

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

**“Diseño de un sistema de cuarto eje para el centro de mecanizado
del Laboratorio CAMPRO de la FIMCP-ESPOL”**

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

William Fabian Montalvo Ramírez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Manuel Helguero Tutor de este proyecto, por su invaluable guía durante los años en que fui su alumno, al M.Sc. Jorge Marcial, coordinador de la materia integradora, y al personal de Campro-Espol por ayuda y colaboración durante el desarrollo de este proyecto.

Agradezco a mi madre y a mi abuelita por ser un pilar fundamental en mi vida, por su ayuda, su cariño y comprensión, a mi abuelito que gracias a sus enseñanzas he sabido guiarme por el buen camino, al amor de mi vida y a nuestro hijo, a mis hermanas, primos, familiares, y todos aquellos que hay aportado un granito de arena para terminar con éxito este proyecto.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

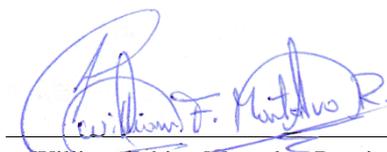
William Fabian Montalvo Ramírez

Ing. Manuel Helguero Gonzales

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Ing. Manuel Helguero Gonzales



William Fabian Montalvo Ramirez

RESUMEN

Gracias a la automatización de las maquinas herramientas por medio de control numérico computarizado (CNC) se ha logrado dar mayor precisión y calidad a las piezas, reduciendo el tiempo de mecanizado, logrando una mayor uniformidad al producto terminado. Los centro de mecanizado CNC, además de los tres ejes principales, presentan un cuarto eje para la rotación de la materia prima, por lo que se pueden generar superficies de formas complejas que con las maquinas convencionales sería difícil o imposible de conseguir.

Con la recopilación de información técnica, se diseñó un sistema de cuarto eje el cual puede ser adaptado al centro de mecanizado del Laboratorio Campro-Espol, así como a cualquier otra máquina de similares características, ya que cuenta con una precisión rotacional de 0.03° por paso y un sistema de ajuste de backlash lo que lo hace idóneo para trabajos complejos de precisión.

Todas las partes fueron analizadas y diseñadas para lograr soportar las fuerzas de corte que se producen en un mecanizado indexado y mecanizado continuo, siendo este último el más exigente en cuestiones de potencia necesaria, procurando que el sistema no supere las límites de peso y dimensiones de la maquina en donde será adaptado.

Palabras Clave: Mecanizado, Fuerzas de corte, control numérico computarizado.

ABSTRACT

Thanks to the automation of machine tools using computerized numerical control (CNC) it has been achieved give greater precision and quality parts, reducing machining time, achieving greater uniformity to the finished product. The CNC machining center in addition to the three principal axes, have a fourth axis for the rotation of the raw material, which can be generated surfaces of complex shapes than with conventional machines difficult or impossible to achieve.

With the collection of technical information, was designed a fourth axis system which can be adapted to the machining center of Campro-Espol Laboratory, as well as any other machine with similar characteristic, since it has a rotational accuracy of 0.03° per step and a backlash adjustment system which makes it ideal for complex precision work.

All parties were analyzed and designed to achieve support the cutting forces that occur in an indexing mechanized and continuous machining, latter being the most exacting on issues of power required, ensuring that the system does not exceed the weight limits and dimensions the machine where it will be adapted.

Keywords: *Machining, cutting forces, computer numerical control.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XIV
ÍNDICE DE PLANOS	XVI
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCION	1
1.1. Descripción del problema	1
1.1.1. Especificaciones y requerimientos	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Marco Teórico	3
1.3.1. Centros de Mecanizado CNC	3
1.3.1.1. Breve descripción del Centro de Mecanizado de CAMPRO-ESPOL	4
1.3.2. Descripción del proceso de mecanizado	4
1.3.2.1. Clasificación de las operaciones de mecanizado	5
1.3.3. Proceso de Fresado	6
1.3.3.1. Espesor de viruta instantáneo en el Fresado	6
1.3.3.2. Calculo rápido de la Fuerza de corte en el fresado	7
1.3.4. Proceso de Torno-Fresado.	8
1.3.4.1. Espesor de viruta instantáneo en el Torno-fresado ortogonal	8
1.3.4.2. Velocidad de corte en el Torno-Fresado	10
1.3.5. Utilización del Cuarto eje.	11
1.3.5.1. Mecanizado indexado.	11

1.3.5.2. Mecanizado continuo.	11
CAPÍTULO 2	12
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	12
2.1. Parámetros de diseño	13
2.1.1. Planteamiento del problema revisado.	13
2.1.2. Estructura funcional	15
2.1.3. Generación y selección de conceptos.	16
2.2. Diseño de forma	18
2.3. Matriz de decisión de diseño	19
2.4. Cálculo de las Fuerzas de corte en el fresado.	20
2.4.1. Efecto producido por las fuerzas de corte en mecanizado Indexado y continuo	22
2.5. Diseño del mandril.	23
2.5.1. Diseño del Perno de sujeción para el Mandril	23
2.5.1.1. Simulación en elementos finitos	26
2.5.1.2. Calculo de falla por fatiga para el Perno roscado.	26
2.5.2. Diseño de Garras del Mandril.	28
2.5.2.1. Calculo de falla por fatiga para las garras del mandril.	29
2.6. Diseño del sistema de transmisión de potencia	29
2.6.1. Calculo de torque necesario.	29
2.6.2. Diseño del Sistema de transmisión por tornillo sin fin y corona	31
2.6.2.1. Dimensiones Básicas del sistema Tornillo sin fin y corona	32
2.6.2.2. Material del Engranaje.	34
2.6.2.3. Velocidad de deslizamiento	34
2.6.2.4. Cálculo de Fuerzas y Potencia en el sistema de transmisión.	34
2.6.2.5. Diseño del tornillo sin fin.	36
2.7. Diseño del Husillo del sistema de cuarto eje.	39
2.7.1. Análisis estático	39
2.7.1.1. Simulación en elementos finitos.	45

2.7.2. Calculo de falla por fatiga para el Husillo.	46
2.7.3. Deflexión del husillo	50
2.7.4. Selección del sistema de rodamientos para el husillo.	55
2.8. Diseño de sistema para ajuste de backlash	58
2.8.1. Diseño del sistema de rodamientos para el tornillo sin fin.	59
2.8.2. Diseño de alojamientos de los rodamientos del tornillo sin fin.	62
2.8.2.1. Alojamiento móvil.	62
2.8.2.2. Alojamiento Fijo.	64
2.9. Diseño de la carcasa para el sistema de cuarto eje.	66
2.9.1. Dimensionamiento de pernos de sujeción en la tapa de la carcasa.	68
CAPÍTULO 3	72
3. RESULTADOS	72
3.1. Dimensionamiento del Mandril.	72
3.1.1. Perno de sujeción	73
3.1.2. Garras de sujeción.	73
3.2. Dimensionamiento del sistema de transmisión por tornillo sin fin y corona	74
3.2.1. Tornillo sin fin	74
3.2.2. Corona.	75
3.3. Husillo	76
3.3.1. Rodamientos en el Husillo.	77
3.3.2. Dispositivo de sellado de aceite por contacto.	78
3.4. Sistema de Ajuste de Backlash.	79
3.4.1. Rodamientos para el tronillo sin fin.	79
3.4.2. Alojamiento móvil.	80
3.4.3. Alojamiento fijo.	81
3.5. Carcasa del sistema de cuarto eje.	82
3.6. Selección del Motor Paso a Paso	84
3.6.1. Selección del controlador del motor Paso a Paso.	84

3.7. Costos para la construcción del sistema de cuarto eje.	85
3.7.1. Materiales	85
3.7.2. Costos de elementos mecánicos normalizados utilizados.	86
3.7.3. Costo de motor paso a paso y su controlador	87
3.7.4. Costos de mecanizado y operaciones adicionales.	88
3.7.5. Costos Totales.	88
CAPÍTULO 4	89
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	89
4.1. Conclusiones	91
4.2. Recomendaciones	92
BIBLIOGRAFÍA	93
APENDICES	95

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral.
CAMPRO	Campo Avanzado de Mecanización y Prototipos
CNC	Control Numérico computarizado
HMC	Centros de mecanizado horizontal
VMC	Centros de mecanizado vertical
AHP	Analytic hierarchy process
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
ISO	International Organization for Standardization.
ANSI	American National Standards Institute
DIN	Instituto Alemán de Normalización
SAE	Society of Automotive Engineers.
AGMA	American Gear Manufacturers Associations
NEMA	National Electrical Manufacturers Association
BS	British Standards
SENAE	Servicio Nacional de Aduana del Ecuador

SIMBOLOGÍA

A	Distancia desde el punto de paso de la corona a rodamiento B
a	Addendum del tornillo sin fin y de la corona
B	Axial backlash
b	Dedendum del tornillo sin fin y de la corona
C	Distancia entre centros
c	Despeje
D	Diámetro de paso de la corona
D_o	Diámetro exterior de la corona
D_r	Diámetro de raíz corona
D_t	Diámetro de garganta de la corona
d	Diámetro de paso del tornillo sin fin
d_b	Diámetro de base circular del tornillo sin fin
d_m	Diámetro medio del tornillo sin fin
d_o	Diámetro exterior del tornillo sin fin
d_r	Diámetro de raíz del tornillo sin fin
E	Módulo de elasticidad
F	Carga equivalente
F_G	Ancho de cara de la corona
F_W	Ancho de la cara de tornillo sin fin
h_t	Profundidad total de la rosca de tornillo sin fin
I	Momento de inercia del área seccional transversal del tornillo sin fin
k	Factor de localización
L	Dirección de la rosca del tornillo sin fin
l	Espacio entre rodamiento
M	Momento de flexión
m_G	Relación de engranaje del tornillo sin fin
N	Carga normal de los dientes
N_G	Numero de dientes en la corona
N_W	Numero de roscas en el tornillo sin fin
p	Paso circular de la corona
p_x	Paso axial del tornillo sin fin

R	Resultante de fricción de rodadura y de la carga normal
RA	Reacciones radial en A
RB	Reacciones radial en B
$R1$	Radio de curvatura de perfil de la rosca de tornillo sin fin
$R2$	Radio de curvatura del perfil de diente de la corona
S_b	Esfuerzo del eje de flexión del tornillo sin fin
T_G	Torque de corona
T_w	Torque en el eje del tornillo sin fin
t_{nc}	Espesor normal cordal del hilo del tornillo sin fin
W_{ag}	Fuerza de empuje de la corona
W_{sg}	Fuerza de separación de la corona
W_{tg}	Fuerza tangencial de la corona
W_{aw}	Fuerza de empuje del tornillo sin fin
W_{sw}	Fuerza de separación del tornillo sin fin
W_{tw}	Fuerza tangencial del tornillo sin fin
y	Deflexión del eje del tornillo sin fin
λ	Angulo de avance en el paso circular del tornillo sin fin

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Centro de Mecanizado CNC	3
Figura 1.2 Piezas mecanizada	4
Figura 1.3 Generación de formas en maquinado	5
Figura 1.4 Creación de formas	5
Figura 1.5 Geometría estándar de una fresadora de careado	6
Figura 1.6 Procedimiento para obtener la geometría de la viruta no cortada	8
Figura 1.7 Sección transversal de la viruta no cortada	9
Figura 1.8 Representación esquemática del Torno-fresado ortogonal	10
Figura 1.9 Mecanizado de un engranaje con un cuarto eje	11
Figura 1.10 Mecanizado de un tornillo sin fin con un cuarto eje	11
Figura 2.1 Metodología de diseño aplicado	12
Figura 2.2 Análisis de funciones del cuarto eje	15
Figura 2.3 Alternativa D1	18
Figura 2.4 Alternativa D2	18
Figura 2.5 Alternativa D3	19
Figura 2.6 Parámetros utilizados	20
Figura 2.7 Componentes de las fuerzas de corte F_x, F_y, F_z	22
Figura 2.8 Configuración de las fuerzas de corte	22
Figura 2.9 Diseño de forma de perno de sujeción	23
Figura 2.10 Esfuerzos de Von Mises en el perno de sujeción	26
Figura 2.11 Ciclo de carga repetida al cual está sometido el perno de sujeción	26
Figura 2.12 Cálculo de Ciclos de vida finita del perno de sujeción	27
Figura 2.13 Esfuerzos de Von Mises en las garras de sujeción	28
Figura 2.14 Factor de seguridad estático	28
Figura 2.15 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^6 ciclos	29
Figura 2.16 Torque necesario para mover la placa más grande	30
Figura 2.17 Torque necesario para mover la placa más grande	30
Figura 2.18 Dimensiones básicas, proporciones acostumbradas	32
Figura 2.19 Fuerzas en el Tornillo sin fin y corona	35
Figura 2.20 Reacciones en los apoyos del tornillo	36
Figura 2.21 Viga equivalente para el tornillo sin fin	38

Figura 2.22 Fuerzas externas que actúan en el husillo del sistema	40
Figura 2.23 Diagrama de cuerpo libre en el Husillo en el Plano X-Z	40
Figura 2.24 Diagrama de cuerpo libre en el Husillo en el Plano X-Y	40
Figura 2.25 Diagrama de Corte y momento para el husillo Plano X-Z	43
Figura 2.26 Diagrama de Corte y momento para el husillo Plano X-Y	43
Figura 2.27 Esfuerzos de Von Mises en el Husillo	46
Figura 2.28 Ciclo de carga repetida al cual está sometido el Husillo	46
Figura 2.29 Nomenclatura para calcular la deflexión, plano X-Y	51
Figura 2.30 Pendiente y deflexión calculados en el plano X-Y	53
Figura 2.31 Nomenclatura para calcular la deflexión, plano X-Z	53
Figura 2.32 Pendiente y deflexión calculados en el plano X-z	55
Figura 2.33 Alternativas de configuraciones de rodamientos	56
Figura 2.34. Sistema de ajuste del Backlash	59
Figura 2.35. Fuerzas que actúan en el alojamiento móvil	62
Figura 2.36. Esfuerzos de Von Mises en el alojamiento	63
Figura 2.37 Coeficiente de seguridad estático en el alojamiento	63
Figura 2.38 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^9 ciclos	64
Figura 2.39. Fuerzas que actúan en el alojamiento fijo	64
Figura 2.40 Esfuerzos de Von Mises en el alojamiento fijo	65
Figura 2.41 Coeficiente de seguridad estático en el alojamiento fijo	65
Figura 2.42 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^9 ciclos	66
Figura 2.43. Fuerzas que actúan a) en la base b) tapa de la carcasa.	66
Figura 2.44 Esfuerzos de Von Mises en a) en la base b) tapa de la carcasa	66
Figura 2.45 Coeficiente de seguridad estático en a) en la base b) tapa de la carcasa.	66
Figura 2.46 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^9 ciclos	68
Figura 2.47. Fuerzas que actúan en la tapa de la carcasa	68
Figura 2.48. Propiedades elásticas equivalentes representadas por troncos	70
Figura 3.1 Ensamble del mandril diseñado	72
Figura 3.2 Perno de sujeción del mandril	73
Figura 3.3 Garras de sujeción del mandril	73
Figura 3.4 Ensamble del sistema de tornillo sin fin y corona	74
Figura 3.5 Tornillo sin fin	75

Figura 3.6 Corona	76
Figura 3.7 Husillo	77
Figura 3.8 Rodamientos montados en el husillo	78
Figura 3.9 Sello de aceite montado en el sistema	79
Figura 3.10 Rodamientos montados en el tornillo sin fin	80
Figura 3.11 Alojamiento móvil	81
Figura 3.12 Alojamiento fijo.	82
Figura 3.13 Carcasa del sistema de cuarto eje	83
Figura B.2 Curva S-N para acero ASTM A36	97
Figura B.3 Curva S-N para aceros serie 4340 con tratamiento térmico Normalizado y recosido	98
Figura B.4 Curva de factores de superficie para varios acabados en acero	98
Figura B.5 Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros	99
Figura C1. Coeficiente de Material, C_s , para distancias de centros >3.0 in (76mm)	100
Figura C2. Máximo factor de material, C_s , para distancias de centro	100
Figura D1. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en tensión axial	101
Figura D2. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión	101
Figura D3. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión	102
Figura D4. Factor geométrico de concentración de esfuerzo K_t para un eje con un chavetero con extremo semicircular a flexión	102
Figura D5. Factor geométrico de concentración de esfuerzo K_t , K_{ts} para un eje con un chavetero con extremo semicircular a torsión	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características del Centro de Mecanizado	4
Tabla 2.1 Objetivos para la construcción del cuarto eje	13
Tabla 2.2 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los objetivos principales	14
Tabla 2.3. Ponderación de los objetivos de diseño jerarquizado	14
Tabla 2.4. Funciones esenciales y sub-funciones para el sistema de cuarto eje	15
Tabla 2.5.a Alternativas para las partes principales del cuarto eje	16
Tabla 2.5.b Alternativas para las partes principales del cuarto eje	17
Tabla 2.6 Matriz de selección	19
Tabla 2.7 Fuerzas de corte Max. Y Min	21
Tabla 2.8. Desalineamientos admisibles en algunos rodamientos	51
Tabla 3.1 Resultados del perno de sujeción del mandril	73
Tabla 3.2 Resultados de garras de sujeción del mandril	74
Tabla 3.3 Resultados del tonillo sin fin	75
Tabla 3.4 Resultados de la corona	76
Tabla 3.5 Resultados del husillo	77
Tabla 3.6 Resultados de los rodamientos del husillo	78
Tabla 3.7 Resultados de sellado de aceite	79
Tabla 3.8 Resultados de los rodamientos del tornillo sin fin	80
Tabla 3.9 Resultados del alojamiento móvil	81
Tabla 3.10 Resultados del alojamiento móvil	82
Tabla 3.11 Resultados de la carcasa	83

Tabla 3.12 Características de motor paso a paso seleccionado	84
Tabla 3.13 Características del controlador seleccionado	84
Tabla 3.14 Costos de materiales	85
Tabla 3.14 Costos de materiales(continuación)	86
Tabla 3.15 Costos de elementos normalizados	87
Tabla 3.16 costos de importación	87
Tabla 3.17 Costos de mecanizado y adicionales	88
Tabla 3.18 Lista final de costos estimados	88
Tabla A.1 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Seguridad (0.52)	95
Tabla A.2 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Funcionamiento(0.32)	95
Tabla A.3 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Costo (0.13)	95
Tabla A.4 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Apariencia (0.03)	96

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Cuarto Eje CNC
Plano 2	Ensamble Mandril
Plano 3	Tapa trasera Mandril
Plano 4	Eje roscado
Plano 5	Garras
Plano 6	Tapa Delantera Mandril
Plano 7	Ensamble Base
Plano 8	Base inferior
Plano 9	Base lateral
Plano 10	Base lateral derecha
Plano 11	Ensamble Carcasa
Plano 12	Apoyo B
Plano 13	Guía
Plano 14	Guía pequeña
Plano 15	Lateral
Plano 16	Sujeción
Plano 17	Tapa A y B
Plano 18	Apoyo A
Plano 19	Ensamble Sistema Anti-backlash
Plano 20	Alojamiento Móvil y fijo
Plano 21	Tornillo sin fin.
Plano 22	Corona 2

Plano 23	Husillo
Plano 24	Ensamble Contrapunto
Plano 25	Base contrapunto
Plano 26	Vástago
Plano 27	Eje roscado contrapunto
Plano 28	Manivela y palanca

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

Actualmente en el laboratorio CAMPRO (Campo Avanzado de Mecanización y Prototipos) de la ESPOL existe un centro de mecanizado vertical CNC marca LUNAN modelo HX7132A de 3 ejes que da servicio a la industria y la comunidad estudiantil, esta máquina debido a sus características complementa los procesos de Diseño y Reingeniería que ofrece el laboratorio, con la construcción de un sistema de cuarto eje adaptable se podrá potenciar la máquina ya que con estas nuevas características será posible realizar operaciones de mecanizado que debido a su complejidad no se pueden realizar actualmente.

1.1.1. Especificaciones y requerimientos

Se requiere que en el sistema de cuarto eje cuente con un husillo principal donde se puedan montar mandriles que cumplan la norma ISO 702, el husillo tendrá la posibilidad de ser inclinado hasta 30° para trabajos que lo requieran, además deberá contar con un cabezal móvil que utilizara un contrapunto de cono morse tipo 4, todo el sistema deberá poder ser anclado en la mesa de trabajo del centro de mecanizado. Este sistema de cuarto eje deberá tener una resolución de 0.03°-0.05° grados por paso del motor, el cual es un estándar comercial, además deberá cumplir con las normas ISO 230 después de su construcción (Código de ensayo para maquinas herramientas).

El sistema de cuarto eje deberá ser montado y desmontado con facilidad, para ello este no deberá sobrepasar las dimensiones de la mesa de trabajo del centro de mecanizado, y ninguna parte de este deberá interferir con el husillo de la máquina o con el sistema de cambio de herramienta, por lo tanto las dimensiones máximas del sistema serán 320mm de ancho, 800mm de largo y 400mm de alto.

Se requiere que en el sistema se puedan mecanizar piezas de cualquier material en especial de acero y de aluminio, el material en bruto serán ejes o bloques, en

el caso de los ejes el diámetro máximo será 80 mm con 100 mm de longitud sin utilizar el contrapunto y 200 mm de longitud utilizándolo, en el caso de los bloques las dimensiones máximas serán de 150mm x150mm x50mm.

El cuarto eje deberá tener una estructura robusta para que evite vibraciones que se podrían producir en el proceso de mecanizado, además debe ser de fácil mantenimiento preventivo y correctivo, por lo que sus piezas no deberán tener una complejidad que supere las posibilidades de construcción en un taller medianamente equipado, las piezas estándar deberán existir en el mercado o ser de fácil importación en lo posible.

Los elementos de control deberán permitir operar el sistema de cuarto eje de forma manual o automática, estos elementos deberán ser de fácil conexión al centro de mecanizado y deberán tener elementos de protección a las condiciones ambientales como temperatura, humedad salpicaduras de virutas aceite y polvo que se dan en el proceso de mecanizado.

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo General.

Diseñar un sistema de cuarto eje para el centro de mecanizado CNC del laboratorio CAMPRO-ESPOL que sea de fácil instalación y mantenimiento.

1.2.2. Objetivos Específicos.

- Establecer los parámetros de funcionamiento para realizar el diseño de forma, definir las dimensiones y los materiales a utilizar en el sistema de cuarto eje.
- Calcular las fuerzas y los esfuerzos que actúan en los elementos del sistema para realizar el diseño y selección de cada uno de estos.
- Seleccionar los elementos de control que sean de fácil conexión y que permitan operar el sistema de cuarto eje con el centro de mecanizado.
- Realizar un diseño que satisfaga los requerimientos operacionales y de presión que requiere el laboratorio CAMPRO.

1.3. Marco teórico

1.3.1. Centros de mecanizado CNC

Un centro de mecanizado (**Figura 1.1**) es una máquina altamente automatizada capaz de realizar múltiples operaciones de maquinado bajo CNC (control numérico computarizado) con la mínima intervención humana. Las operaciones típicas son aquellas que usan herramientas de corte rotatorio, como las fresas y las brocas. Las siguientes características hacen de estos centros de mecanizado una máquina productiva:



Figura 1.1 Centro de Mecanizado CNC

Fuente: (Lunan Machine Tool Co., Ltd., 2015)

- **Cambio automático de herramientas.** El centro de mecanizado puede intercambiar las herramientas de manera automática entre los husillos de la máquina y un tambor de almacenamiento por medio de un cambiador.
- **Paletas transportadoras.** Algunos centros de mecanizado están equipados con dos o más transportadoras de paletas que pueden transferir automáticamente la pieza de trabajo al husillo de la máquina.
- **Posicionado automático de las piezas de trabajo.** Muchos centros de mecanizado tienen más de tres ejes. Uno de los ejes adicionales se diseña frecuentemente como una mesa rotatoria para poner la pieza en posición.

Los centros de mecanizado se clasifican en **centros de mecanizado horizontal (HMC)** que maquilan normalmente piezas de forma cúbica donde la herramienta de corte tiene acceso a los cuatro lados verticales del cubo, **centros de mecanizado vertical (VMC)** que están adaptados para piezas planas en los cuales la herramienta puede maquilan la superficie superior y los **centros de mecanizado universal** que tienen cabezales de trabajo que pueden girar los ejes del husillo a cualquier ángulo entre el vertical y el horizontal.

1.3.1.1. Breve descripción del Centro de Mecanizado de CAMPRO-ESPOL.

En el laboratorio CAMPRO-ESPOL existe un centro de mecanizado vertical CNC marca LUNAN modelo HX7132A (**Figura 1.1**) cuyas características técnicas son mostradas en la **Tabla 1.1**. Estas características son factores importantes a tomar en cuenta para el diseño del sistema de cuarto eje.

Tabla 1.1 Características del Centro de Mecanizado

Velocidad de cabezal:	100-8000 RPM
Tamaño mesa de trabajo:	800x320 mm
Máximo diámetro de la herramienta de corte	100 mm
Máxima longitud herramienta de corte	200 mm
Recorrido del eje X	500 mm
Recorrido del eje Y	320 mm
Recorrido del eje Z	400 mm
Máxima capacidad de carga de mesa	300 Kg
Presión neumática	0.6 MPa

Fuente : (SHANDONG LUNAN MACHINE TOOL CO. LTD, 2015)

1.3.2. Descripción del proceso de mecanizado

El maquinado es el más versátil y preciso de todos los procesos de manufactura por su capacidad de producir una diversidad de piezas y características geométricas como por ejemplo, roscas de tornillos, dientes de engrane, superficies lisas, etc. Las piezas maquinadas se clasifican en rotacionales y no rotacionales (**Figura 1.2**).

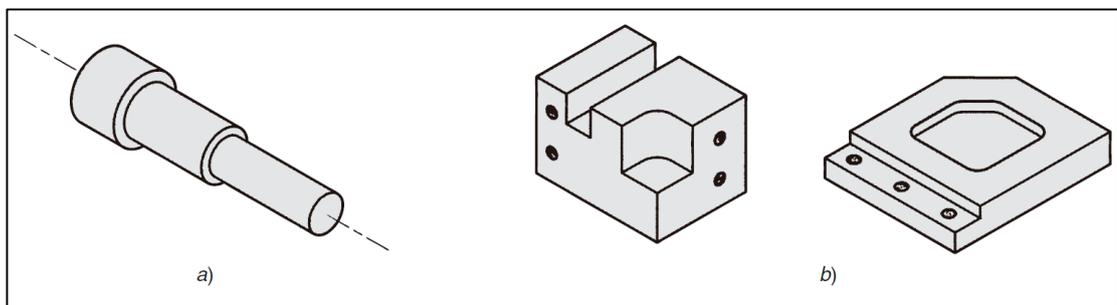


Figura 1.2 Piezas mecanizadas : a) Rotacionales , b) No rotacionales

Fuente: (Groover, 2007)

Una **pieza de trabajo rotacional** tiene la forma de cilindro o disco, donde una herramienta de corte elimina material de una pieza de trabajo giratoria como en las operaciones de torneado y taladrado (**Figura 1.2.a**). Una **pieza de trabajo no**

rotacional es una pieza en forma de bloque o placa, como se ilustra en la **figura 1.2.b**. Esta forma se logra por movimientos lineales de la pieza de trabajo combinada con movimientos lineales o rotatorios de la herramienta. Las operaciones en esta categoría incluyen fresado, perfilado, cepillado y aserrado.

1.3.2.1. Clasificación de las operaciones de mecanizado

Operación de generación.- La forma de la pieza de trabajo está determinada por la trayectoria del avance de la herramienta de corte, como por ejemplo en el torneado recto, el torneado ahusado, el torneado de contornos, el fresado periférico y el fresado de perfiles, **Figura 1.3**.

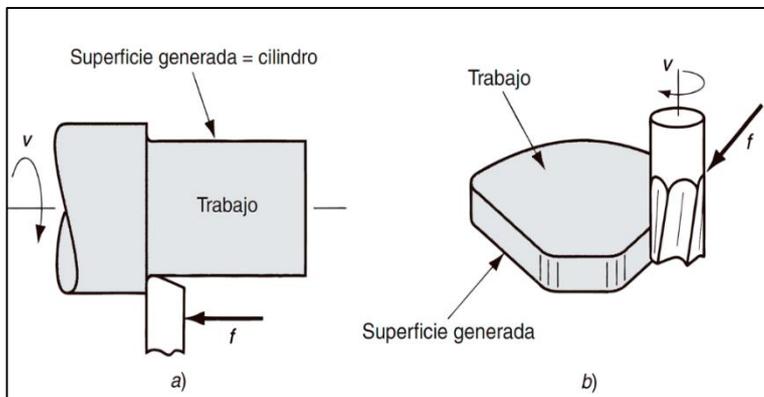


Figura 1.3 Generación de formas en maquinado:

- a) Torneado,
- b) Fresado periférico.

Fuente: (Groover, 2007)

Operación de formado.- En el formado, la herramienta de corte forma la configuración geométrica de la pieza, el filo de corte de la herramienta tiene el reverso de la forma a producir en la superficie de la pieza, como por ejemplo el torneado de formas, el taladrado y el esariado. **Figura 1.4.a**

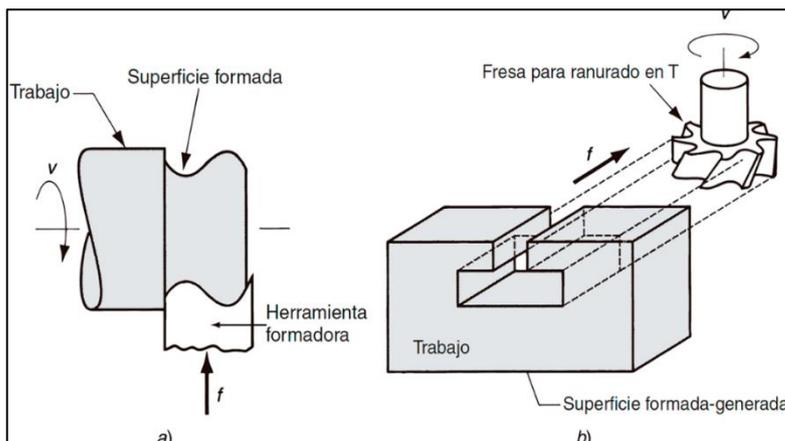


Figura 1.4 Creación de formas

- a) Torneado de forma
- b) Fresado de ranura

Fuente: (Groover, 2007)

El formado y la generación se combinan algunas veces en una operación, como por ejemplo en el fresado de ranura (**Figura 1.4.b**), el ancho del cortador determina el ancho de la ranura, pero el movimiento de avance crea la ranura.

1.3.3. Proceso de Fresado

El fresado es una operación de maquinado en la cual una herramienta cilíndrica rotatoria con múltiples filos cortantes (fresa) pasa por una pieza de trabajo. El eje de rotación de la herramienta cortante es perpendicular a la dirección de avance.

1.3.3.1. Espesor de viruta instantáneo en el Fresado

Según (ALTINTAS, 2012) la operación de fresado es un proceso de corte intermitente que se realiza con una herramienta de uno o más dientes, cada uno de estos diente traza una trayectoria trocoidal, produciendo un espesor de viruta que varía periódicamente en cada intervalo de paso. La geometría de la formación de la viruta es mostrada en la **Figura 1.5**

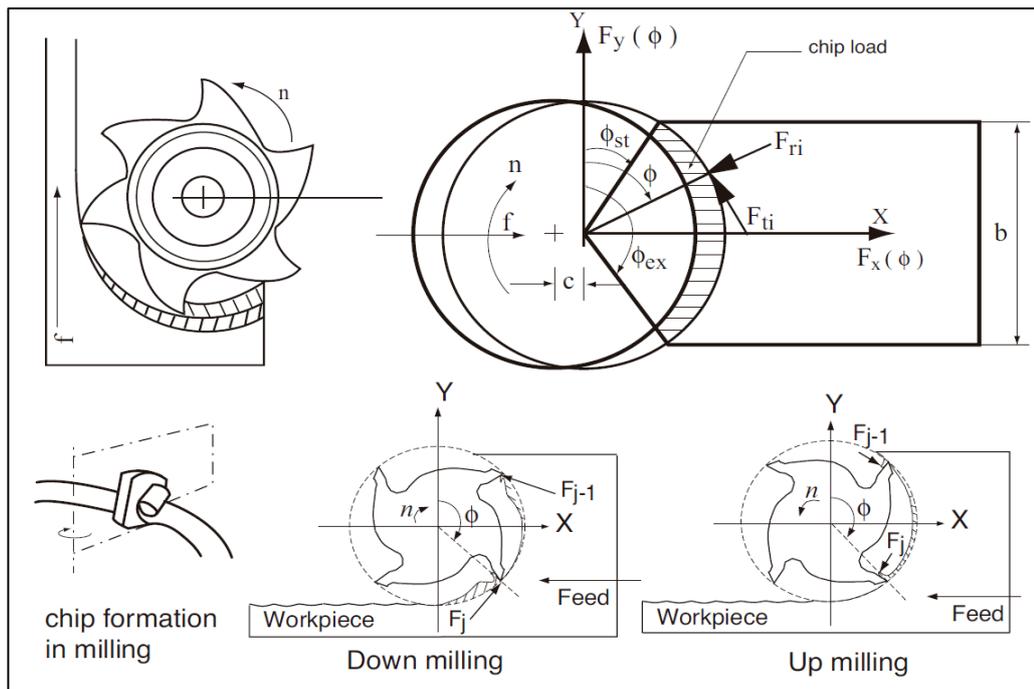


Figura 1.5 Geometría estándar de una fresadora de careado

Fuente: (ALTINTAS, 2012)

En el fresado el espesor instantáneo de la viruta (**h**) varía periódicamente como una función de tiempo-variación de inmersión. La variación del espesor de viruta puede ser aproximadamente:

$$h(\phi) = f_z \cdot \sin(\phi)$$

Donde f_z es el avance $\left(\frac{mm}{rev-tooth}\right)$ y ϕ es el ángulo instantáneo de inmersión.

1.3.3.2. Fuerzas de corte en el Fresado

Las fuerzas de corte Tangencial $Ft(\phi)$, Radial $Fr(\phi)$ y Axial $Fa(\phi)$, son expresadas en función de la variación del área de viruta sin cortar $ah(\phi)$ y la profundidad axial (a_p) como sigue:

$$Ft(\phi) = K_{tc}a_p h(\phi) + K_{te}a_p$$

$$Fr(\phi) = K_{rc}a_p h(\phi) + K_{re}a_p$$

$$Fa(\phi) = K_{ac}a_p h(\phi) + K_{ae}a_p$$

Donde K_{tc}, K_{rc}, K_{ac} son los coeficientes de fuerza de corte que contribuyen con el corte en la dirección tangencial, radial y axial respectivamente y K_{te}, K_{re}, K_{ae} son las constantes de filo. Estas constantes son calculadas experimentalmente siguiendo el procedimiento descrito en (ALTINTAS, 2012). El espesor promedio de viruta por revolución es calculado de la zona de barrido como:

$$h_a = -f_z \frac{\cos \phi_{ex} - \cos \phi_{st}}{\phi_{ex} - \phi_{st}}$$

Las componentes de la fuerza de corte, horizontal, normal y axial que actúan en la fresa son derivadas del diagrama de equilibrio mostrado en la **Figura 1.6** siendo:

$$Fx(\phi) = -Ft(\phi) \cos \phi - Fr \sin \phi$$

$$Fy(\phi) = +Ft(\phi) \sin \phi - Fr \cos \phi$$

$$Fz(\phi) = +Fa$$

Se debe tener en cuenta que las fuerzas de corte solo se producen cuando la fresa está en la zona de corte, es decir:

$$Fx(\phi), Fy(\phi), Fz(\phi) > 0, \text{ cuando } \phi_{st} \leq \phi \leq \phi_{ex}$$

1.3.3.3. Calculo rápido de la Fuerza de corte en el fresado

Para efectos prácticos (Sandvik Coromant, 2015) establece que el espesor medio de la viruta es:

$$h_a = \frac{180 \cdot \sin(k_r) \cdot a_e \cdot f_z}{\pi \cdot D \cdot \sin^{-1} \left[\frac{a_e}{D} \right]}$$

Donde k_r es el ángulo de posición. La fuerza específica de corte K_c se calcula con:

$$K_c = K_{c1} \cdot h_a^{-m_c} \left(1 - \frac{\gamma_o}{100} \right)$$

Donde K_{c1} es la fuerza específica de corte dada en tablas, γ_o el ángulo de desprendimiento de la viruta y m_c un factor de corrección. La fuerza de corte será calculada con la fórmula:

$$F_c = K_c \cdot a_p \cdot f_z$$

1.3.4. Proceso de Torno-Fresado.

Según (Umut Karaguzel, 2012) este proceso es una tecnología prometedora para el mecanizado de piezas simétricas de rotación con una mejor productividad ya que ofrece varias ventajas ya que se puede conseguir alta velocidad de corte ante todo debido al movimiento de rotación de la herramienta de corte y la pieza de trabajo, además de alta calidad de superficial, bajas fuerzas de corte, bajas temperaturas de corte y poco desgaste de la herramienta.

1.3.4.1. Espesor de viruta instantáneo en el Torno-fresado ortogonal.

En el torno-fresado la viruta es formada por la combinación de dos movimientos, la rotación de la pieza y el avance axial de la herramienta. La **Figura 1.6** representa la obtención de la viruta sin cortar en este caso. La posición inicial y final de la herramienta puede ser usada para determinar el espesor de la viruta no cortada.

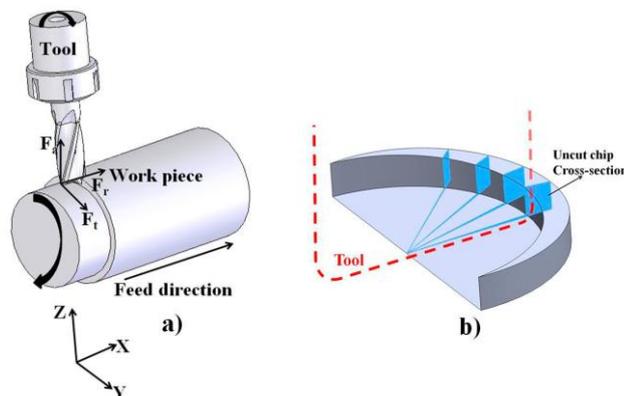


Figura 1.6 Procedimiento para obtener la geometría de la viruta no cortada

Fuente: (Umut Karaguzel, 2012)

La sección transversal de la viruta sin cortar en el proceso de Torno-Fresado ortogonal puede ser visto es la **Figura 1.7** donde el área verde representa la sección transversal de la viruta no cortada.

