDITIONS-HSS Throw-Away Drill Inserts and Holders RECOMMENDED CUTTING CONDITIONS-CARBIDE," p. 273, 2013.
- [7] URSSA, "Información técnica - Equivalencias Aproximadas Entre Normas," p. 40, 2016.
- [8] W. Charchut, *Fabricaciones con Máquinas Herramientas\_Charchut Werner.pdf*. 1982.
- [9] HIWIN, "E1 Series Servo Motor HIWIN MIKROSYSTEM CORP."
- [10] SDP/SI, "Planetary Gearheads - NEMA 42," 2019.
- [11] Optibelt, "Optibelt TM Rubber Timing Belt Drives."
- [12] Hiwin Technologies Corp., "Linear Guideway," p. 9,35;2018.
- [13] Emco, "Concept Turn 60: EMCO lathes and milling machines for CNC turning and milling." [Online]. Available: <https://www.emco-world.com/en/products/industrial-training/machines/turning/cat/20/d/2/p/1000434%2C20/pr/concept-turn-60.html>. [Accessed: 15-Dec-2020].
- [14] HIWIN, "AC Servo Motor & D2 Drive Technical Information."
- [15] SDP/SI, "Planetary gearheads - NEMA 17," 2019.
- [16] DRAKE, "Drake International trade Co.,Ltd." [Online]. Available: <https://www.drakecn.com/products1.asp?Action=Detail&ID=246>. [Accessed: 29-Apr-2022].
- [17] N. Kępczak, W. Pawłowski, and Kaczmarek, "Cast iron and mineral cast applied for machine tool bed-Dynamic behavior analysis," *Arch. Metall. Mater.*, pp. 1024. Available: 10.1515/amm-2015-0254, 2015.
- [18] N. K. Mehta, "Machine tool design and numerical control," pp. 182-183,186-187,197-199. Available: 0074622374, 1996.

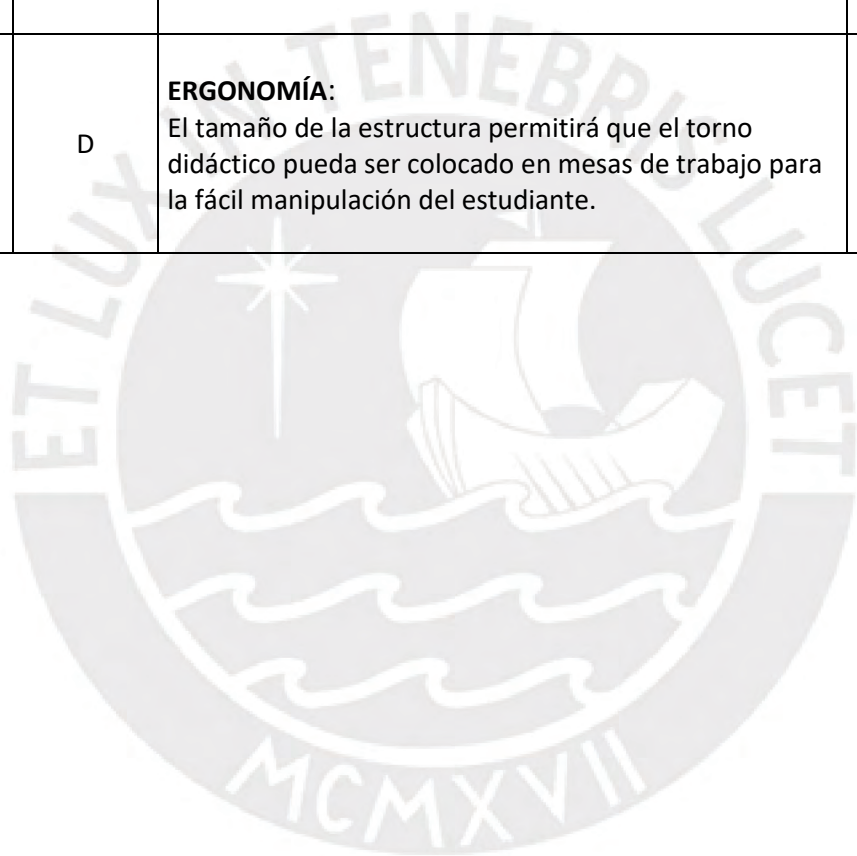
- [19] Perfiles y Vigas S.A.S, "Perfiles H americanos.pdf." .
- [20] Aceros Arequipa, "Vigas H Alas Anchas Wf."
- [21] "McMaster-Carr." [Online]. Available: <https://www.mcmaster.com/leveling-bolts/thread-type~metric/thread-size~m6/metric-corrosion-resistant-swivel-leveling-mounts-with-threaded-stud/>. [Accessed: 19-Sep-2022].
- [22] K. F. Paulsen Moscoso, "Elementos de Máquina 1," pp. 5.5-5.9, 6.12-6.20; 2018.
- [23] OMEPHA, "VALORES DE APRIETE / PARES DE APRIETE," p. 649, 2015.
- [24] G. H. Martin, "Kinematics and Dynamics of Machines," pp. 374. Available: 0-07-066414-5, 1982.
- [25] J. Rodríguez Hernández, "Resistencia de Materiales 2," pp. 1.29, 1.33; 2017.
- [26] N. G. Stephen, "Macaulay's method for a Timoshenko beam," *Int. J. Mech. Eng. Educ.*, vol. 35, no. 4, pp. 285-286. Available: 10.7227/IJMEE.35.4.3, 2007.
- [27] R. N. Arnold, "Discussion on the Mechanism of Tool Vibration in the Cutting of Steel," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 154, no. 1, p. 261. Available: 10.1243/pime\_proc\_1946\_154\_053\_02, 1946.
- [28] K. R. Kashyzadeh and M. J. O. Ghorabi, "Study of Chatter Analysis in Turning Tool And Control Methods – A Review," vol. 2, no. 4, pp. 1-2. Available: 2250-2459, 2012.
- [29] E. Turkes, S. Orak, S. Neseli, and S. Yaldiz, "A new process damping model for chatter vibration," *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 44, no. 8, p. 1. Available: 10.1016/j.measurement.2011.04.004, 2011.
- [30] M. Siddhpura and R. Paurobally, "A review of chatter vibration research in turning," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 61, p. 30. Available: 10.1016/j.ijmachtools.2012.05.007, 2012.
- [31] B. Stone, "Chatter and Machine Tools," *Chatter Mach. Tools*, pp. 9-11. Available: 10.1007/978-3-319-05236-6, 2014.
- [32] J. He and Z.-F. Fu, "Modal Analysis," pp. 63-64. Available: 0750650796, 2001.
- [33] "GN 248 (LW.A.) Leveling Feet with Vibration Damping Element | Ganter Standard Parts." [Online]. Available: <https://www.ganternorm.com/en/products/3.4-Installing-lifting-dampening-with-levelling-feet-lifting-gear-and-rubber-elements/Levelling-feet/GN-248-Leveling-Feet-with-Vibration-Damping-Element>. [Accessed: 29-Oct-2022].
- [34] S. S. RAO, "Vibraciones mecánicas," *Mecánica para Ing. cinemática*, pp. 126, 252. Available: 9780132128193, 2012.
- [35] R. S. Espinoza Cárdenas, "Estimación de Precio - Trabajo Stefano Carreño," 2023.



**ANEXO 1**  
**LISTA DE EXIGENCIAS**

		<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>	Pág. 1 de 2
<b>PROYECTO</b>		DISEÑO MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA DE UN TORNO CNC DE USO DIDÁCTICO	Fecha: 20/06/23
<b>CLIENTE</b>		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: G.C.R.
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
20/06/23	E	<b>FUNCIÓN PRINCIPAL:</b> Mecanizar barras de acero a una velocidad rotación de 790 RPM y de avance de 0.35mm/rev.	G.C.R
20/06/23	E	<b>MATERIA PRIMA:</b> Barras de acero ASTM A36 de 1" de diámetro y 150mm de longitud como máximo.	G.C.R
20/06/23	E	<b>FUERZA:</b> La fuerza de corte debe ser la necesaria para permitir el arranque de viruta de las barras de acero.	G.C.R
20/06/23	E	<b>FABRICACIÓN:</b> Durante el diseño de la estructura se buscará seleccionar componentes existentes en el mercado local para facilitar la fabricación.	G.C.R
20/06/23	E	<b>USO:</b> La estructura del torno didáctico CNC se usará en laboratorios de manufactura enfocados en la enseñanza por lo que su utilización deberá estar supervisada por un instructor.	G.C.R
20/06/23	D	<b>TRANSPORTE:</b> La estructura será de bajo peso para que no sea necesario el uso de maquinaria especial para el transporte.	G.C.R
20/06/23	D	<b>MONTAJE:</b> Fácil montaje y desmontaje para facilitar su uso en distintas ubicaciones.	G.C.R
20/06/23	D	<b>MANTENIMIENTO:</b> Fácil acceso a las partes para su reemplazo y para aquellas que necesitan lubricación.	G.C.R

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 2 de 2
PROYECTO:		DISEÑO MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA DE UN TORNO CNC DE USO DIDÁCTICO	Fecha: 20/06/23
CLIENTE:		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: G.C.R
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
20/06/23	D	<b>COSTOS:</b> Se seleccionarán los materiales y elementos de la máquina con el precio más accesible, sin poner en riesgo el correcto funcionamiento de esta. El costo de fabricación será menor a 6000 dólares.	G.C.R
20/06/23	D	<b>ERGONOMÍA:</b> El tamaño de la estructura permitirá que el torno didáctico pueda ser colocado en mesas de trabajo para la fácil manipulación del estudiante.	G.C.R





**ANEXO 2**  
**INFORMACIÓN TÉCNICA DE LOS**  
**SERVOMOTORES DEL TORNO**



## 7.2.2 100W

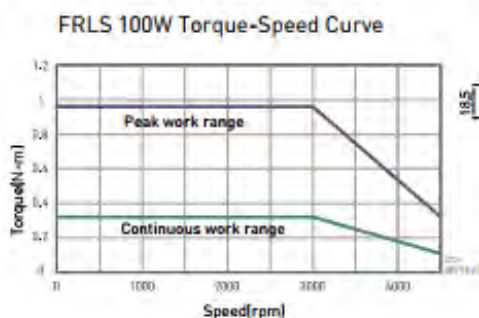
Parameter	Symbol	Unit	FRLS102□□A4□
Drive Input Voltage	V	V	AC220
Rated Power	W	W	100
Rated Torque	Tc	N.m	0.32
Rated Current	Ic	A(rms)	0.9
Peak Max. Torque	Tp	N.m	0.96
Peak Max. Current	Ip	A(rms)	2.7
Rated Speed	$\omega_c$	rpm	3000
Max. Speed	$\omega_p$	rpm	4500
Torque Constant	Kt	N.m / Arms	0.356
Back EMF Constant	Ke	Vrms / krpm	21.98
Resistance (line to line)	R	$\Omega$	8
Inductance (line to line)	L	mH	8.45
Inertia of Rotating Parts (with brake)	J	kg·m <sup>2</sup> (×10 <sup>-4</sup> )	0.036(0.038)
Weight (with brake)	M	kg	0.63(0.76)
Motor Insulation Grade	Class A (UL)		
Motor protect	Total enclosed, self-cooled, IP65 (Except for shaft and connector)		
Insulation resistance	10M $\Omega$ , DC500V		
Insulation voltage resistance	AC1500V, 60 second		

### Brake specifications (Note 1)

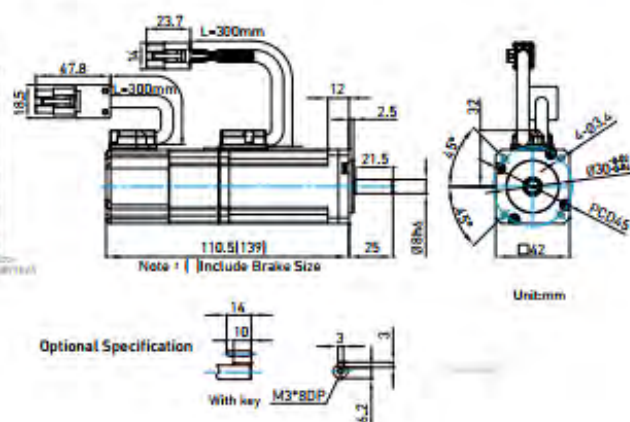
Static friction torque (Minimum)	Tb	N.m	0.3
Magnetizing current	Ab	A	0.25A
Brake input voltage	V	V	DC24 ± 10%
Suction time (Maximum)	to	ms	30
Release time (Maximum)	tr	ms	20

**Note 1** Brakes are for maintaining object stop. Do not apply for deceleration, dynamic brakeing or emergency stop.  
Brake suction and release times vary with different circuitries, please note the actual operation delay time during application.

### ■ Torque-Speed Curve



### ■ Dimensions



**Middle inertia, high speed**

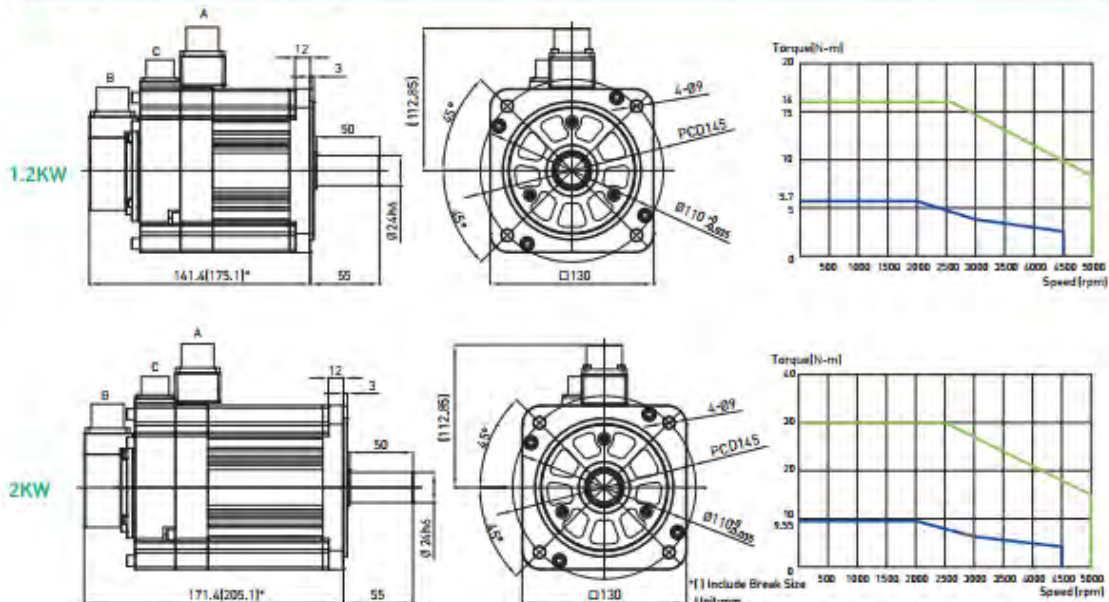
**1.2KW**


**2KW**

Motor Parameter	Symbol	Unit	EM1DM1A2□□□□	EM1DM2K2□□□□
Drive input voltage	V	V	AC220	AC220
Rated power	W	W	1200	2000
Rated torque	Tc	N.m	5.73	9.55
Rated current	Ic	A(rms)	9.1	12
Peak max. torque	Tp	N.m	16	30
Peak max. current	Ip	A(rms)	27	42
Rated speed	$\omega_c$	rpm	2000	2000
Peak max. speed	$\omega_p$	rpm	5000	5000
Torque constant	Kt	N-m / Arms	0.63	0.796
Back EMF constant	Ke	Vrms / krpm	41.52	50.49
Resistance (line to line)	R	$\Omega$	0.482	0.264
Inductance (line to line)	L	mH	4.54	2.825
Inertia of rotating parts (with brake)	J	kg-m <sup>2</sup> (x10 <sup>-4</sup> )	7.2(8.0)	12.8(13.3)
Mass (with brake)	M	kg	5.3(6.1)	7.9(8.7)
Motor insulation level	Class F (under certification)			
Motor protection level	Total enclosed, self-cooled, IP65(except for shaft and connector)			
Insulation resistance	10M $\Omega$ , DC 500V			
Insulation voltage resistance	AC1500V, 60 seconds			

**Brake Specifications**

Static friction torque	Tb	N.m	10	10
Enabled current	Ab	A	0.56	0.56
Brake input voltage	V	V	DC24 $\pm$ 10%	DC24 $\pm$ 10%
Braking time	to	ms	80	80
Release time	tr	ms	30	30



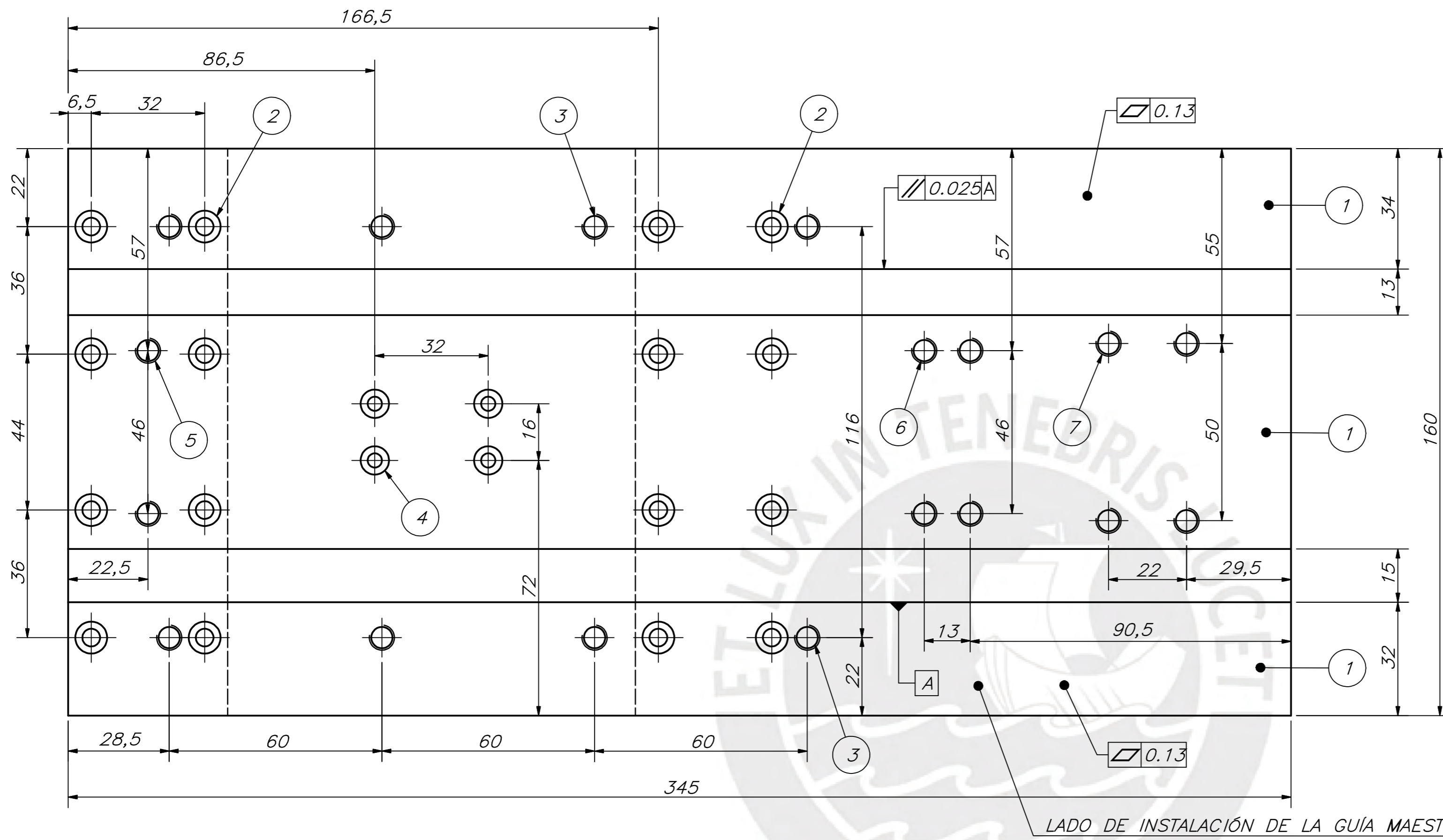


**ANEXO 3**  
**DETALLE DEL COSTO DE**  
**MANUFACTURA Y ENSAMBLE**

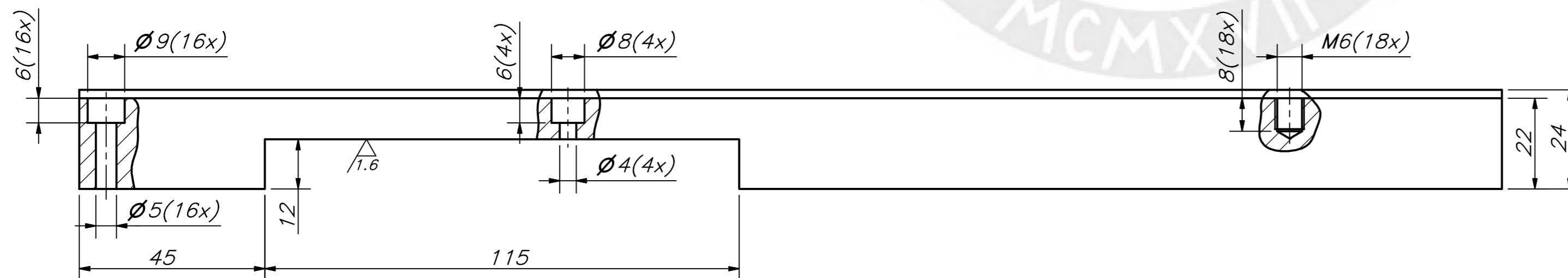
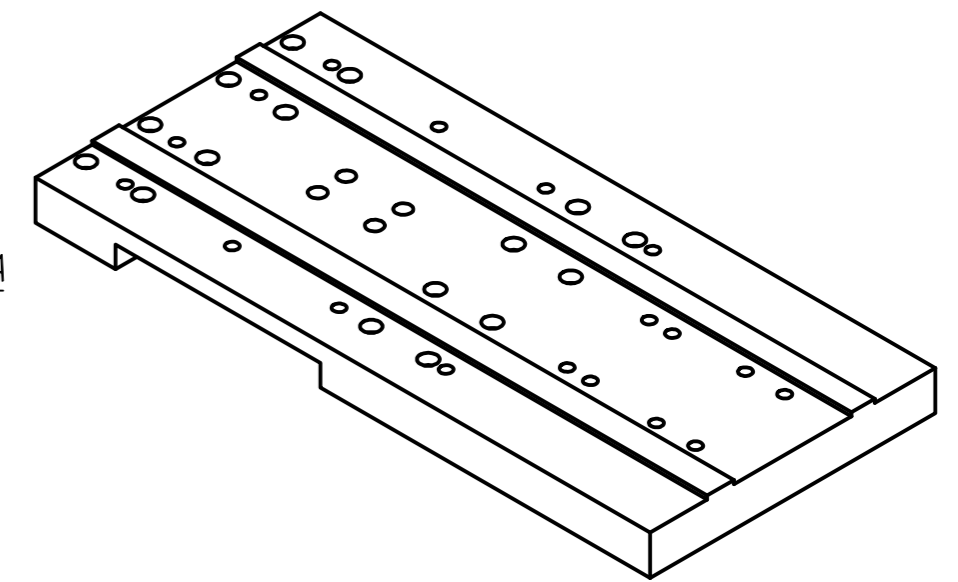
ID	Descripción	Cantidad	Proceso	HABILITADO(h)	FRESADO(h)	CNC(h)	TORNO(h)	SOLDADURA(h)	Subtotal(S/)
1	Carro Principal	1	Fresado superficial de dimensiones generales		3				210
			Fresado de canal inferior y topes de rieles		5				350
			Taladrado de agujeros Ø4, Ø5 y M6			3			360
			Roscado de agujeros M6			2			240
			Fresado de agujeros para cabezas de tornillos			1			120
2	Carro Secundario	1	Fresado superficial de dimensiones generales		2				140
			Fresado de canal inferior		2				140
			Taladrado de agujeros Ø4, Ø5 y M6			2			240
			Roscado de agujeros M6			1			120
			Fresado de agujeros para cabezas de tornillos			1			120
3	Portatuerca	2	Corte de barra cuadrada 45x45	1					100
			Fresado superficial de dimensiones generales		2				280
			Taladrado agujero central Ø26				3		300
			Taladrado de agujeros M4			1			240
			Roscado de agujeros M4			1			240
4	Bancada y Cabezal	1	Corte placas del cabezal y de apoyo de motor 2kW	2					100
			Fresado de agujeros del cabezal y de apoyo de motor 2kW		2	2			380
			Soldadura longitudinal de perfiles de bancada					2	300
			Fresado superficial de perfiles de bancada		6				420
			Taladrado y roscado de agujeros M6 de bancada			4			480
			Soldadura cabezal, apoyo de motor 2kW y bancada					3	450
			Corte placa para apoyos de bancada		3	3			570
			Taladrado y roscado de agujeros M6 de apoyos de bancada			3			360
Soldadura bancada y apoyos					1	150			
5	Ensamble General	-	-	3					150
								<b>TOTAL</b>	<b>6560</b>