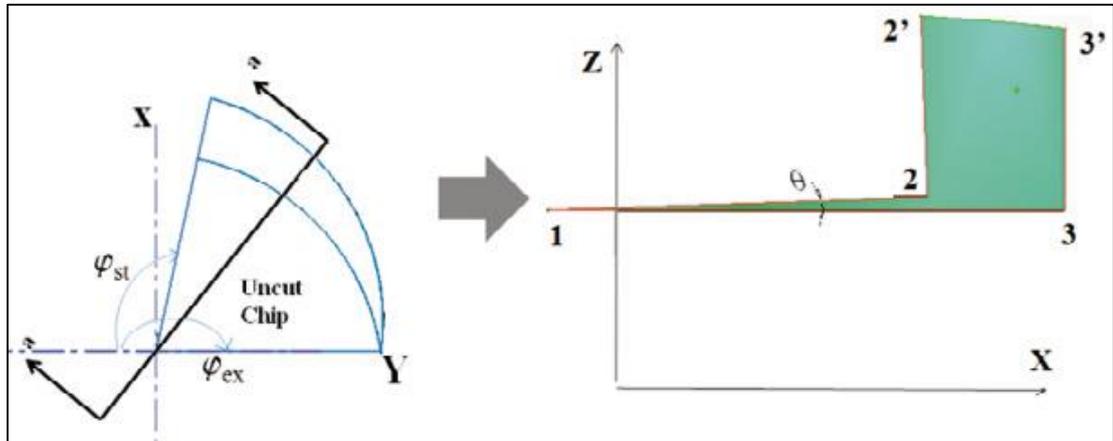


Figura 1.7 Sección transversal de la viruta no cortada

Fuente: (Umut Karaguzel, 2012)

Se puede observar que hay dos regiones **diferentes** que representan la viruta no cortada. La primera región es limitada por las líneas 1-2 y 1-3 y es definida como:

$$h(x) = \tan \theta \cdot x + \frac{R_w - a_p}{\cos \theta} - (R_w - a_p)$$

La segunda región es formada por 2'-3' y la línea 1-3, se representada por:

$$h(x) = \sqrt{(R_w + y \cdot \tan \phi)(R_w - y \cdot \tan \phi)} - (R_w - a_p)$$

Donde el ángulo θ entre la línea 1-2 y 1-3, representa la rotación angular de la herramienta de corte alrededor de la pieza y se define como:

$$\theta = \frac{2\pi}{Z \cdot r_n}$$

$$r_n = \frac{n_t}{n_w}$$

Z = Número de dientes de la herramienta.

n_t = Velocidad de rotación de la herramienta.

n_w = Velocidad de rotación de la pieza.

R_w = Radio de la pieza de trabajo.

Además el traslado de la herramienta en la dirección axial forma viruta también en esta dirección. El espesor de la viruta debido al avance axial es el siguiente:

$$h_a = f_t \cdot \sin \phi$$

$$f_t = \frac{f}{r_n Z}$$

Por lo tanto, el espesor total instantáneo de viruta en el proceso de Torno-fresado puede ser definido como:

$$h_i = h + h_a$$

Los límites de acción para la configuración dada en la **Figura 1.7** en el proceso de Torno-fresado ortogonal pueden ser definidos como:

$$\phi_{st} = \frac{\pi}{2} + \sin^{-1} \frac{R_t - f}{R_t}$$

$$\phi_{ex} = \pi$$

Donde R_t es el radio de la herramienta y f avance por revolución (mm/rev).

1.3.4.2. Velocidad de corte en el Torno-Fresado

La **Figura 1.8** muestra una representación esquemática de las direcciones de las velocidades de la herramienta y la pieza de trabajo en el punto de corte. En el Torno-fresado ortogonal las velocidades de corte de la herramienta y la pieza de trabajo están en el mismo plano.

$$V_{cr} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1$$

$$V_{cr} = V_2 + V_1 \cos(90 - \phi)$$

$$V_1 = 2\pi(R_w - a_p)n_w$$

$$V_2 = 2\pi R_t n_t$$

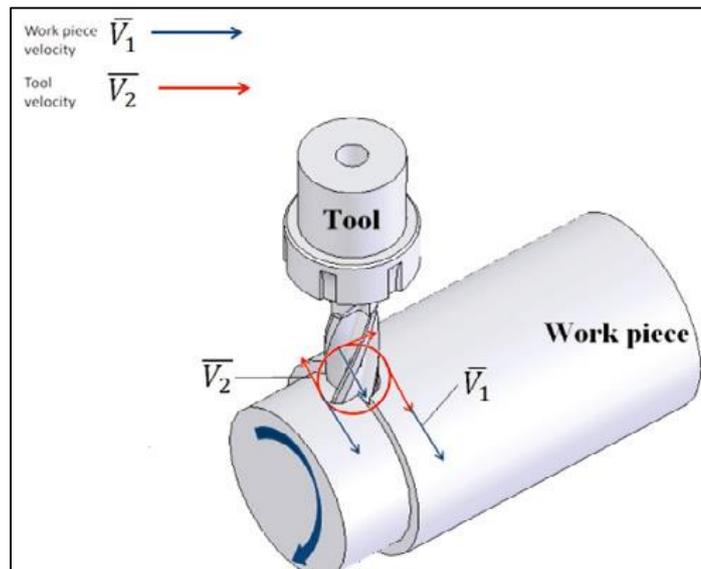


Figura 1.8 Representación esquemática del Torno-fresado ortogonal

Fuente: (Umut Karaguzel, 2012)

1.3.5. Utilización del Cuarto eje.

El cuarto eje de una CNC es una sub-parte importante para el mecanizado ya que añade la posibilidad de control de giro de la pieza sobre uno de los ejes, gracias a un plato giratorio o mecanismo divisor, lo que lo hace el indicado a la hora de generar superficies sobre patrones cilíndricos. Un cuarto eje se suele utilizar ya sea en un modo de "indexación" o un modo "continuo".

1.3.5.1. Mecanizado indexado.

En el modo indexado se detiene el cuarto eje que a menudo se bloquea con un freno o con un sistema autotrabante y con el movimiento de los ejes X, Y, Z se realiza el corte. Como por ejemplo en la mecanización de un engranaje **Figura 1.9**.

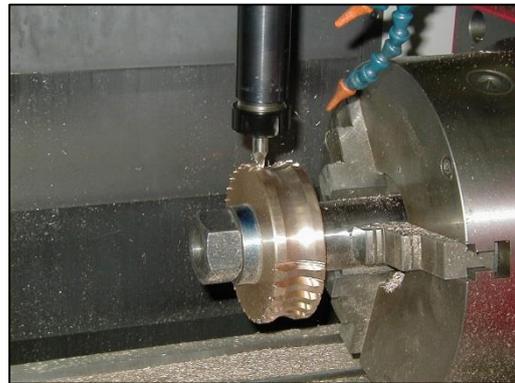


Figura 1.9 Mecanizado de un engranaje con un cuarto eje. Fuente: (Warfield, 2015)

1.3.5.2. Mecanizado continuo.

En el modo continuo el cuarto eje rota al mismo tiempo que los ejes X, Y, Z se mueven para realizar el corte. Como por ejemplo en la mecanización de un tornillo sin fin **Figura 1.10**

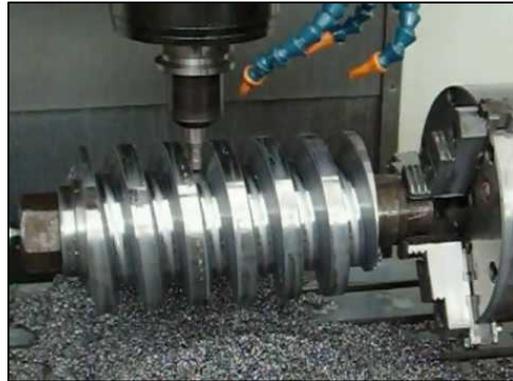


Figura 1.10 Mecanizado de un tornillo sin fin con un cuarto eje Fuente: (Cordero, 2015)

CAPITULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

La metodología utilizada para el diseño del sistema de cuarto eje se muestra en la **Figura 2.1** de forma que sea de fácil comprensión, en los subsiguientes subcapítulos se procederá a elaborar cada uno de los ítems siguiendo el esquema planteado.

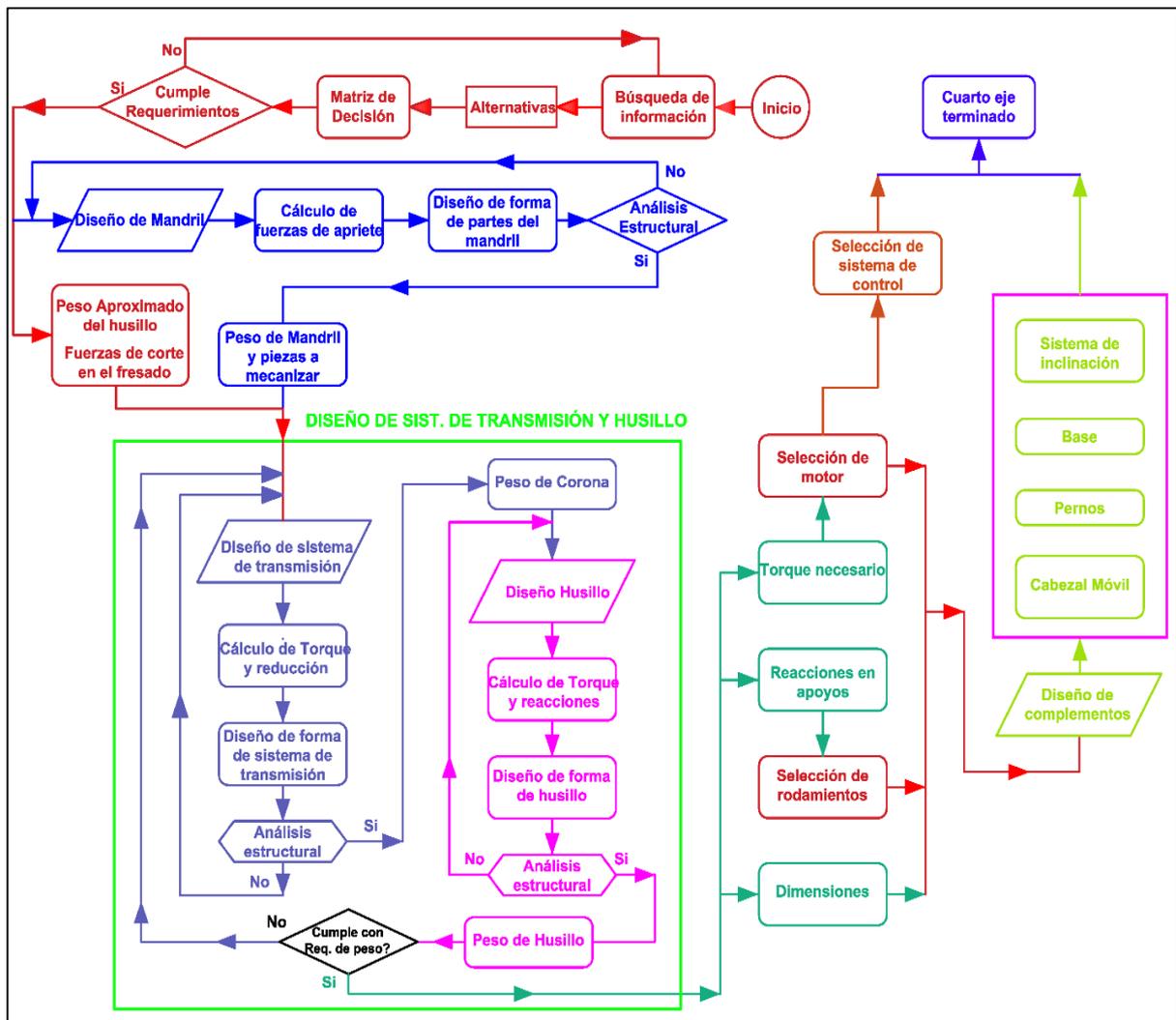


Figura 2.1 Metodología de diseño aplicado.

Fuente: Propia

2.1. Parámetros de diseño

En esta sección se enumerara una lista con los objetivos que debe satisfacer el diseño del cuarto eje, (**Tabla 2.1**) los cuales serán organizados en cuatro jerarquías principales, los cuales son: seguridad, requerimientos, costo y apariencia.

Tabla 2.1 Objetivos para la construcción del cuarto eje

1. Seguridad:	2. Requerimientos
1.1. No interferir con las partes del centro de mecanizado 1.2. Estructura robusta 1.3. Fácil transporte 1.4. Fácil montaje en la CNC 1.5. Resistente a la corrosión 1.6. Bordes redondeados	2.1. Tener un husillo con posibilidad de montar mandriles ISO 702 2.2. Inclinación del husillo hasta 15° 2.3. Contar con un mandril con posibilidad de sujetar piezas cilíndricas y prismáticas. 2.4. Contrapunto Cono morse 2 2.5. Resolución entre 0,3° y 0,05° 2.6. Poder mecanizar piezas de Acero y aluminio. 2.7. Contar con un sistema autotrabante o frenado
3.Costo:	4. Apariencia
3.1. Piezas de fácil fabricación o importación 3.2. Piezas estándares disponibles en el mercado local. 3.3. Costo total relativamente bajo 3.4. Bajo costo de repuestos	4.1. Agradable a la vista 4.2. Bordes redondeados 4.3. Color Azul

Fuente: Propia

2.1.1. Planteamiento del problema revisado.

Después de completar la lista de los objetivos principales podemos plantear correctamente el enfoque que tendrá el diseño del cuarto eje, para ello debemos comparar cada uno de estos objetivos y determinar cual tiene el mayor peso de importancia dentro del diseño, esto se lo realizara mediante tablas de comparación AHP (**Tabla 2.2**).

Tabla 2.2 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los objetivos principales

Criterio	1	2	3	4	Total fila	Peso	Criterios: 1: Seguridad 2: Requerimientos 3: Costo 4: Apariencia
1	1	5	10	10	26.00	0.52	
2	0.2	1	5	10	16.20	0.32	
3	0.1	0.2	1	5	6.30	0.13	Puntuaciones: 1: Igual de importante 5: Más importante 10: Mucho más importante 0.2: Menos importante 0.1: Mucho menos importante
4	0.1	0.1	0.2	1	1.40	0.03	
TOTAL					49.90	1.00	

Fuente: Propia

Cada uno de los sub-objetivo de los objetivos principales fueron ponderados y su cálculo se encuentra en **Apéndice A**, a continuación se muestra la ponderación jerarquizada (**Tabla 2.3**).

Tabla 2.3. Ponderación de los objetivos de diseño jerarquizado

Objetivos	Pesos. Absolutos.	Pesos. Relativos.
1. Seguridad	0.52	1
1.1. No interferir con las partes del centro de mecanizado	0.14	0.28
1.2. Fácil montaje en la CNC	0.12	0.24
1.3. Estructura robusta	0.12	0.23
1.4. Fácil transporte	0.09	0.17
1.5. Resistente a la corrosión	0.04	0.07
1.6. Bordes redondeados	0.01	0.02
2. Requerimientos	0.32	1
2.1. Resolución entre 0,3° y 0,05°	0.09	0.28
2.2. Contar con un sistema autotrabante	0.07	0.23
2.3. Contar con un mandril para piezas cilíndricas y prismáticas.	0.05	0.14
2.4. Poder mecanizar piezas de Acero y aluminio.	0.05	0.14
2.5. Tener un husillo y poder montar mandriles ISO 702	0.04	0.13
2.6. Contrapunto Cono morse 2	0.02	0.07
2.7. Inclinación del husillo hasta 15°	0.01	0.02
3. Costos	0.13	1
3.1. Costo total relativamente bajo	0.04	0.31
3.2. Bajo costo de repuestos	0.04	0.31
3.3. Piezas de fácil fabricación o importación	0.03	0.25
3.4. Piezas estándares disponibles en el mercado	0.02	0.13
4. Apariencia	0.03	1
4.1. Bordes redondeados	0.017	0.59
4.2. Agradable a la vista	0.009	0.33
4.3. Color Azul	0.002	0.08

Fuente: Propia

2.1.2. Estructura funcional

En la **Tabla 2.4** se muestran las funciones secundarias esenciales para el sistema de cuarto eje cumpla con su objetivo principal y los medios para lograr estas funciones. En la **Figura 2.2** se analiza las funciones del cuarto eje, para ello se muestra el proceso para lograr el mecanizado indexado o continuo.

Tabla 2.4. Funciones esenciales y sub-funciones para el sistema de cuarto eje

Funciones esenciales: Mecanizar piezas cilíndricas y placas.	
Sub-funciones esenciales	Medios para lograr las sub-funciones
Sujetar la pieza	Mandril de 2 o tres garras.
Rotar Pieza	Mecanismo de giro del husillo.
Fijar la pieza en una posición	Mecanismo de freno o autotrabante
Inclinar la pieza a ciertos grados	Mecanismo de inclinación del husillo.
Alinear la pieza horizontalmente	Mecanismo de cabezal móvil

Fuente: Propia

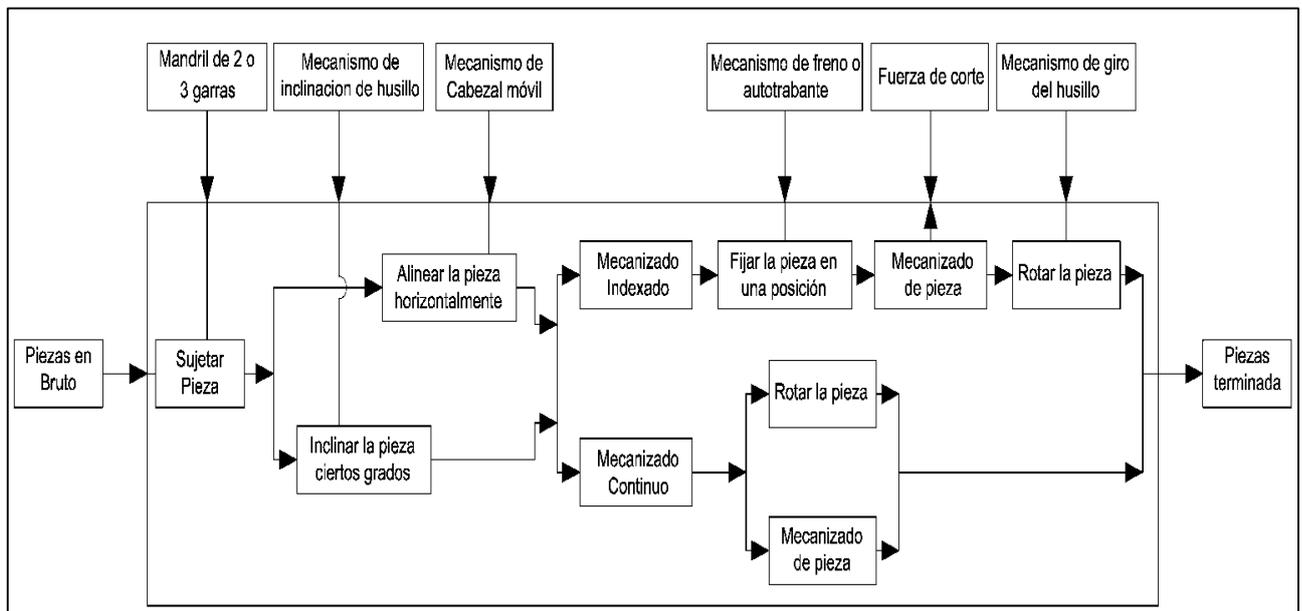


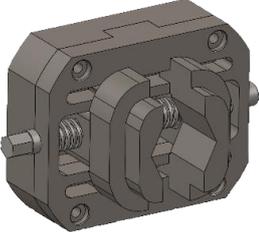
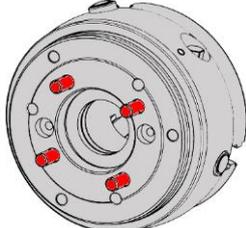
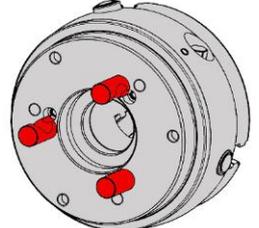
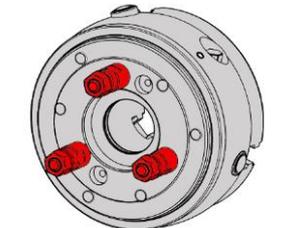
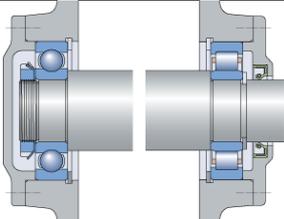
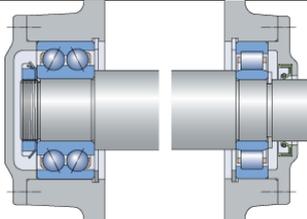
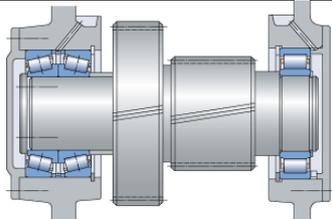
Figura 2.2 Análisis de funciones del cuarto eje.

Fuente: Propia

2.1.3. Generación y selección de conceptos.

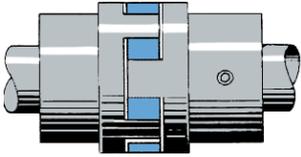
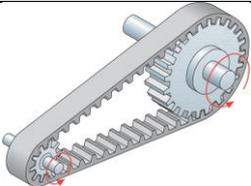
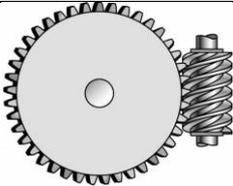
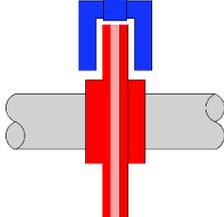
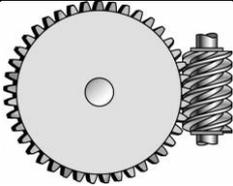
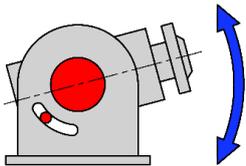
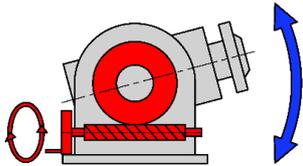
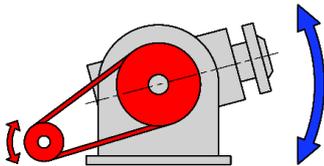
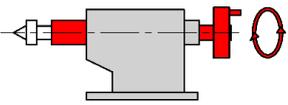
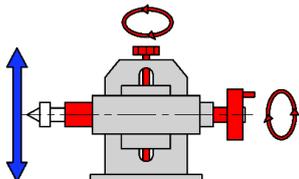
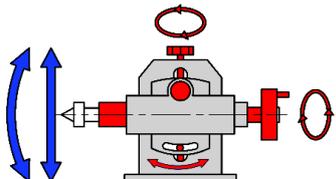
Con las funciones que debe realizar el cuarto eje, se seleccionó tres alternativas diferentes para cada parte principal que conforma el sistema, las cuales se detallaran en la **Tabla 2.5.a** y **b**, con estas tres alternativas se generaran los conceptos de diseño que serán analizados posteriormente en la sección de diseño de forma.

Tabla 2.5.a Alternativas para las partes principales del cuarto eje

SUJETAR LA PIEZA		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
		
3 Garras autocentrante	2 Garras de diseño combinado	2 Garras autocentrante
HUSILLO		
Tipo de contra-plato		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
		
ISO 702-1 DIN 55026	ISO 702-2 DIN 55029	ISO 702-3 DIN 55027
RODAMIENTOS		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
		
Rodamientos rígido de bolas y rodillos cilíndricos	Dos hileras de bolas con contacto angular y rodillos cilíndricos con diseño NU o N	Una hilera de rodillos cónicos apareados y rodillos cilíndricos con diseño NU o N

Fuente: Propia

Tabla 2.5.b Alternativas para las partes principales del cuarto eje

MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
 <p>Acoplamiento Lovejoy, transmisión directa</p>	 <p>Polea dentada con correa, reducción de velocidad</p>	 <p>Tornillo sin fin y corona, reducción de velocidad</p>
MECANISMO DE FRENO O AUTOTRABANTE		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
 <p>Holding torque (HT)</p>	 <p>Freno Neumático</p>	 <p>Tornillo sin fin y corona, propiedad autotrabante</p>
MECANISMO DE INCLINACIÓN DEL HUSILLO		
Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
 <p>Inclinación manual asegurada por medio de pernos</p>	 <p>Inclinación por medio de tornillo sin fin y corona de forma manual o automática.</p>	 <p>Inclinación automática por medio de polea dentada y correa</p>
MECANISMO DE CABEZAL MÓVIL.		
 <p>Cabezal móvil, con contrapunto giratorio.</p>	 <p>Cabezal móvil, con contrapunto giratorio, con posibilidad de movimiento vertical</p>	 <p>Cabezal móvil, con contrapunto giratorio, con posibilidad de movimiento vertical e inclinación.</p>

Fuente: Propia

2.2. Diseño de forma

Con las alternativas para las partes principales de cuarto eje mostradas en la sección anterior se procederá a realizar tres alternativas de conceptos de diseño, los cuales serán analizados en la **Tabla 2.6**, lo que nos dará como resultado el diseño de forma final para el sistema.

Alternativa de Diseño 1

Esta alternativa se muestra en la **Figura 2.3**, en donde se juntan los conceptos de un sistema de transmisión por tornillo sin fin y corona con una reducción de 60:1, la cual omite el uso de un sistema de freno para el mecanizado indexado. El husillo tendrá una nariz tipo ISO 702-3 lo cual permite que cualquier mandril de estas características sea montado. El sistema inclinación de husillo será manual.

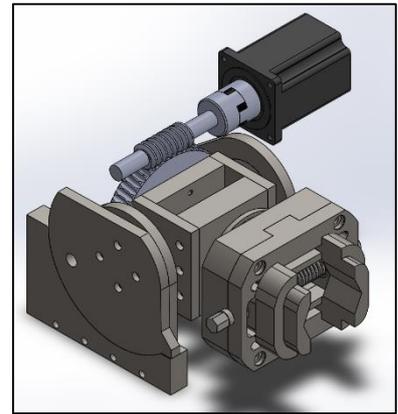


Figura 2.3 Alternativa D1

Fuente: Propia

Alternativa de Diseño 2

Esta alternativa se muestra en la **Figura 2.4**, en donde se juntan los conceptos de un sistema de transmisión por tornillo sin fin y corona con una reducción de 60:1, la cual omite el uso de un sistema de freno para el mecanizado indexado. El husillo tendrá una nariz tipo ISO 702-3 lo cual permite que cualquier mandril de estas características sea montado. El sistema inclinación de husillo será por medio de un sistema tornillo sin fin y corona, el cual abre la posibilidad de un funcionamiento manual como semiautomático.

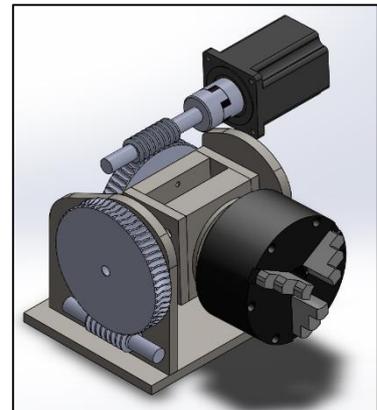


Figura 2.4 Alternativa D2

Fuente: Propia

Alternativa de Diseño 3

Esta alternativa se muestra en la **Figura 2.5**, en donde se junta el concepto de un sistema de transmisión por medio de una polea y correa dentada, consiguiendo una reducción de 12:1, se necesitara un sistema de freno neumático o mecánico para el mecanizado indexado. El husillo tendrá una nariz tipo ISO 702-3 lo cual permite que cualquier mandril de estas características sea montado. El sistema inclinación de husillo será por medio de un sistema de polea dentada y correa dentada, la cual funcionara de manera semiautomática.

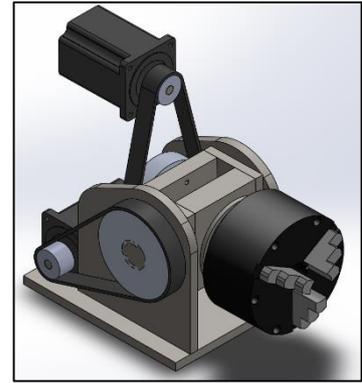


Figura 2.5 Alternativa D3

Fuente: Propia

2.3. Matriz de decisión de diseño

Las alternativas de diseño fueron sometidas a análisis para determinar cuál satisface las necesidades planteadas, para ello se utilizó una matriz de decisión, (**Tabla 2.6**), Donde se observa que la **Alternativa D1** es la mejor puntuada y será la base para el diseño del sistema de cuarto eje.

Tabla 2.6 Matriz de selección.

Selección De objetivos	Peso	Alter. D1		Alter. D2		Alter. D3	
		Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso
1.1.	14	9	126	9	126	5	70
1.2.	12	9	108	9	108	6	72
1.3.	12	9	108	9	108	9	108
1.4.	9	8	72	8	72	8	72
1.5.	4	9	36	9	36	9	36
1.6.	1	9	9	9	9	9	9
2.1.	9	10	90	10	90	5	45
2.2.	7	10	70	10	70	9	63
2.3.	5	9	45	9	45	9	45
2.4.	5	9	45	9	45	9	45
2.5.	4	9	36	9	36	9	36
2.6.	2	10	20	10	20	10	20
2.7.	1	7	7	9	9	9	9
3.1.	4	8	32	7	28	5	20
3.2.	4	7	28	7	28	7	28
3.3.	3	10	30	10	30	8	24
3.4.	2	9	18	9	18	9	18
4.1.	1.7	9	15.3	9	15.3	9	15.3
4.2.	0.9	9	8.1	9	8.1	9	8.1
4.3.	0.2	9	1.8	9	1.8	9	1.8
TOTAL	100		905.2		903.2		745.2

Fuente: Propia

2.4. Cálculo de las Fuerzas de corte en el fresado.

Para el cálculo de la fuerza de corte se estimó que la mayoría de operaciones de fresado serán de fresado frontal y se realizarían con una fresa cilíndrica de $\varnothing 10\text{mm}$, 10° de ángulo de helicoidal, 6° de ángulo de ataque, los datos de corte fueron tomados de (SANDVIK, Coromant, 2011), en la **Figura 2.6** se muestran los parámetros utilizados.

$$\begin{aligned} Z &= 4 & a_e &= 10\text{mm} \\ D &= 10\text{mm} & f_z &= 0.8 \frac{\text{mm}}{\text{diente}} \\ K_r &= 90^\circ, & f_z &= 0.036 \frac{\text{mm}}{\text{diente}} \\ \gamma_o &= 6^\circ & V_c &= 100 \frac{\text{m}}{\text{min}} \\ a_p &= 1\text{mm} \end{aligned}$$

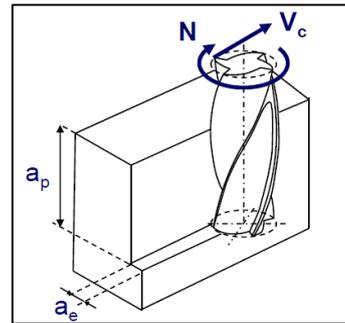


Figura 2.6 Parámetros utilizados

Fuente: (SANDVIK, Coromant, 2011)

Los cálculos realizados se muestran a continuación:

$$N = \frac{V_c \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{(100)(1000)}{\pi(10)}$$

$$V_f = N \cdot f_z \cdot Z$$

$$V_f = \left(3183 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) \left(0.4 \frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right) (4 \text{ dientes})$$

$$\boxed{N = 3183 \text{ RPM}}$$

$$\boxed{V_f = 5.1 \frac{\text{m}}{\text{min}}}$$

Promedio de grosor de la viruta

Se asumirá que se utiliza una fresa con un ángulo de posición $k_r = 90^\circ$

$$h_a = \frac{180 \cdot \sin(k_r) \cdot a_e \cdot f_z}{\pi \cdot D \cdot \sin^{-1}\left[\frac{a_e}{D}\right]} = \frac{(180) \sin(90) (10)(0.4)}{\pi(10) \sin^{-1}\left(\frac{10}{10}\right)}$$

$$\boxed{h_m = 0.255\text{mm}}$$

Fuerza específica de corte y Fuerza de corte

Para el cálculo de las fuerzas de corte se asumió que la mayoría de trabajos se realizarán en Acero de baja aleación con $K_{c1} = 2000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ y un factor de corrección $m_c = 0.25$ (Sandvik Coromant, 2015)

$$K_c = K_{c1} \cdot h_a^{-m_c} \left(1 - \frac{Y_o}{100}\right)$$

$$K_c = \left(2000 \frac{N}{mm^2}\right) (0.255mm)^{-0.25} \left(1 - \frac{6}{100}\right)$$

$$\boxed{K_c = 2646.5 \frac{N}{mm^2}}$$

La fuerza de corte por lo tanto será

$$F_c = K_c \cdot a_p \cdot f_z$$

$$F_c = \left(2646.5 \frac{N}{mm^2}\right) (1mm) \left(0.4 \frac{mm}{diente}\right)$$

$$F_c = 1058.6 N$$

$$\boxed{F_c = 1.06 KN}$$

Los coeficientes de corte para estas condiciones según (O. Gonzalo., 2009) son:

$$K_{tc} = 2480.154 \frac{N}{mm^2} \qquad K_{te} = 44.3824 \frac{N}{mm^2}$$

$$K_{rc} = 653.7816 \frac{N}{mm^2} \qquad K_{re} = 59.0426 \frac{N}{mm^2}$$

$$K_{ac} = 66.6831 \frac{N}{mm^2} \qquad K_{ae} = 5.4997 \frac{N}{mm^2}$$

Con los coeficientes de corte se pudo calcular las fuerzas de corte Tangencial $F_t(\phi)$, Radial $F_r(\phi)$ y Axial $F_a(\phi)$, además de las componentes de la fuerza de corte, horizontal $F_x(\phi)$, normal $F_y(\phi)$ y axial $F_z(\phi)$ siguiendo el procedimiento descrito en la parte teórica, donde el ángulo de inmersión esta entre $0 \leq \phi \leq 180$ para un fresado frontal. La **Figura 2.7** muestra las fuerzas de corte obtenidas en función del ángulo de rotación, del cual los valores máximos y mínimos se muestran en la **Tabla 2.7**.

Tabla 2.7 Fuerzas de corte Max. Y Min.

$F_x(\phi) \max = 717.54 [N]$
$F_x(\phi) \min = -382.60 [N]$
$F_y(\phi) \max = 70.43 [N]$
$F_y(\phi) \min = -1061.26 [N]$
$F_z(\phi) \max = 32.17 [N]$
$F_z(\phi) \min = 5.50 [N]$

Fuente: Propia

De los cálculos obtenidos se sabe que la fuerza de corte tangencial $F_t(\phi) \max = 1.036 [KN]$ tiene un valor es similar al obtenido por el método propuesto por (Sandvik Coromant, 2015) calculado anteriormente

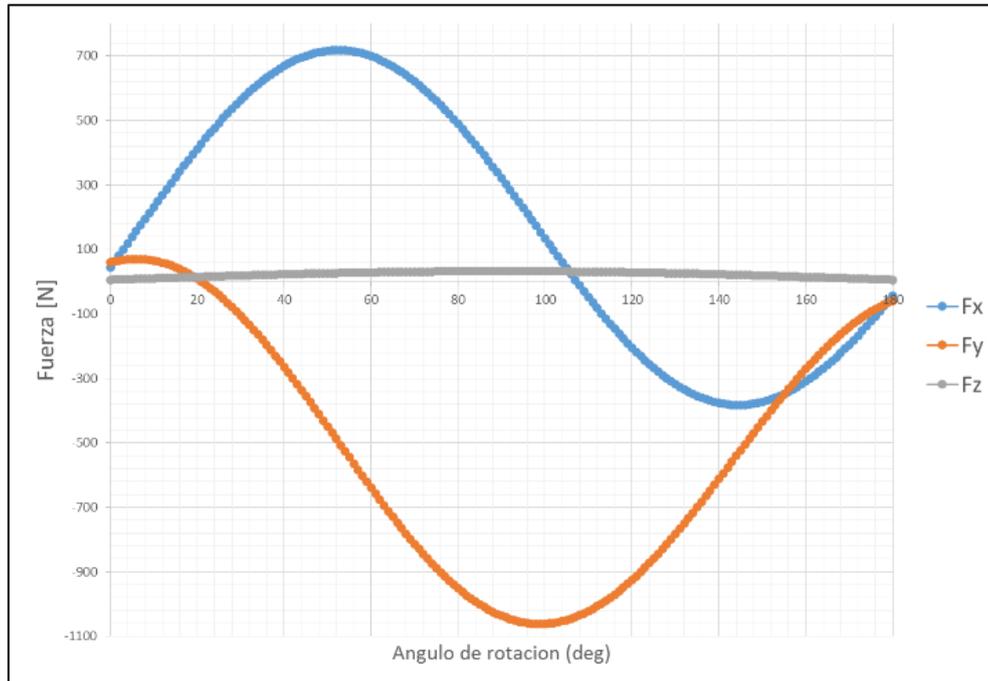


Figura 2.7 Componentes de las fuerzas de corte F_x, F_y, F_z

Fuente: Propia.

2.4.1. Efecto producido por las fuerzas de corte en mecanizado Indexado y continuo

Cuando se realiza el mecanizado en una pieza aparecen fuerzas de corte, tal como se mostró en la sección anterior, estas producirán una cantidad considerable de carga sobre el sistema las cuales serán consideradas en el diseño de este. Como se puede observar en la **Figura 2.8** para realizar un cálculo conservador se pondrán fuerzas de corte en los extremos los cuales simularan el peor caso que podría darse en la utilización sistema de cuarto eje.