**ANEXO 4**  
**PLANOS DE DESPIECE Y ENSAMBLE**  
**DE LA ESTRUCTURA DEL TORNO**



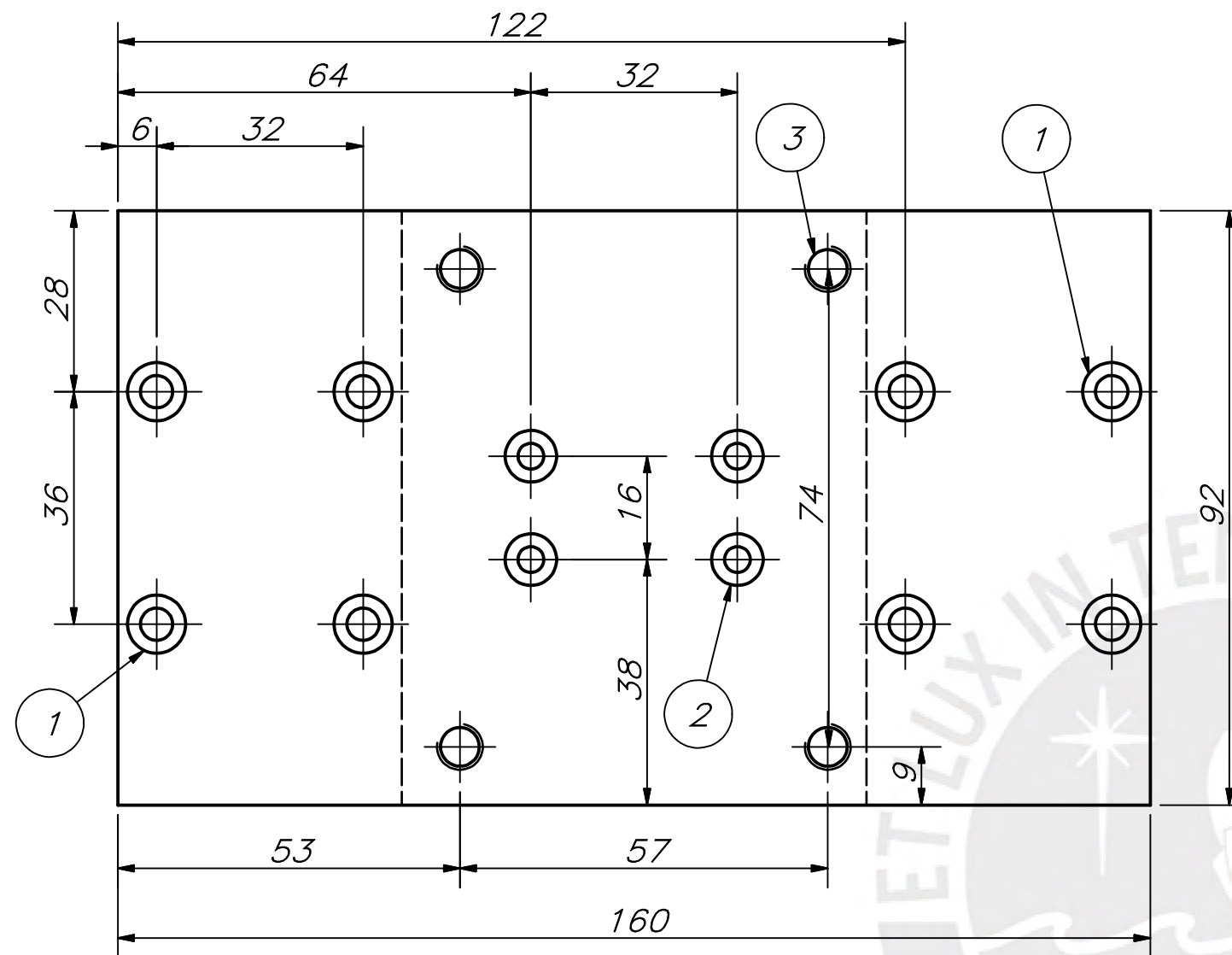
- ① Mecanizado de 2mm de profundidad.
- ② Agujeros pasantes de  $\varnothing 5\text{mm}$  para patines, (4) por cada patín. (16) en total.
- ③ Agujeros M6 para rieles cuadrados, (4) por cada riel. (8) en total.
- ④ Agujeros pasantes de  $\varnothing 4\text{mm}$  para portatuercas del husillo de bolas principal. (4) en total.
- ⑤ Agujeros M6 para apoyo libre del husillo de bolas secundario. (2) en total.
- ⑥ Agujeros M6 para apoyo fijo del husillo de bolas secundario. (4) en total.
- ⑦ Agujeros M6 para soporte del motor de 100W. (4) en total.



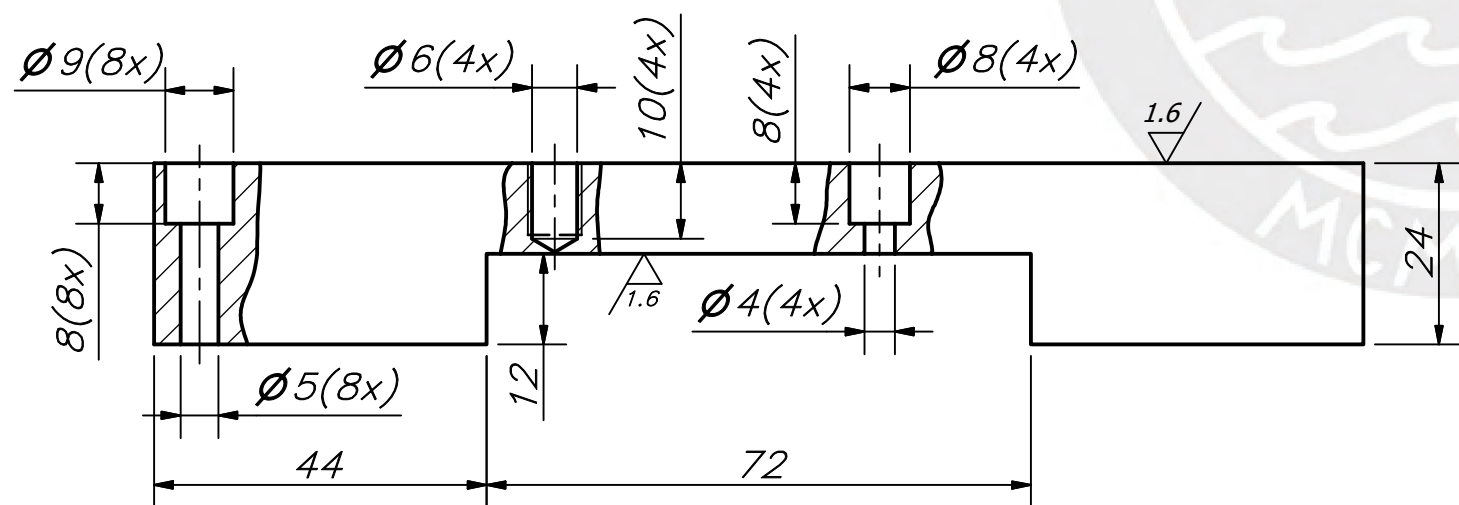
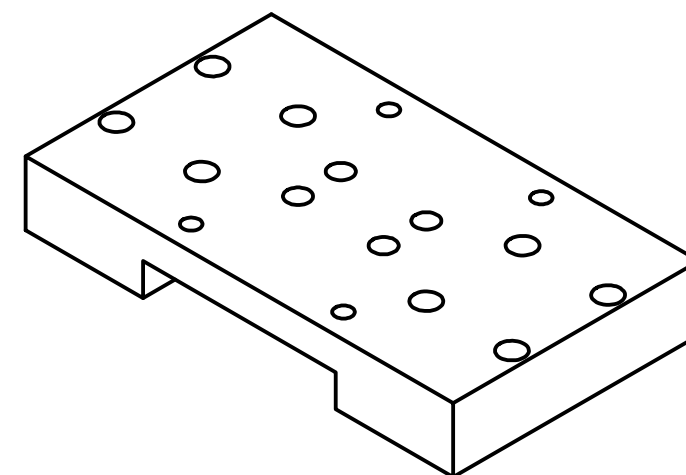
LADO DE INSTALACIÓN DE LA GUÍA MAESTRA

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 3.2 / (1.6 /)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	CARRO PRINCIPAL	ESCALA 1:1
20151393	CARREÑO ROJAS GERMAN STEFANO	FECHA: 2022.09.17
COTA NOMINAL		COTA MÁXIMA
COTA NOMINAL		COTA MÍNIMA
LÁMINA: TRN-DES-P01-A2		



- ① Agujeros pasantes de  $\varnothing 5\text{mm}$  para patines, (4) por cada patín. (8) en total.
- ② Agujeros pasantes de  $\varnothing 4\text{mm}$  para portatuercas del husillo de bolas secundario. (4) en total.
- ③ Agujeros M6 para torreta portaherramientas. (4) en total.