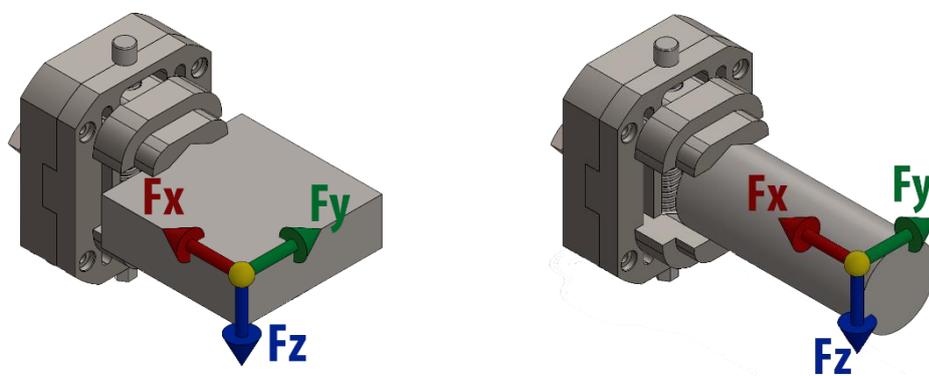


Figura 2.8 Configuración de las fuerzas de corte

Fuente: Propia

2.5. Diseño de Mandril.

2.5.1. Diseño del Perno de sujeción para el Mandril

Se utilizará un Tornillo doble (Izquierda y Derecha) de rosca cuadrada **Figura 2.9** el cual tendrá una fuerza de apriete total será de 20KN que es estándar en mandriles de 2 garras que cumplen con la norma **DIN 6350** (BISON-BIAL S.A., 2015). El material utilizado será acero **AISI 4140** $S_y = 655 \text{ MPa}$ $S_{ut} = 900 \text{ MPa}$. A continuación se muestran los cálculos realizados:

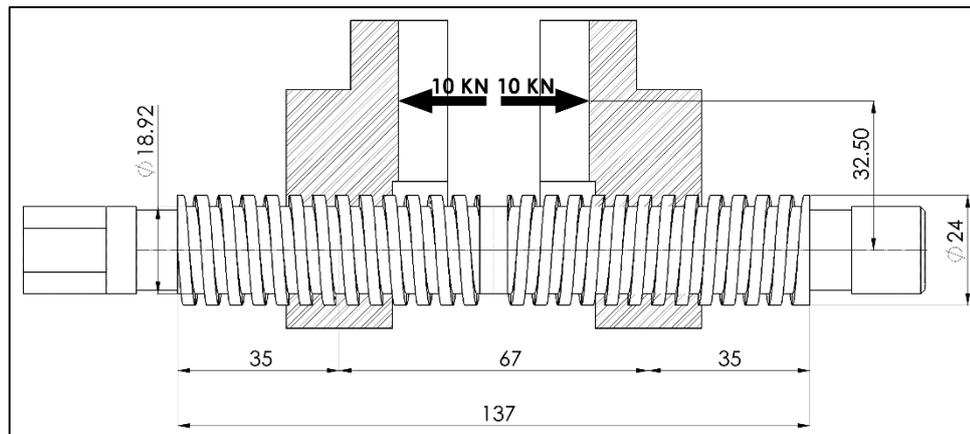
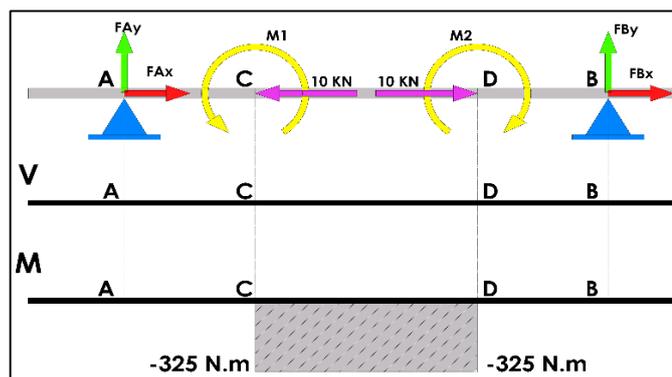


Figura 2.9 Diseño de forma de perno de sujeción

Fuente: Propia

Diagrama de cuerpo libre y cálculos de Fuerzas y Torque.



$$\sum F_x = 0 \quad + \curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$-10 \text{ KN} + 10 \text{ KN} + F_{By} + F_{Ax} = 0 \quad F_{Bx}(0) + F_{By}(137) + M_1 + M_2 = 0$$

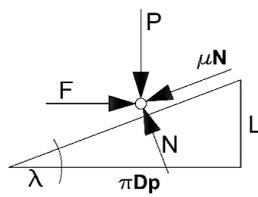
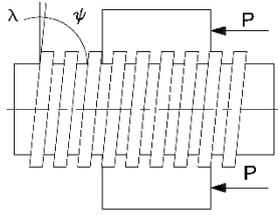
$$\boxed{F_{Bx} = F_{Ax}}$$

$$\boxed{F_{By} = 0}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \boxed{F_{Ay} = 0}$$

$$F_{By} + F_{Ay} = 0 \quad \boxed{F_{Bx} = 0}$$

$$\boxed{F_{Ay} = -F_{By}} \quad \boxed{F_{Ax} = 0}$$



$$\lambda = 6.04^\circ$$

$$\psi = 83.96^\circ$$

$$P = 10 \text{ KN (una garra)}$$

$$\mu = 0.15 \pm 0.05 \text{ (Norton, 2011)}$$

$$d_p = 24 - 2.54$$

$$\boxed{d_p = 21.46 \text{ mm}}$$

$$\boxed{d = 18.92 \text{ mm}}$$

$$\tan(\lambda) = \frac{L}{\pi \cdot d_p}$$

$$\tan(6.04) = \frac{L}{\pi(21.46 \text{ mm})}$$

$$\boxed{L = 7.135}$$

$$A_r = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$A_r = \frac{\pi(18.92 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\boxed{A_r = 2.8114 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F - \mu \cdot N \cdot \cos(\lambda) - N \cdot \sin(\lambda) = 0$$

$$F = \frac{P \left[\left(\frac{L}{\pi \cdot d_p} \right) + \mu \right]}{1 - \left(\frac{\mu \cdot L}{\pi \cdot d_p} \right)} = \frac{10 \text{ KN} \left[\frac{7.135}{21.46\pi} + 0.15 \right]}{1 - \left[\frac{0.15(7.135)}{21.46\pi} \right]}$$

$$\boxed{F = 2599.58 \text{ N}}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$N \cdot \cos(\lambda) - P - \mu \cdot N \cdot \sin(\lambda) = 0$$

$$T = \frac{P \cdot d_p}{2} \left[\frac{\pi \cdot \mu \cdot d_p + L}{\pi \cdot d_p - \mu \cdot L} \right]$$

$$T = \frac{10 \text{ KN}(21.46 \times 10^{-3})}{2} \left[\frac{\pi(0.15)(21.46) + 7.135}{\pi(21.46) - (0.15)(7.135)} \right]$$

$$\boxed{T = 27.9 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Esfuerzo Axial

$$\sigma_p = \frac{P}{A_r}$$

$$\sigma_p = \frac{10 \times 10^3}{2.8114 \times 10^{-4}}$$

$$\boxed{\sigma_p = 35.57 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

Esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3}$$

$$\tau = \frac{16(28)}{\pi(18.92 \times 10^{-3})^3}$$

$$\boxed{\tau = 21.05 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

Esfuerzo debido al momento

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi(18.92 \times 10^{-3})^4}{64}$$

$$I = 6.29 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\sigma_M = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma_M = \frac{325(9.46 \times 10^{-3})}{6.29 \times 10^{-9}}$$

$$\boxed{\sigma_M = 488.8 \text{ MPa}}$$

Se analizaron dos casos como una combinación de esfuerzos de Von Mises, uno donde actúa el torque necesario para el apriete y el otro cuando la pieza está sujeta, como se muestra a continuación.

Aplicando torque de apriete

$$\sigma^1 = \sqrt{\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma^1 = \sqrt{(35.57 + 488.8)^2 + (21.05)^2}$$

$$\sigma^1 = 525.64 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma^1} = \frac{690}{526}$$

$$\eta = 1.3$$

Sin torque de apriete

$$\sigma^1 = \sqrt{\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma^1 = \sqrt{(35.57 + 488.8)^2}$$

$$\sigma^1 = 524.36 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma^1} = \frac{690}{524}$$

$$\eta = 1.3$$

Esfuerzo en la unión roscada.

Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_a = \frac{P}{A_A}$$

$$\sigma_a = \frac{P}{\frac{h \cdot \pi}{4 \cdot p} (d^2 - d_r^2)}$$

$$\sigma_a = \frac{10 \times 10^3}{\frac{23\pi}{4(5.08)} [(24 \times 10^{-3})^2 - (18.92 \times 10^{-3})^2]}$$

$$\sigma_a = 12.90 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\eta_A = \frac{690}{12.90}$$

$$\eta_A = 53$$

Esfuerzo a cortante puro.

$$\tau_{T_o} = \frac{P}{\pi \cdot d_r \left(\frac{h}{2}\right)}$$

$$\tau_{T_o} = \frac{10 \times 10^3}{\pi(18.92 \times 10^{-3}) \left(\frac{23 \times 10^{-3}}{2}\right)}$$

$$\tau_{T_o} = 14.63 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\eta_{T_o} = \frac{S_{ys}}{\tau_{T_o}}$$

$$\eta_{T_o} = \frac{0.5(690)}{14.63}$$

$$\eta_{T_o} = 23$$

Esfuerzo cortante en la tuerca

$$\tau_0 = \frac{P}{\pi \cdot d \cdot \frac{h}{2}}$$

$$\tau_0 = \frac{10 \times 10^3}{\pi(24 \times 10^{-3}) \left(\frac{23 \times 10^{-3}}{2}\right)}$$

$$\tau_0 = 11.53 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\eta_{T_o} = \frac{S_{ys}}{\tau_0}$$

$$\eta_{T_o} = \frac{0.5(690)}{11.53}$$

$$\eta_{T_o} = 29$$

2.5.1.1. Simulación en elementos finitos

Con el método de elementos finitos se calculó los esfuerzos en el perno, dándonos los resultados un esfuerzo máximo de **435 MPa** tal y como se muestra en las **Figuras 2.10**.

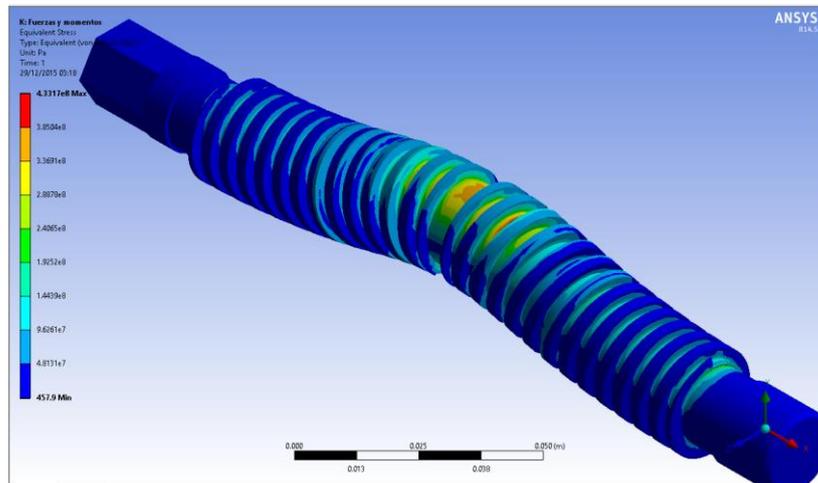


Figura 2.10 Esfuerzos de Von Mises en el perno de sujeción.

Fuente: Propia

2.5.1.2. Calculo de falla por fatiga para el Perno roscado.

Debido al uso del perno de sujeción existirán fluctuaciones en los esfuerzos presentes lo que podría provocar fatiga en el elemento **Figura 2.11**. Para el cálculo del efecto de la fatiga se utilizó la curva S-N del material **AISI 4140** mostrada en la **Figura B.1** del apéndice B, en el cual muestra que la resistencia a la fatiga de este material es de **210 MPa** aproximadamente.

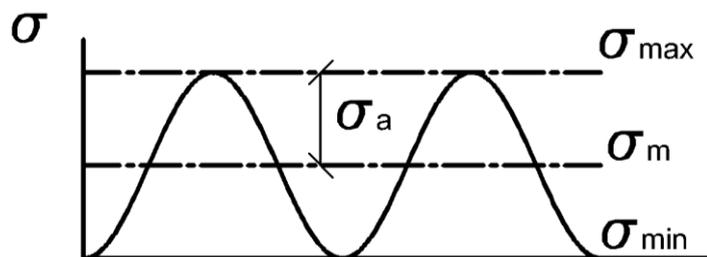


Figura 2.11 Ciclo de carga repetida al cual está sometido el perno de sujeción

Fuente: Propia

A continuación se procedió a calcular el promedio y la amplitud del esfuerzo repetitivo.

$$\sigma_{max} = 524 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} = \frac{0 + 524}{2}$$

$$\boxed{\sigma_m = 262 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{524 - 0}{2}$$

$$\boxed{\sigma_a = 262 \text{ MPa}}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{262}{900} + \frac{262}{210}$$

$$\boxed{\eta_f = 0.65}$$

Como se apreció en los cálculos, la amplitud del esfuerzo repetitivo es superior a la resistencia a la fatiga del material utilizado. Por consiguiente se procedió a calcular el número de ciclos que este podría soportar.

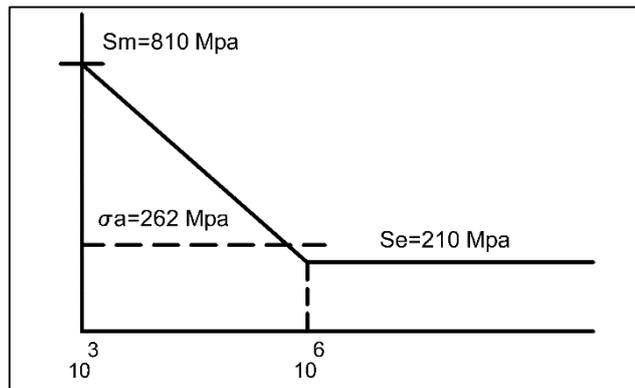


Figura 2.12 Cálculo de Ciclos de vida finita del perno de sujeción

Fuente: Propia

$$S_m = 0.9(900) = 810 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{S_m}{S_e}\right) = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{810}{210}\right)$$

$$\boxed{b = -0.1954}$$

$$a = \frac{S_m^2}{S_e} = \frac{810^2}{210}$$

$$\boxed{a = 3124.3}$$

$$S_F = a \cdot N^b$$

$$262 = 3124.3N^{-0.1954}$$

$$\boxed{N = 3.22 \times 10^5}$$

El número de ciclos que podría trabajar el tornillo es de $N = 3.22 \times 10^5$, lo que representaría **17.6 años** si se considera que se trabajara con el 50 veces al día.

2.5.2. Diseño de Garras del Mandril.

El material utilizado en las garras es acero **ASTM A36**. Debido a la forma de las garras se realizó un análisis de elementos finitos directamente, los resultados se muestran en las **Figuras 2.13 a y b** donde el esfuerzo máximo calculado es de **166 MPa** cuando se sujeta un eje con ellas.

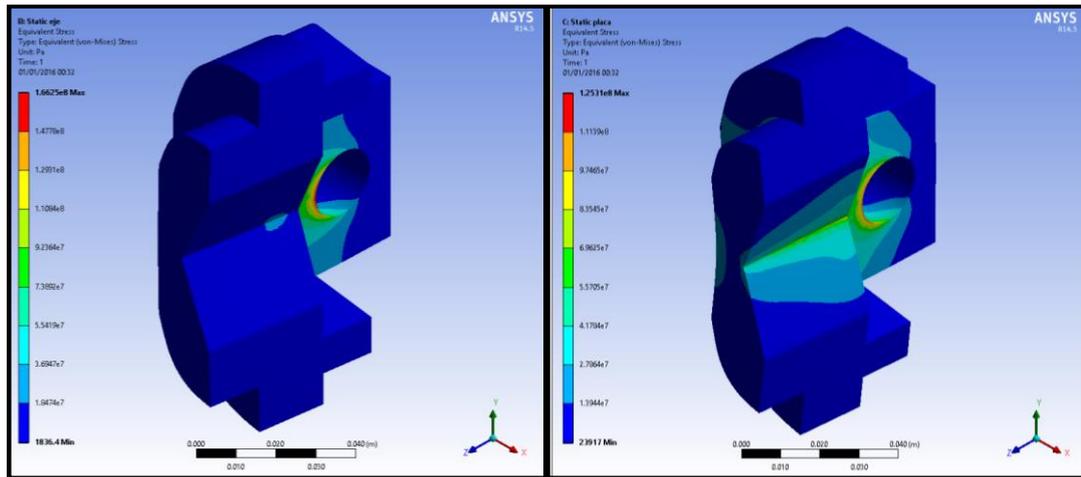


Figura 2.13 Esfuerzos de Von Mises en las garras de sujeción

Fuente: Propia

En la **Figura 2.14** se muestran los coeficientes de seguridad estático de los casos anteriores, en ellas se muestra que el coeficiente más bajo es de **1.5** en el caso de sujeción del eje.

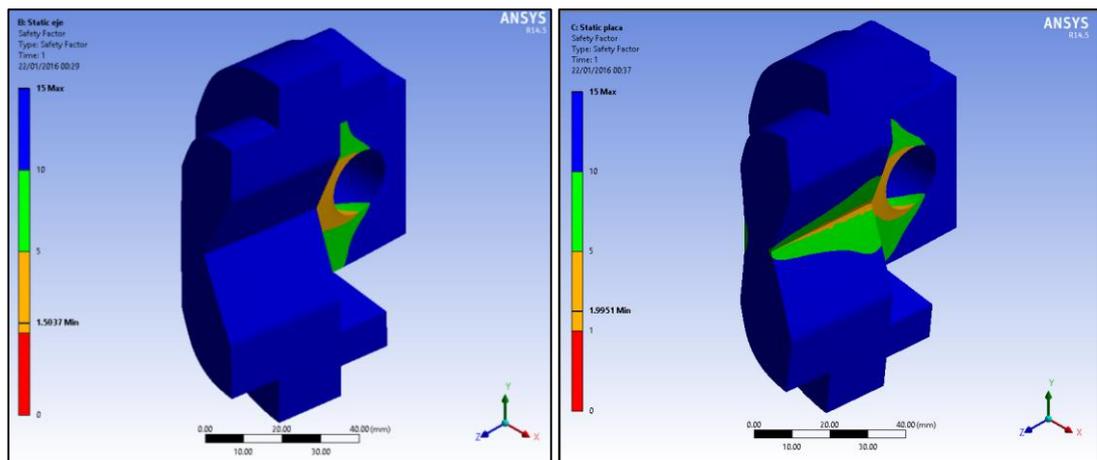
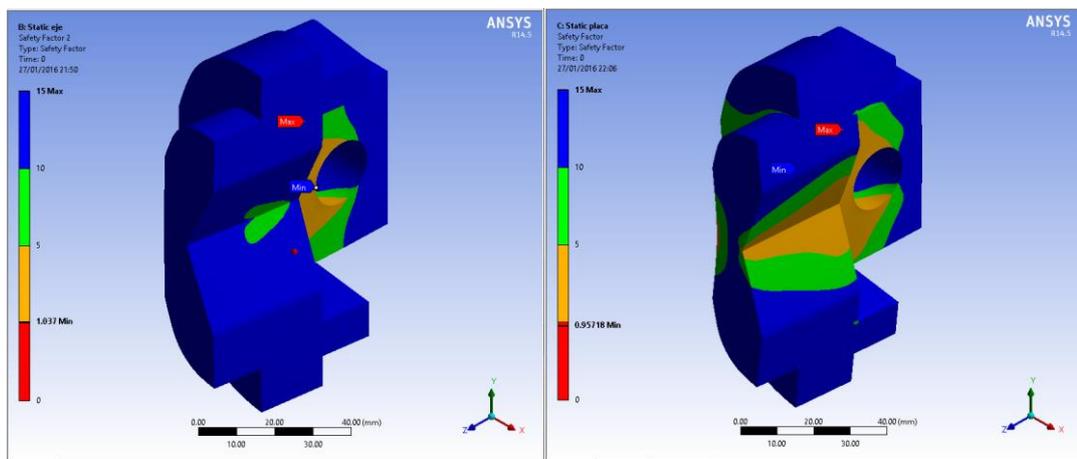


Figura 2.14 Factor de seguridad estático

Fuente: Propia

2.5.2.1. Calculo de falla por fatiga para las garras del mandril.

Al igual que en el caso del perno de sujeción se procedió a calcular el efecto de la fatiga en la garras, el cual se lo realizo por medio de elementos finitos, este software utilizó la curva S-N del material ASTM A36 mostrada en la **Figura B.2** del apéndice B, en el cual muestra que la resistencia a la fatiga de este material es de **86 MPa** aproximadamente. En la **Figura 2.15** se muestra que el factor de seguridad a fatiga es $\eta_f = 0.95$, lo cual implica que las garras fallaran aproximadamente a **1×10^6 ciclos**, lo cual en años representa 55 años aproximadamente siendo utilizadas 50 veces al día.



a) Sujeción de eje.

b) Sujeción de placa.

Figura 2.15 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^6 ciclos

Fuente: Propia

2.6. Diseño del sistema de transmisión de potencia.

Siguiendo con la metodología de diseño mostrado en la **Figura 2.1** se procedió a realizar el diseño del sistema de transmisión de potencia que utilizara el cuarto eje en este caso transmisión por tornillo sin fin y corona, para lo cual se calculó primeramente el torque necesario para realizar los movimientos requeridos.

2.6.1. Calculo de torque necesario.

Para el cálculo del torque necesario se estableció dos fase de movimiento, el primero cuando el sistema debe rotar a una posición para realizar el mecanizado (indexado) y el segundo cuando el sistema debe moverse conjuntamente con el corte de la herramienta (continuo, torno-fresado), como requerimiento de diseño se estableció que la rotación deberá tener una aceleración angular máxima de $\alpha = 10 \text{ s}^{-1}$ y una velocidad de rotación máxima de **10 Rpm**.

Torque necesario para el posicionamiento.

A continuación en las **Figuras 2.16 y 2.17** se muestran los diagramas Torque Vs Tiempo para lograr el posicionamiento de las piezas más grandes que pueden ser montadas en el sistema, estos diagramas fueron obtenidos utilizando el software Solidworks Motion.

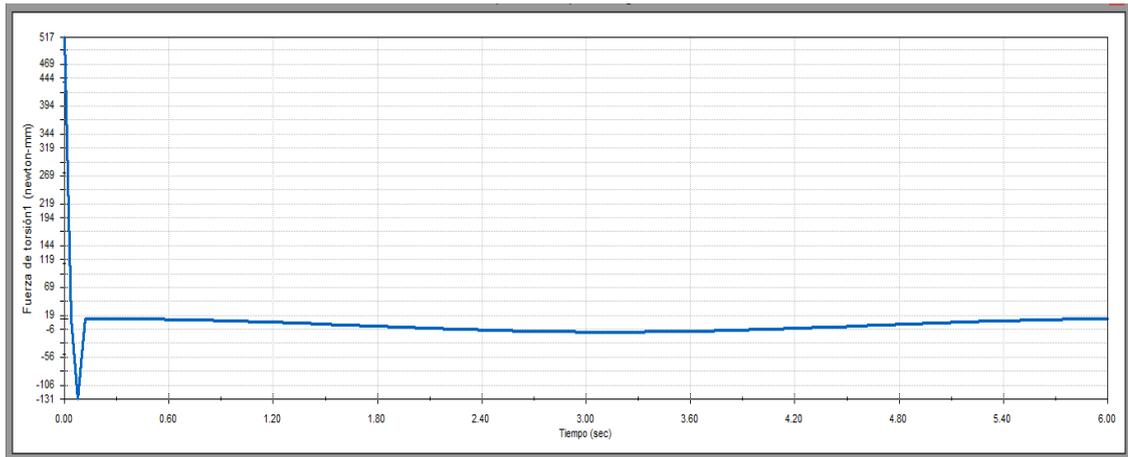


Figura 2.16 Torque necesario para mover la placa más grande.

Fuente: Propia

En esta figura se puede apreciar que el torque máximo necesario para alcanzar la velocidad requerida es $0.517 N.m$, luego este decrece hasta $-0.131 N.m$, para una velocidad constante, el torque tiene pequeñas variaciones que oscilan entre $0.019 N.m$ y $-0.006 N.m$.

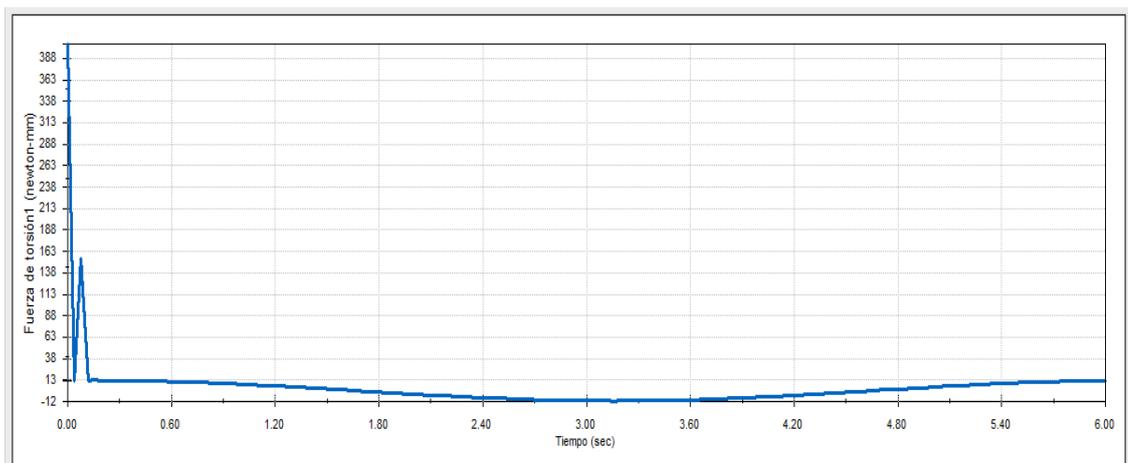


Figura 2.17 Torque necesario para mover la placa más grande.

Fuente: Propia

En esta figura se puede apreciar que el torque máximo necesario para alcanzar la velocidad requerida es **0.413 N.m**, luego este decrece hasta **0.013 N.m**, para una velocidad constante, el torque tiene pequeñas variaciones que oscilan entre **0.013 N.m** y **-0.012 N.m**.

Torque necesario para el mecanizado.

El torque necesario para el mecanizado indexado T_{TI} será igual a la Fuerza de corte F_x multiplicado por la máxima distancia de la herramienta cuando se maquina una placa en su periferia, entonces:

$$T_{TI} = F_x(r) = 32N(75 \times 10^{-3}m)$$

$$\boxed{T_{TI} = 2.4 \text{ N.m}}$$

De la misma manera el torque necesario para el mecanizado continuo será igual a la fuerza de corte F_y multiplicado por la máxima distancia radial que puede tener un eje montado, por lo tanto:

$$T_T = F_y(r) = 1061(40 \times 10^{-3})$$

$$\boxed{T_T = 42.4 \text{ N.m}}$$

Cabe recalcar que estos torque son máximos, ya que como se mostró en la **Figura 2.7** las fuerzas de corte son variables por lo que estos torques también lo serán.

2.6.2. Diseño del Sistema de transmisión por tornillo sin fin y corona

Una vez calculado el torque máximo necesario se procedió con el diseño del sistema de transmisión, para ello se utilizó las normas **ANSI/AGMA 6022-C93** (AGMA STANDARD, 1993) y **ANSI/AGMA 6034-B92** (AGMA STANDARD, 1992). En primera instancia se supuso que el sistema necesita un tornillo sin fin con un ángulo de presión de $\phi = 20^\circ$ de inicio simple $N_w = 1$, un engranaje de $N_G = 60$ dientes para una razón de $m_G = 60:1$, la cual es un requerimiento, las revoluciones de entrada $n = 600 \text{ RPM}$ y la distancia entre los centros no deberá superar a $C = 88.9 \text{ mm}$ (3.5 in). Los cálculos realizados fueron los siguientes:

2.6.2.1. Dimensiones Básicas del sistema Tornillo sin fin y corona.

A continuación se realizaron los siguientes cálculos previos para dimensionar el sistema de tornillo sin fin y corona. En la **Figura 2.18** se muestran las dimensiones calculadas

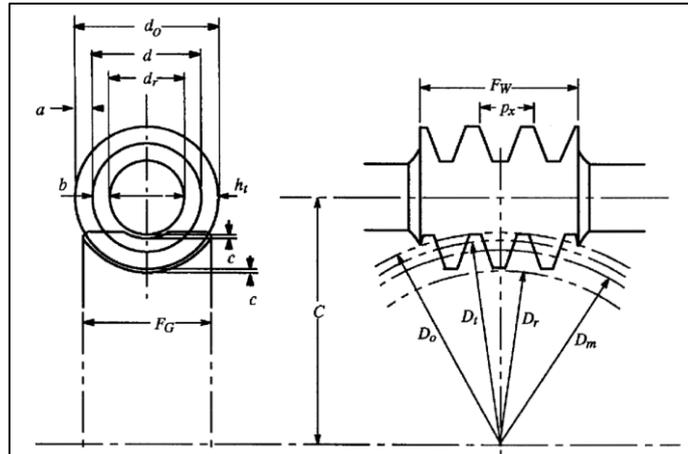


Figura 2.18 Dimensiones básicas, proporciones acostumbradas

Fuente: (AGMA STANDARD, 1993)

Modulo del tornillo sin fin y corona.

Para poder realizar la construcción del sistema se debió utilizar un módulo estándar en este caso:

$$m = 2$$

Paso axial del tornillo sin fin P_x

$$p_x = \frac{\pi \cdot m}{N_w} = \frac{\pi(2)}{1} = \boxed{6.283 \text{ mm (0.2474 in)}}$$

Paso circular del Engranaje p

$$p = p_x = \boxed{6.283 \text{ mm (0.2474 in)}}$$

Avance del tornillo sin fin L

$$L = N_w p_x = 1(6.283) = \boxed{6.283 \text{ mm (0.2474 in)}}$$

Ángulo de avance λ

Para que el sistema tenga la propiedad de **autobloqueo**, se deberá diseñarlo con un ángulo menor a 6° , por lo tanto:

$$\lambda = 4^\circ$$

Diámetro de paso del tornillo d

$$d = \frac{m}{\tan(\lambda)} = \frac{2}{\tan(4)} = \boxed{28.60 \text{ mm (1.126 in)}}$$

Diámetro de paso del engranaje D

$$D = N_G \cdot m = 60(2) = \boxed{120 \text{ mm (4.7244 in)}}$$

Distancia entre centros

$$C = \frac{d + D}{2} = \frac{28.60 + 120}{2} = \boxed{74.3 \text{ mm}}$$

Addendum del tornillo y el engranaje a

$$a = \frac{P_x}{\pi} = \frac{6.283}{\pi} = \boxed{2 \text{ mm (0.0787 in)}}$$

Dedendum del tornillo y el engranaje b

$$b = 0.3683p_x = 0.3683(6.283) = \boxed{2.314 \text{ mm (0.0911 in)}}$$

Diámetro exterior del tornillo sin fin d_o

$$d_o = d + 2a = 28.6 + 2(2) = \boxed{32.6 \text{ mm (1.283 in)}}$$

Diámetro de raíz del tornillo sin fin d_r

$$d_r = d - 2b = 28.6 - 2(2.314) = \boxed{23.973 \text{ mm (0.9438 in)}}$$

Diámetro de garganta del engranaje D_t

$$D_t = D + 2a = 120 + 2(2) = \boxed{124 \text{ mm (4.88 in)}}$$

Diámetro exterior del engranaje D_o

$$D_o = D_t + a = 124 + 2 = \boxed{126 \text{ mm (4.96 in)}}$$

Ancho de cara del engranaje F_G

Según **ANSI/AGMA 6022-C93** para un avance circular p_x mayor a 4.06mm (0.160 in) el ancho de la cara del engranaje es:

$$F_G = \frac{2}{3} d = \frac{2}{3}(28.6) = \boxed{19.07 \text{ mm (0.75 in)}}$$

Ancho de cara del Tornillo F_w

$$F_{w \max} = 2 \sqrt{\left(\frac{D_t}{2}\right)^2 - \left(\frac{D}{2} - a\right)^2} = 2 \sqrt{\left(\frac{124}{2}\right)^2 - \left(\frac{120}{2} - 2\right)^2}$$

$$\boxed{F_{w \max} = 43.81 \text{ mm (1.72 in)}}$$

2.6.2.2. Material del Engranaje.

Para el diseño se utilizó Bronce al aluminio (BS 1400: AB2), estos bronce son similares a los bronce al manganeso en dureza pero son más ligeros y alcanzan

mayores propiedades mecánicas a través de un tratamiento térmico. Este bronce tiene buena resistencia al desgaste y tiene un bajo coeficiente de fricción contra el acero (AGMA STANDARD, 1995).

Factor de material C_s

Con el material establecido, la distancia entre centros y el diámetro de la corona se procedió a calcular el factor de material, para ellos se utilizaron las **Figuras C1 y C2** del Anexo C

$$C_s = 980$$

Factor de corrección C_m

Para un $m_G = 60:1$ (AGMA STANDARD, 1992) establece que:

$$C_m = 0.0107(-m_G^2 + 56m_G + 5145)^{0.5} = 0.0107(-60^2 + 56(60) + 5145)^{0.5}$$

$$C_m = 0.749$$

2.6.2.3. Velocidad de deslizamiento v

Para el tornillo sin fin se calculó lo siguiente:

$$v = \frac{n \cdot d}{19096 \cos \lambda} = \frac{600(28.6)}{19096 \cos(3.96)} = 0.901 \frac{m}{s} \quad (177.3 \text{ fpm})$$

Factor de velocidad C_v

Para $v = 0.901 \frac{m}{s}$ (AGMA STANDARD, 1992) establece que:

$$C_v = 0.659e^{(-0.0011 v)} = 0.659e^{(-0.0011 (196.5 \times 0.901))}$$

$$C_v = 0.5$$

Coefficiente de fricción μ

Para $v = 0.901 \frac{m}{s}$ (AGMA STANDARD, 1992) establece que:

$$\mu = 0.103e^{[-0.11 v^{0.450}]} + 0.012$$

$$\mu = 0.103e^{[-0.11 (196.5 \times 0.901)^{0.450}]} + 0.012$$

$$\mu = 0.045$$

2.6.2.4. Cálculo de fuerzas y Potencia en el sistema de transmisión

Las cargas en el sistema de transmisión (**Figura 2.19**) se calcularon de la siguiente manera:

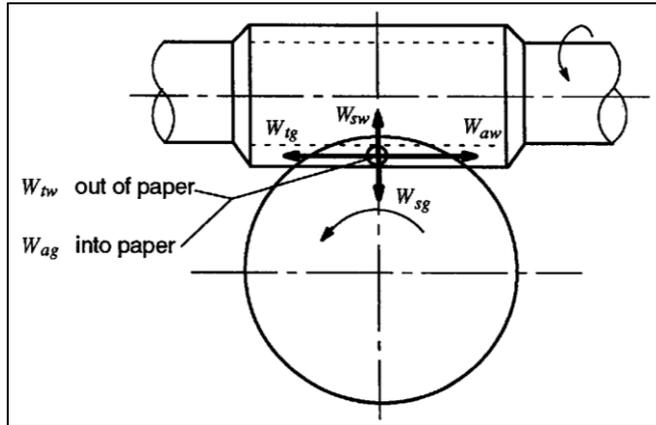


Figura 2.19 Fuerzas en el Tornillo sin fin y corona

Fuente: (AGMA STANDARD, 1992)

Carga tangencial sobre los dientes del engranaje y fuerza de arrastre del tornillo. W_{tg} , W_{aw}

$$W_{tg} = W_{aw} = \frac{C_s \cdot D^{0.8} \cdot F_G \cdot C_m \cdot C_v}{75.948}$$

$$W_{tg} = W_{aw} = \frac{980(120)^{0.8}(19.06)(0.749)(0.542)}{75.948}$$

$$W_{tg} = W_{aw} = 4603 \text{ N (1034.8 Lb)}$$

Fuerza de fricción. W_f

$$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg}}{\cos \lambda \cos \phi} = \frac{(0.045)(4603)}{\cos(4) \cos(20)}$$

$$W_f = 221 \text{ N (49.7 Lb)}$$

Potencia de entrada P_i

$$P_i = \frac{n \cdot W_{tg} \cdot D}{1.91 \times 10^7 \cdot m_G} + \frac{v \cdot W_f}{1000}$$

$$P_i = \frac{600(4603)(120)}{1.91 \times 10^7(60)} + \frac{(0.901)(221)}{1000}$$

$$P_i = 0.49 \text{ Kw (0.66 HP)}$$

Torque del tornillo T_w

$$T_w = \frac{60000 \cdot P_i}{2\pi n} = \frac{60000(0.49)}{2\pi(600)}$$

$$T_w = 7.8 \text{ N.m (68.93 Lb.in)}$$

Potencia de salida P_o

$$P_o = \frac{n \cdot W_{tg} \cdot D}{1.91 \times 10^7 \cdot m_G} = \frac{600(4603)(120)}{1.91 \times 10^7(60)}$$

$$P_o = 0.29 \text{ Kw (0.39 HP)}$$

Torque de salida. T_G

$$T_G = \frac{W_{tg} D}{2000} = \frac{4603(120)}{2000}$$

$$T_G = 276.2 \text{ N.m (2444.4 Lb.in)}$$

Eficiencia del sistema

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} (100) = \frac{0.29}{0.49} (100)$$

$$\eta = 59\%$$

Fuerza de separación en el engranaje y en el tornillo W_{sg}, W_{sw}

$$W_{sg} = W_{sw} = \frac{W_{tg} \tan \phi}{\cos \lambda} = \frac{4603 \tan(20)}{\cos(4)}$$

$$W_{sg} = W_{sw} = 1679.5 \text{ N (377.56 Lb)}$$

Fuerza de empuje del engranaje y Fuerza tangencial del tornillo W_{ag}, W_{tw}

$$W_{ag} = W_{tw} = \frac{2000 T_w}{d} = \frac{2000(7.8)}{28.6}$$

$$W_{ag} = W_{tw} = 544.6 \text{ N (122.43 Lb)}$$

2.6.2.5. Diseño del tornillo sin fin.

El tornillo sin fin se apoyó en dos rodamientos tal y como se muestra en la **Figura 2.20** a continuación se muestra los cálculos realizados. La distancia entre los apoyos fue $l = 124 \text{ mm (4.88 in)}$ y la distancia $A = 62 \text{ mm (2.44 in)}$

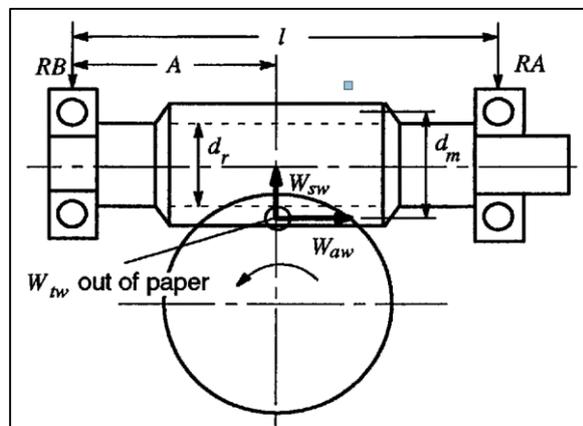


Figura 2.20 Reacciones en los apoyos del tornillo

Fuente: (AGMA STANDARD, 1993)

Material del tornillo sin fin.

El tornillo sin fin deberá tener una dureza de **58 – 62 HRC** y una calidad superficial RA de **0.4 μm (16 miro – inch)**, para ello **AISI/AGMA 6022-C93** (AGMA STANDARD, 1993) recomienda el uso de acero de bajo o medio carbono. Para el diseño del sistema se utilizó el acero **AISI 4320** el cual deberá ser endurecido por carburización ($S_{ut} = 1495 \frac{N}{\text{mm}^2}$, $S_y = 1105 \frac{N}{\text{mm}^2}$).

Reacciones en los apoyos del tornillo sin fin

Las reacciones radiales en los apoyos fueron calculados de la siguiente manera:

Reacciones en A

$$RA = \sqrt{\left(\frac{W_{sw}A}{l} + \frac{W_{aw}d}{2l}\right)^2 + \left(\frac{W_{tw}A}{l}\right)^2}$$
$$RA = \sqrt{\left(\frac{1679.45(62)}{124} + \frac{4603(28.60)}{2(124)}\right)^2 + \left(\frac{544.6(62)}{124}\right)^2}$$

$RA = 1397.4 \text{ N (314 Lb)}$

Reacciones en B

$$RB = \sqrt{\left(\frac{W_{sw}(l-A)}{l} + \frac{W_{aw}d}{2l}\right)^2 + \left(\frac{W_{tw}(l-A)}{l}\right)^2}$$
$$RB = \sqrt{\left(\frac{1679.45(124-62)}{124} + \frac{4603(28.60)}{2(124)}\right)^2 + \left(\frac{544.6(124-62)}{124}\right)^2}$$

$RB = 1397.4 \text{ N (314 Lb)}$

Momento flexionante M

$$M = \frac{RB(A)}{1000} = \frac{1397.4(62)}{1000} = \boxed{86.64 \text{ N.m (766.8 Lb.in)}}$$

Momento flexionante en sobrecarga M_o

Según la norma **AISI/AGMA 6034-B92** (AGMA STANDARD, 1992) los componentes del reductor deberán poder soportar sobrecargas momentáneas de hasta el 200% por máximo 2 segundos. Se debió tener en cuenta que los esfuerzos producidos pueden superar la resistencia a la fatiga del material. El momento de sobrecarga fue:

$$M_o = 3M = 3(86.64) = \boxed{259.91 \text{ N.m (2300.42 Lb.in)}}$$

Esfuerzo debido a la flexión S_b

$$S_b = \frac{32000M}{\pi d_r^3} = \frac{32000(86.64)}{\pi(23.97)^3} = \boxed{64.07 \frac{N}{mm^2} \left(9289.9 \frac{Lb}{in^2} \right)}$$

Esfuerzo debido a la flexión en sobrecarga S_{bo}

$$S_{bo} = 3S_b = 3(64.07) = \boxed{192.15 \frac{N}{mm^2} \left(27870 \frac{Lb}{in^2} \right)}$$

Esfuerzo de flexión permisible.

Según la norma **AISI/AGMA 6022-C93** (AGMA STANDARD, 1993) el esfuerzo permitido para flexión debe ser menor que el 17% del S_{ut} del material en condiciones normales y un 75% del S_y del material para las sobrecargas momentáneas.

$$S_{bA} = 0.17 \left(1495 \frac{N}{mm^2} \right) = \boxed{254.15 \frac{N}{mm^2} \left(36856 \frac{Lb}{in^2} \right)} \text{ Condiciones normales}$$

$$S_{boA} = 0.75 \left(1105 \frac{N}{mm^2} \right) = \boxed{828.75 \frac{N}{mm^2} \left(120225 \frac{Lb}{in^2} \right)} \text{ Con sobrecarga}$$

Se observó que los esfuerzos de flexión en el tornillo se encuentran dentro de los límites permitidos.

Deflexión en el tornillo sin fin.

Una manera conservativa de evaluar la deflexión del tornillo es utilizando una viga equivalente tal como se muestra en la **Figura 2.21**

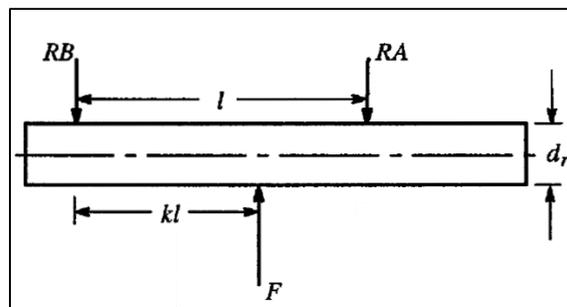


Figura 2.21 Viga equivalente para el tornillo sin fin

Fuente: (AGMA STANDARD, 1993)

Fuerza equivalente

$$F = RA + RB = 1397.37 + 1397.37 = \boxed{2794.74 \text{ N} (628.29 \text{ Lb})}$$

Factor de localización de la fuerza equivalente K

$$K = \frac{RA}{F} = \frac{1397.37}{2794.74} = \boxed{0.5}$$

Momento de inercia I

$$I = \frac{\pi \cdot d_r^4}{64} = \frac{\pi(23.97)^4}{64} = \boxed{16218.4 \text{ mm}^4 (0.039 \text{ in}^4)}$$

Deflexión en el tornillo sin fin y

$$y = \frac{Fl^3}{3EI} (1 - K) \left(\frac{2}{3}K - \frac{1}{3}K^2 \right)^{\frac{3}{2}}$$
$$y = \frac{2794.74 (124)^3}{3(210000)(16218.4)} (1 - 0.5) \left(\frac{2}{3}(0.5) - \frac{1}{3}(0.5)^2 \right)^{\frac{3}{2}}$$
$$\boxed{y = 0.03259 \text{ mm} (0.00130 \text{ in})}$$

Deflexión permisible para el tornillo Y_A

Según la norma **AISI/AGMA 6022-C93** (AGMA STANDARD, 1993) la deflexión permitida para el tornillo es:

$$Y_A = 0.025\sqrt{p_x} = 0.025\sqrt{6.283} = \boxed{0.06267 \text{ mm}}$$

Se observó que la deflexión en el tornillo se encuentra dentro de los límites permitidos.

2.7. Diseño del Husillo del sistema de cuarto eje.

2.7.1. Análisis estático.

Para el diseño del husillo se siguió el esquema plateado en la **Figura 2.22** donde simula el efecto producido en el proceso de torno-fresado, donde F_x, F_y, F_z , son las Fuerzas de corte calculadas anteriormente, P_1, P_2 , son los pesos del Mandril y la Pieza a mecanizar respectivamente, W_{sg} es la fuerza de separación entre el tornillo sin fin y la corona, y P_c es el peso de la corona del sistema de transmisión, P_H es el peso del husillo. El material utilizado para el diseño del husillo fue **AISI 4340** ($S_y = 786 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 924 \text{ MPa}$)

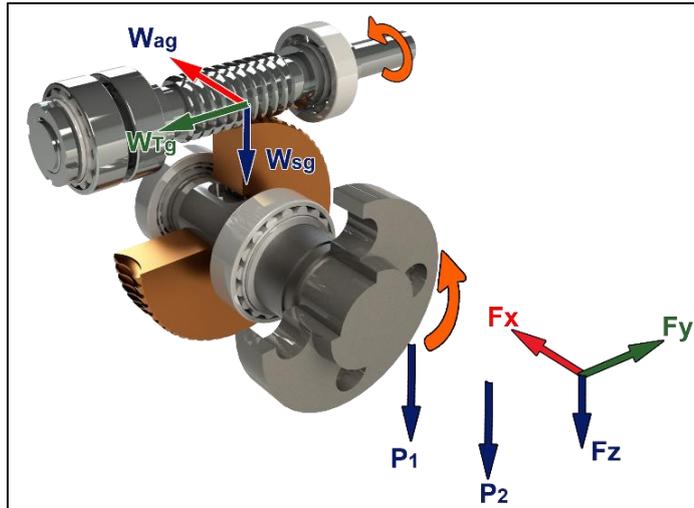


Figura 2.22 Fuerzas externas que actúan en el husillo del sistema.

Fuente: Propia

Diagrama de cuerpo libre en el husillo.

En la **Figura 2.23 y 2.24** se muestra el diagrama de cuerpo libre del husillo en los planos X-Y y X-Z

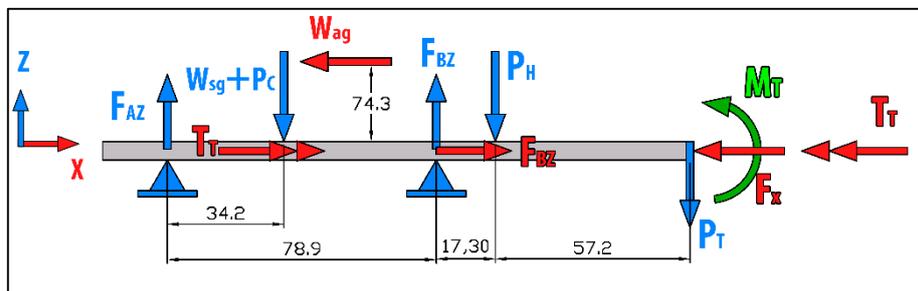


Figura 2.23 Diagrama de cuerpo libre en el Husillo en el Plano X-Z

Fuente: Propia

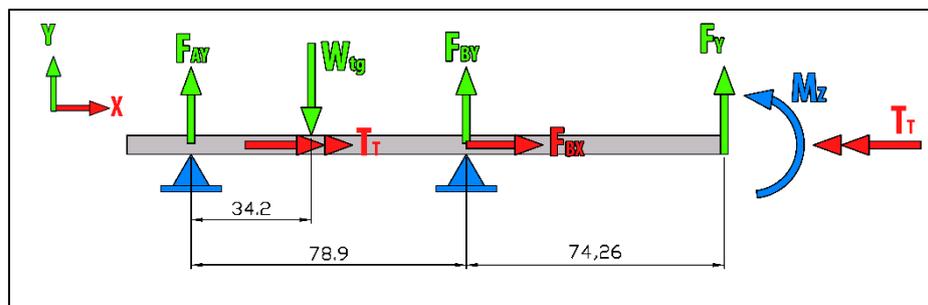


Figura 2.24 Diagrama de cuerpo libre en el Husillo en el Plano X-Y

Fuente: Propia

Cálculos de reacciones en el husillo

Se calculó la Fuerza neta P_T y el Momento neto M_T producidos en el husillo por las Fuerzas de corte (F_x, F_y, F_z) y el peso de la pieza y el mandril (P_1, P_2), siguiendo el esquema mostrado en las **Figura 2.22, 2.23 y 2.24**, tal como se muestra a continuación:

Plano X-Z

$$P_T = P_1 + P_2 + F_z$$

$$P_T = 80 + 39 + 32 = \boxed{151 \text{ N}}$$

$$M_1 = P_1(r_1) = 80(19.1 \times 10^{-3}) \quad M_{F_x} = F_x(r) = 718(40 \times 10^{-3})$$

$$\boxed{M_1 = 1.53 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

$$\boxed{M_{F_x} = 28.72 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

$$M_2 = P_2(r_2) = 39(90 \times 10^{-3}) \quad M_{F_z} = F_z(r_z) = 32(140 \times 10^{-3})$$

$$\boxed{M_2 = 3.51 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

$$\boxed{M_{F_z} = 4.5 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

$$M_{ag} = W_{ag}(C) = 544.6(74.3 \times 10^{-3})$$

$$\boxed{M_{ag} = 40.4 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

$$M = M_1 + M_2 + M_{F_x} + M_{F_z}$$

$$M_T = -1.53 - 3.51 + 28.72 - 4.5 = \boxed{19.18 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

Plano X-Y

$$M_z = F_y(r_y) = 1061(140 \times 10^{-3}) = \boxed{148.54 \text{ N.m} \curvearrowright}$$

El cálculo de las reacciones quedo de la siguiente manera:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Bx} = F_x + W_{ag}$$

$$\boxed{F_{Bx} = 1262.6 \text{ N}}$$

Plano X-Z

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{AZ} + F_{BZ} - W_{sg} - P_c - P_H - P_T = 0$$

$$F_{AZ} + F_{BZ} = 1679.5 + 22.97 + 27 + 151$$

$$\boxed{F_{AZ} + F_{BZ} = 1880.5 \text{ N}}$$

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$-(W_{sg} + P_c)(34.2 \times 10^{-3}) + F_{BZ}(78.9 \times 10^{-3}) - P_H(96.2 \times 10^{-3}) - P_T(153.4 \times 10^{-3}) + M_T + M_{ag} = 0$$

$$F_{BZ}(78.9 \times 10^{-3}) = 1702.5(34.2 \times 10^{-3}) + 27(96.2 \times 10^{-3}) + 151(153.4 \times 10^{-3}) - 19.18 - 40.4$$

$$F_{BZ}(78.9 \times 10^{-3}) = 24.41 \text{ N.m}$$

$$\boxed{F_{BZ} = 309.378 \text{ N}}$$

$$\boxed{F_{AZ} = 1571.12 \text{ N}}$$

Plano X-Y

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{AY} + F_{BY} + F_y - W_{tg} = 0$$

$$\boxed{F_{AY} + F_{BY} = 3542 \text{ N}}$$

$$+\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$F_{BY}(78.9 \times 10^{-3}) + F_Y(153.4 \times 10^{-3}) + M_Z - W_{tg}(34.2 \times 10^{-3}) = 0$$

$$F_{BY}(78.9 \times 10^{-3}) = -162.76 - 148.5 + 157.423$$

$$\boxed{F_{BY} = -1949.77 \text{ N}}$$

$$\boxed{F_{AY} = 5491.77 \text{ N}}$$

Diagrama de corte y momentos

Con los resultados anteriores se realizó los diagramas como se muestran en las **Figuras 2.25 y 2.26** donde se pudo observar que los puntos B, C, D, E son críticos en el husillo, por lo que se procedió a calcular el momento resultante en cada uno de estos puntos:

Punto crítico B:

$$M_B = \sqrt{(7.46)^2 + (227.58)^2}$$

$$\boxed{M_B = 227.70 \text{ N.m}}$$

Punto crítico C:

$$M_c = \sqrt{(57.73)^2 + (187.83)^2}$$

$$\boxed{M_c = 196.50 \text{ N.m}}$$

Punto crítico D:

$$M_D = \sqrt{(14.35)^2 + (182.5)^2}$$

$$\boxed{M_D = 183.06 \text{ N.m}}$$

Punto crítico E:

$$M_E = \sqrt{(19.18)^2 + (148.54)^2}$$

$$\boxed{M_E = 149.77 \text{ N.m}}$$

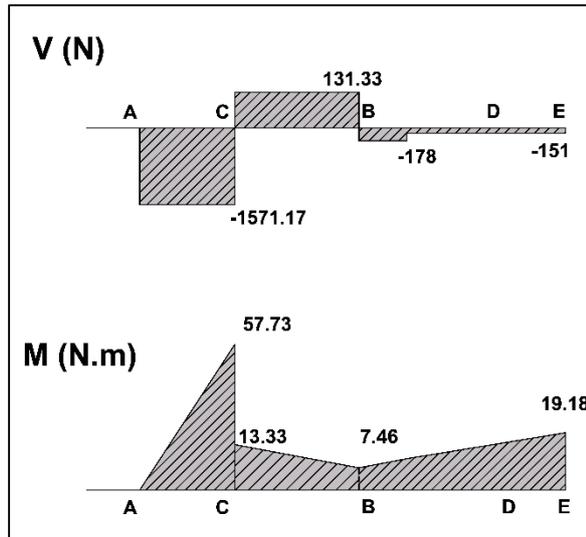


Figura 2.25 Diagrama de Corte y momento para el husillo Plano X-Z

Fuente: Propia

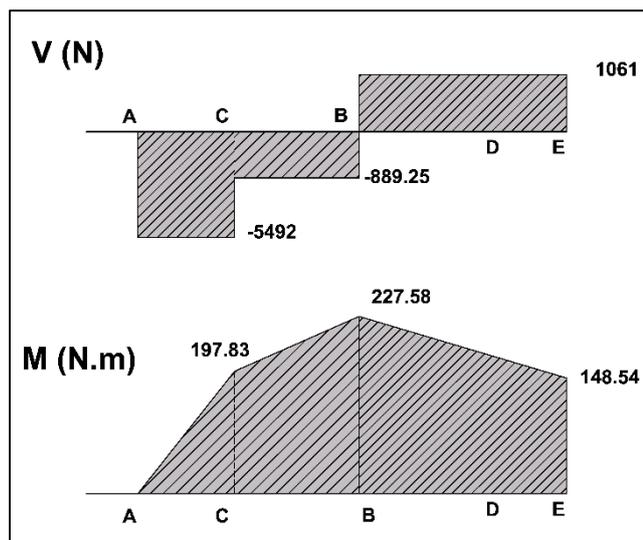


Figura 2.26 Diagrama de Corte y momento para el husillo Plano X-Y

Fuente: Propia

Calculo de esfuerzos en el Husillo.

Con los resultados anteriores se calculó los esfuerzos en los puntos críticos B, C, y D como se muestra a continuación:

Punto crítico B:

$$A = \frac{\pi D^4}{4} = \frac{\pi(40 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\boxed{A = 1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{Fx} = \frac{F_x + W_{ag}}{A} = \frac{718 + 544.6N}{1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\boxed{\sigma_{Fx} = 1.00 \text{ MPa}}$$

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 = \frac{\pi}{64} (40 \times 10^{-3})^2$$

$$\boxed{I = 1.256 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_x = \frac{MC}{I} = \frac{227.70(20 \times 10^{-3})}{1.256 \times 10^{-7}}$$

$$\boxed{\sigma_x = 36.258 \text{ MPa}}$$

$$J = \frac{\pi}{32} D^4 = \frac{\pi}{32} (40 \times 10^{-3})^2$$

$$\boxed{J = 2.513 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T_T \cdot r}{J} = \frac{42.4(20 \times 10^{-3})}{2.513 \times 10^{-7}}$$

$$\boxed{\tau_{xy} = 3.37 \text{ MPa}}$$

Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{(36.258)^2 + 3(3.37)^2}$$

$$\boxed{\sigma' = 37.71 \text{ MPa}}$$

Coefficiente de seguridad estático en B.

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{786}{37.71} \quad \boxed{\eta_e = 20}$$

Punto crítico C:

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 = \frac{\pi}{64} (39.9 \times 10^{-3})^2$$

$$\boxed{I = 1.244 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_x = \frac{MC}{I} = \frac{196.50(19.95 \times 10^{-3})}{1.244 \times 10^{-7}}$$

$$\boxed{\sigma_x = 31.51 \text{ MPa}}$$

$$J = \frac{\pi}{32} D^4 = \frac{\pi}{32} (39.9 \times 10^{-3})^2$$

$$\boxed{J = 2.488 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T_T \cdot r}{J} = \frac{42.4(19.9 \times 10^{-3})}{2.488 \times 10^{-7}}$$

$$\boxed{\tau_{xy} = 3.4 \text{ MPa}}$$

Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{(31.51)^2 + 3(3.4)^2}$$

$$\boxed{\sigma' = 32.05 \text{ MPa}}$$

Coefficiente de seguridad estático en C

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{786}{32.05}$$

$$\boxed{\eta_e = 24}$$

Punto crítico D:

$$A = \frac{\pi D^4}{4} = \frac{\pi(40 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\boxed{A = 1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 = \frac{\pi}{64} (40 \times 10^{-3})^2$$

$$\boxed{I = 1.256 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$J = \frac{\pi}{32} D^4 = \frac{\pi}{32} (40 \times 10^{-3})^2$$

$$\boxed{J = 2.513 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{Fx} = \frac{F_x + W_{ag}}{A} = \frac{718 + 544.6 \text{ N}}{1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\boxed{\sigma_{Fx} = 1.0 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_x = \frac{MC}{I} = \frac{183.06(20 \times 10^{-3})}{1.256 \times 10^{-7}}$$

$$\boxed{\sigma_x = 29.15 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T_T \cdot r}{J} = \frac{42.4(20 \times 10^{-3})}{2.513 \times 10^{-7}}$$

$$\boxed{\tau_{xy} = 3.37 \text{ MPa}}$$

Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{(30.15)^2 + 3(3.37)^2}$$

$$\boxed{\sigma' = 30.711 \text{ MPa}}$$

Coefficiente de seguridad estático en D.

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{786}{30.711}$$

$$\boxed{\eta_e = 25.6}$$

2.7.1.1. Simulación en elementos finitos.

Con el método de elementos finitos se calculó los esfuerzos en el husillo, dándonos como resultado un esfuerzo máximo de **144.5 MPa** en el chavetero, tal como muestra la **Figura 2.27**, la variación de los resultados es debido a que se utilizó Apoyos cilíndricos para el análisis, lo que crea momentos que impiden la rotación en los apoyos, lo cual claramente difiere con el cálculo teórico donde solo se utilizan apoyos simples.

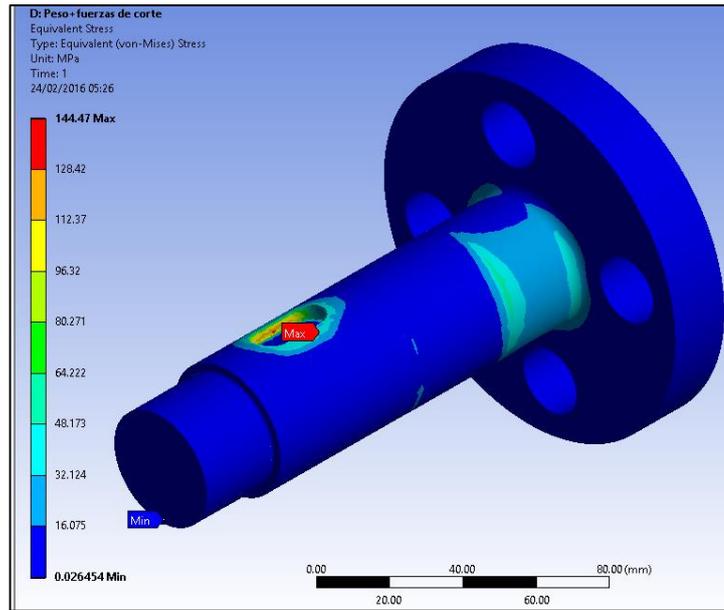


Figura 2.27 Esfuerzos de Von Mises en el Husillo.

Fuente: Propia

2.7.2. Calculo de falla por fatiga para el Husillo.

Para realizar el análisis de fatiga del husillo se debió analizarlo como esfuerzos combinados ya que como se mostró en capítulos previos, las fuerzas de corte son variables, lo que podría provocar fallas en los elementos sometidos a estas fuerzas. El principal efecto de estos cambios se produce en el torque necesario para el mecanizado continuo, tal como se muestra en la **Figura 2.28**, ya que los esfuerzos producto de este torque se tornan variables, a continuación se muestran los cálculos correspondientes en los puntos críticos:

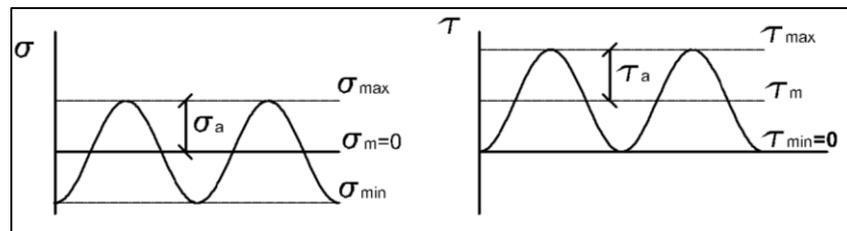


Figura 2.28 Ciclo de carga repetida al cual está sometido el Husillo

Fuente: Propia

$$\tau_{max} = 3.38 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{min} + \tau_{max}}{2} = \frac{0 + 3.38}{2}$$

$$\tau_m = 1.69 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{3.38 - 0}{2}$$

$$\tau_a = 1.69 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von mises para los Esfuerzos medios

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3(1.69)^2}$$

$$\boxed{\sigma'_m = 5.83 \text{ MPa}}$$

Punto crítico B

En este punto no existen concentradores de esfuerzos, por lo tanto:

$$\sigma_a = 36.258 + 1.0$$

$$\boxed{\sigma_a = 36.258 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo de Von mises para las Amplitudes de los Esfuerzos

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{(36.258)^2 + 3(1.69)^2}$$

$$\boxed{\sigma'_a = 36.376 \text{ MPa}}$$

Calculo de resistencia a la fatiga del material S_e (Norton, 2011)

$$S_e = C_{car} C_R C_{sup} C_T C_{tam} (0.5S_{ut})$$

$$C_R = 0.814 \text{ (99\%)}$$

$$C_{sup} = 0.72 \text{ Fig B. 4}$$

$$C_{car} = 1$$

$$C_{tam} = 1.189d^{-0.097}$$

$$C_T = 1$$

$$C_{tam} = 1.189(40)^{-0.097} = 0.8313$$

$$S_e = (1)(0.814)(0.72)(0.8313)(1)(0.5)(924\text{MPa})$$

$$\boxed{S_e = 225.09 \text{ MPa}}$$

Se puede observar que esta resistencia a la fatiga es parecida al que nos muestra la curva S-N del material AISI 4340, **Figura B.3** en la sección apéndices.

Coefficiente de seguridad de fatiga

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{36.376}{225.09} + \frac{5.83}{924} = 0.1679$$

$$\boxed{\eta_f = 6}$$

Punto crítico C

En este punto hay un concentrador de esfuerzos producto de la existencia de un chavetero, para los cálculos realizados se supuso que el radio en la raíz de este es de $r = 0.7 \text{ mm}$.

Factor geométrico de concentración de esfuerzos.

De las Figuras D3, y D4 del Anexo D se calcularon los siguientes factores:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.7}{39.9} = 0.0175$$
$$K_{t1} \approx 2.3$$
$$K_{ts} \approx 3.1$$

Calculo del factor de concentración de esfuerzo de fatiga

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

De la Figura B5 con un radio de muesca $r = 0.7 \text{ mm}$ y un $S_{ut} = 924 \frac{N}{\text{mm}^2}$ se obtuvo que la sensibilidad a la muesca es igual a $q \approx 0.82$ por lo que el cálculo del factor de concentración para cada esfuerzo es:

$$K_{f1} = 1 + 0.82(2.3 - 1) = 2.066$$

$$K_{fs} = 1 + 0.82(3.1 - 1) = 2.722$$

Entonces el esfuerzo dinámico nominal se incrementa en:

$$\sigma'_{a1} = 2.066(32.51 \text{ MPa}) = 67.17 \text{ MPa}$$

$$\tau'_a = 2.722(3.4 \text{ MPa}) = 9.25 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von mises para las Amplitudes de los Esfuerzos

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{(67.17)^2 + 3(9.25)^2}$$

$$\sigma'_a = 69.05 \text{ MPa}$$

Calculo de resistencia a la fatiga del material S_e (Norton, 2011)

$$S_e = C_{car} C_R C_{sup} C_T C_{tam} (0.5 S_{ut})$$

$$C_R = 0.814 \text{ (99\%)}$$

$$C_{sup} = 0.72 \text{ Fig B4}$$

$$C_{car} = 1$$

$$C_{tam} = 1.189d^{-0.097}$$

$$C_T = 1$$

$$C_{tam} = 1.189(39.9)^{-0.097} = 0.8315$$

$$S_e = (1)(0.814)(0.72)(0.8313)(1)(0.5)(924MPa)$$

$$S_e = 225.14 MPa$$

Coeficiente de seguridad de fatiga

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{69.05}{225.14} + \frac{5.83}{924} = 0.3119$$

$$\eta_f = 3.20$$

Punto crítico D

En este punto existe un cambio de sección por lo que existen concentradores de esfuerzos, los cuales fueron calculados de la siguiente manera:

Factor geométrico de concentración de esfuerzos.

De las Figuras D1, D2 y D3 del Anexo D se calcularon los siguientes factores geométricos de concentración de esfuerzos:

$$\frac{D}{d} = \frac{110}{40} = 2.75$$

$$K_{t1} \approx 1.7$$

$$\frac{r}{d} = \frac{5}{40} = 0.125$$

$$K_{t2} \approx 1.9$$

$$K_{ts} \approx 1.45$$

Calculo del factor de concentración de esfuerzo de fatiga

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

De la Figura B5 con un radio de muesca $r = 5mm$ y un $S_{ut} = 924 \frac{N}{mm^2}$ se obtuvo que la sensibilidad a la muesca es igual a $q \approx 0.9$ por lo que el cálculo del factor de concentración para cada esfuerzo es:

$$K_{f1} = 1 + 0.9(1.7 - 1) = 1.63$$

$$K_{f2} = 1 + 0.9(1.9 - 1) = 1.81$$

$$K_{fs} = 1 + 0.9(1.45 - 1) = 1.40$$

Entonces el esfuerzo dinámico nominal se incrementa en:

$$\sigma'_{a1} = 1.63(29.15 \text{ MPa}) = \boxed{47.514 \text{ MPa}}$$

$$\sigma'_{a2} = 1.81(1.0 \text{ MPa}) = \boxed{1.81 \text{ MPa}}$$

$$\tau'_a = 1.405(3.374 \text{ MPa}) = \boxed{4.741 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo de Von mises para las Amplitudes de los Esfuerzos

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{(49.324)^2 + 3(4.741)^2}$$

$$\sigma'_a = \boxed{50.00 \text{ MPa}}$$

Calculo de resistencia a la fatiga del material S_e (Norton, 2011)

$$S_e = C_{car}C_R C_{sup}C_T C_{tam}(0.5S_{ut})$$

$$C_R = 0.814 \text{ (99\%)}$$

$$C_{sup} = 0.72 \text{ Fig B4}$$

$$C_{car} = 1$$

$$C_{tam} = 1.189d^{-0.097}$$

$$C_T = 1$$

$$C_{tam} = 1.189(40)^{-0.097} = 0.8313$$

$$S_e = (1)(0.814)(0.72)(0.8313)(1)(0.5)(924 \text{ MPa})$$

$$S_e = \boxed{225.090 \text{ MPa}}$$

Coefficiente de seguridad de fatiga

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{50.00}{225.09} + \frac{5.83}{924} = 0.228$$

$$\eta_f = \boxed{4.37}$$

2.7.3. Deflexión del husillo.

Debido a que el husillo estará sometido a fuerzas externas este presentara deflexiones las cuales no deberán superar el límite establecido, estos valores permisibles de desplazamiento (en flexión y torsión) se deciden con respecto a los requisitos de la máquina en la que se coloca el eje, por lo que no existe un valor establecido. En general, la máxima deflexión del eje no deberá exceder el 0,20% del intervalo entre cojinetes.

Según **AISI AGMA 6022-C93** la deflexión permitida en el eje donde se encuentra la corona no debe superar $y_A = 0.068mm$ como se calculó en la sección **2.6.2.5** el catálogo general NTN (NTN Corporation, 2004) los desalineamientos permisibles en los apoyos del eje dependen del tipo de rodamiento, tal y como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2.8. Desalineamientos admisibles en algunos rodamientos.

Tipo	Desalineamiento [rad]
Rodamientos rígidos de bolas	0.0010
Rodamientos de bolas a contacto angular Arreglo DB	0.0001
Rodamientos de Rodillos Cilíndricos serie 2,3,4	0.0010
Rodillos Cónicos una sola hilera	0.0005
Rodillos Cónicos una Arreglo DB	0.0005

Fuente: (NTN Corporation, 2004)

El cálculo de estas deformaciones se ha llevado a cabo bajo el supuesto que no existen deformaciones del alojamiento de los rodamientos ni en los rodamientos, por lo que la deflexión total del husillo se deberá a la deformación elástica de este. A continuación se presenta las ecuaciones de la curva elástica y su pendiente en casa plano utilizando funciones de singularidad.

Plano X-Y

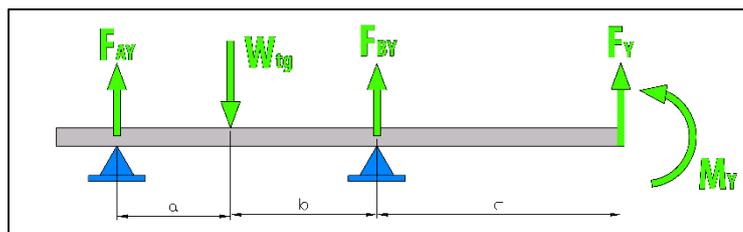


Figura 2.29 Nomenclatura para calcular la deflexión, plano X-Y

Fuente: Propia

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = F_{Ay} \langle x - 0 \rangle - W_{tg} \langle x - a \rangle - F_{By} \langle x - a - b \rangle$$

$$EI \frac{dy}{dx} = F_{Ay} \frac{x^2}{2} - W_{tg} \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} - F_{By} \frac{\langle x - a - b \rangle^2}{2} + C_1$$

$$EIy = F_{Ay} \frac{x^3}{6} - W_{tg} \frac{\langle x - a \rangle^3}{6} - F_{By} \frac{\langle x - a - b \rangle^3}{6} + C_1x + C_2$$

Las condiciones de borde nos dice que:

$$y(0) = 0, \quad y(a) = 0$$

$$0 = 0 - 0 + 0 + C_2$$

$$\boxed{C_2 = 0}$$

$$0 = F_{Ay} \frac{(a+b)^3}{6} - W_{tg} \frac{\langle b \rangle^3}{6} - F_{By} \frac{\langle 0 \rangle^3}{6} + C_1(a+b)$$

$$\boxed{C_1 = -F_{Ay} \frac{(a+b)^2}{6} + W_{tg} \frac{\langle b \rangle^3}{6(a+b)}}$$

Por lo tanto:

$$EI \frac{dy}{dx} = F_{Ay} \frac{x^2}{2} - W_{tg} \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} + F_{By} \frac{\langle x - a - b \rangle^2}{2} - F_{Ay} \frac{(a+b)^2}{6} + W_{tg} \frac{(b)^3}{6(a+b)}$$

$$EIy = F_{Ay} \frac{x^3}{6} - W_{tg} \frac{\langle x - a \rangle^3}{3} + F_{By} \frac{\langle x - a - b \rangle^3}{6} - F_{Ay} \frac{(a+b)^2}{6} x + W_{tg} \frac{(b)^3}{6(a+b)} x$$

Para el cálculo de la pendiente y la deflexión del husillo se consideró un momento de inercia medio de todas las secciones este como se muestra a continuación. (Richard G. Budynas, 2008)

$$I_1 = \frac{\pi D_1^4}{64} = \frac{\pi(35)^4}{64} = \boxed{73.66 \times 10^3 \text{ mm}^4}$$

$$I_2 = \frac{\pi D_2^4}{64} = \frac{\pi(40)^4}{64} = \boxed{125.66 \times 10^3 \text{ mm}^4}$$

$$I_3 = \frac{\pi D_4^4}{64} = \frac{\pi(50)^4}{64} = \boxed{306.88 \times 10^3 \text{ mm}^4}$$

$$I_m = \frac{73.66 + 125.66 + 306.88}{3} = \boxed{168.73 \times 10^3 \text{ mm}^4}$$

$$\boxed{E = 210000 \frac{N}{\text{mm}^2}} \text{ Típico para acero}$$

En la nariz del husillo obtuvimos lo siguiente:

$$EI\theta = (5491.77) \frac{(153.4)^2}{2} - (4603) \frac{(153.4 - 34.2)^2}{2} - (1949.77) \frac{(153.4 - 78.9)^2}{2} - 4829472.64$$

$$\theta = \frac{21673444.56}{(210000)(168.73 \times 10^3)} = \boxed{0.0006 \text{ rad}}$$

$$EIy = (5491.77) \frac{(153.4)^3}{6} - (4603) \frac{(153.4 - 34.2)^3}{6} - (1949.77) \frac{(153.4 - 78.9)^3}{6} - 4829472.64 (153.4)$$

$$y = \frac{1129440404}{(210000)(168.73 \times 10^3)} = \boxed{0.0318 \text{ mm}}$$

A continuación en la **Figura 2.30** se muestra la pendiente y la deflexión a lo largo del plano X-Y del husillo.

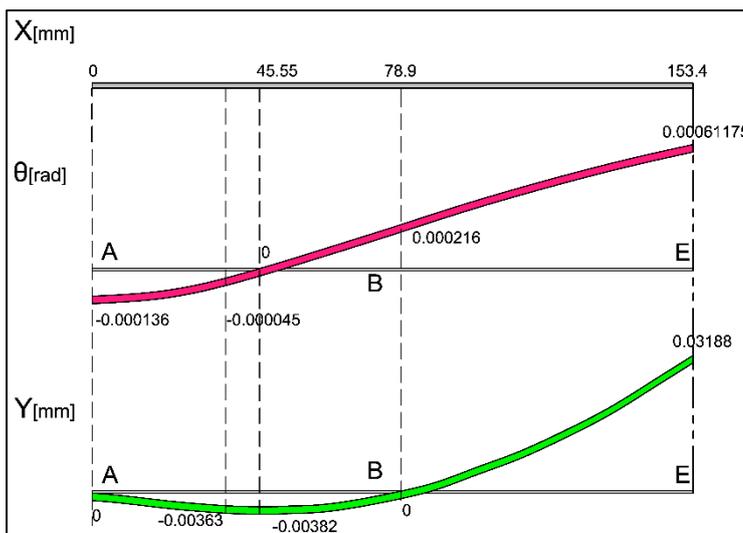


Figura 2.30 Pendiente y deflexión calculados en el plano X-Y

Fuente: Propia

Plano X-Z

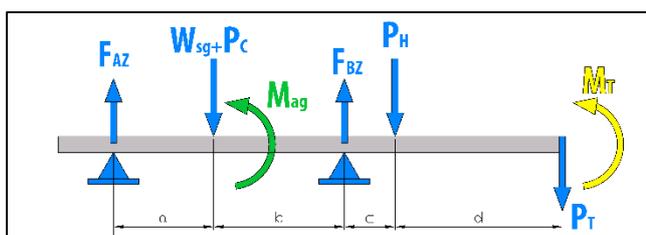


Figura 2.31 Nomenclatura para calcular la deflexión, plano X-Z

Fuente: Propia

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M$$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = F_{AZ} \langle x - 0 \rangle - (W_{sg} + P_c) \langle x - a \rangle - M_{ag} \langle x - a \rangle^0 + F_{Bz} \langle x - a - b \rangle - P_H \langle x - a - b - c \rangle$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{F_{AZ}x^2}{2} - (W_{sg} + P_c) \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} - M_{ag} \langle x - a \rangle^1 + F_{Bz} \frac{\langle x - a - b \rangle^2}{2} - P_H \frac{\langle x - a - b - c \rangle^2}{2} + C_1$$

$$EIy = \frac{F_{AZ}x^3}{6} - (W_{sg} + P_c) \frac{\langle x - a \rangle^3}{6} - M_{ag} \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} + F_{Bz} \frac{\langle x - a - b \rangle^3}{6} - P_H \frac{\langle x - a - b - c \rangle^3}{6} + C_1x + C_2$$

Las condiciones de borde nos dice que:

$$y(0) = 0, \quad y(a + b) = 0$$

$$0 = 0 - 0 - 0 + 0 - 0 + 0 + C_2$$

$$\boxed{C_2 = 0}$$

$$0 = \frac{F_{AZ}(a + b)^3}{6} - (W_{sg} + P_c) \frac{\langle b \rangle^3}{6} - M_{ag} \frac{\langle b \rangle^2}{2} + 0 - 0 + C_1(a + b)$$

$$\boxed{C_1 = -\frac{F_{AZ}(a + b)^2}{6} + (W_{sg} + P_c) \frac{(b)^3}{6(a + b)} - M_{ag} \frac{\langle b \rangle^2}{2(a + b)}}$$

Por lo tanto:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{F_{AZ}x^2}{2} - (W_{sg} + P_c) \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} - M_{ag} \langle x - a \rangle^1 + F_{Bz} \frac{\langle x - a - b \rangle^2}{2} - P_H \frac{\langle x - a - b - c \rangle^2}{2} - \frac{F_{AZ}(a + b)^2}{6} + (W_{sg} + P_c) \frac{(b)^3}{6(a + b)} - M_{ag} \frac{\langle b \rangle^2}{2(a + b)}$$

$$EIy = \frac{F_{AZ}x^3}{6} - (W_{sg} + P_c) \frac{\langle x - a \rangle^3}{6} - M_{ag} \frac{\langle x - a \rangle^2}{2} + F_{Bz} \frac{\langle x - a - b \rangle^3}{6} - P_H \frac{\langle x - a - b - c \rangle^3}{6} - \frac{F_{AZ}(a + b)^2}{6}x + (W_{sg} + P_c) \frac{(b)^3}{6(a + b)}x - M_{ag} \frac{\langle b \rangle^2}{2(a + b)}x$$

En la nariz del husillo obtuvimos lo siguiente:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{(1571.12)(153.4)^2}{2} - (1702.5) \frac{(153.4 - 34.2)^2}{2} - (40400)(153.4 - 34.2) + (309) \frac{(153.4 - 78.9)^2}{2} - (27) \frac{(153.4 - 96.2)^2}{2} - 797341.74$$

$$\theta = \frac{1590669.519}{(210000)(168.73 \times 10^3)} = \boxed{0.0000448 \text{ rad}}$$

$$EIy = \frac{(1571.12)(153.4)^3}{6} - (1702.5) \frac{(153.4 - 34.2)^3}{6} - (40400) \frac{(153.4 - 34.2)^2}{2} + (309.4) \frac{(153.4 - 78.9)^3}{6} - (27) \frac{(153.4 - 96.2)^3}{6} - 797341.74 (153.4)$$

$$y = \frac{75804479.81}{(210000)(168.73 \times 10^3)}$$

$$\boxed{y = 0.00214}$$

A continuación en la **Figura 2.32** se muestra la pendiente y la deflexión a lo largo del plano X-Z del husillo.

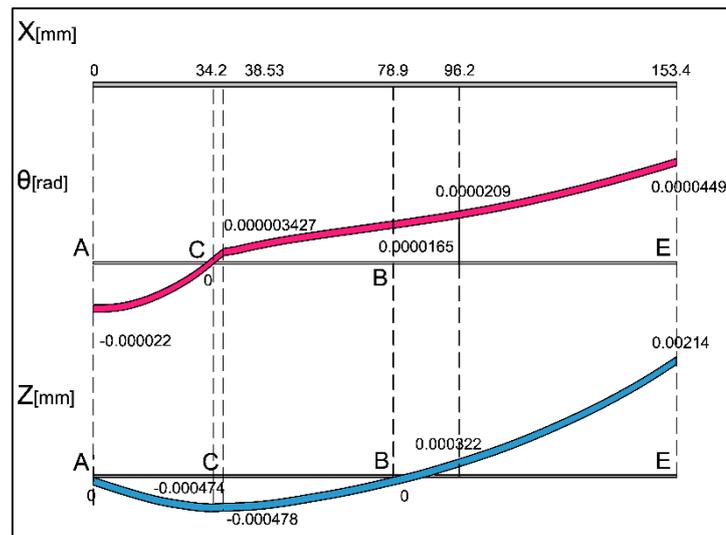


Figura 2.32 Pendiente y deflexión calculados en el plano X-Z

Fuente: Propia

Deflexión total

Para el cálculo de la deflexión total de la nariz del husillo se utilizó el método de la de superposición como se muestra a continuación:

$$y_T = \sqrt{(0.0318)^2 + (0.00214)^2}$$

$$y_T = 0.0319 \text{ mm}$$

2.7.4. Selección del sistema de rodamientos para el husillo.

Para el dimensionamiento de los rodamientos se encontró previamente en la sección **2.7.1** las reacciones en cada uno de los apoyos, con estos valores se pudo calcular la capacidad básica de carga estática y dinámica necesaria siguiendo el procedimiento descrito en el catálogo NTN de rodamientos de Bolas y de rodillos (NTN Corporation, 2004).