ACABADO SUPERFICIAL 3.2 / ( 1.6 / )	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 304
--	---	---------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECÁNICA

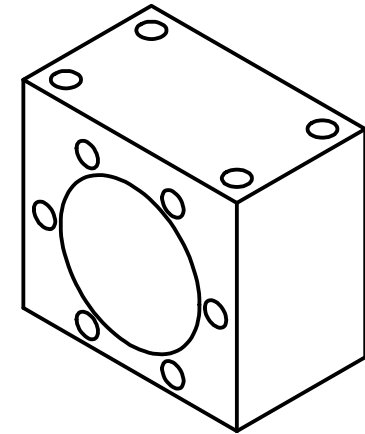
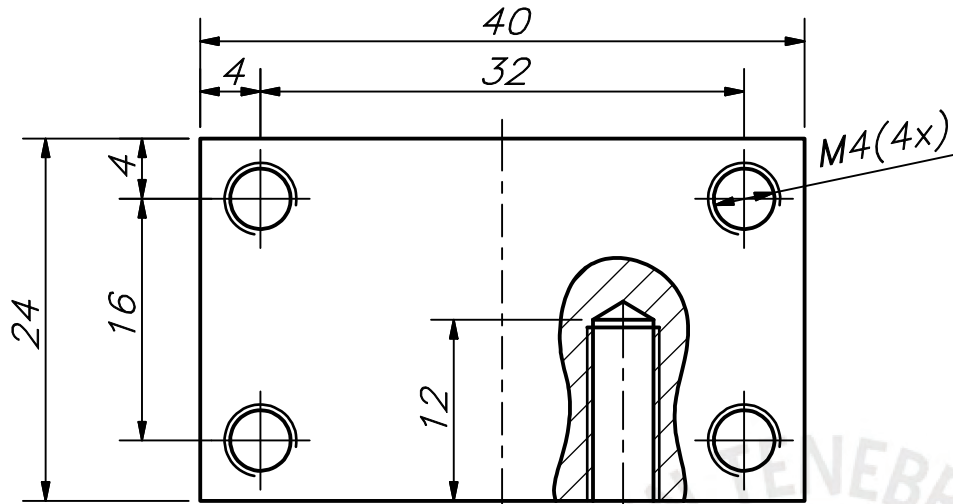
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	ESCALA 1:1
--------------------------	---------------

20151393	CARREÑO ROJAS GERMAN STEFANO	FECHA: 2022.09.17
----------	------------------------------	----------------------

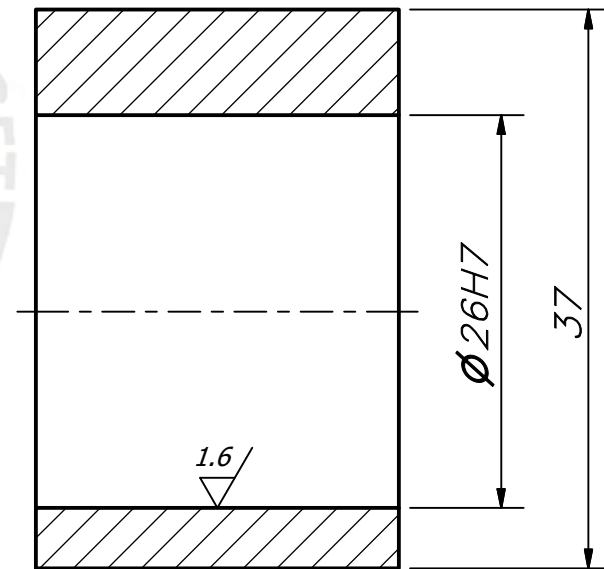
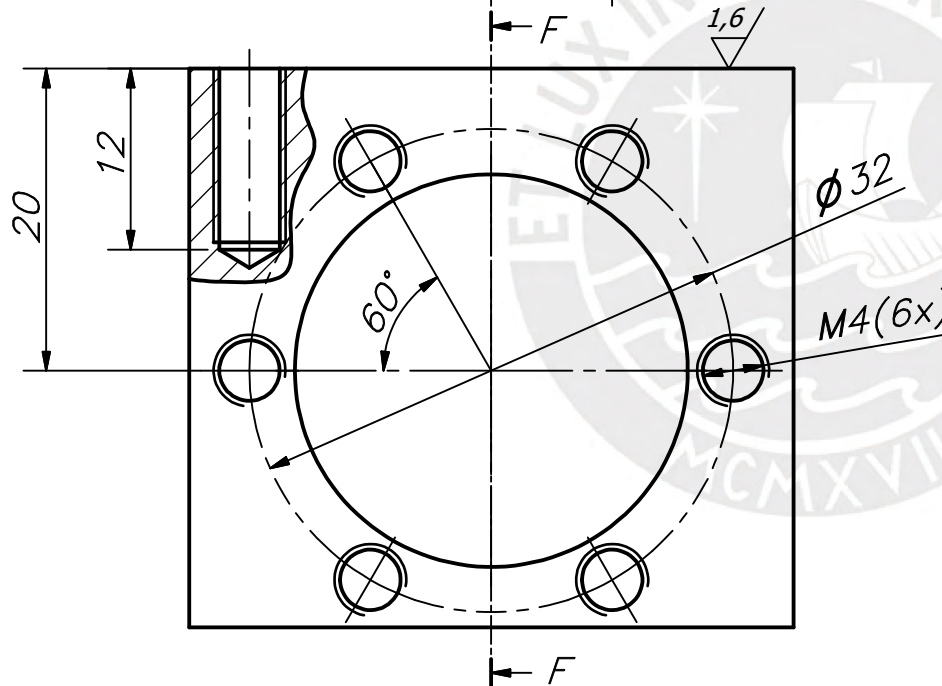
		LÁMINA: TRN-DES-P02-A3
--	--	---------------------------

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------



F-F ( 2:1 )

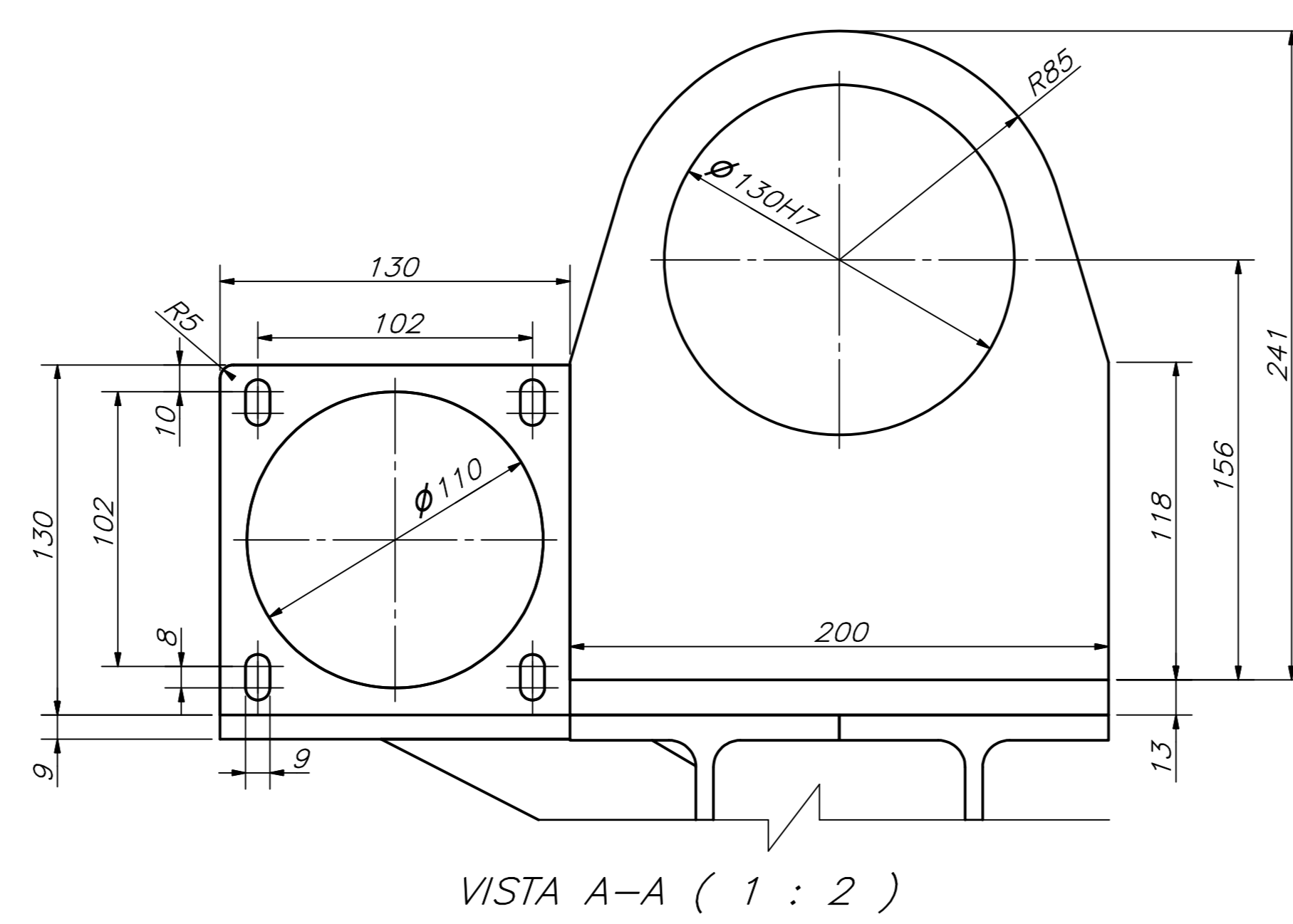
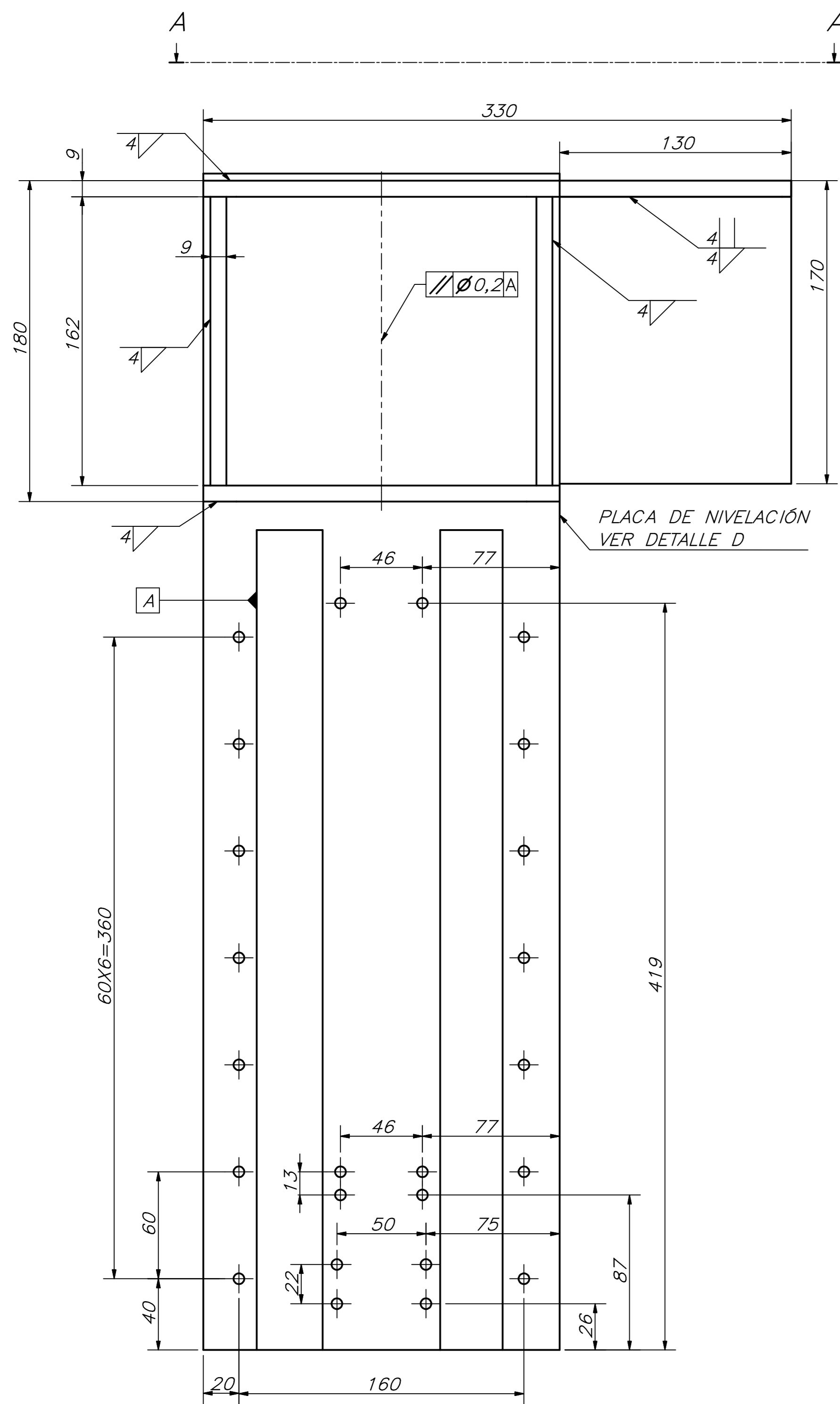


TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGÚN DIN 7168

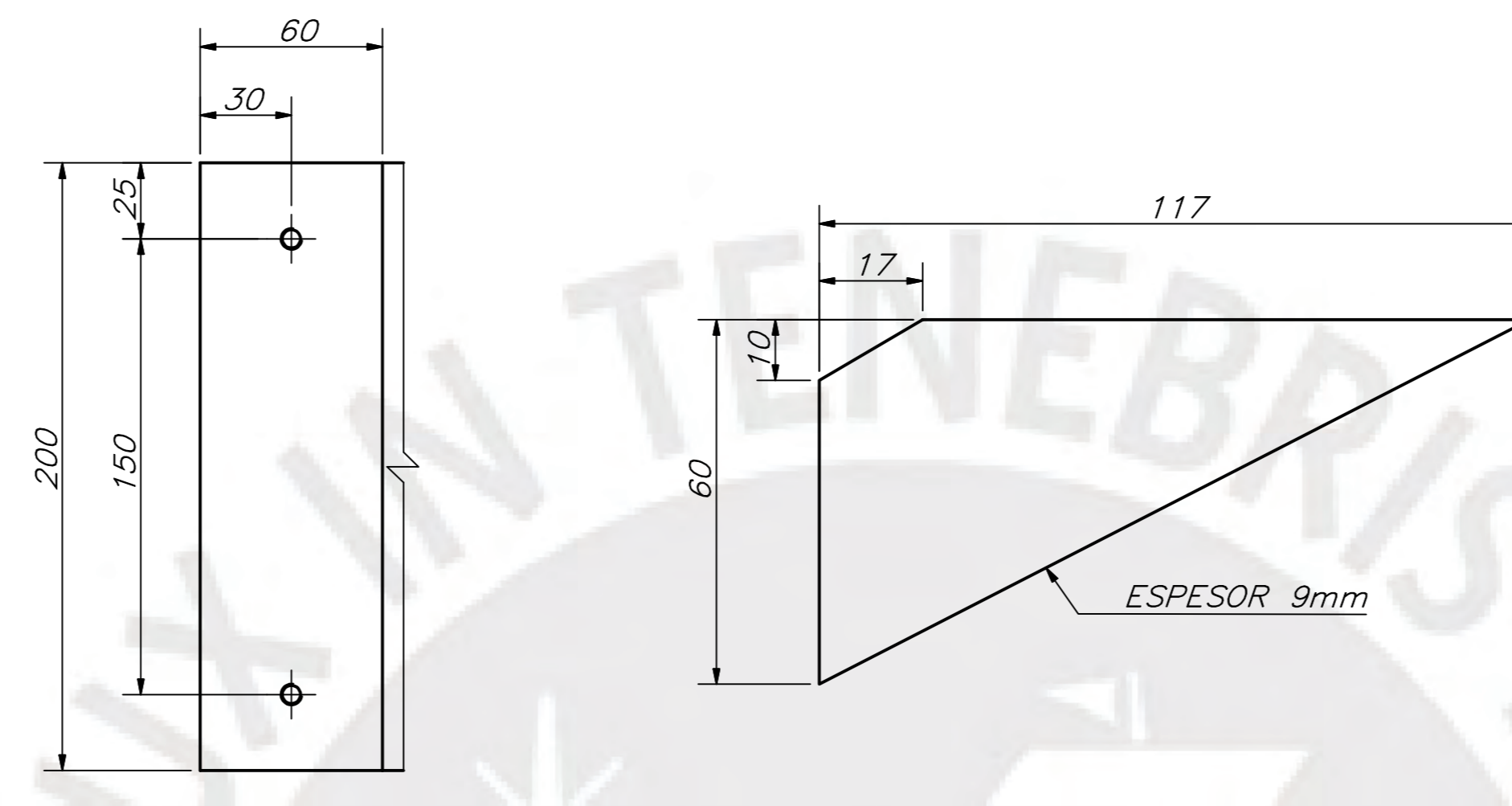
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / ( 1,6 )	TOLERANCIA GENERAL DIN7168 MEDIO	MATERIAL AISI 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	PORTATUERCA	ESCALA 2:1
20151393	CARREÑO ROJAS GERMAN STEFANO	FECHA: 2022.05.11
		LÁMINA: TRN-DES-P03-A4

26H7	26,021	26,000
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

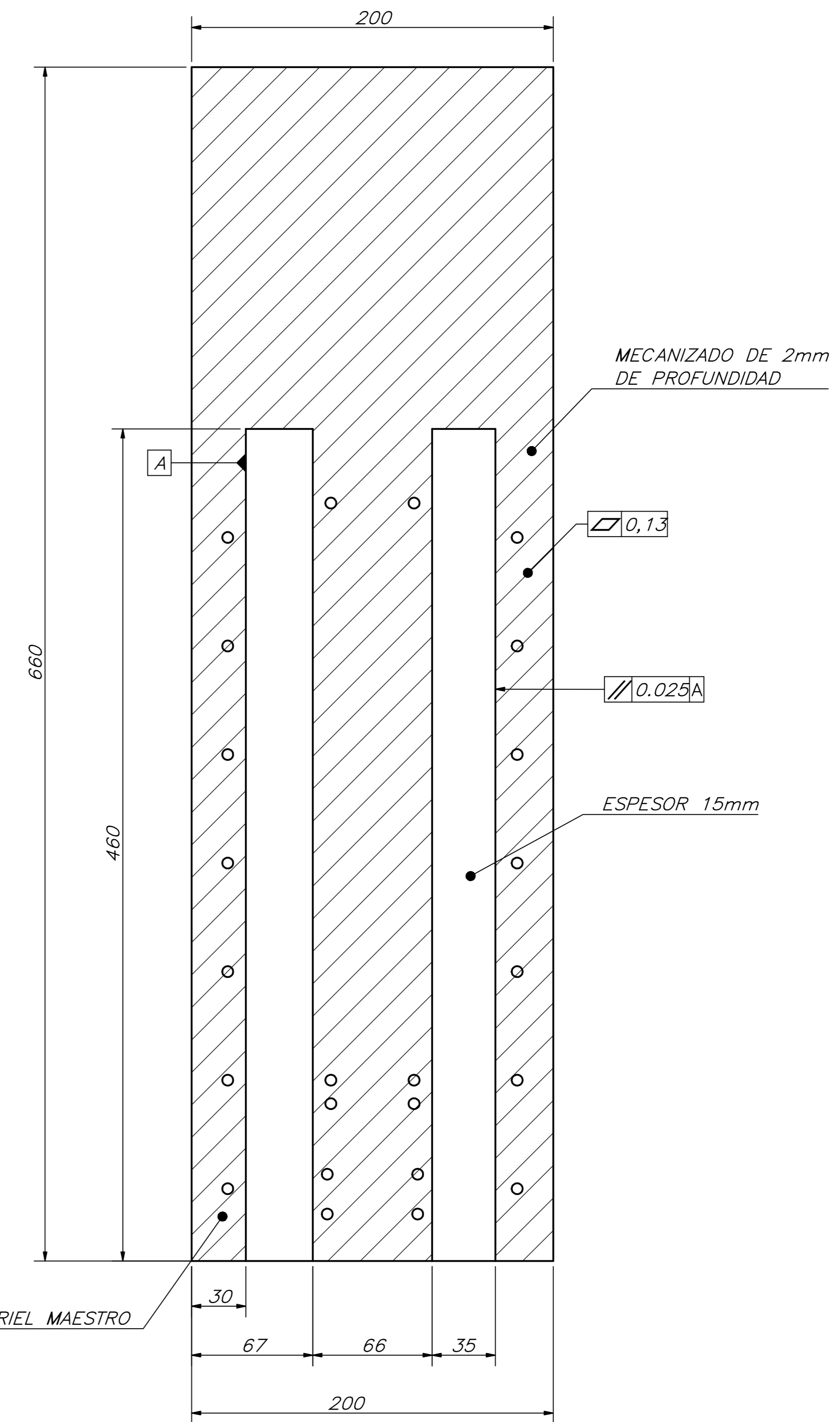


VISTA A-A ( 1 : 2 )

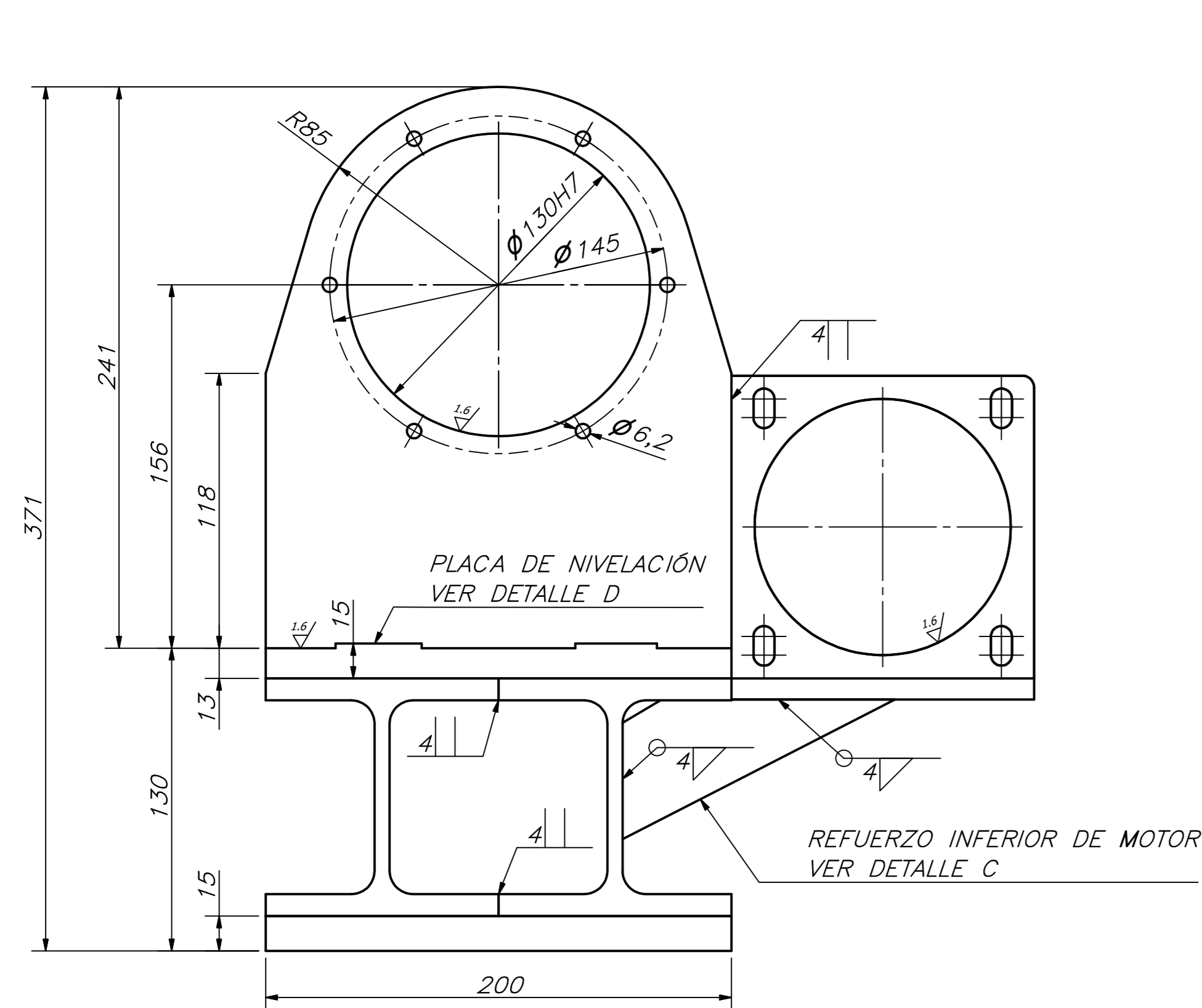
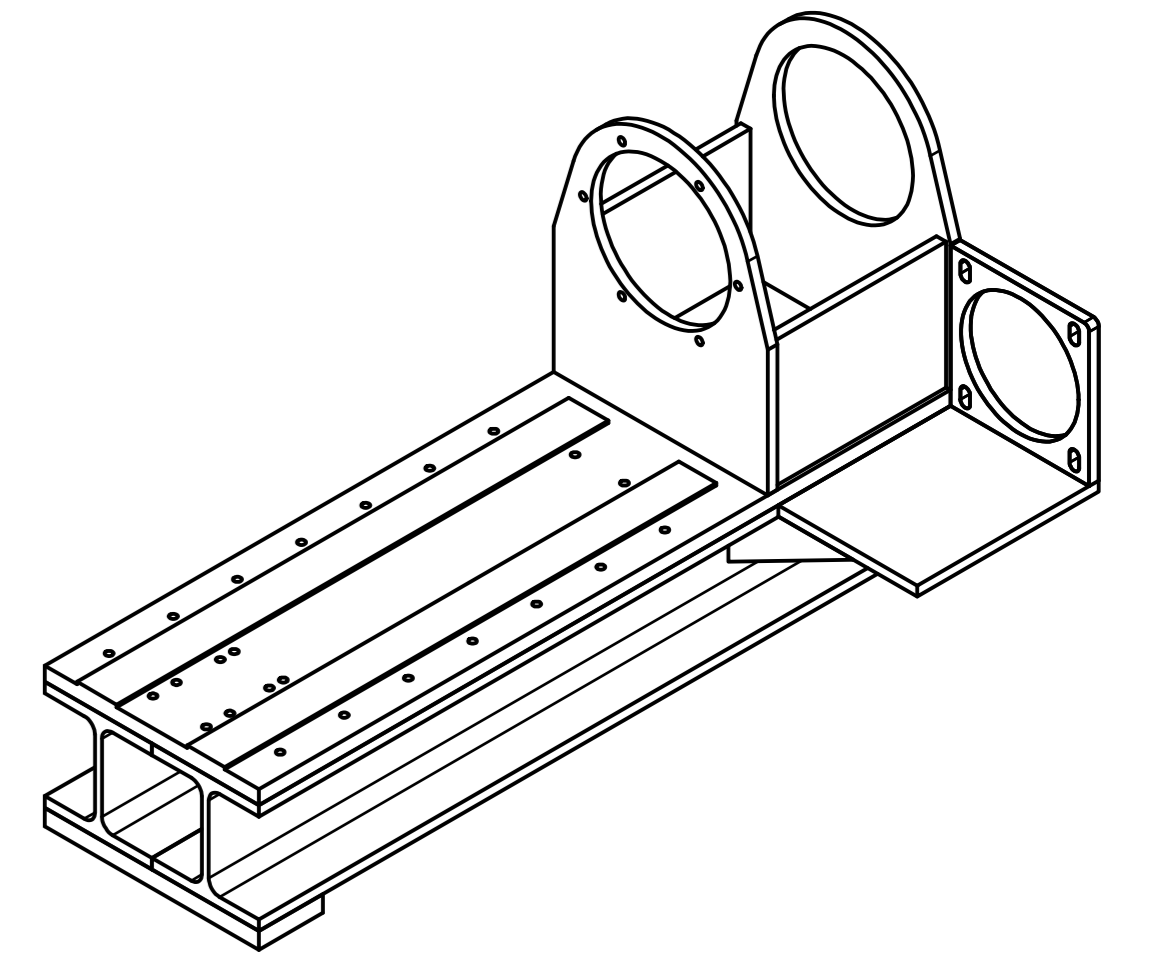


VISTA B-B ( 1 : 2 )

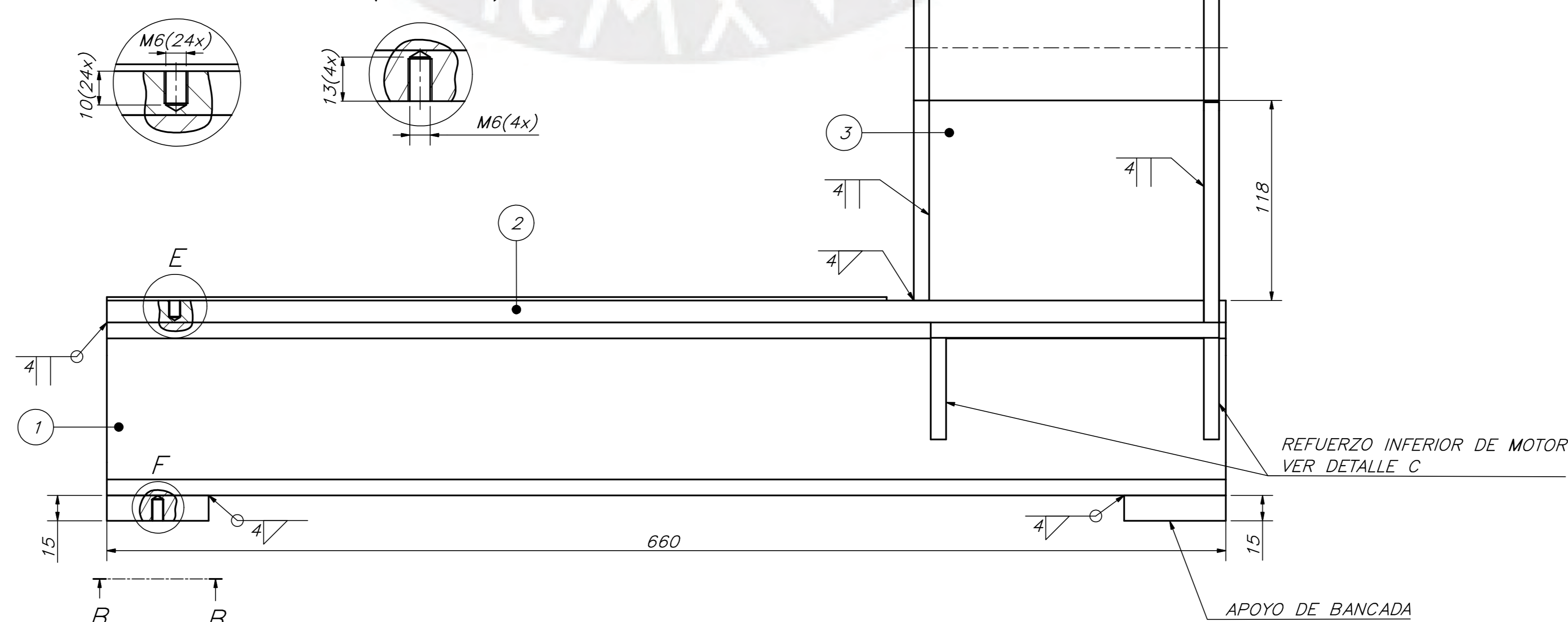
DETALLE C ( 1 : 1 )



DETALLE D ( 1 : 2 )