Para la selección de los rodamientos se debió tomar en cuenta que el husillo deberá soportar tanto cargas radiales como axiales, por ello se decidió entre una configuración de rodamientos de bolas de contacto angular con configuración DB o una configuración de rodillos cónicos con fijación cruzada (SKF, 2016) **Figura 2.33**, debido a la facilidad de montaje y ajuste de precarga, se decidió utilizar esta última configuración.

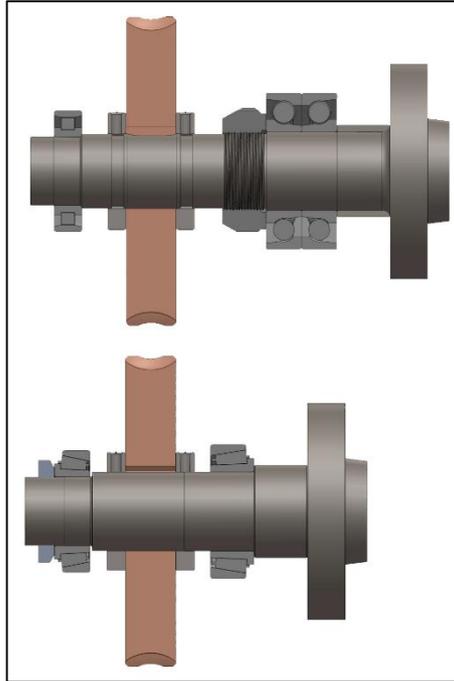


Figura 2.33 Alternativas de configuraciones de rodamientos.

Fuente: Propia

Capacidad básica de carga dinámica:

$$C_r = \left[\frac{60 \cdot N}{10^6} \cdot L_{10} h \right]^{\frac{1}{\rho}} \cdot P_r$$

Donde se utiliza $\rho = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos y un $N = 10 \text{ RPM}$, la vida requerida para los rodamientos utilizados en husillos de máquinas $L_{10} h$ será de **21000 h** (NTN Corporation, 2004).

$$C_r = \left[\frac{60 \cdot (10)}{10^6} \cdot (21000) \right]^{\frac{3}{10}} \cdot P_r$$

$$C_r = 2.139 (P_r)$$

Rodamiento en apoyo A

$$\vec{F}_r = \vec{F}_{Ay} + \vec{F}_{Az}$$

$$F_r = \sqrt{(5491.77)^2 + (1571.12)^2}$$

$$F_r = 5712.1 \text{ N}$$

Carga dinámica equivalente P_r .

Se proba el rodamiento **4T-32007** cuyas características fueron obtenidas en (NTN Corporation, 2004) $C_r = 41.5 \text{ KN}$, $C_{ro} = 52.5 \text{ KN}$, $e = 0.45$, $Y_2 = 1.32$

$$\begin{aligned}\frac{F_a}{F_r} &= \frac{0 \text{ N}}{5712.088 \text{ N}} = 0 & C_r^* &= 2.139 (5.712 \text{ KN}) \\ \frac{F_a}{F_r} < e &\rightarrow \boxed{X = 1 \text{ y } Y = 0} & \boxed{C_r^* &= 12.218 \text{ KN}} \\ P_r &= X \cdot F_r + Y \cdot F_a & P_{or} &= 0.5F_r + Y_o \cdot F_a \\ P_r &= (1)(5712.1 \text{ N}) + (0) & P_{or} &= (0.5)(5712.1 \text{ N}) + (0) \\ \boxed{P_r &= 5.712 \text{ KN}} & \boxed{P_{or} &= 2.856 \text{ KN}}\end{aligned}$$

Con esto valores se puede observar que:

$$\begin{aligned}\frac{P_r}{C_r} &= \frac{5.712 \text{ KN}}{41.5 \text{ KN}} & \boxed{C_r > C_r^*} \\ \boxed{\frac{P_r}{C_r} &= 0.137 \rightarrow \text{"Carga pesada"}} & S_o &= \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{52.5 \text{ KN}}{2.856 \text{ KN}} \\ & & \boxed{S_o &= 18.38}\end{aligned}$$

Según (NTN Corporation, 2004) el factor de seguridad necesario es $S_o > 3$, por lo que podemos concluir que el rodamiento de rodillos cónicos **4T-32007** es un rodamiento que **cumple con los requerimientos necesarios para el trabajo**.

Rodamiento en apoyo B

$$\begin{aligned}\vec{F}_r &= \vec{F}_{By} + \vec{F}_{Bz} \\ F_r &= \sqrt{(3945)^2 + (821.4)^2} \\ \boxed{F_r &= 4029.6 \text{ N}} \\ \boxed{F_a &= F_{Bx} = 718 \text{ N}} \\ \frac{F_r}{F_a} &= \frac{4029.6 \text{ N}}{718 \text{ N}} = 5.61 \\ \frac{F_r}{F_a} > 0.55 &\rightarrow \boxed{\text{Rodamiento Radial}}\end{aligned}$$

Carga dinámica equivalente P_r .

Se proba el rodamiento **4T-33008** cuyas características fueron obtenidas en (NTN Corporation, 2004) $C_r = 59.5 \text{ KN}$, $C_{ro} = 82.5 \text{ KN}$, $e = 0.28$, $Y_2 = 2.12$, $Y_0 = 1.17$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1262.6 \text{ N}}{1974.166 \text{ N}} = 0.64$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow \boxed{X = 0.4 \text{ y } Y = 2.12}$$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_r = (0.4)(1974.166) + (2.12)(1262.6 \text{ N})$$

$$\boxed{P_r = 3.466 \text{ KN}}$$

$$C_r^* = 2.139 (3.466 \text{ KN})$$

$$\boxed{C_r^* = 7.415 \text{ KN}}$$

$$P_{or} = 0.5F_r + Y_0 \cdot F_a$$

$$P_{or} = (0.5)(1974.2\text{N}) + (1.17)(1262.6)$$

$$\boxed{P_{or} = 2.464 \text{ KN}}$$

Con esto valores se puede observar que:

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{3.466\text{KN}}{59.5 \text{ KN}}$$

$$\boxed{\frac{P_r}{C_r} = 0.06 \rightarrow \text{"Carga normal"}}$$

$$\boxed{C_r > C_r^*}$$

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{59.5 \text{ KN}}{2.464 \text{ KN}}$$

$$\boxed{S_o = 24}$$

Según (NTN Corporation, 2004) el factor de seguridad necesario es $S_o > 3$, por lo que podemos concluir que el rodamiento de rodillos cónicos **4T-33008** es un rodamiento que **cumple con los requerimientos necesarios para el trabajo**.

2.8. Diseño de sistema para ajuste de backlash

El Backlash es el juego que se deja entre dos dientes que engranan, este juego es requerido para permitir la expansión térmica del engranaje sin crear interferencias, este debe mantenerse mínimo en el diseño, para reducir las cargas dinámicas en los dientes del engranaje y el hilo del tornillo sin fin en aplicaciones de carga inversa. El backlash aumentara ligeramente del obtenido en el ensamble inicial, después de cierto tiempo de haber sido puesto en marcha (AGMA STANDARD, 1993) por lo que es necesario tener un sistema que permita controlar este juego y así garantizar el correcto funcionamiento del sistema de cuarto eje.

En el montaje del tornillo sin fin y corona, por lo general el único ajuste controlable entre los elementos es la posición axial, el tornillo sin fin es el que proporciona una mayor cantidad de tolerancia de posición, por ello se diseñó un sistema que permite moverlo axialmente mediante galgas en los rodamientos axiales de los ejes del sistema para compensar el efecto de la acumulación de tolerancias máximas de los componentes **Fig. 2.34**.

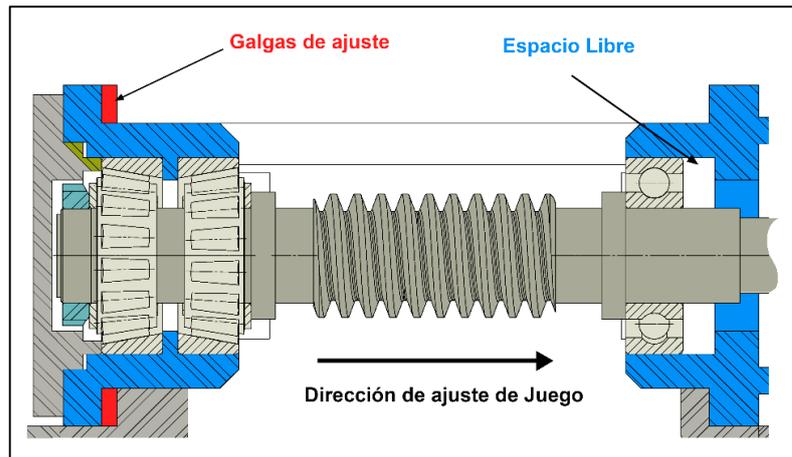


Figura 2.34. Sistema de ajuste del Backlash.

Fuente: Propia

Como se observa en la **Figura 2.34**, el sistema necesitará un par de rodamientos cónicos en el extremo donde se encuentran las galgas y un rodamiento rígido de bolas para el extremo móvil, los cálculos se detallarán a continuación.

2.8.1. Diseño del sistema de rodamientos para el tornillo sin fin.

Con las reacciones en los apoyos que se encontró previamente en la sección **2.6.2.4**, y con el procedimiento descrito en el catálogo NTN de rodamientos de Bolas y de rodillos (NTN Corporation, 2004), se procedió a dimensionar los rodamientos necesarios.

Capacidad básica de carga dinámica:

$$C_r = \left[\frac{60 \cdot N}{10^6} \cdot L_{10} h \right]^{\frac{1}{\rho}} \cdot P_r$$

Donde se utiliza $\rho = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos y un $N = 600 \text{ RPM}$, la vida requerida para los rodamientos utilizados en husillos de máquinas $L_{10} h$ será de **21000 h** (NTN Corporation, 2004).

$$C_r = \left[\frac{60 \cdot (600)}{10^6} \cdot (21000) \right]^{\frac{3}{10}} \cdot P_r$$

$$\boxed{C_r = 7.304 (P_r)}$$

Rodamiento en apoyo A

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{698.7N}{4603 N} = 0.15$$

$$\frac{F_r}{F_a} < 0.55 \rightarrow \boxed{\text{Rodamiento Axial}}$$

Carga radial dinámica equivalente P_r .

Se proba el rodamiento **4T-33206** cuyas características fueron obtenidas en (NTN Corporation, 2004) $C_r = 65 \text{ KN}$, $C_{ro} = 77 \text{ KN}$, $e = 0.34$, $Y_2 = 1.76$, $Y_0 = 0.97$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4603}{698.7 N} = 6.59$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow \boxed{X = 0.4 \text{ y } Y = Y_2}$$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_r = (0.4)(698.7) + (1.76)(4603)$$

$$\boxed{P_r = 8.381 \text{ KN}}$$

$$C_r^* = 7.304 (8.381 \text{ KN})$$

$$\boxed{C_r^* = 61.21 \text{ KN}}$$

$$P_{or} = 0.5F_r + Y_0 \cdot F_a$$

$$P_{or} = (0.5)(698.7) + (0.97)(4603)$$

$$\boxed{P_{or} = 4.814 \text{ KN}}$$

Con esto valores se puede observar que:

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{8.381 \text{ KN}}{65 \text{ KN}}$$

$$\boxed{\frac{P_r}{C_r} = 0.129 \rightarrow \text{"Normal"}}$$

$$\boxed{C_r > C_r^*}$$

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{77 \text{ KN}}{4.814 \text{ KN}}$$

$$\boxed{S_o = 16}$$

Según (NTN Corporation, 2004) el factor de seguridad necesario es $\boxed{S_o > 3}$, por lo que podemos concluir que el rodamiento de rodillos cónicos **4T-33206** es un rodamiento que **cumple con los requerimientos necesarios para el trabajo**.

Rodamiento en apoyo B

Capacidad básica de carga dinámica:

$$C_r = \left[\frac{60 \cdot N}{10^6} \cdot L_{10} h \right]^{\frac{1}{\rho}} \cdot P_r$$

Donde se utiliza $\rho = 3$ para rodamientos de bolas y un $N = 600 \text{ RPM}$, la vida requerida para los rodamientos utilizados en husillos de máquinas $L_{10} h$ será de **21000 h** (NTN Corporation, 2004).

$$C_r = \left[\frac{60 \cdot (600)}{10^6} \cdot (21000) \right]^{\frac{1}{3}} \cdot P_r$$
$$C_r = 9.11 (P_r)$$

Carga radial dinámica equivalente P_r .

Se proba el rodamiento rígido de bolas **6205** cuyas características fueron obtenidas en (NTN Corporation, 2004) $C_r = 14 \text{ KN}$, $C_{ro} = 7.85 \text{ KN}$, $f_0 = 13.9$

$$P_r = F_r$$

$$P_r = 1.397 \text{ KN}$$

$$C_r^* = 9.11 (1.397)$$

$$C_r^* = 12.730 \text{ KN}$$

$$P_{or} = F_r$$

$$P_{or} = 1.397 \text{ KN}$$

Con esto valores se puede observar que:

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{1.387 \text{ KN}}{14 \text{ KN}}$$

$$\frac{P_r}{C_r} = 0.1 \rightarrow \text{"Carga normal"}$$

$$C_r > C_r^*$$

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{7.85 \text{ KN}}{1.397 \text{ KN}}$$

$$S_o = 5.61$$

Según (NTN Corporation, 2004) el factor de seguridad necesario es $S_o > 2$, por lo que podemos concluir que el rodamiento rígido de bolas **6205** es un rodamiento que **cumple con los requerimientos necesarios para el trabajo**.

2.8.2. Diseño de alojamientos de los rodamientos del tornillo sin fin.

El alojamiento de los rodamientos de rodillos cónicos del tornillo sin fin deberá resistir las fuerzas que se producen por la transmisión del movimiento, además de tener la característica de poder moverse axialmente para realizar el ajuste del backlash y luego ser fijado, por lo que se diseñó dos tipos de alojamientos, uno fijo donde se deslizara el rodamiento rígido de bolas y el móvil donde se alojaran los rodamientos de rodillos cónicos para luego ser fijado por medio de pernos.

2.8.2.1. Alojamiento móvil.

El material utilizado para el diseño del alojamiento móvil fue acero **ASTM A36** para la placa y **AISI 1018** para la parte cilíndrica, la forma y las fuerzas de transmisión que deberá soportar se muestran en la **Figura 2.35**

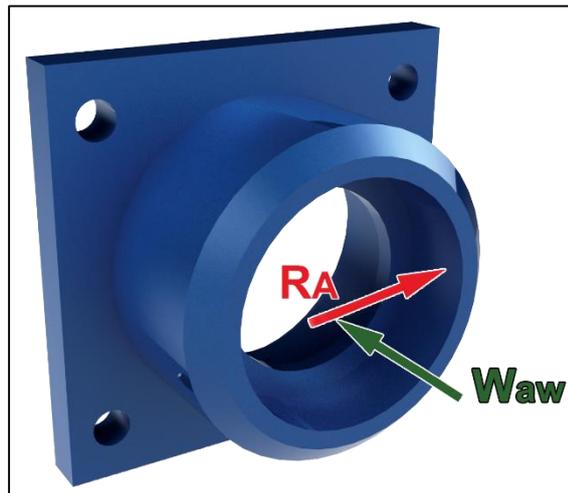


Figura 2.35. Fuerzas que actúan en el alojamiento móvil.

Fuente: Propia

Debido su forma se realizó un análisis de elementos finitos directamente, los resultados se muestran en las **Figuras 2.36** donde el esfuerzo máximo calculado es de **85.6 MPa** cuando se realiza un mecanizado continuo.

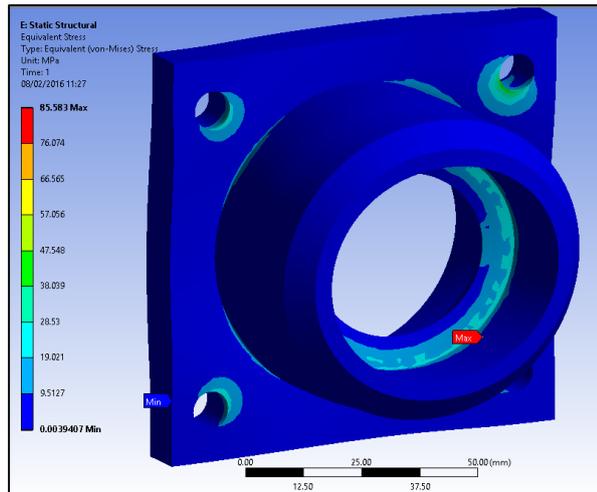


Figura 2.36. Esfuerzos de Von Mises en el alojamiento móvil.

Fuente: Propia

En la **Figura 2.37** se muestra que el coeficientes de seguridad estático en el alojamiento es $\eta = 2.92$

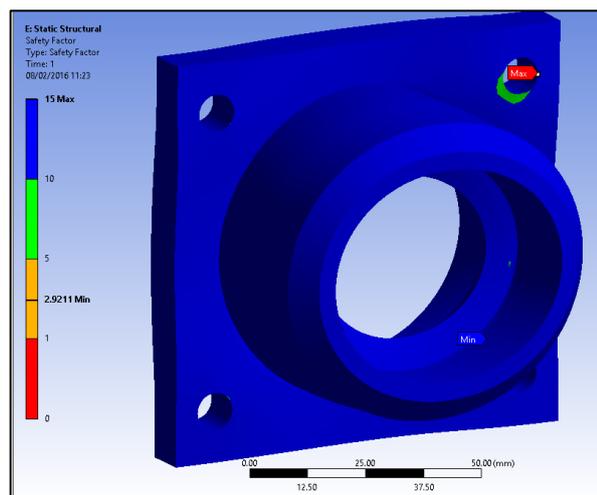


Figura 2.37 Coeficiente de seguridad estático en el alojamiento móvil.

Fuente: Propia

Calculo de falla por fatiga en el alojamiento móvil.

Se procedió a calcular el efecto de la fatiga en el alojamiento por el método de elementos finitos, el software utilizó la curva S-N del material **ASTM A36** mostrada en la **Figura B.2** del apéndice B, en el cual muestra que la resistencia a la fatiga de este material es de **86 MPa** aproximadamente. En la **Figura 2.38** se muestra que el factor de seguridad a fatiga es $\eta_f = 1$.

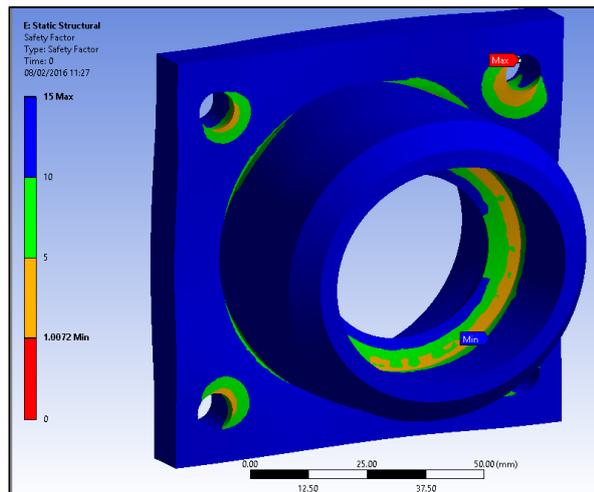


Figura 2.38 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^9 ciclos.

Fuente: Propia

2.8.2.2. Alojamiento Fijo.

El material utilizado para el diseño del alojamiento fijo fue acero **ASTM A36** para la placa y **AISI 1018** para las partes cilíndrica, la forma y las fuerzas de transmisión que deberá soportar se muestran en la **Figura 2.39**, donde el peso del motor más su brida de sujeción es igual a $P_m = 64.255 \text{ N}$, la distancia $x = 86.61 \text{ mm}$ es la distancia del centro de masa del motor a la cara mostrada del alojamiento fijo.

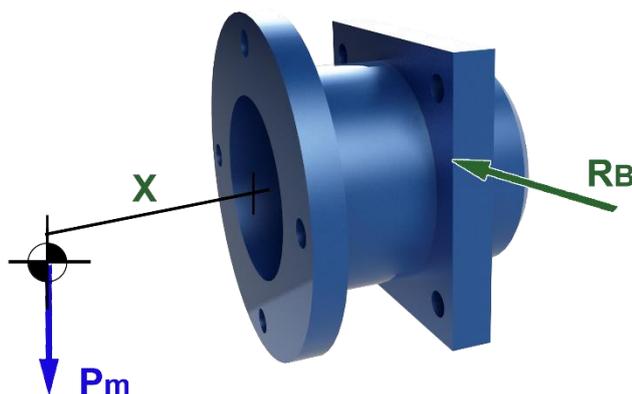


Figura 2.39. Fuerzas que actúan en el alojamiento fijo.

Fuente: Propia

Debido su forma se realizó un análisis de elementos finitos directamente, los resultados se muestran en las **Figuras 2.40** donde el esfuerzo máximo calculado es de **13.119 MPa** cuando se realiza un mecanizado continuo.

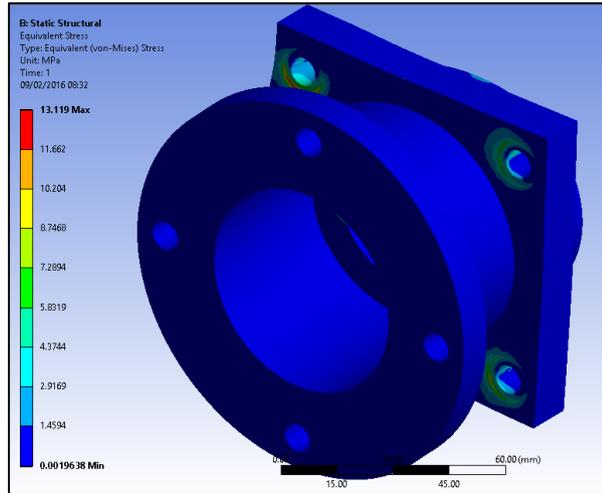


Figura 2.40. Esfuerzos de Von Mises en el alojamiento fijo.

Fuente: Propia

En la **Figura 2.41** se muestra que el coeficientes de seguridad estático en el alojamiento es $\eta = 15$

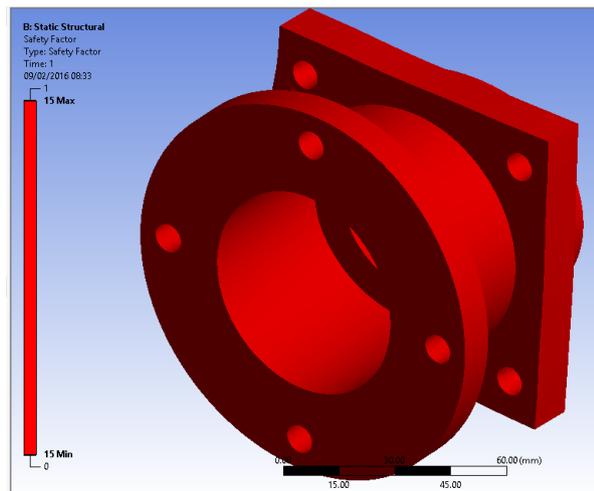


Figura 2.41 Coeficiente de seguridad estático en el alojamiento fijo.

Fuente: Propia

Calculo de falla por fatiga en el alojamiento móvil.

Se procedió a calcular el efecto de la fatiga en el alojamiento por el método de elementos finitos, como en los casos anteriores. En la **Figura 2.42** se muestra que el factor de seguridad a fatiga es $\eta_f = 6.57$.

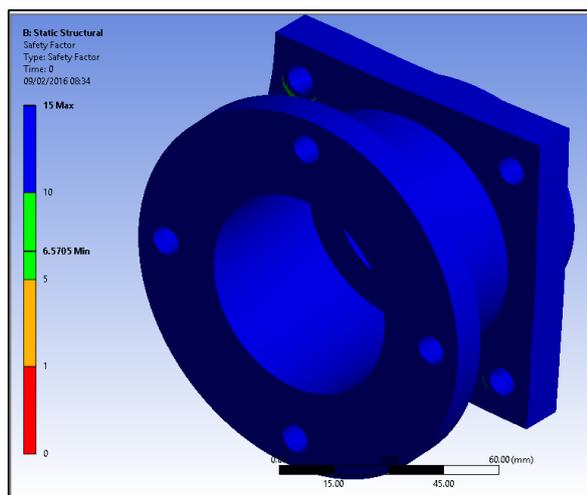


Figura 2.42 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^9 ciclos

Fuente: Propia

2.9. Diseño de la carcasa para el sistema de cuarto eje.

El sistema de transmisión del cuatro será montado en una carcasa, la cual por motivos de facilidad de montaje y mantenimiento fue dividida en dos partes, estas podrán ser acopladas por medio de pernos de sujeción tipo Allen. Las fuerzas que actúan en las partes de la carcasa serán mostradas en la **Figura 2.43**.

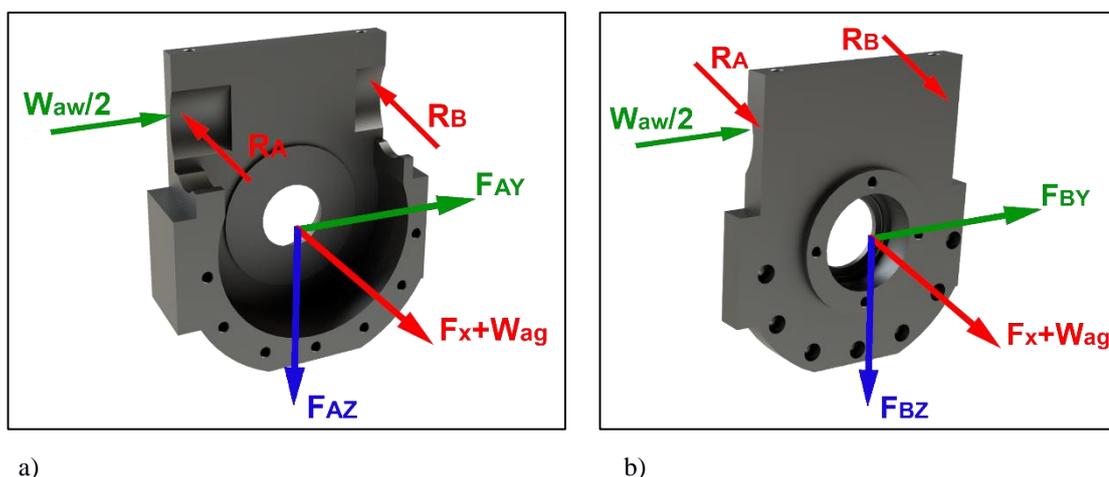


Figura 2.43. Fuerzas que actúan a) en la base b) tapa de la carcasa.

Fuente: Propia

El material utilizado en la carcasa es acero **ASTM A36**. Debido su forma se realizó un análisis de elementos finitos directamente **Figura 2.44**, los resultados se muestran en las **Figuras 2.40 a y b** donde el esfuerzo máximo calculado es de **82.4 MPa** para la base y **22.4 MPa** para la tapa cuando se realiza un mecanizado continuo.

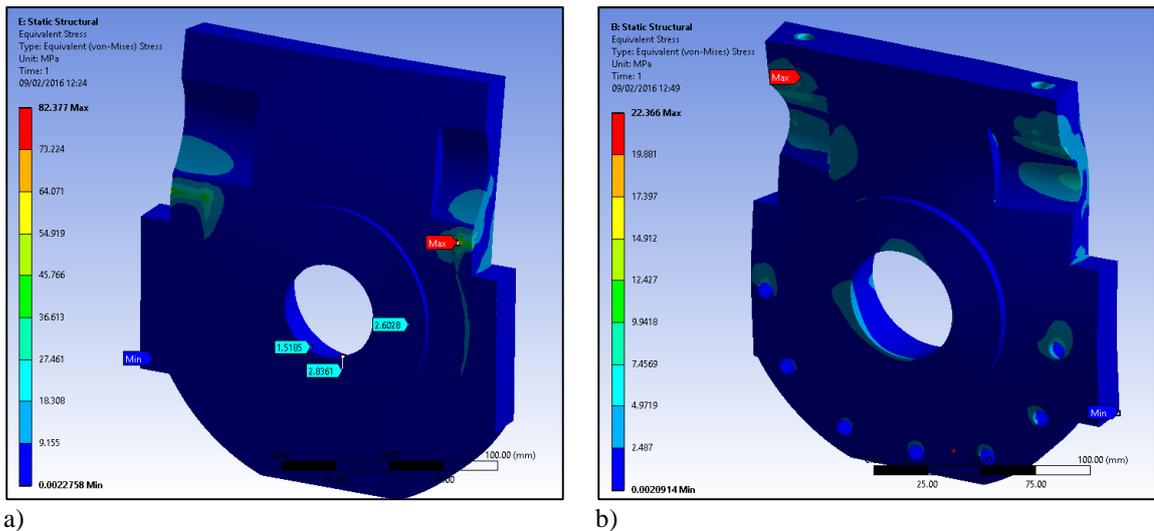


Figura 2.44 Esfuerzos de Von Mises en a) en la base b) tapa de la carcasa.

Fuente: Propia

En la **Figura 2.45** se muestran los coeficientes de seguridad estático de las partes, el coeficiente para la base es $\eta = 3.03$ y para la tapa de $\eta = 11.2$

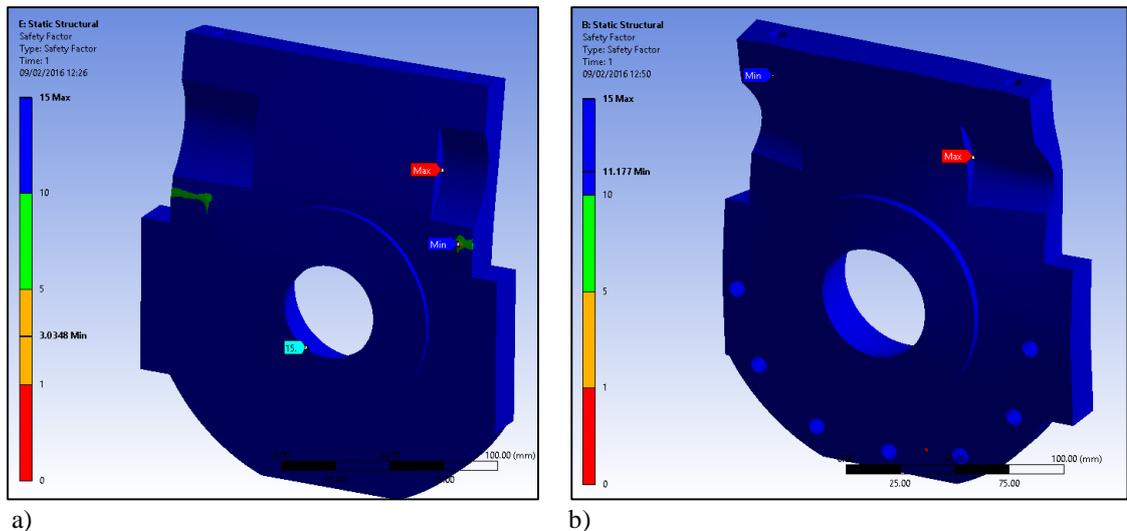


Figura 2.45 Coeficiente de seguridad estático en a) en la base b) tapa de la carcasa.

Fuente: Propia

Calculo de falla por fatiga en la carcasa.

Se procedió a calcular el efecto de la fatiga en las partes de la carcasa, por medio del método de elementos finitos, el software utilizó la curva S-N del material ASTM A36 mostrada en la **Figura B.2** del apéndice B, en el cual muestra que la resistencia a la fatiga de este material es de **86 MPa** aproximadamente. En la **Figura 2.46** se muestra que el factor de seguridad a fatiga es $\eta_f = 1$ para la base y $\eta_f = 3.8$ para la tapa.

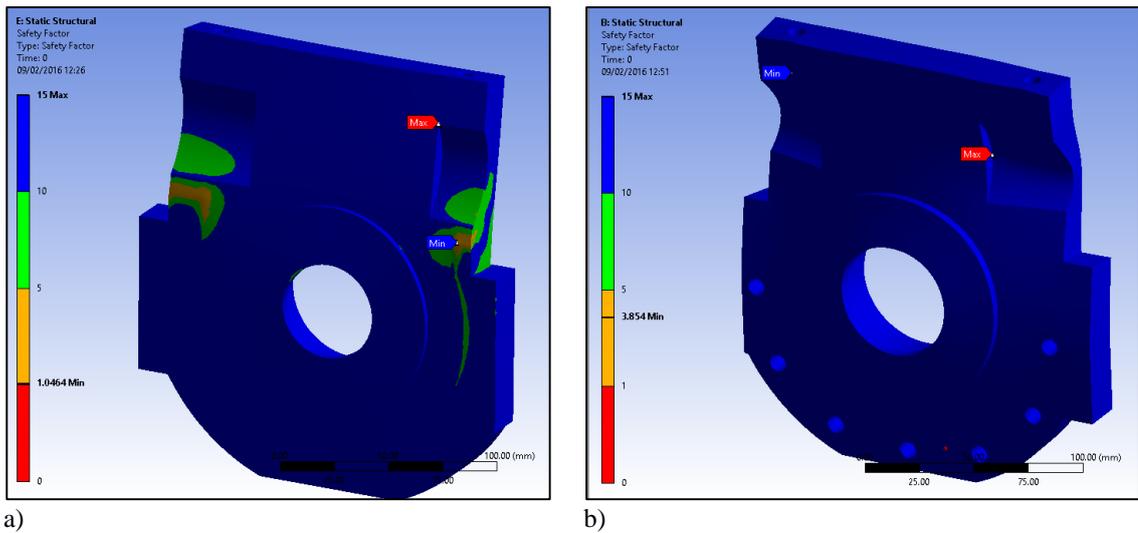


Figura 2.46 Factor de seguridad a fatiga respecto a 1×10^9 ciclos

Fuente: Propia

2.9.1. Dimensionamiento de pernos de sujeción en la tapa de la carcasa.

Debido a las dimensiones de la carcasa se debió escoger un diámetro de perno que no supere 8mm de diámetro, por lo que se eligieron 7 pernos de acero tipo Allen **M8x1.25** grado **5.8** repartidos en ella, las fuerzas que actúan en la tapa son mostradas en la **Figura 2.47**. Donde $P_B = 40.3 \text{ N}$ es el peso de la tapa.

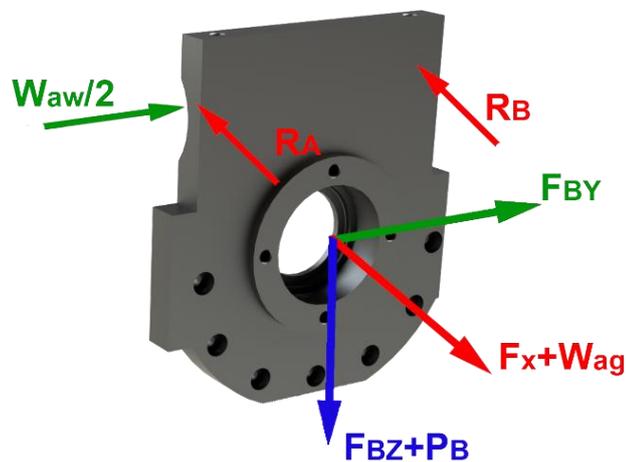


Figura 2.47. Fuerzas que actúan en la tapa de la carcasa.

Fuente: Propia

Fuerza de tensión en casa perno:

$$P = \frac{F_x + W_{ag} + R_A + R_B}{7} = \frac{718 + 545 + 1397.4 + 1397.4}{7} = \boxed{579.7 \text{ N}}$$

Fuerzas cortantes en casa perno:

$$\frac{F_{By} + \frac{W_{ag}}{2}}{7} = \frac{1949.77 + 2301.5}{7} = 607.32 \text{ N}$$

$$\frac{F_{Bz} + P_B}{7} = \frac{309.4 + 40.3}{7} = 50 \text{ N}$$

$$P_c = \sqrt{(607.32)^2 + (50)^2}$$

$$\boxed{P_c = 609.37 \text{ N}}$$

Factor de Carga Tensión

Se asumió un factor de seguridad $\eta_c = 3$ y una constante de rigidez en la junta $C = 3$, el torque de apriete para uniones reusables o diseño por fatiga es $F_i = 0.75 F_p$ donde $F_p = \text{carga de prueba}$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

$$\boxed{K_m = 6 \sim 8 K_b}$$

Asumo un $K_m = 6 K_b$

$$C = \frac{K_b}{K_b + 6K_b} = 0.14$$

$$\eta_c = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{F_p - 0.75 F_p}{C \cdot P}$$

$$\eta_c = \frac{0.25 F_p}{C \cdot P} = 3$$

$$F_p = \frac{3 C \cdot P}{0.25} = \frac{3(0.14)(579.7)}{0.25}$$

$$\boxed{F_p = 973.87 \text{ N}}$$

La resistencia de prueba del perno es de $S_p = 600 \text{ N/mm}^2$

$$S_p = \frac{F_p}{A_t}$$

$$A_t = \frac{F_p}{S_p} = \frac{973.87 \text{ N}}{600 \text{ N/mm}^2} = \boxed{1.623 \text{ mm}^2}$$

Lo que nos dice que un perno M8 ($A_t = 36.61 \text{ mm}^2$) es suficiente.

Confirmación del constante de rigidez en la junta.