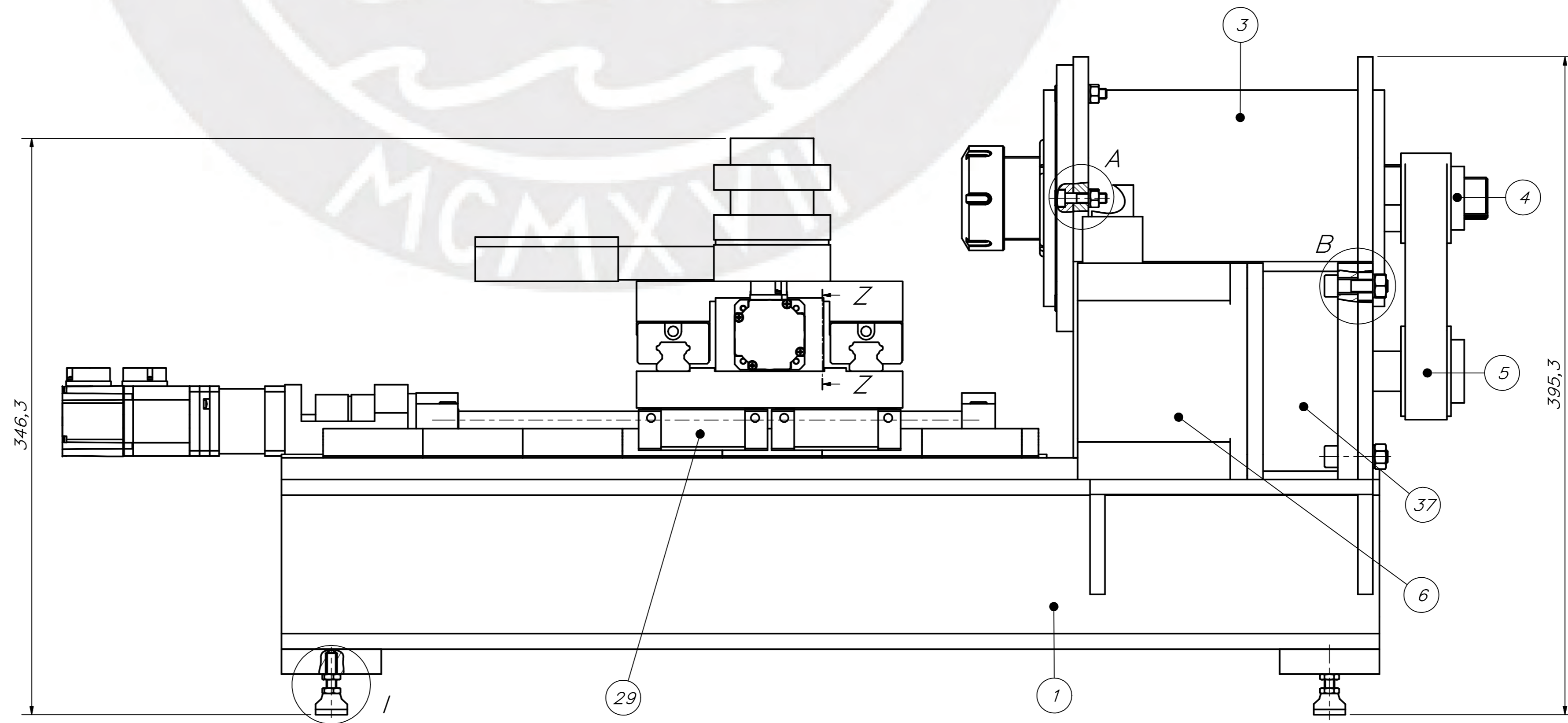
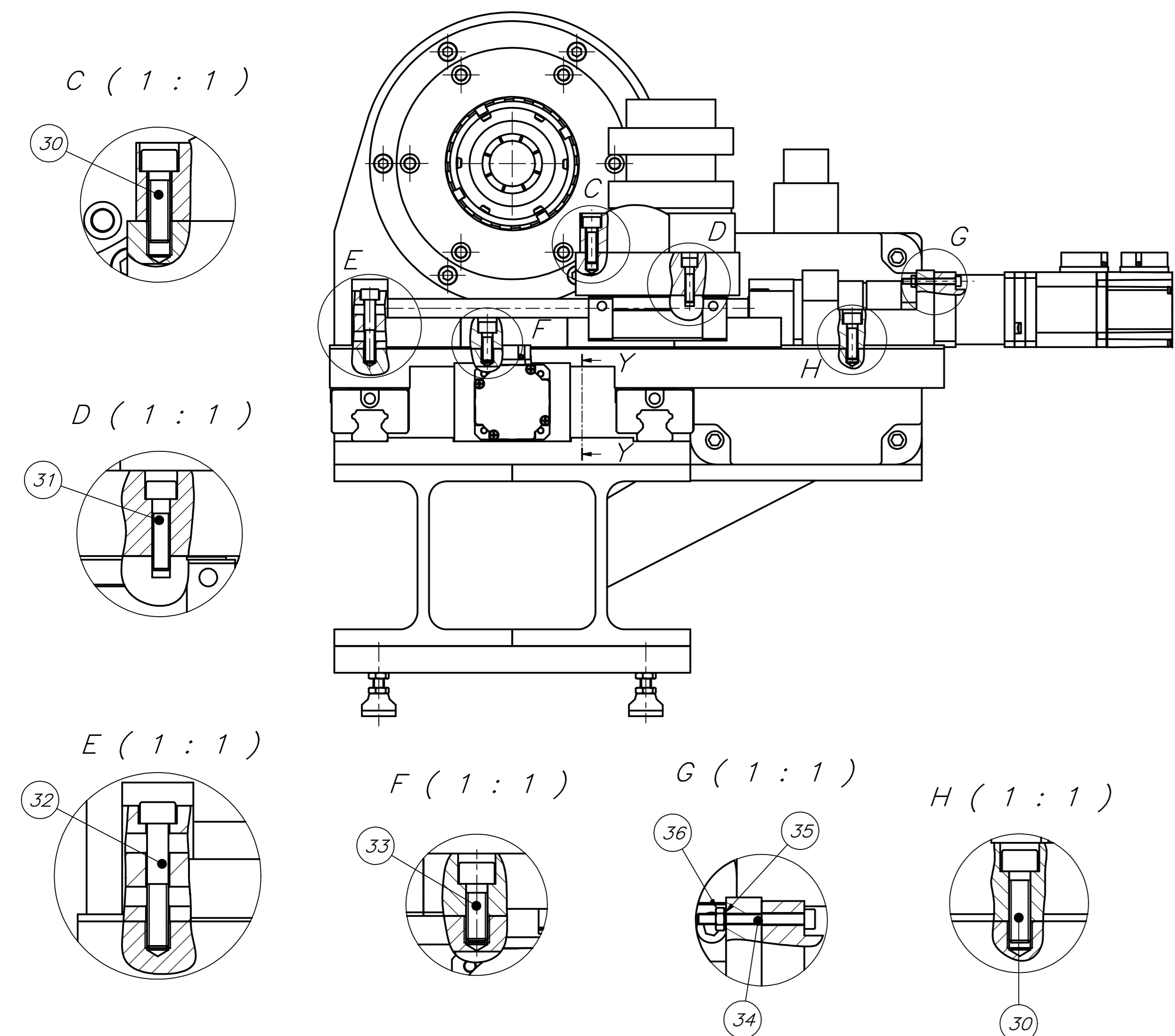
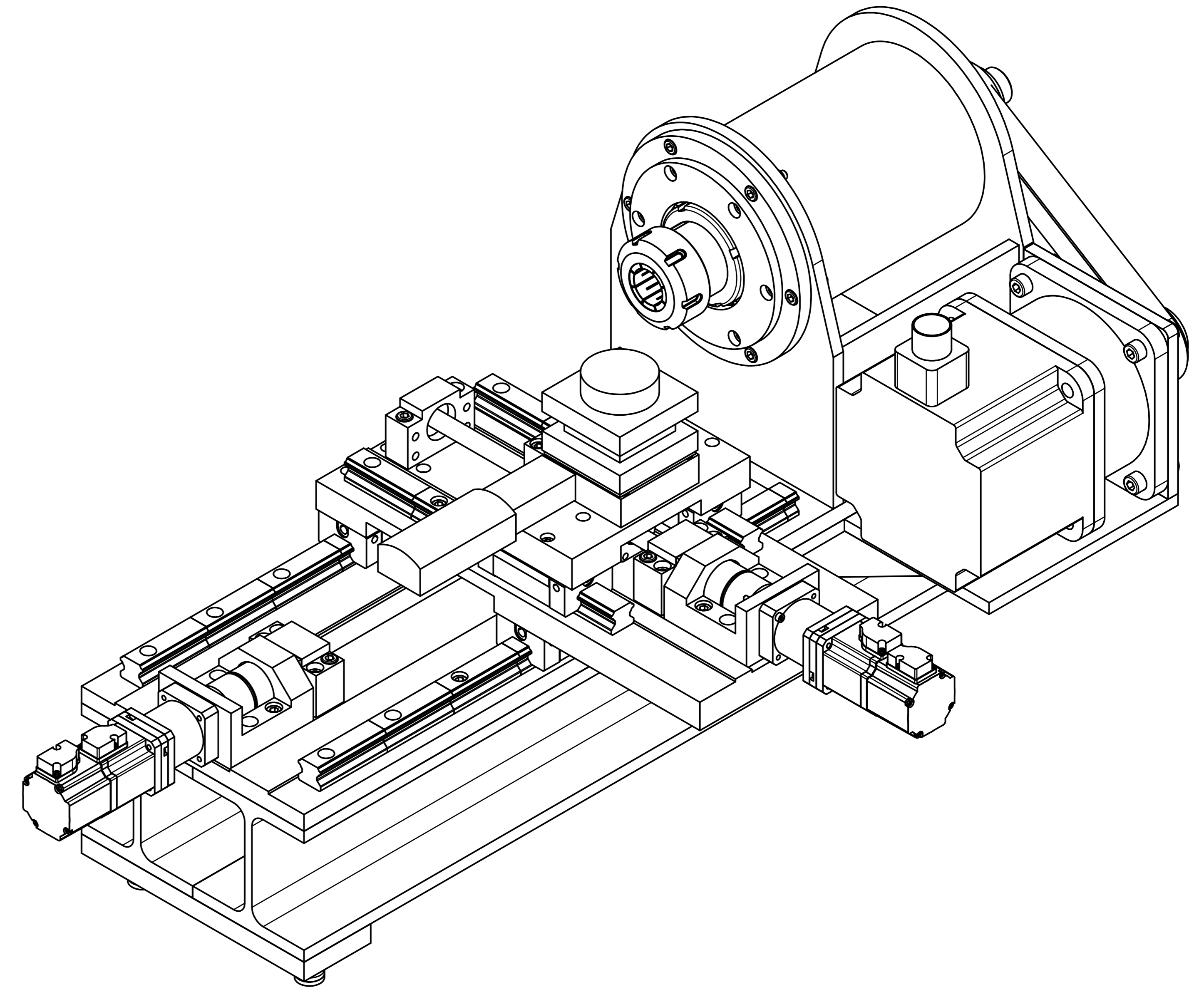
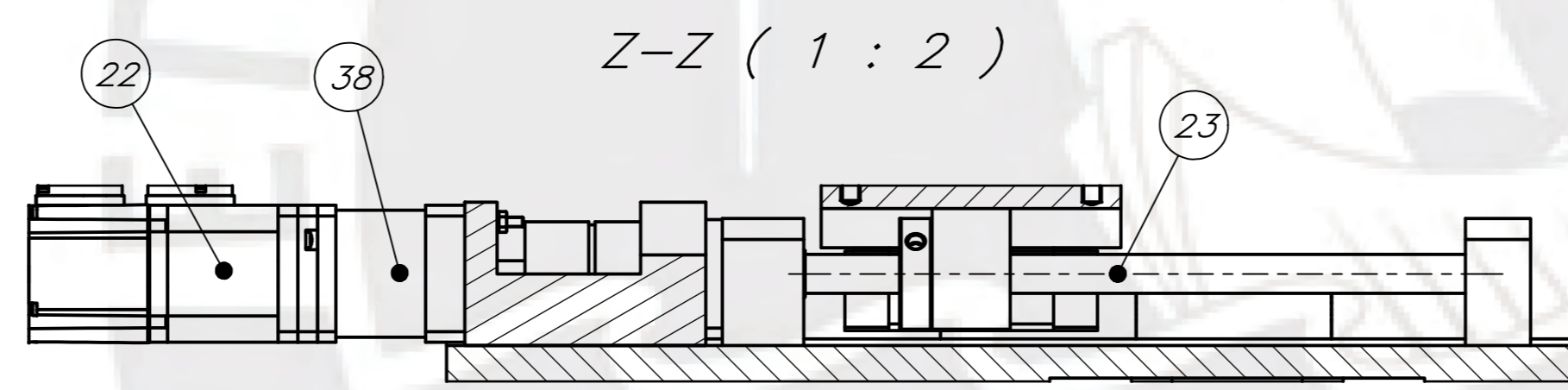
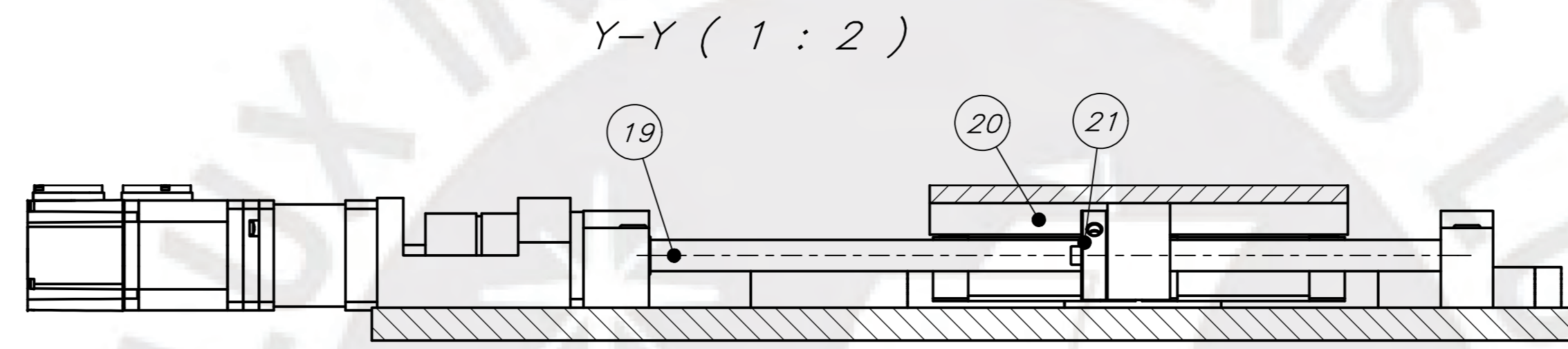
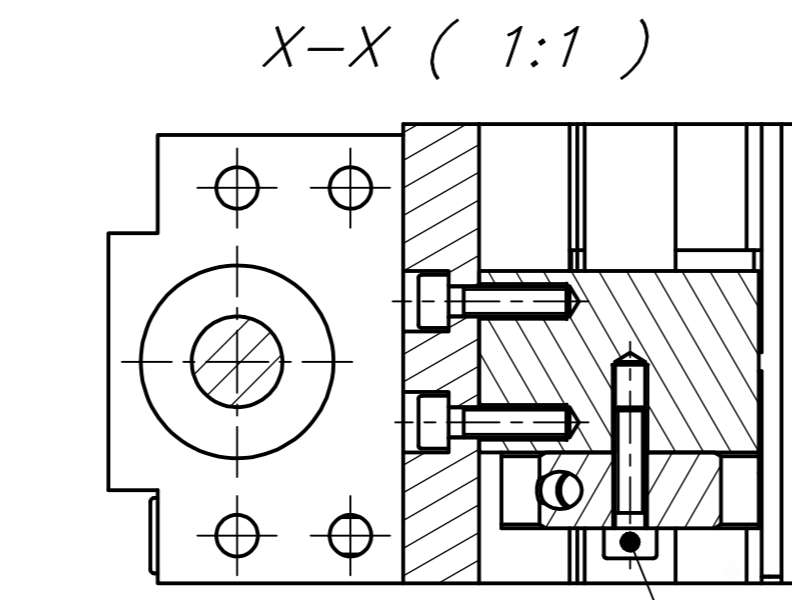
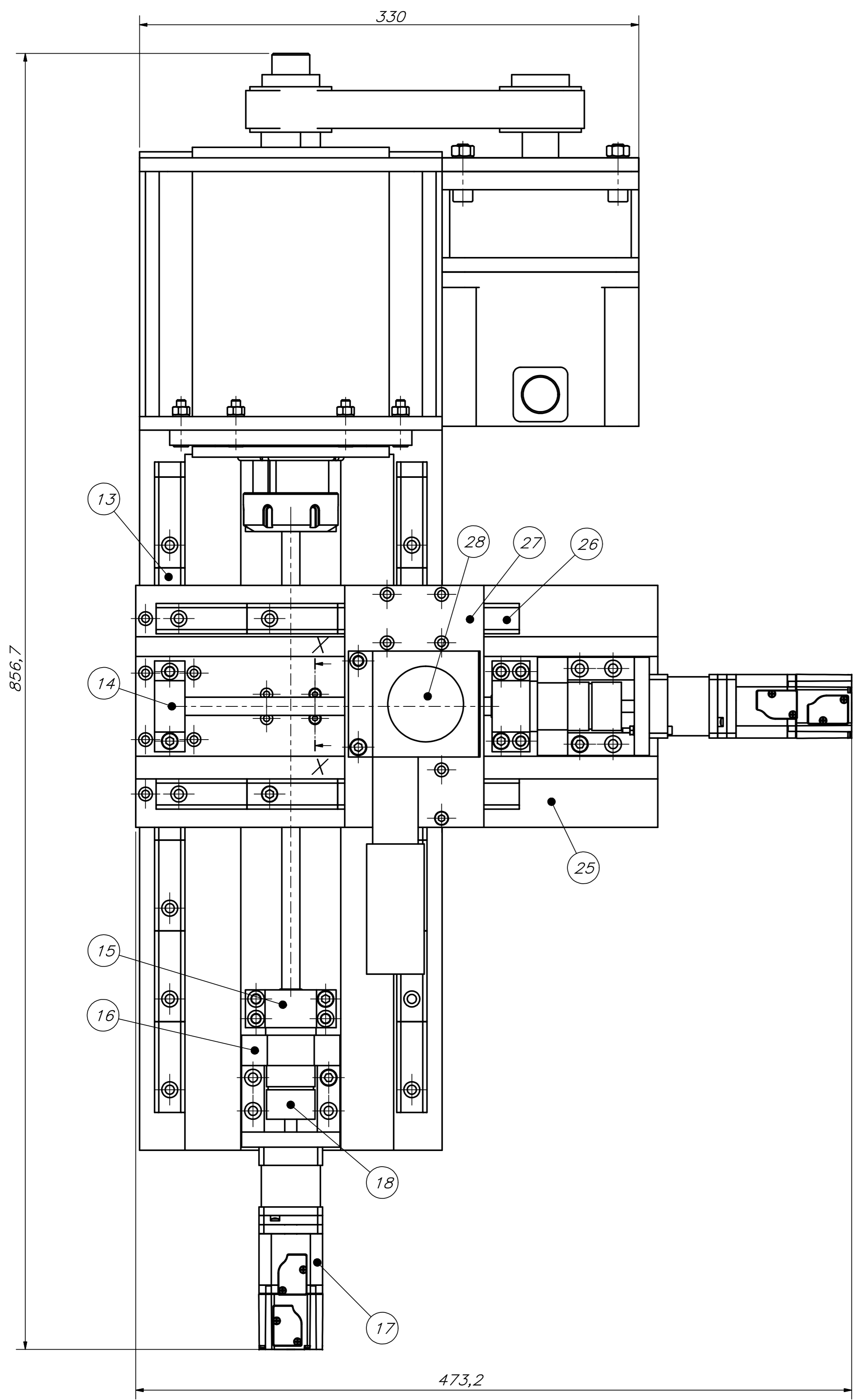
E ( 1 : 1 ) F ( 1 : 1 )