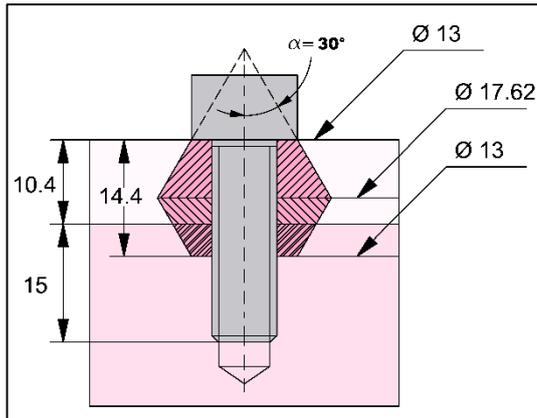


Figura 2.48. Propiedades elásticas equivalentes representadas por troncos

Fuente: Propia

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Por Ser sujetador Corto (Richard G. Budynas, 2008)

$$K_b = \frac{A_t \cdot E}{l} = \frac{36.61 (210000)}{14.4}$$

$$K_b = 0.5338 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

Tronco 1.

$$t = 7.2 \text{ mm}$$

$$D = 13 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$$

$$K_1 = \frac{0.5774 \pi E d}{\ln \left(\frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)} \right)}$$

$$K_1 = \frac{0.5774 \pi (210000)(8)}{\ln \left(\frac{(1.155(7.2) + 13 - 8)(13 + 8)}{(1.155(7.2) + 13 + 8)(13 - 8)} \right)}$$

$$K_1 = 4.718 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

Tronco 2.

$$t = 3.2 \text{ mm}$$

$$D = 17.62 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$$

$$K_2 = \frac{0.5774 \pi (210000)(8)}{\ln \left(\frac{(1.155(3.2) + 17.62 - 8)(17.62 + 8)}{(1.155(3.2) + 17.62 + 8)(17.62 - 8)} \right)}$$

$$K_2 = 15.952 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

Tronco 3.

$$t = 4 \text{ mm}$$

$$D = 13 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$$

$$K_3 = \frac{0.5774 \pi (210000)(8)}{\ln \left(\frac{(1.155(4) + 13 - 8)(13 + 8)}{(1.155(4) + 13 + 8)(13 - 8)} \right)}$$

$$K_3 = 6.903 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}$$

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{4.7180 \times 10^6} + \frac{1}{15.952 \times 10^6} + \frac{1}{6.903 \times 10^6}$$

$$\boxed{K_m = 2.3837 \times 10^6 \frac{N}{mm}}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{0.5338}{0.5338 + 2.3837}$$

$$\boxed{C = 0.1829}$$

Factor de carga

$$\eta_c = \frac{0.25 Sp \cdot At}{C \cdot P} = \frac{0.25 (600)(36.61)}{(0.1829)(973.87)}$$

$$\boxed{n_c = 30.83}$$

Factor de separación

$$\eta_s = \frac{F_i}{(1 - C) \cdot P} = \frac{0.75 (Sp \cdot At)}{(1 - C) \cdot P}$$

$$n_s = \frac{0.75 (600)(36.61)}{(1 - 0.1829)(973.87)}$$

$$\boxed{n_s = 20.70}$$

Esfuerzo por cortante en el perno

$$\tau = \frac{P_c}{A_t} = \frac{609.37}{36.61} = 16.65 \frac{N}{mm^2}$$

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5 (420)}{16.64} = \boxed{12.6}$$

Esfuerzo por aplastamiento en la tapa

$$\sigma_{Ap} = \frac{P_c}{d \cdot e} = \frac{609.37}{(8)(10.4)} = 7.32 \frac{N}{mm^2}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{Ap}} = \frac{250}{7.32} = \boxed{34}$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados de diseño obtenidos para cada elemento que conforma el sistema de cuarto eje, se desglosara detalladamente los materiales en bruto para las piezas que necesitan maquinado y su resultado final. Para más detalles de dimensiones revisar los **Planos esquemáticos**.

3.1. Dimensionamiento del Mandril.

Para el diseño del mandril se tomó en cuenta que este deberá poder sujetar piezas de forma prismática y ejes sin que estas resbalen al momento de ser mecanizados, además de poder ser montado en la nariz del husillo de manera fácil, con estos datos se llegó al diseño mostrado en la **Figura 3.1**, los resultados de las partes principales se detallaran en las secciones siguientes.

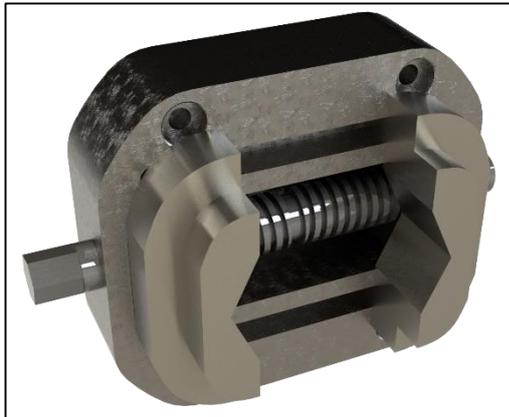


Figura 3.1 Ensamble del mandril diseñado

Fuente: Propia

3.1.1. Perno de sujeción

El perno de sujeción será un tornillo doble (izquierda y derecha) de rosca cuadrada **Figura 3.2** el cual soportara una fuerza de apriete total de 20 KN es estándar en mandriles de 2 garras que cumplen con la norma **DIN 6350** (BISON-BIAL S.A., 2015) , en la **Tabla 3.1** se detallan los resultados obtenidos.



Figura 3.2 Perno de sujeción del mandril.

Fuente: Propia

Tabla 3.1 Resultados del perno de sujeción del mandril

Material	AISI 4140
Dimensiones en bruto	Eje $\varnothing 25 \times 210$ mm
Calidad Superficial en los filetes del tornillo	0.8 μ m Ra (N6)
Esfuerzo estático máximo	525.64 MPa
Factor de seguridad	
Estático	1.3
Fatiga	0.64
Vida / Ciclos	3.22x10 ⁵

Fuente: Propia

3.1.2. Garras de sujeción.

Las garras de sujeción **Figura 3.3** soportaran una fuerza de apriete total de 20 KN al igual que el perno de sujeción, estas tendrán una forma tal que facilitara el apriete tanto de placas como ejes. En la **Tabla 3.2** se detallan los resultados obtenidos.



Figura 3.3 Garras de sujeción del mandril.

Fuente: Propia

Tabla 3.2 Resultados de garras de sujeción del mandril

Material	Plancha ASTMA A36
Dimensiones en bruto	160x40x50 mm
Factor de seguridad	
Estático	1.5
Fatiga	0.95
Vida / Ciclos	1x10 ⁶ aprox.

Fuente: Propia

3.2. Dimensionamiento del sistema de transmisión por tornillo sin fin y corona

Para la transmisión de movimiento del cuarto eje se seleccionó un sistema de tornillo sin fin y corona (**Figura 3.4**), debido a que este podía brindar una reducción 60:1 en un espacio relativamente pequeño favoreciendo a las necesidades de torque y resolución, además de ser diseñado con un ángulo de avance de $\lambda = 4^\circ$ lo cual implica que tendrá la propiedad de autobloqueo lo cual es necesario para el sistema, los resultados de las partes principales se detallaran en las secciones siguientes.

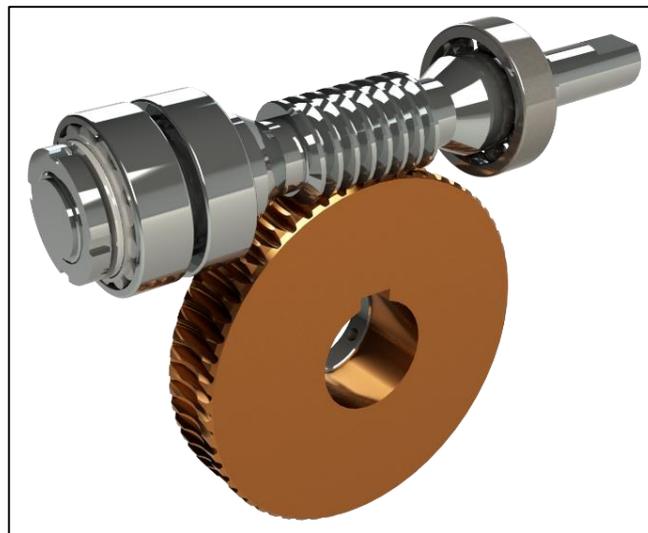


Figura 3.4 Ensamble del sistema de tornillo sin fin y corona

Fuente: Propia

3.2.1. Tornillo sin fin

El tornillo sin fin (**Figura 3.5**) fue diseñado con suficiente ancho de cara para garantizar su libre posicionamiento axial, además deberá ser apoyado entre rodamientos, por lo que su forma facilita el montaje de estos. Para el diseño del tornillo sin fin se utilizó un material de bajo carbono por ser idóneo para realizar

endurecimiento por carburización y su posterior rectificación, principalmente en las partes en contacto. En la **Tabla 3.3** se detallan los resultados obtenidos.



Figura 3.5 Tornillo sin fin.

Fuente: Propia

Tabla 3.3 Resultados del tonillo sin fin.

Material	AISI 4320
Dimensiones en bruto	Eje $\varnothing 35 \times 240$ mm
Tratamiento térmico	Carburización
Dureza	58-62 HRC
Calidad Superficial en los filetes del tornillo	$0.4\mu\text{m Ra (N5)}$
Ajuste y calidad superficial en asiento de rodamientos	
Rodamientos A	k6, $0.8\mu\text{m Ra (N6)}$
Rodamiento B	k5, $0.8\mu\text{m Ra (N6)}$
Número de inicios	1
Modulo	2
Esfuerzo estático medio	64 MPa
Deflexión Máxima	0.0326 mm
Vida útil nominal*	25000 Horas

*Siguiendo la norma AGMA 6022-C93

Fuente: Propia

3.2.2. Corona.

La corona (**Figura 3.6**) fue diseñada de un material deformable y lo suficientemente compatible para que se realice el movimiento, buenas cualidades antifricción y además dar buena vida de servicio. En la **Tabla 3.4** se detallan los resultados obtenidos.

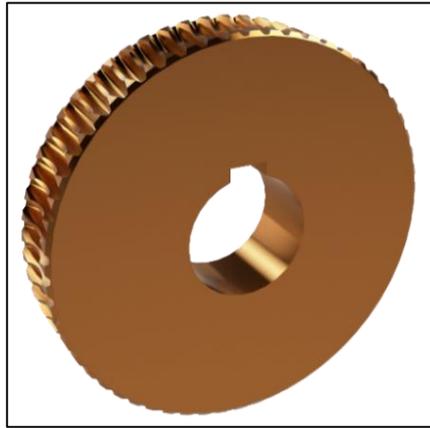


Figura 3.6 Corona

Fuente: Propia

Tabla 3.4 Resultados de la corona.

Material	Bronce 1400 AB2 (Al aluminio)
Dimensiones en bruto	Ø130 x 30mm
Dureza	150-170 HB
Calidad Superficial	0.4 µm Ra (N5)
Número dientes	60
Modulo	2
Vida útil nominal*	25000 Horas

*Siguiendo la norma AGMA 6022-C93

Fuente: Propia

3.3. Husillo

El husillo (**Figura 3.7**) es una de las partes principales del sistema de cuarto eje, es el encargado de transmitir el movimiento al mandril y este a su vez a la pieza a trabajar, fue diseñado de tal manera que soporte las fuerzas de mecanizado además de las fuerzas que se producen por el sistema de transmisión, este se apoyara en dos rodamientos de rodillos cónicos ya que brindan mayos facilidad de montaje. En la **Tabla 3.5** se detallan los resultados obtenidos.



Figura 3.7 Husillo

Fuente: Propia

Tabla 3.5 Resultados del husillo.

Material	AISI 4340 (705)
Dimensiones en bruto	Ø127x190mm
Nariz del husillo	ISO 702 III
Calidad Superficial	0.4 µm Ra (N5)
Ajuste y calidad superficial en asiento de rodamientos	
Rodamiento A	k6, 0.8 µm Ra (N6)
Rodamiento B	m6, 0.8 µm Ra (N6)
Rosca en un extremo	M35x1.5
Esfuerzo estático máximo	37.71 MPa
Deflexión máxima	0.0319 mm
Factor de seguridad mínimo	
Estático	20.8
Fatiga	3.20
Vida / Ciclos	Infinita.

Fuente: Propia

3.3.1. Rodamientos en el Husillo.

Para los rodamientos utilizados en el husillo se tomó en cuenta que deberán soportar tanto cargas radiales como axiales, se utilizó un sistema de rodamientos con fijación cruzada (SKF, 2016) **Figura 3.8**, al cual se necesitara aplicar una precarga para aumentar la rigidez o exactitud de giro en el husillo, esto es posible gracias a que el husillo tiene una rosca en el extremo. En la **Tabla 3.6** se detallan los resultados obtenidos.

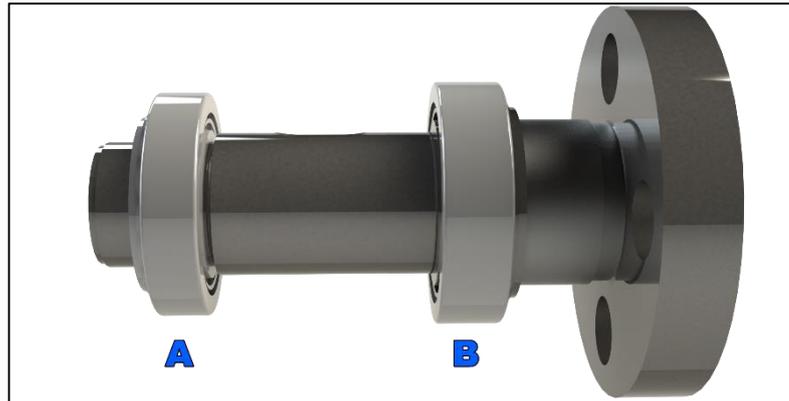


Figura 3.8 Rodamientos montados en el husillo

Fuente: Propia

Tabla 3.6 Resultados de los rodamientos del husillo

Rodamiento en A	4T-32007
Velocidad Max	10 RPM
Carga Dinámica equivalente	12.22 KN
Capacidad Básica de carga dinámica	41.5 KN
Carga estática equivalente	2.86 KN
Capacidad Básica de carga estática	52.5 KN
Tipo de carga	Pesada
Factor de seguridad	18.38
Tipo de lubricación	Grasa o Aceite
Rodamiento en B	4T-33008
Velocidad Max	10 RPM
Carga Dinámica equivalente	7.415 KN
Capacidad Básica de carga dinámica	59.5 KN
Carga estática equivalente	2.46 KN
Capacidad Básica de carga estática	82.5 KN
Tipo de carga	Normal
Factor de seguridad	24
Tipo de lubricación	Grasa o Aceite

Fuente: Propia

3.3.2. Dispositivo de sellado de aceite por contacto.

Los sellos radiales del eje (**Figura 3.9**) son sellos de contacto que se usan principalmente en aplicaciones lubricadas con aceite, constan de una carcasa de metal, cuerpo de caucho sintético, un labio del sello y un muelle toroidal. (SKF, 2016), este será montado con el labio hacia adentro para evitar pérdidas de lubricante, las características de este sello se muestran en la **Tabla 3.7**

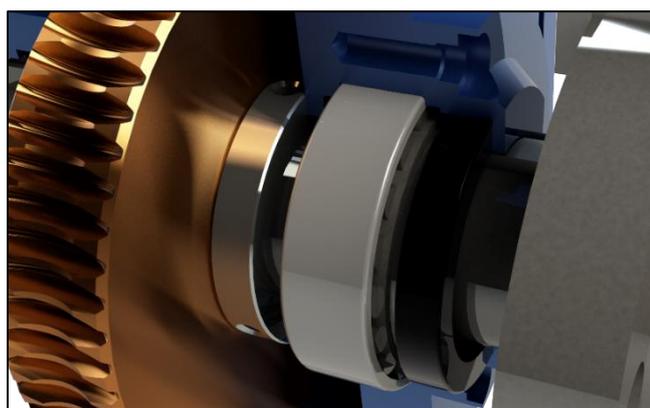


Figura 3.9 Sello de aceite montado en el sistema

Fuente: Propia

Tabla 3.7 Resultados de sellado de aceite

Sello de contacto Tipo R	47X62X9 HMS1 R
Material	Caucho Nítrico
Velocidad tangencial	0.0209 m/s ²
Rugosidad en el eje	0.8 μm RA (N6)
Dureza Mínima en el eje	40 HRC o menor

Fuente: (SKF, 2016)

3.4. Sistema de Ajuste de Backlash.

Se diseñó un sistema de ajuste de backlash de tal manera que el posicionamiento axial sea fijado con la ayuda de inserción de galgas en el alojamiento de los rodamientos de rodillos cónicos para compensar el efecto de la acumulación de tolerancias de los componentes. La posición deseada se determina con el backlash del ensamble del sistema y el patrón de contacto (AGMA STANDARD, 1993). Los resultados de las partes principales se detallaran en las secciones siguientes

3.4.1. Rodamientos para el tornillo sin fin.

Para los rodamientos utilizados en el tornillo sin fin se tomó en cuenta que deberán soportar tanto cargas radiales como axiales, se utilizó una combinación entre rodamientos de rodillos cónicos y un rodamiento rígido de bolas (**Figura 3.10**), el cual estará montado en un alojamiento que permita el desplazamiento axial. En la **Tabla 3.8** se detallan los resultados obtenidos.

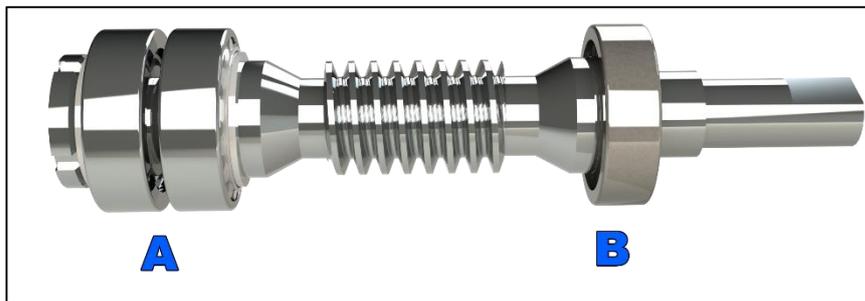


Figura 3.10 Rodamientos montados en el tornillo sin fin.

Fuente: Propia

Tabla 3.8 Resultados de los rodamientos del tornillo sin fin

Rodamientos en A	4T-33206
Velocidad Max	600 RPM
Carga Dinámica equivalente	61.21 KN
Capacidad Básica de carga dinámica	65.0 KN
Carga estática equivalente	4.81 KN
Capacidad Básica de carga estática	77 KN
Tipo de carga	Normal
Factor de seguridad	16
Tipo de lubricación	Grasa
Rodamiento en B	6205
Velocidad Max	600 RPM
Carga Dinámica equivalente	12.73 KN
Capacidad Básica de carga dinámica	14.0 KN
Carga estática equivalente	1.4 KN
Capacidad Básica de carga estática	7.85 KN
Tipo de carga	Normal
Factor de seguridad	5.61
Tipo de lubricación	Grasa

Fuente: Propia

3.4.2. Alojamiento móvil.

En el alojamiento móvil **Figura 3.11** se alojara los rodamientos de rodillos cónicos del sistema del tornillo sin fin, tendrá la característica que se podrá deslizar axialmente por la carcasa para poder calibrar el backlash por medio de galgas de ajuste y luego ser fijado por medio de pernos. En la **Tabla 3.9** se detallan los resultados obtenidos.

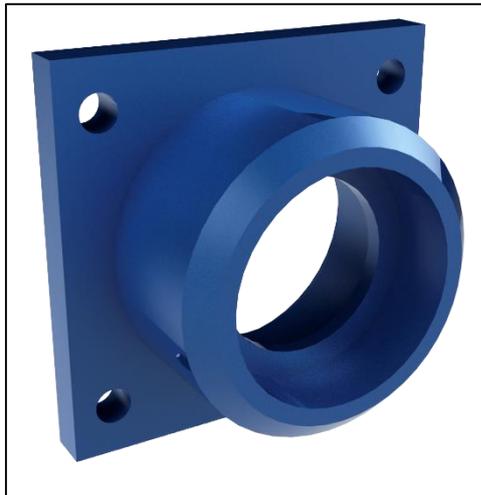


Figura 3.11 Alojamiento móvil

Fuente: Propia

Tabla 3.9 Resultados del alojamiento móvil

Material	ASTM A36, AISI 1018
Dimensiones en bruto	
Placa	95x95x13mm
Cilindro	Ø80x25mm
Método de unión	Soldadura
Ajuste y calidad superficial	
Alojamiento de los rodamientos	K6, 1.6µm RA (N7)
Parte exterior del cilindro	h6, 1.6µm RA (N7)
Esfuerzo estático máximo	86.5 MPa
Factor de seguridad mínimo	
Estático	2.9
Fatiga	1
Vida / Ciclos	1x10 ⁹ ciclos

Fuente: Propia

3.4.3. Alojamiento fijo.

El alojamiento fijo (**Figura 3.12**) no está sometido a fuerzas axiales debido a la transmisión, su función principal es permitir el deslizamiento del rodamiento rígido de bolas cuando se realiza el ajuste del backlash y servir de base para montar el motor paso a paso. En la **Tabla 3.8** se detallan los resultados obtenidos.

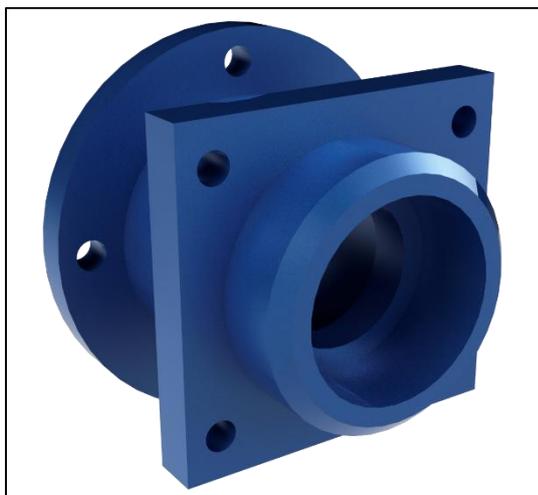


Figura 3.12 Alojamiento fijo.

Fuente: Propia

Tabla 3.10 Resultados del alojamiento móvil

Material	ASTM A36, AISI 1018
Dimensiones en bruto	
Placa	95x95x13mm
Brida	Ø110x13mm
Cilindros	Ø80x37mm
Método de unión	Soldadura
Ajuste y calidad superficial	
Alojamiento de los rodamientos	H6, 1.6µm RA (N7)
Parte exterior del cilindro	h6, 1.6µm RA (N7)
Esfuerzo estático máximo	13.119 MPa
Factor de seguridad mínimo	
Estático	15
Fatiga	6.5
Vida / Ciclos	Infinita

Fuente: Propia

3.5. Carcasa del sistema de cuarto eje.

Las partes principales del sistema de cuarto eje están montadas sobre una carcasa (**Figura3.13**) que por facilidad de montaje se dividen en dos partes unidas por medio de pernos, las cuales están sometidas a las fuerzas de corte y las fuerzas producidas por la transmisión, En la **Tabla 3.11** se detallan los resultados obtenidos.

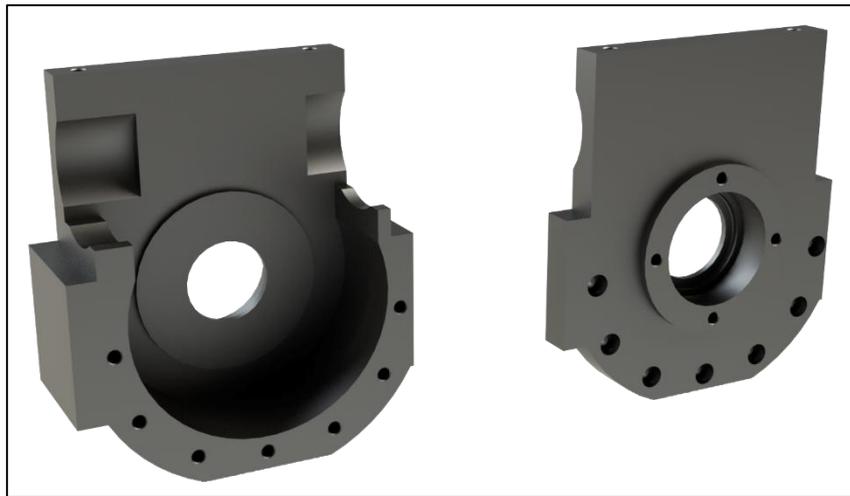


Figura 3.13 Carcasa del sistema de cuarto eje

Fuente: Propia

Tabla 3.11 Resultados de la carcasa

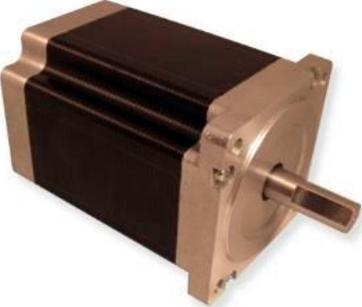
Base de la carcasa	
Material	ASTM A36
Dimensiones en bruto	220x200x32mm
Ajuste y calidad superficial	
Alojamiento de los rodamientos	K6, 1.6µm RA (N7)
Cavidad de deslizamiento	h6, 1.6µm RA (N7)
Esfuerzo estático máximo	82.4 MPa
Factor de seguridad mínimo	
Estático	3
Fatiga	1
Vida / Ciclos	1x10 ⁹ ciclos
Tapa de la carcasa	
Material	ASTM A36
Dimensiones en bruto	220x200x32mm
Ajuste y calidad superficial	
Alojamiento de los rodamientos	K6, 1.6µm RA (N7)
Cavidad de deslizamiento	h6, 1.6µm RA (N7)
Esfuerzo estático máximo	22.4 MPa
Factor de seguridad mínimo	
Estático	11
Fatiga	3.8
Vida / Ciclos	Infinita

Fuente: Propia

3.6. Selección del Motor Paso a Paso

En la sección 2.6.2.4 se calculó el torque necesario para mover el sistema $T_w = 7.8 \text{ N.m}$ y una potencia necesaria de $P_i = 0.66 \text{ HP}$, por lo que se seleccionó el motor paso a paso modelo **HT34.-1150-8** de la empresa Probotix debido a que estos motores cuentan con una alta presión de movimiento, gran fuerza de torque además de un amplio control de la velocidad de giro y no necesitan de retroalimentación, a continuación se muestran las características en la **Tabla 3.12**

Tabla 3.12 Características de motor paso a paso seleccionado

	Características	
	Modelo	HT34-1150-8
	Pasos por revolución	1.8 deg. / 200
	Frame	NEMA 34
	Holding Torque	8.120 N-m (71.87 Lb-in)
	Corriente nominal	6.0 Amps/fase
	Peso del motor	3.74 Kg (8.25 Lb)
	Longitud del motor	114 mm (4.5 in)

Fuente: (PROBOTIX TM , 2015)

3.6.1. Selección del controlador del motor Paso a Paso.

Se seleccionó controladores marca MondoStep por ser compatibles con los motores antes seleccionados, en la **Tabla 3.13** se describen las características de este controlador.

Tabla 3.13 Características del controlador seleccionado

	Características	
	Modelo	MondoStep 7.8
	Tipo de Frame de motor	Nema 34
	Alimentación de voltaje	Hasta +80V
	Corriente de salida	Hasta 7.8A
	Entrada de frecuencia de pulso	Hasta 300 KHz
	Resolución	Hasta 51200 pasos/rev
	Modos	CW / CCW

Fuente: (PROBOTIX TM , 2015)

3.7. Costos para la construcción del sistema de cuarto eje.

En esta sección se detallan los costos de los diferentes materiales y elementos utilizados para la construcción del prototipo del diseño realizado, así como los costos de los diferentes procesos (mecanizado, tratamiento térmico, etc.) a los cuales será sometido el material en bruto.

3.7.1. Materiales

En la **Tabla 3.14** se dan los valores de los materiales necesarios y sus valores por kilogramo en el mercado local.

Tabla 3.14 Costos de materiales

	MEDIDAS			Peso bruto	Cant.	Peso total	Precio por Kg	Precio
	L	L	L	Kg		Kg	USD	USD
Planchas de acero ASTM A36								
-Tapa trasera	150	160	65	12.2	1	12.2	2	24.5
-Tapa delantera	150	160	40	7.5	1	7.5	2	15.1
-Garras	115	40	50	1.8	2	3.6	2	7.2
	50	30	50	0.6	2	1.2	2	2.4
-Contra arandela	130	130	6	0.80	1	0.8	2	1.6
-Apoyo A	220	200	32	11.1	1	11.1	2	22.1
-Apoyo B	220	200	32	11.1	1	11.1	2	22.1
-Lateral	180	140	55	10.9	2	21.8	2	43.5
-Alojamiento Móvil	95	95	13	0.9	1	0.9	2	1.8
-Alojamiento Fijo	95	95	13	0.9	1	0.9	2	1.8
-Sujetador	140	160	13	2.3	2	4.6	2	9.1
-Tapa Lateral	170	200	13	3.5	1	3.5	2	6.9
-Tapa Motor	95	95	13	0.9	1	0.9	2	1.8
-Base contrapunto	155	125	25	3.8	1	3.8	2	7.6
-Paredes contra punto	125	120	13	1.5	2	3.1	2	6.1
-Pared lateral contra punto	100	100	13	1.0	1	1.0	2	2.0
-Base lateral derecha	220	200	25.4	8.8	1	8.8	2	17.5
-Base lateral	220	200	38.1	13.2	1	13.2	2	26.3
-Base inferior	225	180	13	4.1	1	4.1	2	8.3
					Peso Total	114.0	Valor total	228.0

Fuente: Propia

Tabla 3.14 Costos de materiales (continuación)

	MEDIDAS		Peso bruto	Cant.	Peso total	Precio por Kg	Precio
	∅	L	Kg		Kg	USD	USD
Eje AISI 4340 (705)							
-Eje roscado	25	210	0.81	1	0.8	4.4	3.6
-Husillo	127	190	18.9	1	18.9	4.4	83.1
-Eje roscado contrapunto	30	155	0.9	1	0.9	4.4	3.8
Eje AISI 1045 (760)							
-Esparrago de pestaña	25.4	55	0.22	4	0.9	2.8	2.5
-Tapa A	50.8	20	0.3	1	0.3	2.8	0.9
-Tapa B	50.8	20	0.3	1	0.3	2.8	0.9
Eje de acero AISI 1018							
-Sujetadores	60	10	0.2	2	0.4	2.27	1.0
-Alojamiento Móvil	80	25	1.0	1	1.0	3.19	3.1
-Alojamiento Fijo	80	25	1.0	1	1.0	3.19	3.1
	75	37	1.3	1	1.3	3.19	4.1
	110	13	1.0	1	1.0	3.19	3.1
-Guías	100	25	1.5	2	3.1	3.19	9.8
-Tapa motor	73	25	0.8	1	0.8	3.19	2.6
	110	13	1.0	1	1.0	3.19	3.1
-Vástago	45	180	2.2	1	2.2	2.27	5.1
-Guía contrapunto	57	210	4.2	1	4.2	2.27	9.5
Eje de acero 4320							
-Tornillo sin fin	35	240	1.6	1	1.6	4.4	7.0
Eje de bronce 1400 AB2							
-Corona	130	30	3.1	1	3.1	17.85	55.8
Eje Aluminio Produx							
-Manivela	135	35	1.4	1	1.4	23	31.1
Eje Acero Inox AISI 304							
-Palanca manivela	25.4	100	0.4	1	0.4	6.5	2.6
						Valor total	235.9

Fuente: Propia

3.7.2. Costos de elementos mecánicos normalizados utilizados.

A continuación se detallan los precios de los elementos normalizados que fueron seleccionados y su valor en el mercado local.

Tabla 3.15 Costos de elementos normalizados

Cant.	Elemento	Costo unidad USD	Costo total USD
1	Rodamiento 4T-32007	11	11
1	Rodamiento 4T-33008	15	15
2	Rodamiento 4T-33206	12	24
1	Rodamiento 6205	4	4
1	Sello 47X62X9 HMS1 R	5	5
1	Tuerca de seguridad AN07	2	2
1	Grasero 5/16 " recto	0.50	0.50
1	Tapo de Carter. M12x1.25	0.5	0.5
1	Anillo de seguridad	0.60	0.60
43	Pernos tipo Allen M8x1.25 grado 5.8	0.4	17
	Total		79.6

Fuente: Propia

3.7.3. Costo de motor paso a paso y su controlador

En el mercado local no existen en stock el motor paso a paso que se necesita para el diseño, por lo que se tendrá que realizar una importación de dichos elementos, a continuación se detallan los valores obtenidos.

Tabla 3.16 costos de importación

	Motor HT34.-1150-8	Controlador MondoStep 7.8
Costo USD	136.0	119.95
Flete	5.6	0.86
Seguro	2.8	2.42
CIF	144.4	123.22
Ad-Valorem	0	0
Fodinfra 0,5%	0.7	0.62
Base IVA	145.1	123.84
IVA	17.4	14.86
Total USD	162.50	138.70

Fuente: (PROBOTIX TM , 2015), (Aduana del Ecuador SENA, 2015)

3.7.4. Costos de mecanizado y operaciones adicionales.

A continuación se muestran los valores estimados del costo de mecanización del sistema diseñado, además de los costos de tratamientos térmicos y de calidad superficial, estos costos podrían variar.

Tabla 3.17 Costos de mecanizado y adicionales

Operación	Costo por hora (USD/h)	Total de Horas (h)	Total 1 (USD)
Torneado	5	6	30
Fresado	5	40	200
Soldadura	5	2	10
Rectificado	8	4	36
	Costo por kg (USD/Kg)	Total de Kg.	Total 2 (USD)
Tratamiento térmico	8	4	36
Pintura	0.5	50	25
		Total \$	337

Fuente: Propia

3.7.5. Costos Totales.

Los costos anteriormente descritos fueron calculados sin tomar en cuenta el impuesto al IVA, el gran total se lo calculo como sigue:

Tabla 3.18 Lista final de costos estimados

Descripción	Costo (USD)
Materiales	464
Elementos mecánicos	79.6
Motor paso a paso	162.5
Controlador	138.7
Mecanización y adicionales	337
Sub total	1181.8
IVA 12%	141.82
Gran Total:	1323.61

Fuente: Propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Los elementos estructurales que conforman el sistema de cuarto eje diseñado fueron analizados bajo cargas estáticas y condiciones de carga dinámica en todos los elementos debido a que las fuerzas que se producen en el mecanizado no son continuas y sufren variaciones en el tiempo como se lo pudo calcular en la **sección 2.4**, por lo que fue necesario calcular el efecto de estas variaciones y determinar los coeficientes de seguridad tanto estático como para fatiga.

En el diseño del mandril se obtuvieron esfuerzos elevados, esto debido a que debe sujetar la pieza e impedir que se deslice al momento del mecanizado, el mayor esfuerzo lo recibió el perno de sujeción y las muelas del mandril ya que estos son los encargados de dar dichas fuerzas de apriete. Sus coeficientes de seguridad a fatiga fueron de $\eta_f = 0.65$ para el tornillo y $\eta_f = 0.95$, lo que según los cálculos realizados el perno fallara a $N = 3.22 \times 10^5$ **ciclos**, lo que nos da una vida útil aceptable si tomamos en cuenta que los ciclos no se realizaran en un corto periodo de tiempo.

Con el diseño del sistema de transmisión por medio de tornillo sin fin y corona se logró dar al sistema de cuarto eje una relación de transmisión **60:1** lo que favorece el aumento del torque que puede transmitir el husillo, conseguir la importante propiedad de autobloqueo, además de aumentar la resolución que puede dar el motor paso a paso. El torque que puede transmitir el sistema es de **276.2 N.m.** el cual supera al torque requerido para el mecanizado continuo. Estos elementos fueron diseñados siguiendo las normas **ANSI/AGMA 6022-C93** y **ANSI/AGMA 6034-B92**, por lo que el tiempo de vida de servicio será aproximadamente 25000 horas si se les realiza una correcta lubricación y mantenimiento periódico.

Para el husillo se realizaron dos análisis, uno por medio de las formulas dada por la teoría de mecánica de sólidos y la otra por medio de análisis de elementos finitos, de los cuales se obtuvieron diferentes resultados en los esfuerzos resultantes, esta discrepancia se debe a las restricciones dadas en los apoyos, ya que en el cálculo

teórico se utiliza un apoyo simple, mientras que en elementos finitos utiliza un apoyo cilíndrico. Según los cálculos realizados el husillo tiene un coeficiente a la fatiga mínimo de $\eta_f = 3.20$ en el área cercana al chavetero, algo lógico ya que en esa área los momentos son relativamente altos, además del concentrador de esfuerzos presente, a pesar de ello, teóricamente el husillo no fallara por fatiga.

La deflexión máxima calculada en el husillo fue de **0.0319 mm**, esto se da en condiciones extremas cuando se está mecanizando una pieza grande sin la ayuda del contrapunto, a pesar de ello, esta deflexión se considera aceptable.

La selección de los rodamientos tanto para el husillo como para el tornillo sin fin se llevó a cabo siguiendo el procedimiento descrito por NTN (NTN Corporation, 2004) por lo que teóricamente la vida útil promedio de los rodamientos será de 21000 h. Los rodamientos del tornillo sin fin serán lubricados por medio de grasa, mientras los del husillo por medio del aceite existente en el reservorio del sistema.

Posición axial precisa y la restricción del engranaje son necesarios para proporcionar el backlash deseado y el correcto patrón de contacto del conjunto de transmisión. La posibilidad de mover axialmente el tornillo sin fin ayuda a calibrar el backlash que se presentara durante la vida útil del sistema, de ahí la importancia de esta característica del diseño planteado.

Gracias a la forma del tornillo sin fin y a los alojamientos de sus rodamientos se puede conseguir una precarga constante en los rodamientos de entrada (rodamientos de rodillos cónicos), si existen variaciones debido a la temperatura el rodamiento de bolas se desliza por el alojamiento por lo no habrá interferencia.

4.1. Conclusiones

Se establecieron los parámetros de funcionamiento que deberá cumplir el sistema de cuarto eje tales como fuerzas de corte, velocidades de avance y velocidades máximas de rotación, con estos datos se definieron las fuerzas que actúan en el sistema, el tipo de transmisión de movimiento y las dimensiones máximas del sistema.

Se realizó un diseño detallado de la mayoría de los elementos estructurales del sistema, se calculó el esfuerzo estático y de fatiga en cada uno para de esta manera verificar si cumplen con las exigencias del diseño. También fueron seleccionados elementos estándares tales como rodamientos, pernos, etc. siguiendo criterios de selección que en algunos casos fueron determinados por el fabricante.

El sistema de cuarto eje diseñado cumple con los requerimientos de precisión rotacional, ya que gracias a las reducciones presentes y al sistema de ajuste de backlash se puede lograr como mínimo una precisión repetible de 0.03° por paso del motor, además, gracias a la utilización del sistema de tornillo sin fin y corona se puede lograr que la carcasa y el conjunto sean relativamente compactos por lo que no interferirá con las partes del CNC facilitando el montaje de este en la mesa de trabajo.

El diseño de la nariz del husillo permite el montaje del mandril diseñado, además de cualquier mandril que cumpla con el estándar ISO 702-III, esta es una característica importante ya que abre la posibilidad de poder montar una gran variedad de mandriles que existen en el mercado.

Gracias a su base se puede conseguir la robustez necesaria para prevenir vibraciones en el momento del mecanizado sin sobrepasar los límites de peso que puede soportar la máquina CNC, esta base además brinda soporte para que el husillo pueda inclinarse hasta 45° para trabajos que así lo requieran.

4.2. Recomendaciones

Para mejorar el diseño del sistema de ajuste de backlash tanto la corona y tornillo sinfín se fabrican con un grosor de rosca en aumento permitiendo así que el tornillo sinfín tenga mayor libertad de movimiento axial para eliminar el desajuste durante la vida de la máquina.

La precisión de la corona y tornillo sinfín depende en gran medida de la precisión de las herramientas que fabrican los engranajes, por lo que se recomienda para su fabricación la utilización de herramientas nuevas y de ser posible que sea fabricada en maquinaria de precisión.

No se deberá superar los parámetros de carga diseñada ya que todos los engranajes, cojinetes y alojamientos se flexionan y se distorsionan de algún modo bajo carga por lo que si se excede este provocara un funcionamiento defectuoso y ocurrirá un desgaste rápido principalmente en las partes móviles.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Aduana del Ecuador SENA. (09 de 12 de 2015). *SERVICIO NACIONAL DE ADUANA DEL ECUADOR*. Obtenido de SERVICIO NACIONAL DE ADUANA DEL ECUADOR Web site: <http://www.aduana.gob.ec/pro/courier.action>
- [2] AGMA STANDARD. (1992). *Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors ANSI/AGMA 6034-B92*. Alexandria, Virginia: American Gear Manufacturers Association.
- [3] AGMA STANDARD. (1993). *Desing Manual for Cylindrical Wormgearing ANSI/AGMA 6022-C93*. Alexandria, Virginia: American Gear Manufacturers Association.
- [4] AGMA STANDARD. (1995). *Gear Materials and Heat Treatment Manual ANSI/AGMA 2004--B89*. Alexandria, Virginia: American Gear Manufacturers Association.
- [5] ALTINTAS, Y. (2012). *MANUFACTURING MANUFACTURING METAL CUTTING MECHANICS, MACHINE TOOL VIBRATIONS, AND CNC DESIGN Second Edition*. New York, USA: Cambridge University Press.
- [6] BISON-BIAL S.A. (9 de 12 de 2015). *BISON-BIAL S.A. EMPOWERED BY PRECISION*. Obtenido de BISON-BIAL S.A. EMPOWERED BY PRECISION Web site: <http://www.bison-bial.com/public/data/resource/upload/00082/81296/bison-2015-1-en.pdf>
- [7] Boyer, H. E. (1985). *Atlas of Fatigue Curves*. Ohio: ASM International.
- [8] Cordero, C. (28 de Agosto de 2015). *Sin Fin con el Cuarto Eje y Mastercam*. Obtenido de Canal de Carlos Cordero : <https://www.youtube.com/watch?v=INo-ycup30s>
- [9] Felix R. Moreno, W. J. (2005). Evaluacion del comportamiento mecanico a la fatiga en aceros AISI 4340 Y AISI 4140 tratados termicamente con recocidos y normalizados. *Revista Ingenieria UC. Vol. 12, 40-45*.
- [10] Groover, M. P. (2007). *FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA. Materiales, procesos y sistemas*. México, D. F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [11] Lunan Machine Tool Co., Ltd. (30 de Agosto de 2015). *Product list*. Obtenido de Alibaba: <http://lunanmachine.en.alibaba.com/productlist.html>
- [12] Made-in-China.com. (25 de 11 de 2015). *NEMA 34 Stepper Motor, 86mm Stepper Motor for CNC Machine*. Obtenido de Changzhou Jingkong Motor&Electric Appliance Co., Ltd.: <http://jkongmotor.en.made-in-china.com/product/sMDEyezdcwkZ/China-NEMA-34-Stepper-Motor-86mm-Stepper-Motor-for-CNC-Machine.html>
- [13] Norton, R. L. (2011). *Diseño de Maquinas Un enfoque integrado Cuarta edición*. Naucalpan de Juárez, Estado de México: Pearson education de Mexico.
- [14] NTN Corporation. (2004). *Rodamiento de Bolas y de rodillos*. NTN Corporation.
- [15] O. Gonzalo., H. J. (2009). Prediction of specific force coefficients from a FEM cutting. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 348-356.
- [16] PROBOTIX TM . (12 de 12 de 2015). *PROBOTIX*. Obtenido de PROBOTIX web site: <https://www.probotix.com/>

- [17] Richard G. Budynas, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D. F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [18] Sandvik Coromant. (13 de 12 de 2015). *Sandvik Coromant-Formulas*. Obtenido de Sandvik Coromant Web site: http://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/milling/formulas_and_definitions/formulas
- [19] SANDVIK, Coromant. (2011). *Suplemento de pedidos a los catalogos de herramientas de torneado y rotativas 12.1*.
- [20] SHANDONG LUNAN MACHINE TOOL CO. LTD. (30 de Agosto de 2015). *SHANDONG LUNAN MACHINE TOOL CO. , LTD* . Obtenido de SHANDONG LUNAN MACHINE TOOL CO. , LTD Web site: <http://www.lunancnc.com/>
- [21] SKF. (29 de 01 de 2016). Obtenido de SKF Web site: <http://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/design-considerations/sealing-solutions/external-seals/contact-seals/index.html>
- [22] The American Heritage. (25 de 11 de 2015). *Your dictionary*. Obtenido de Your dictionary Web site: <http://www.yourdictionary.com/worm-gear>
- [23] Umut Karaguzel, M. B. (2012). Process Modeling of Turn-Milling Using Analytical Approach. *Elsevier B.V.*, 131-139.
- [24] Warfield, B. (20 de 11 de 2015). *CNC 4th Axis Basics: What they can do*. Obtenido de CNCCookbook Web site: <http://blog.cnccookbook.com/2013/04/08/cnc-4th-axis-introduction/>
- [25] Water D. Pilkey, D. F. (2008). *Peterson's Stress Concentration Factors Third edition*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. .

APENDICES

APÉNDICE A

En las siguientes tablas se realizara la comparación entre los sub-objetivos de cada uno de los objetivos principales que se muestran en la sección **2.1.1. Planteamiento del problema revisado.**

Tabla A.1 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Seguridad (0.52)

Criterio	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	Total Fila	Peso relativo	Peso Absoluto
1.1	1	5	5	1	5	10	27	0.28	0.14
1.2	0.2	1	5	1	5	10	22.2	0.23	0.12
1.3	0.2	0.2	1	0.2	5	10	16.6	0.17	0.09
1.4	1	1	5	1	5	10	23	0.24	0.12
1.5	0.2	0.2	0.2	0.2	1	5	6.8	0.07	0.04
1.6	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	1	1.6	0.02	0.01
TOTAL							97.2	1	0.52

Fuente: Propia

Tabla A.2 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Funcionamiento (0.32)

Criterio	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	Total Fila	Peso relativo	Peso Absoluto
2.1	1	5	1	5	0.2	1	0.2	13.4	0.13	0.04
2.2	0.2	1	0.2	0.2	0.1	0.2	0.1	2	0.02	0.01
2.3	1	5	1	5	1	1	1	15	0.14	0.05
2.4	0.2	5	0.2	1	0.1	0.2	0.2	6.9	0.07	0.02
2.5	5	10	1	10	1	1	1	29	0.28	0.09
2.6	1	5	1	5	1	1	1	15	0.14	0.05
2.7	5	10	1	5	1	1	1	24	0.23	0.07
TOTAL								105.3	1	0.32

Fuente: Propia

Tabla A.3 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Costo (0.13)

Criterio	3.1	3.2	3.3	3.4	Total fila	Peso relativo.	Peso Absoluto.
3.1	1	5	0.2	0.2	6.4	0.25	0.03
3.2	0.2	1	1	1	3.2	0.13	0.02
3.3	5	1	1	1	8	0.31	0.04
3.4	5	1	1	1	8	0.31	0.04
TOTAL					25.6	1	0.13

Fuente: Propia

Tabla A.4 AHP Tabla de comparación para determinar el peso de los sub-objetivos de Apariencia (0.03)

Criterio	4.1	4.2	4.3	Total fila	Peso relativo.	Peso Absoluto.
4.1	1	0.2	5	6.2	0.33	0.009
4.2	5	1	5	11	0.59	0.017
4.3	0.2	0.2	1	1.4	0.08	0.002
TOTAL				18.6	1	0.03

Fuente: Propia

APÉNDICE B

A continuación se mostraran las figuras necesarias para el cálculo de fatiga de diferentes materiales utilizados en la construcción del sistema de cuarto eje.

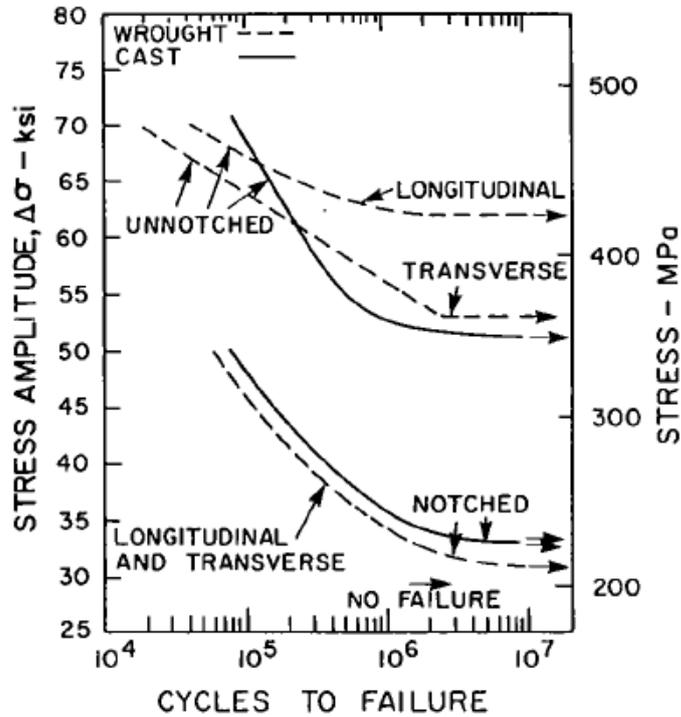


Figura B.1 Curva S-N para aceros serie 4100 forjados y fundidos , templados y revenidos con la misma dureza, ambos con muesca y sin ella
Fuente: (Boyer, 1985)

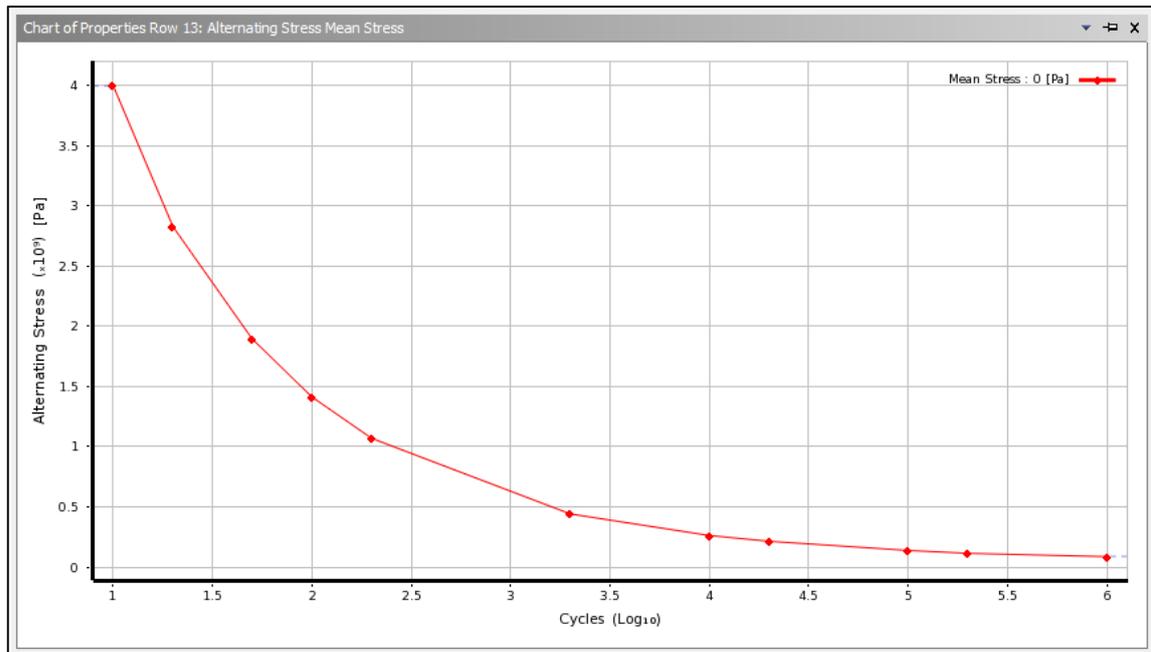


Figura B.2 Curva S-N para acero ASTM A36

Fuente:

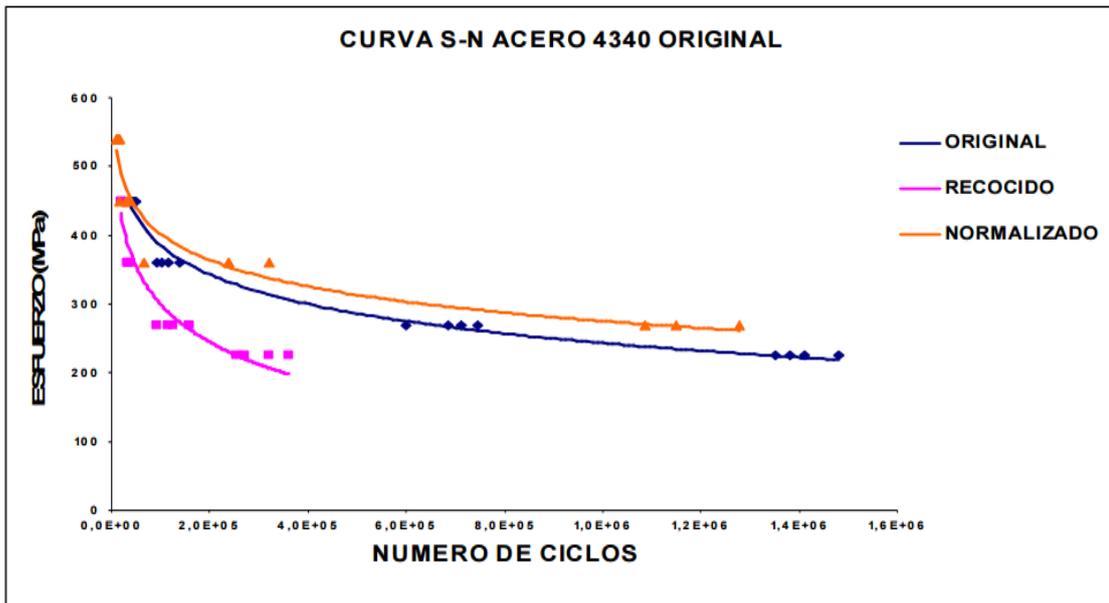


Figura B.3 Curva S-N para aceros serie 4340 con tratamiento térmico Normalizado y recosido.

Fuente: (Felix R. Moreno, 2005)

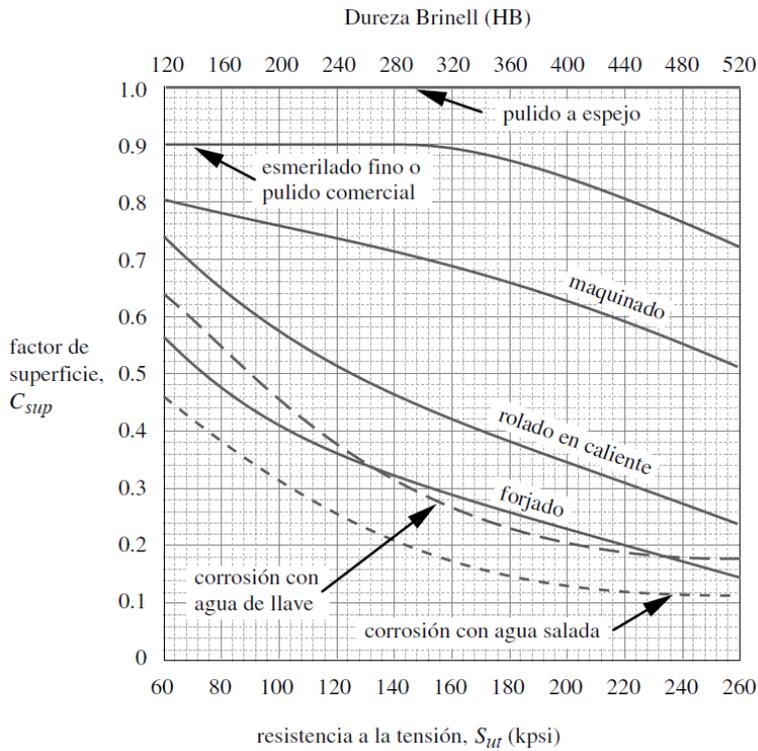


Figura B.4 Curva de factores de superficie para varios acabados en acero.

Fuente: (Norton, 2011)

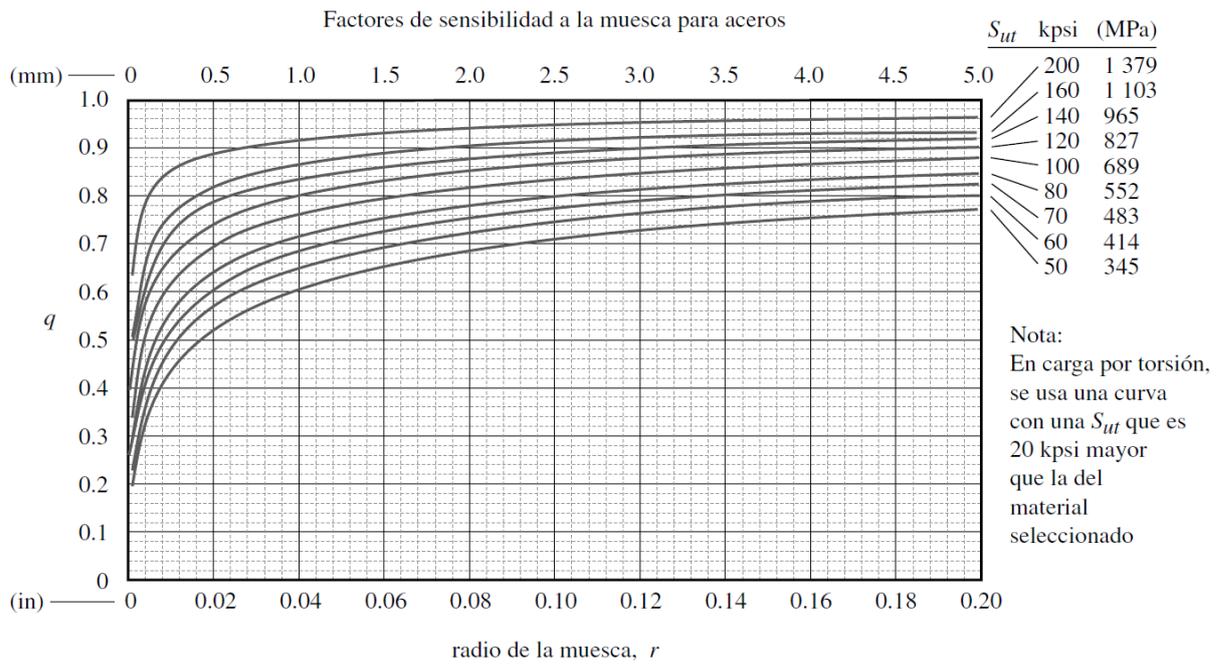


Figura B.5 Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros.

Fuente: (Norton, 2011)

APÉNDICE C

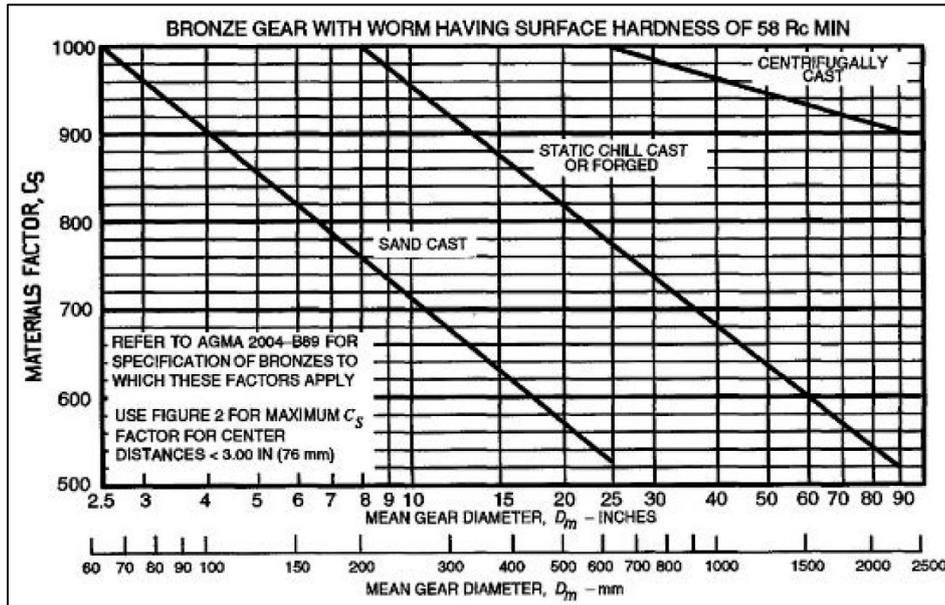


Figura C1. Coeficiente de Material, C_s , para distancias de centros >3.0 in (76mm)

Fuente: ANSI/AGMA 6034-B92

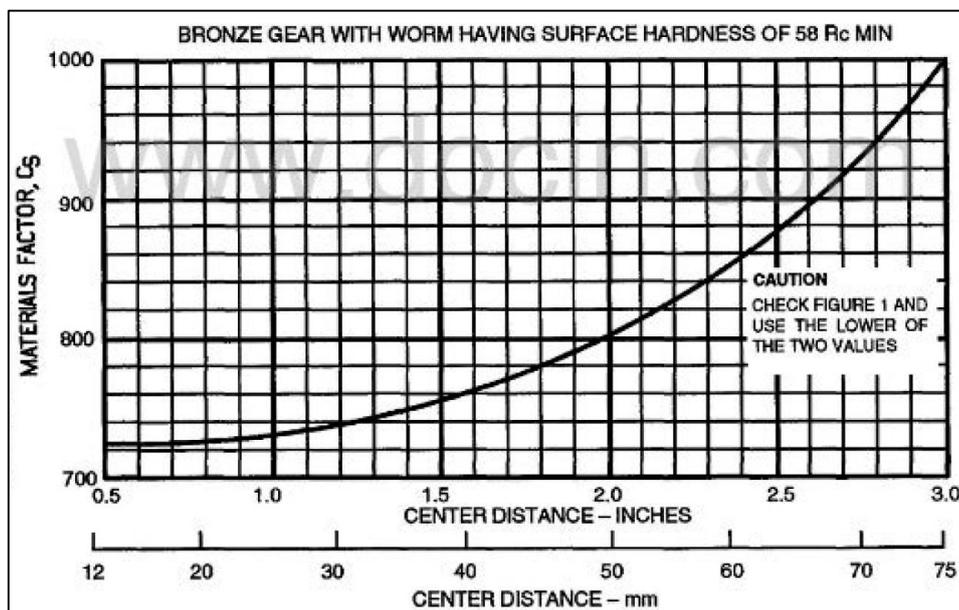


Figura C2. Máximo factor de material, C_s , para distancias de centro <3.00 (76mm)

Fuente: ANSI/AGMA 6034-B92

APÉNDICE D

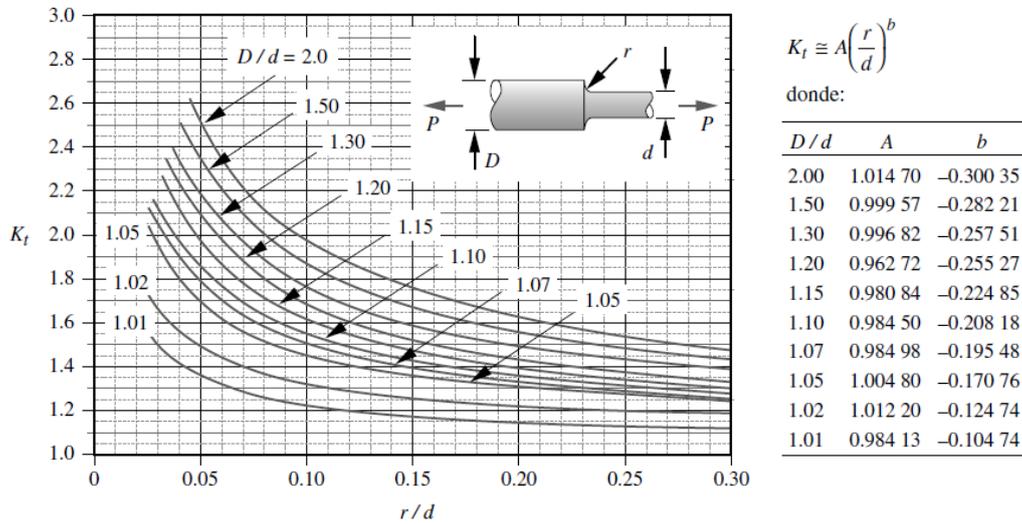


Figura D1. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en tensión axial

Fuente: (Norton, 2011)

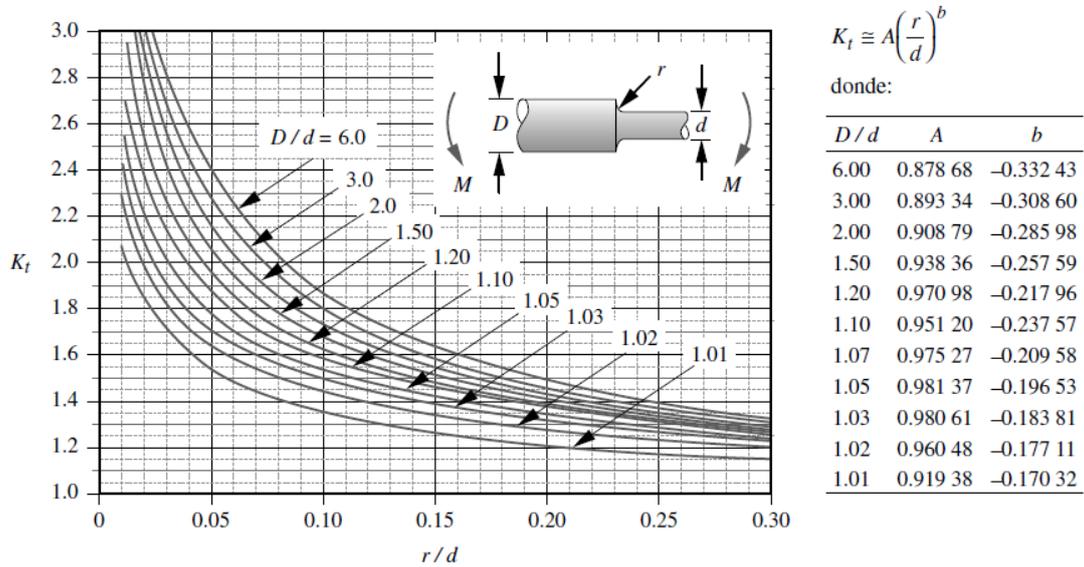


Figura D2. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión

Fuente: (Norton, 2011)

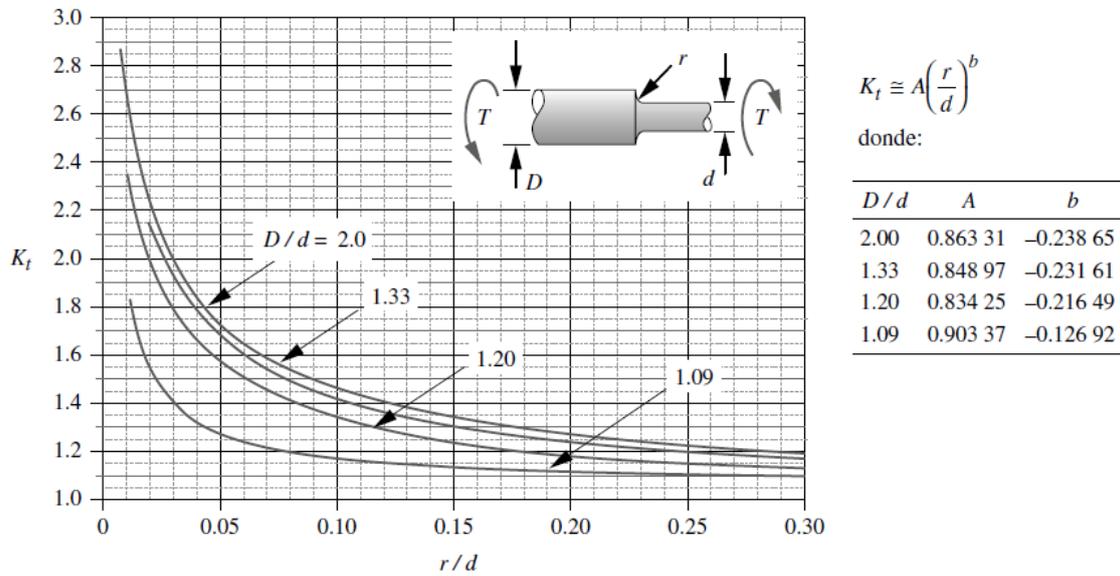


Figura D3. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión
Fuente: (Norton, 2011)

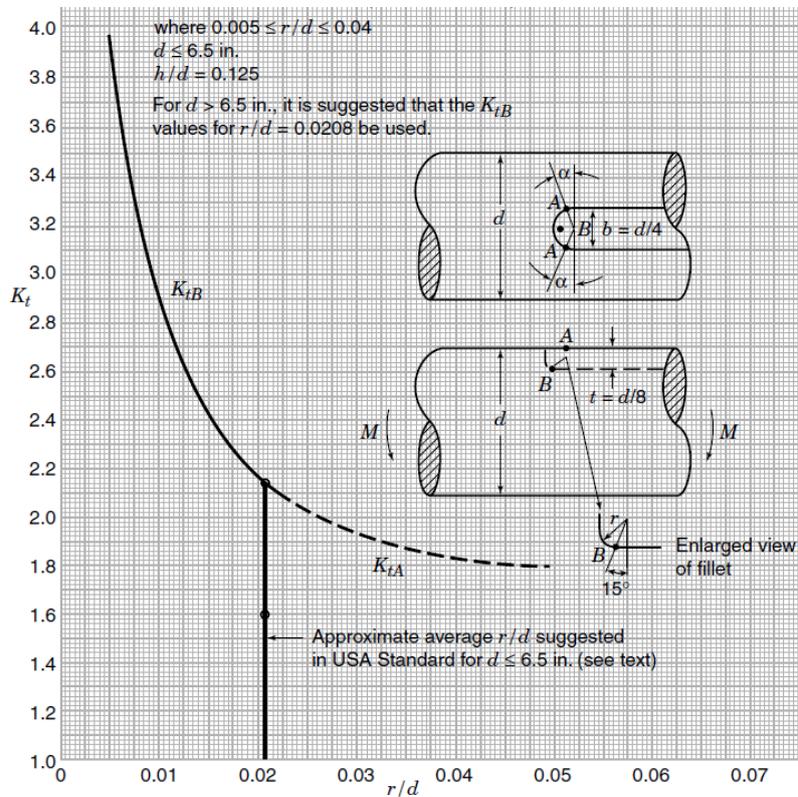


Figura D4. Factor geométrico de concentración de esfuerzo K_t para un eje con un chavetero con extremo semicircular a flexión.

Fuente: (Water D. Pilkey, 2008)

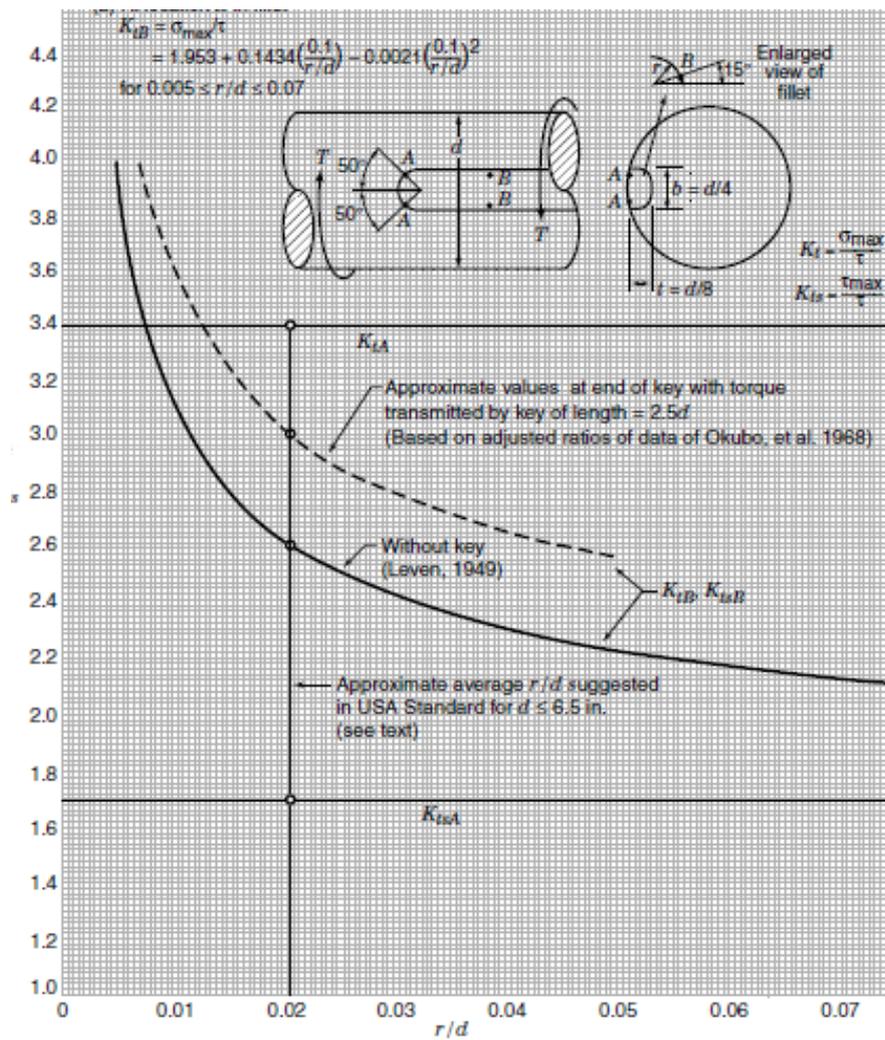
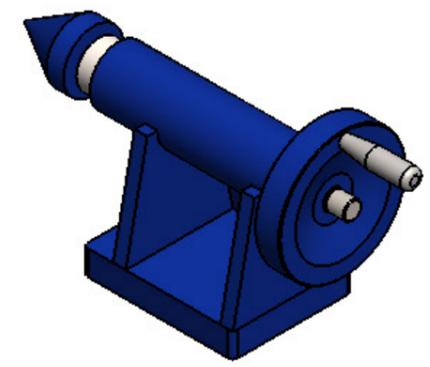
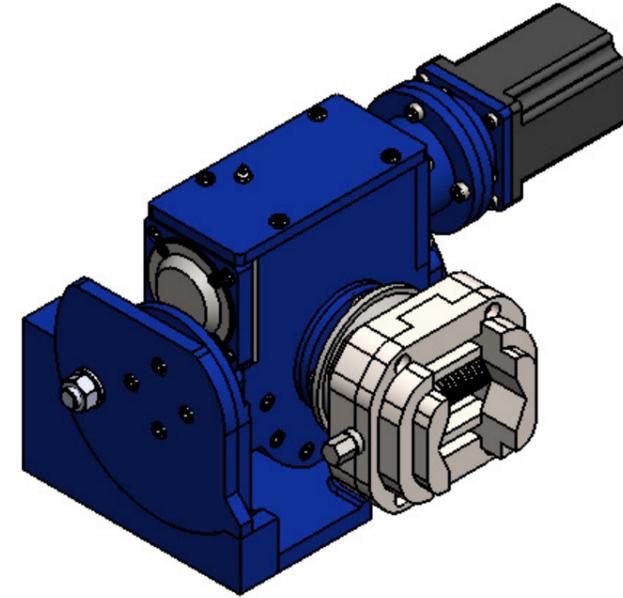
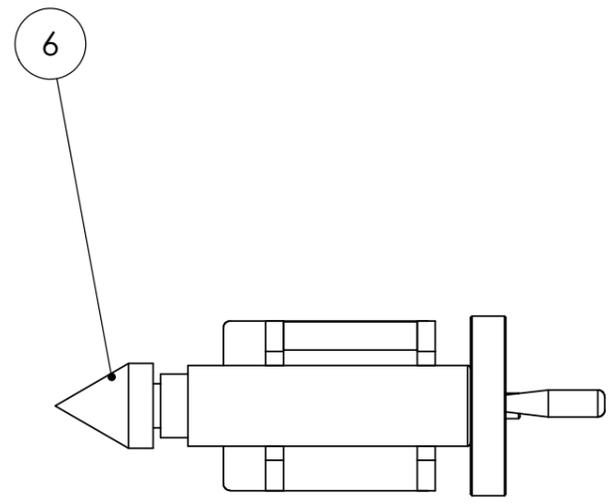
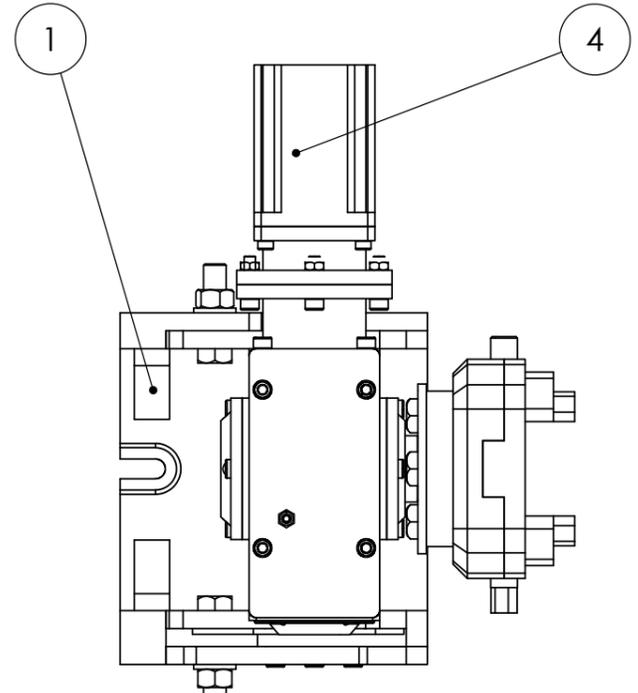
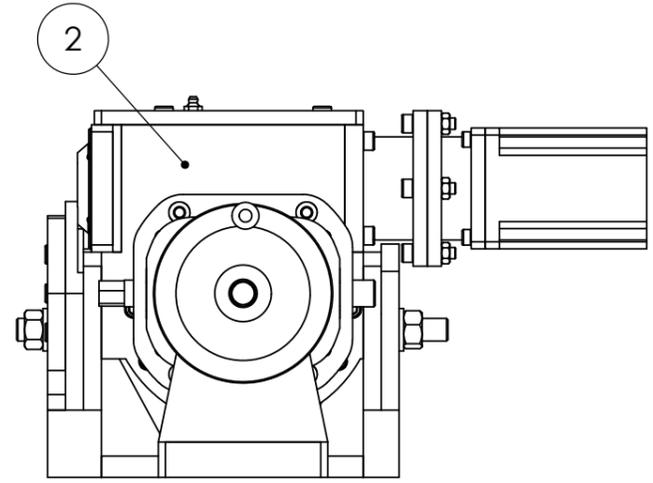
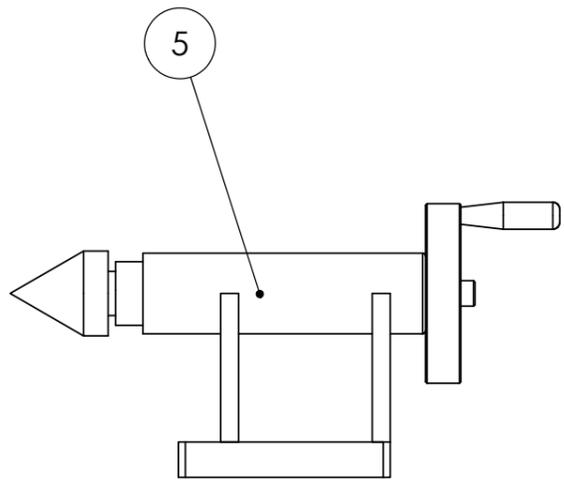
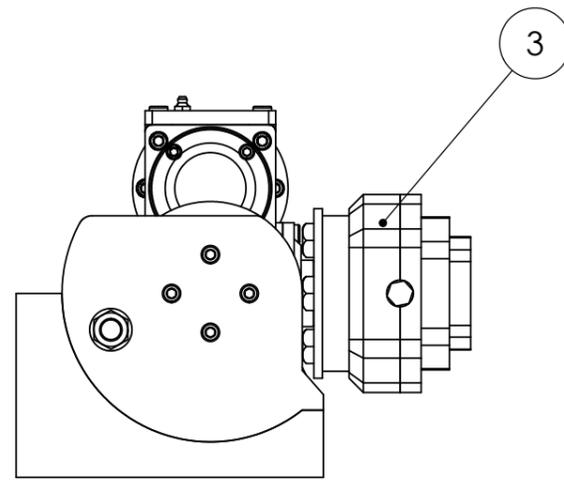


Figura D5. Factor geométrico de concentración de esfuerzo K_t , K_{ts} para un eje con un chavetero con extremo semicircular a torsión.