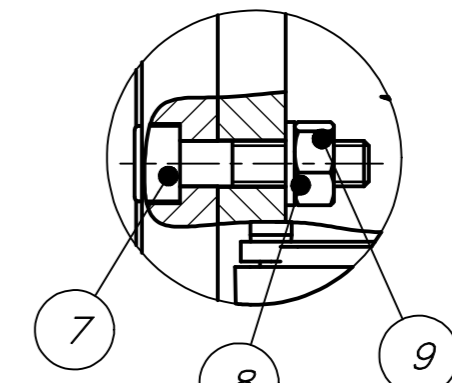
TOLERANCIAS DIMENSIONALES					
SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	0,1	0,2	0,3	0,5	1
MAX. DIM.	30	120	300	500	1000
MIN. DIM.	1,6	1,2	1,0	0,8	0,6
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

1,30H7	1,30,040	1,30,000
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

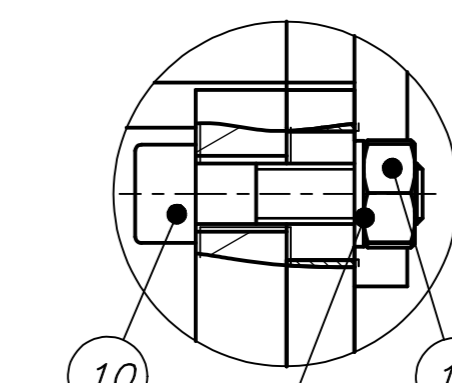
3	1	PLACA DE ESPESOR 9mm	ASTM A36	L=500mm x A=500mm
2	1	PLACA DE ESPESOR 15mm	ASTM A36	L=700mm x A=300mm
1	2	PERFIL H 4"	ASTM A36	L=670mm
POS. CANI	DESCRIPCIÓN		NORMA	MATERIAL
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL		MATERIAL	
2/3 (1/2)	DIN 7168 MEDIO		ASTM A36	
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ				
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECÁNICA				
MÉTODO DE PROYECCIÓN				ESCALA
BANCADA Y CABEZAL				1:2
20151393				FECHA:
CARRERO ROJAS GERMAN STEFANO				2022.08.10
LÁMINA:				TN-DS-P04-10



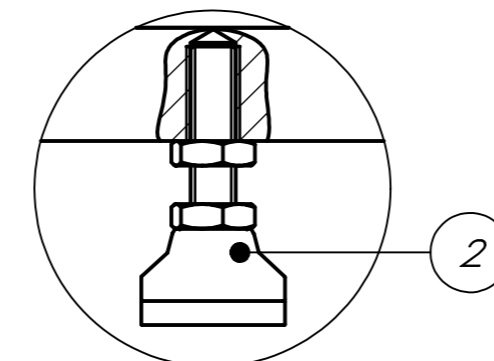
A (1:1)



B (1:1)



I (1:1)



POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
38	2	REDUCTOR NEMA 17		BRONCE	BRONCE
37	1	REDUCTOR NEMA 42		BRONCE	BRONCE
36	4	TUERCA M3	DIN 934		
35	4	ARANDELA M3	DIN 125		
34	4	TORNILLO M3X30	DIN 912		
33	22	TORNILLO M3X16	DIN 912		
32	16	TORNILLO M3X35	DIN 912		
31	24	TORNILLO M3X20	DIN 912		
30	12	TORNILLO M3X20	DIN 912		
29	6	PATINES		ALUMINIO	
28	1	TORRETA PORTAHERRAMIENTAS		ALUMINIO	
27	1	CUERPO DE CARRO SECUNDARIO	SAE 304		
26	2	GUÍA LINEAL X 0,27m		ALUMINIO	
25	1	CUERPO DE CARRO PRINCIPAL	SAE 304		
24	20	TORNILLO M4X16	DIN 912		
23	1	HUSILLO DE BOLAS SECUNDARIO		ALUMINIO	
22	1	SERVOMOTOR 100W		ALUMINIO	
21	2	PORTATUERCA DE HUSILLO DE BOLAS	ANSI 1045		
20	2	TUERCA DE HUSILLO DE BOLAS		ALUMINIO	
19	1	HUSILLO DE BOLAS PRINCIPAL		ALUMINIO	
18	2	ACOPLE		ALUMINIO	
17	1	SERVOMOTOR 50W		ALUMINIO	
16	2	SOPORTE DE MOTOR		ALUMINIO	
15	2	APoyo PLIO DE HUSILLO DE BOLAS		ALUMINIO	
14	2	APoyo LIBRE DE HUSILLO DE BOLAS		ALUMINIO	
13	2	GUÍA LINEAL X 0,43m		ALUMINIO	
12	4	TUERCA M6	DIN 934		
11	4	ARANDELA M6	DIN 125		
10	4	TORNILLO M3X30	DIN 912		
9	6	TUERCA M6	DIN 934		
8	6	ARANDELA M6	DIN 125		
7	18	TORNILLO M3X25	DIN 912		
6	1	SERVOMOTOR 1,2kW		ALUMINIO	
5	1	FAJA SINCRÓNICA OMEGA HP		ALUMINIO	
4	2	POLEA SINCRÓNICA 2RS		ALUMINIO	
3	1	HUSILLO		ACERO	
2	4	TORNILLO DE NIVELACIÓN		ALUMINIO	
1	1	BANCA Y CABEZAL		ALUMINIO	

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECÁNICA  
 METODO DE PROYECCIÓN: ESTRUCTURA TORNO CNC ESCALA: 1:2  
 20151393 CARRERO ROJAS GERMAN STEFANO FECHA: 2022.09.18  
 LÁMINA: TUN-105-105-10

COTA NOMINAL COTA MÁXIMA COTA MÍNIMA