Fuente: (Water D. Pilkey, 2008)

PLANOS ESQUEMÁTICOS



ITEM	CANT.	NOMBRE	MATERIAL
1	1	Base	
2	1	Cuerpo	
3	1	Mandril	
4	1	Stepper	
5	1	Contrapunto	
6	1	Cono Morse	

NOMBRE		FIRMA	FECHA			FIMCP-ESPOL	
DIBUJ.	Montalvo W.		10/02/2016			N.º DE DIBUJO	
VERIF.	Ing. M. Helguero		10/02/2016	MATERIAL:		Cuarto Eje CNC	
APROB.	Ing. M. Helguero		10/02/2016			A3	
FABR.							
CAUID.				PESO:		ESCALA:1:5	
						HOJA 1 DE 28	

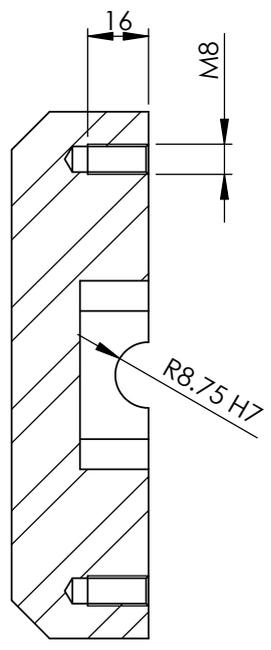
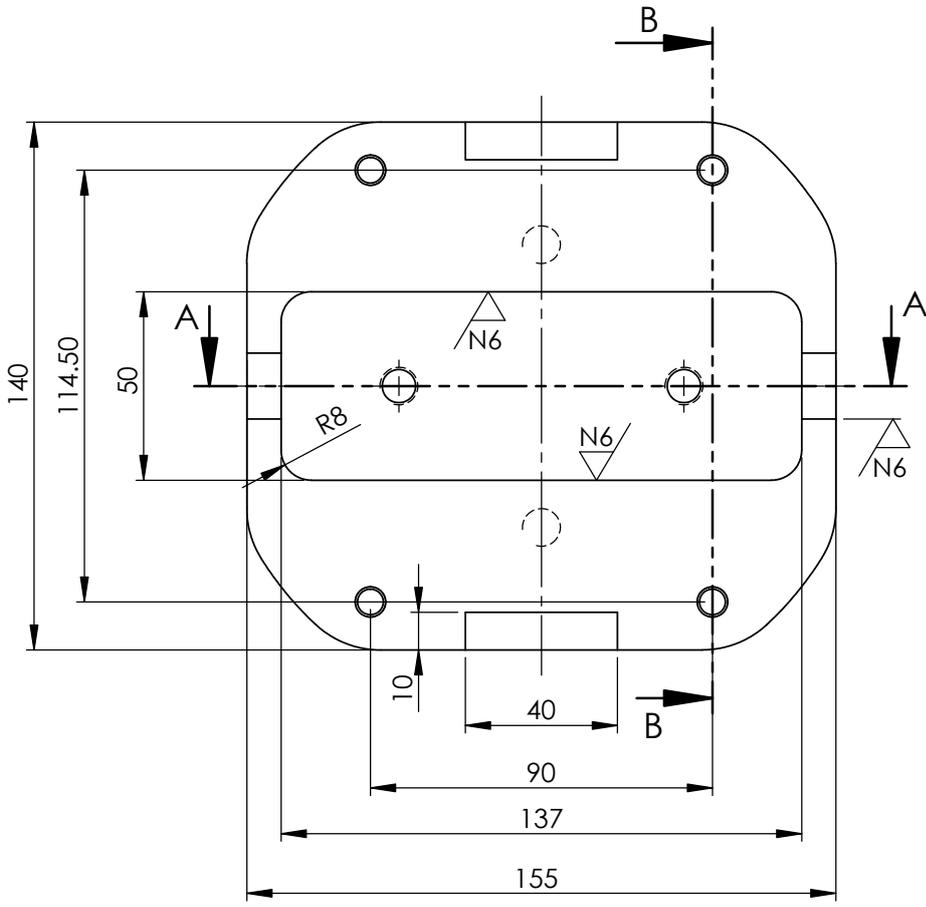
4 3 2 1

F

1

F

E

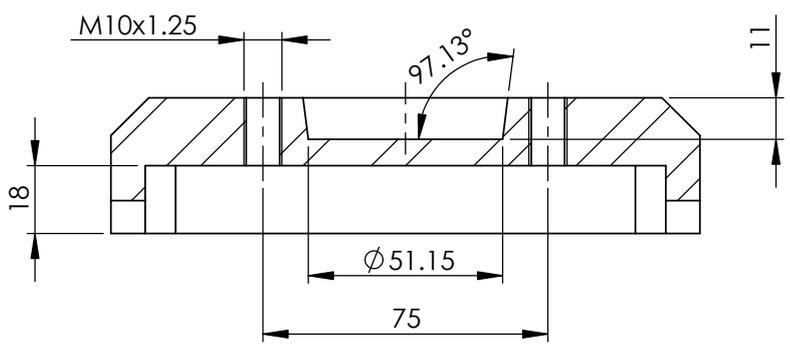


SECCIÓN B-B

D

D

C



SECCIÓN A-A

B

B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO: N6

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL: ASTM A36 Acero
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.			
CALID.			PESO: 4.22

N.º DE DIBUJO		A4
ESCALA: 1:2		HOJA 3 DE 28

A

A

4 3 2 1

4 3 2 1

F

2

$\phi 18.92$

45°

15

9

$\phi 24$

195.50

6

2.54

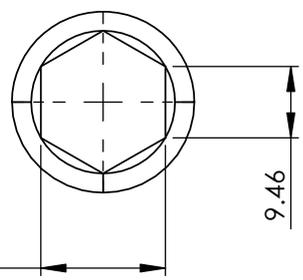
P=5.08

DETALLE A
ESCALA 2 : 1

E

D

C



16.39

9.46

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:
N6

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

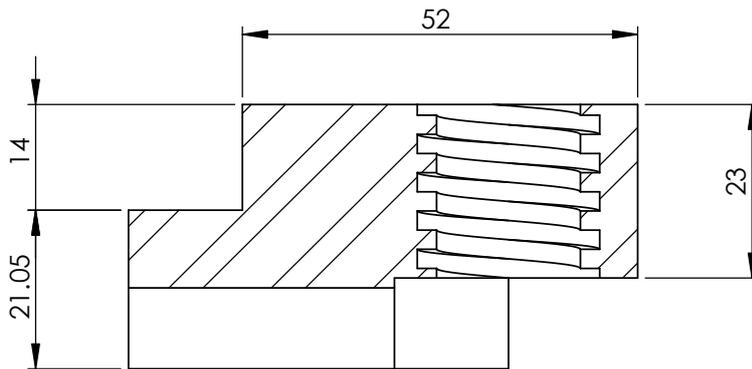
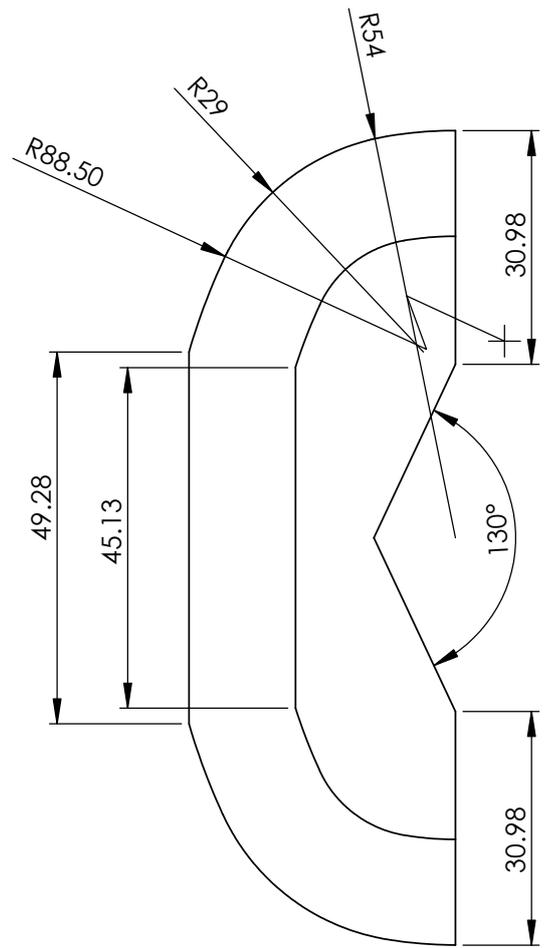
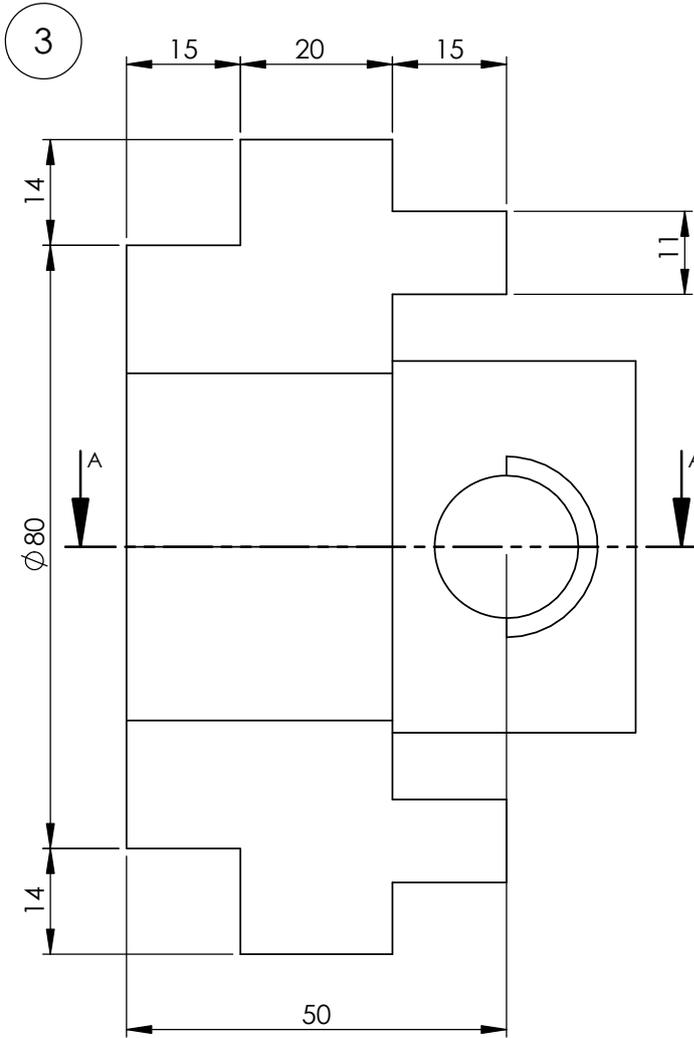
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF.	ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB.	ING. M HELGUERO		10/02/16	AISI 4140
FABR.				
CALID.				PESO: 0.50 kg.

Eje roscado		N.º DE DIBUJO	A4
		ESCALA: 1:1	HOJA 4 DE 28

A

A

4 3 2 1



SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

N6

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCPC-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	ASTM A36 Acero
FABR.			
CALID.			PESO: 0.91 kg.

N.º DE DIBUJO

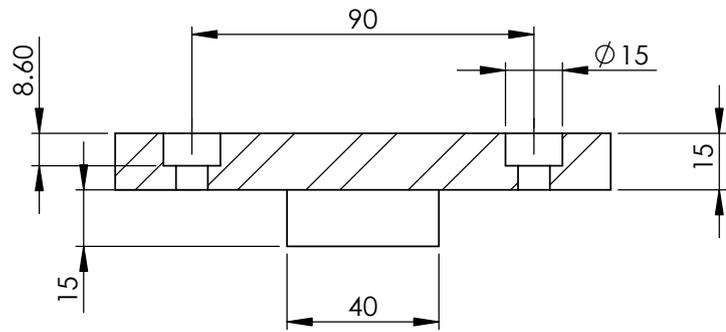
Garra

A4

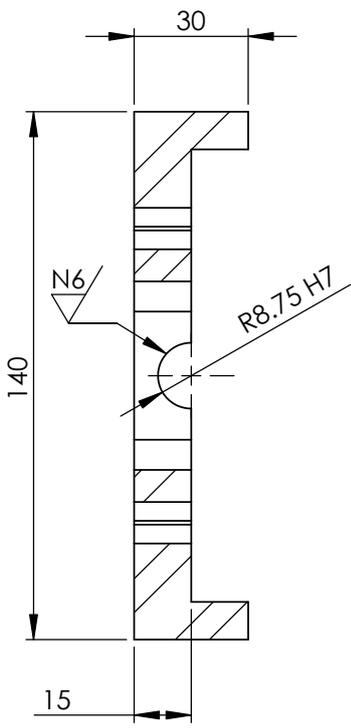
ESCALA:1:1

HOJA 5 DE 28

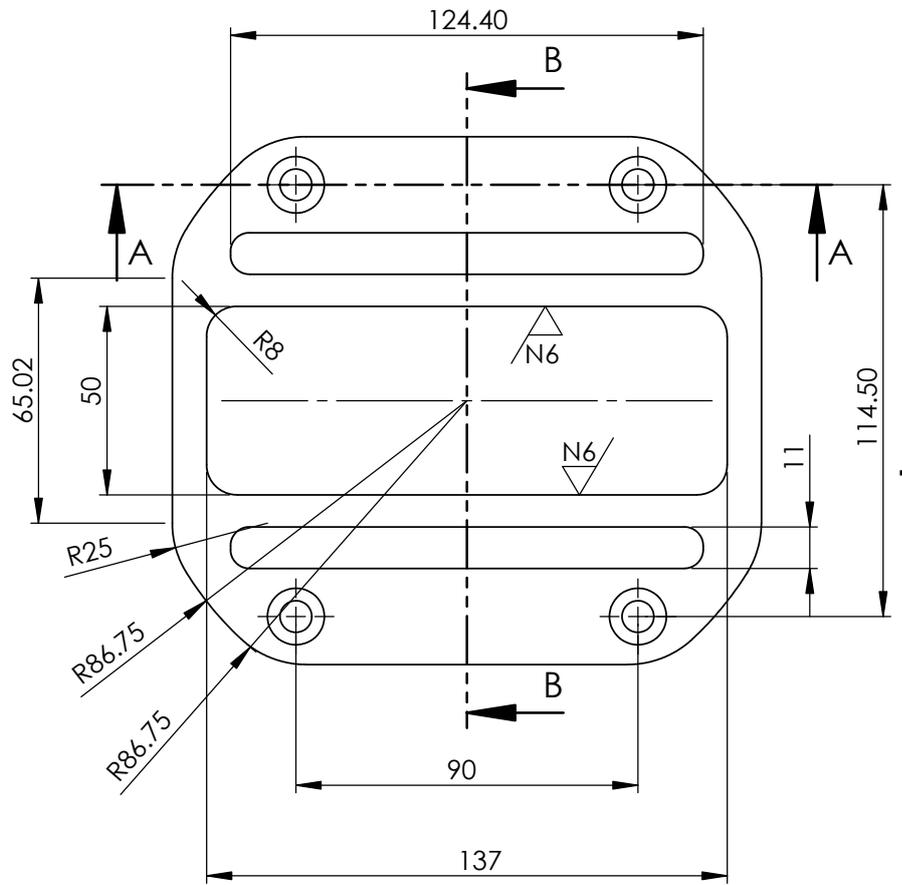
4



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

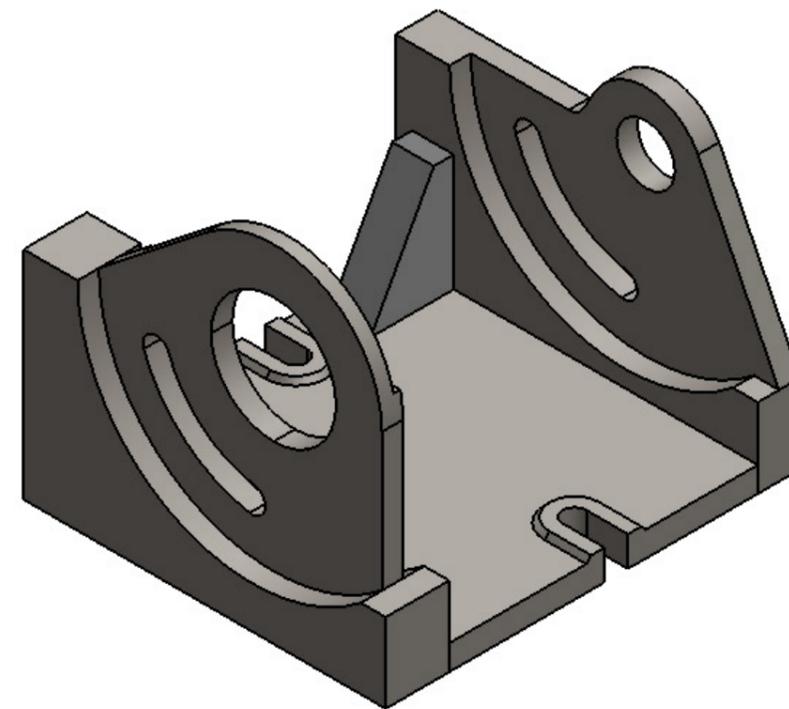
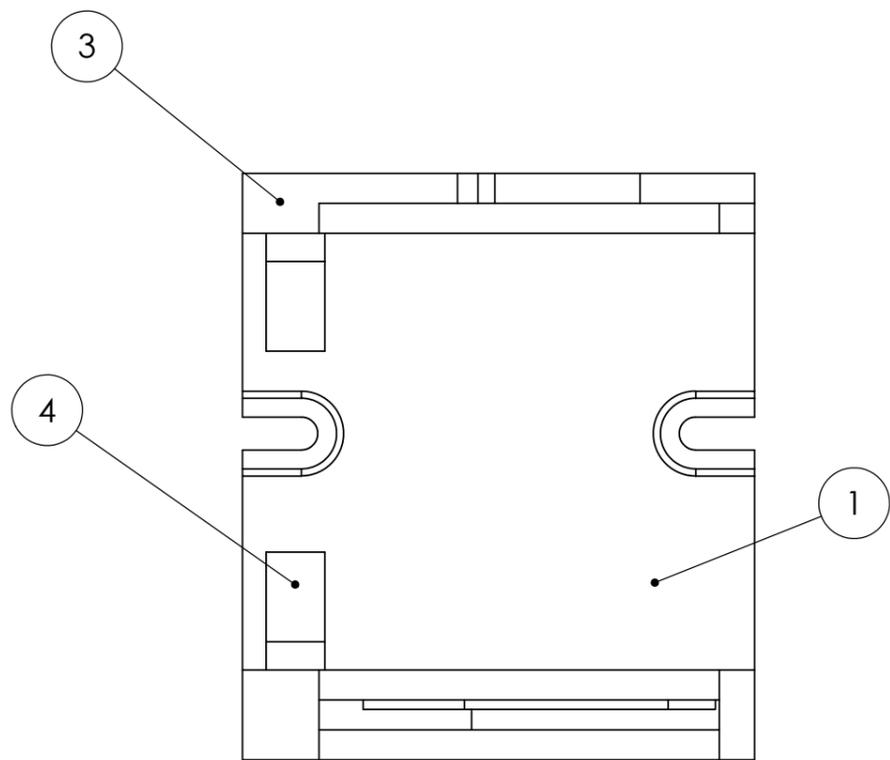
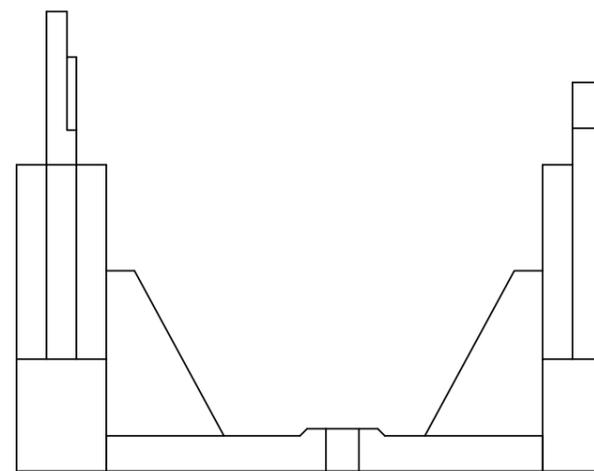
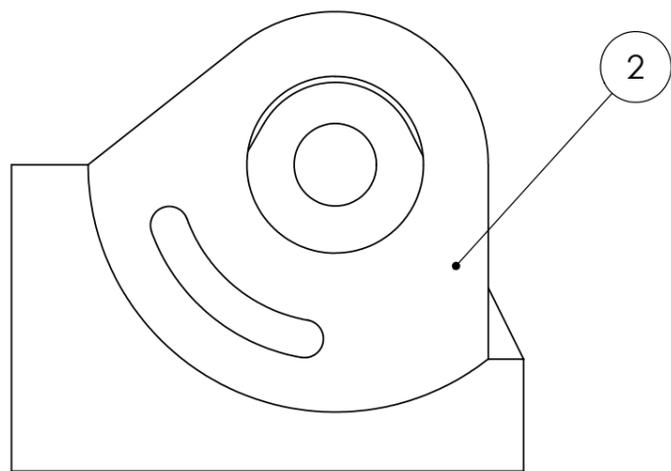
REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA
REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.			
CALID.			PESO: kg.

N.º DE DIBUJO	A4
Tapa Delantera Mandril	
ESCALA:1:1	HOJA 6 DE 28



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Base inferior		1
2	BASE LATERAL		1
3	BASE LATERAL DERECHA		1
4	Refuerzo		2

NOMBRE	FIRMA	FECHA	FIMCPE-ESPOL	
DIBUJ. Montaño W.		10/02/2016		
VERIF. Ing. M. Helguero		10/02/2016	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
APROB. Ing. M. Helguero		10/02/2016		Base
FABR.				A3
CAID.			PESO:	ESCALA:1:3
				HOJA 7 DE 28

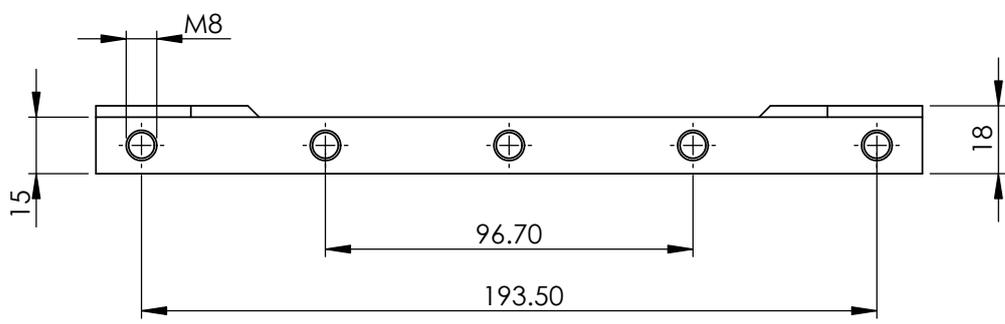
4 3 2 1

F

1

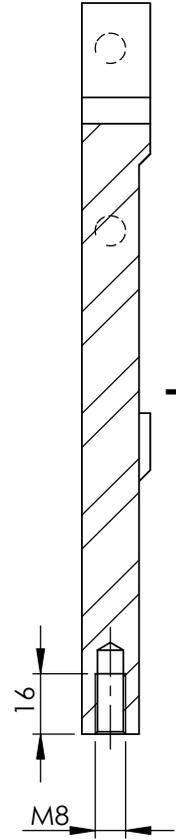
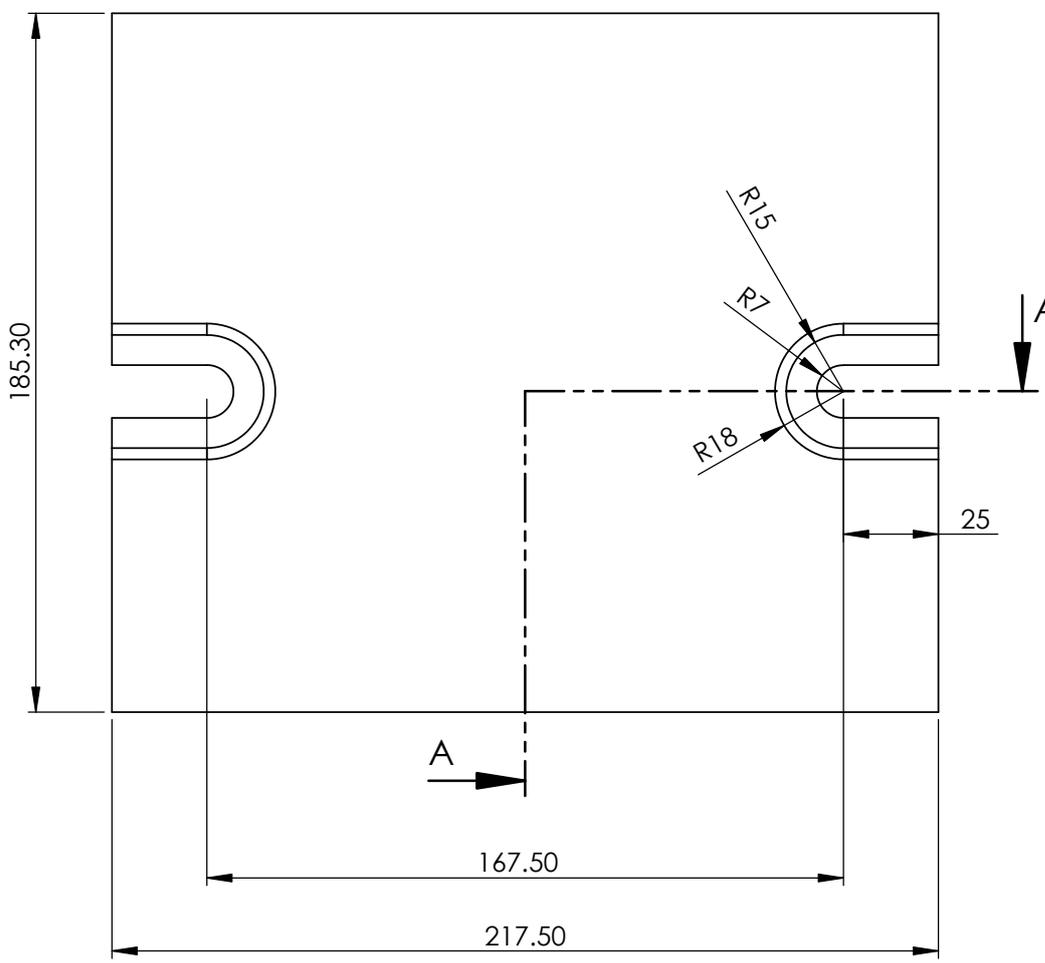
F

E



SECCIÓN A-A

D



C

C

B

B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: LINEAL: IT3 ANGULAR: IT3	ACABADO SUPERFICIAL: N7	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
---	-----------------------------------	---------------------------------------	---------------------	----------

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL: ASTM A36 Acero
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.			
CALID.			PESO: 4.65 kg.

N.º DE DIBUJO Base inferior	A4
ESCALA: 1:2	HOJA 8 DE 28

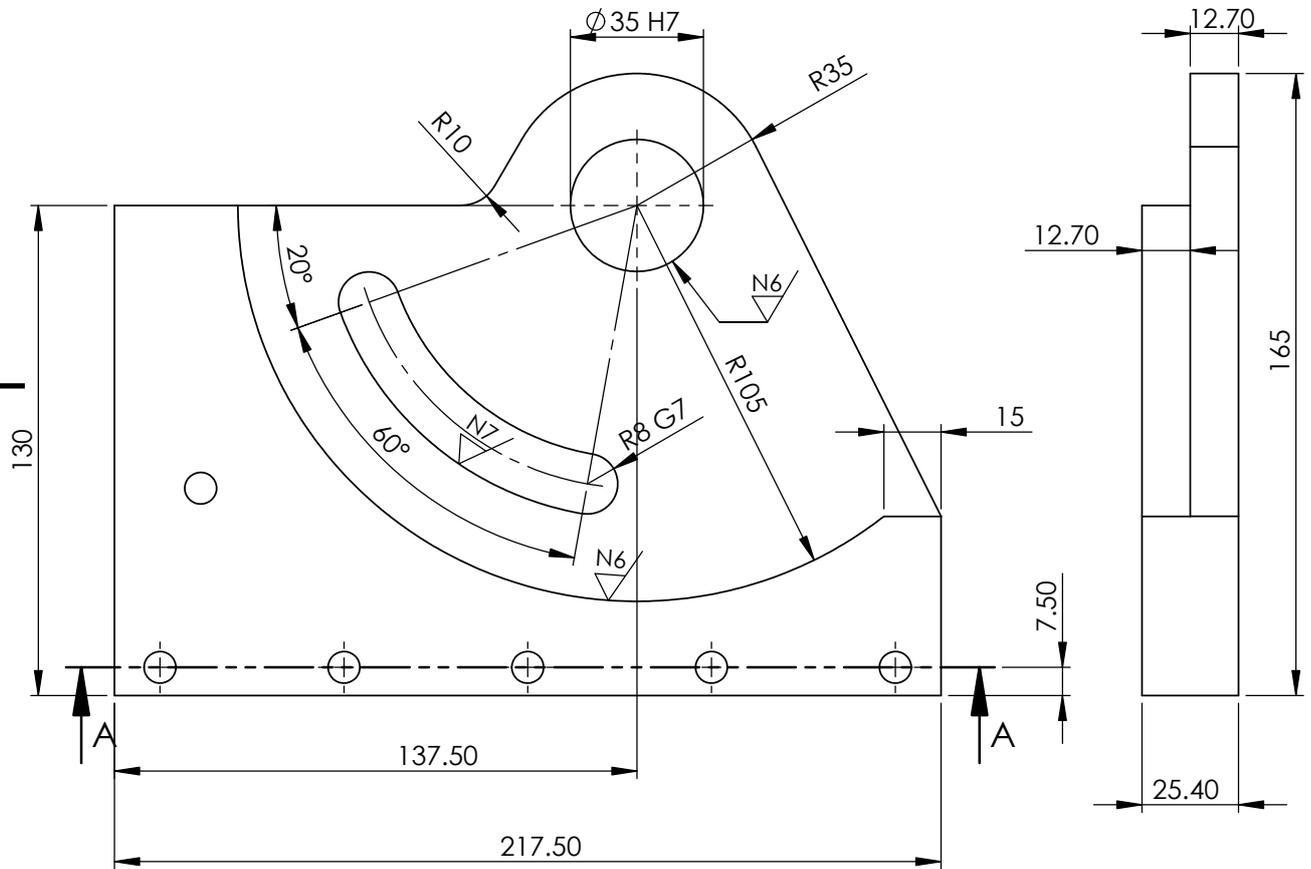
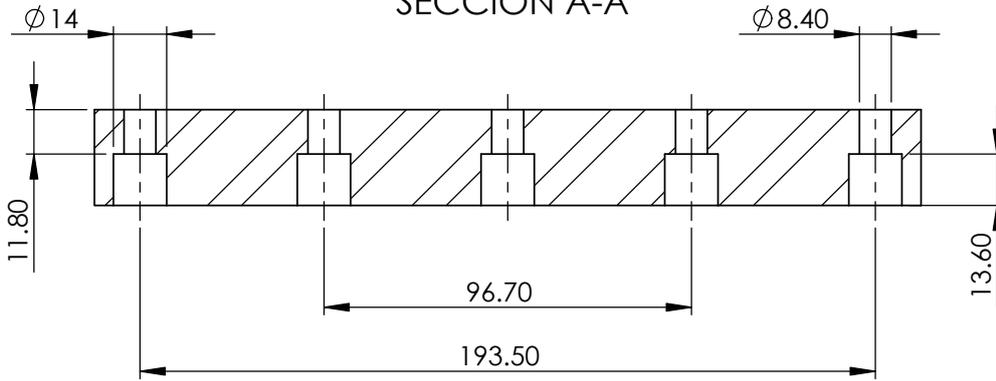
4 3 2 1

A

A

3

SECCIÓN A-A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	ASTM A36 Acero
FABR.			
CALID.			PESO: 3.68 kg.

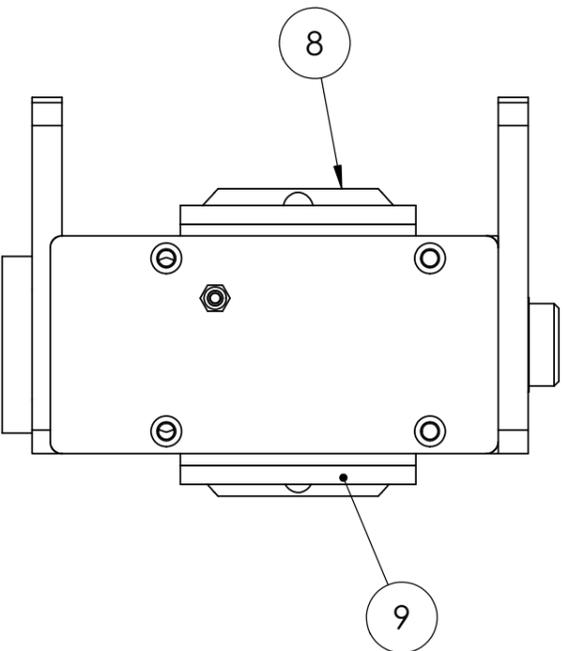
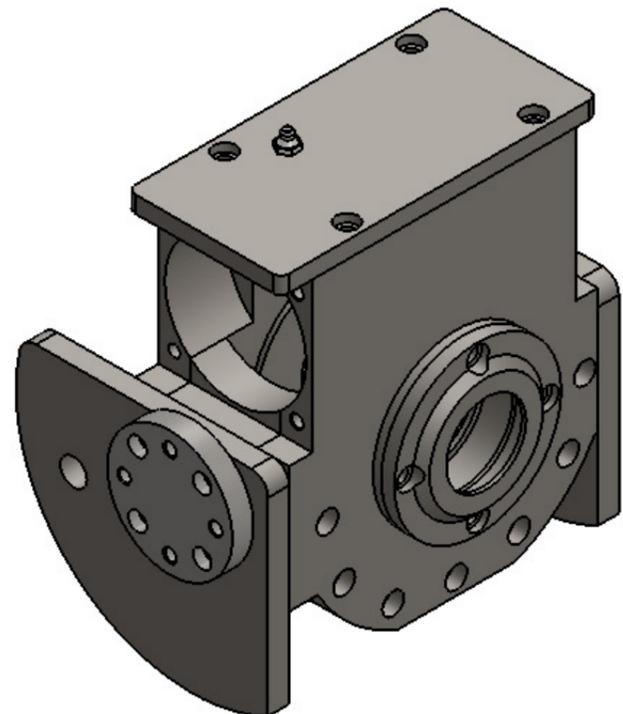
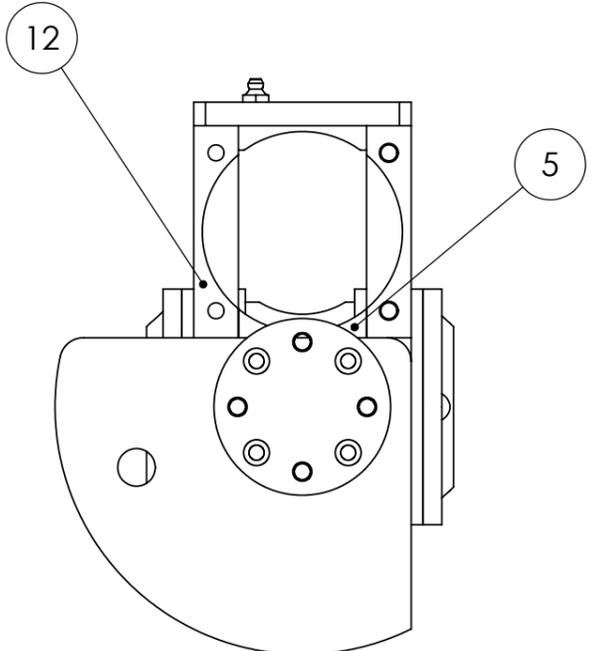
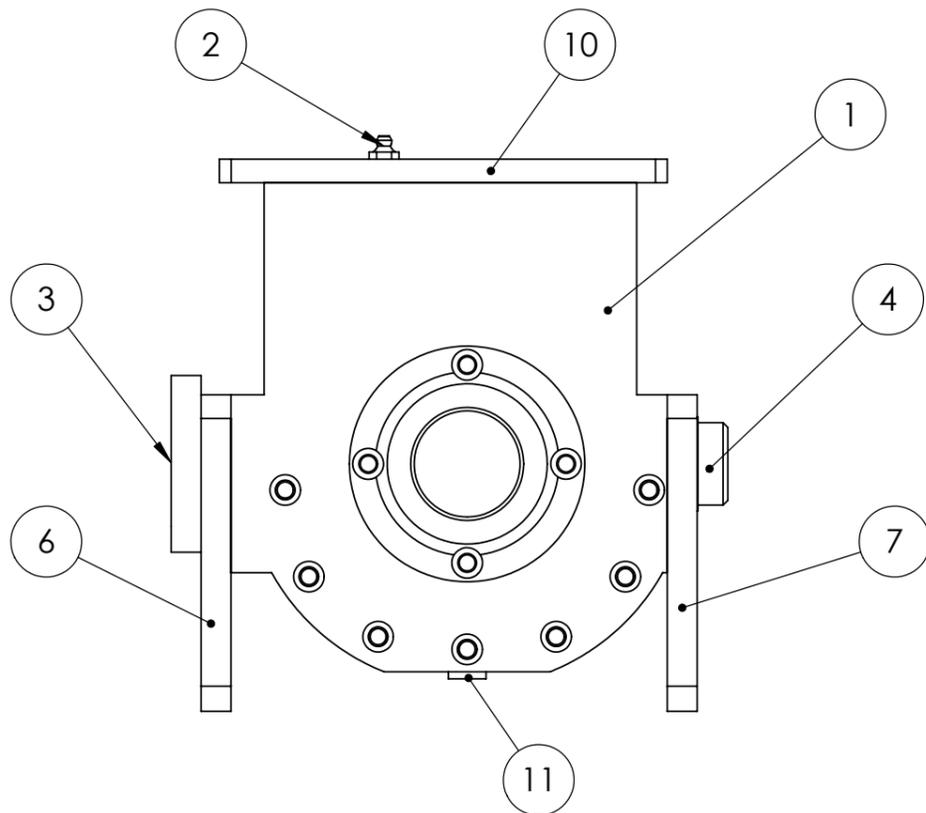
N.º DE DIBUJO

BASE LATERAL DERECHA

A4

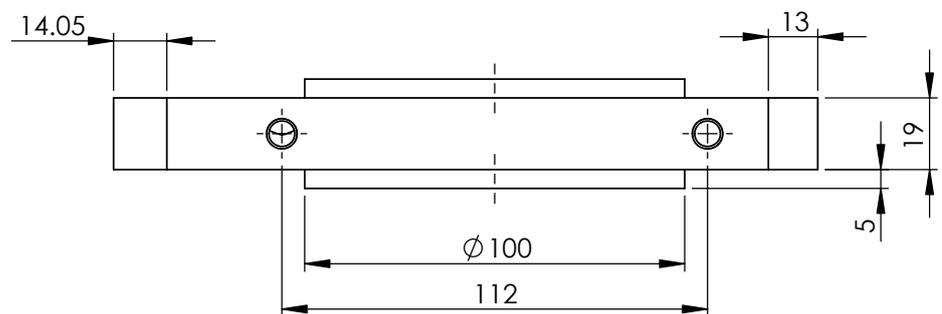
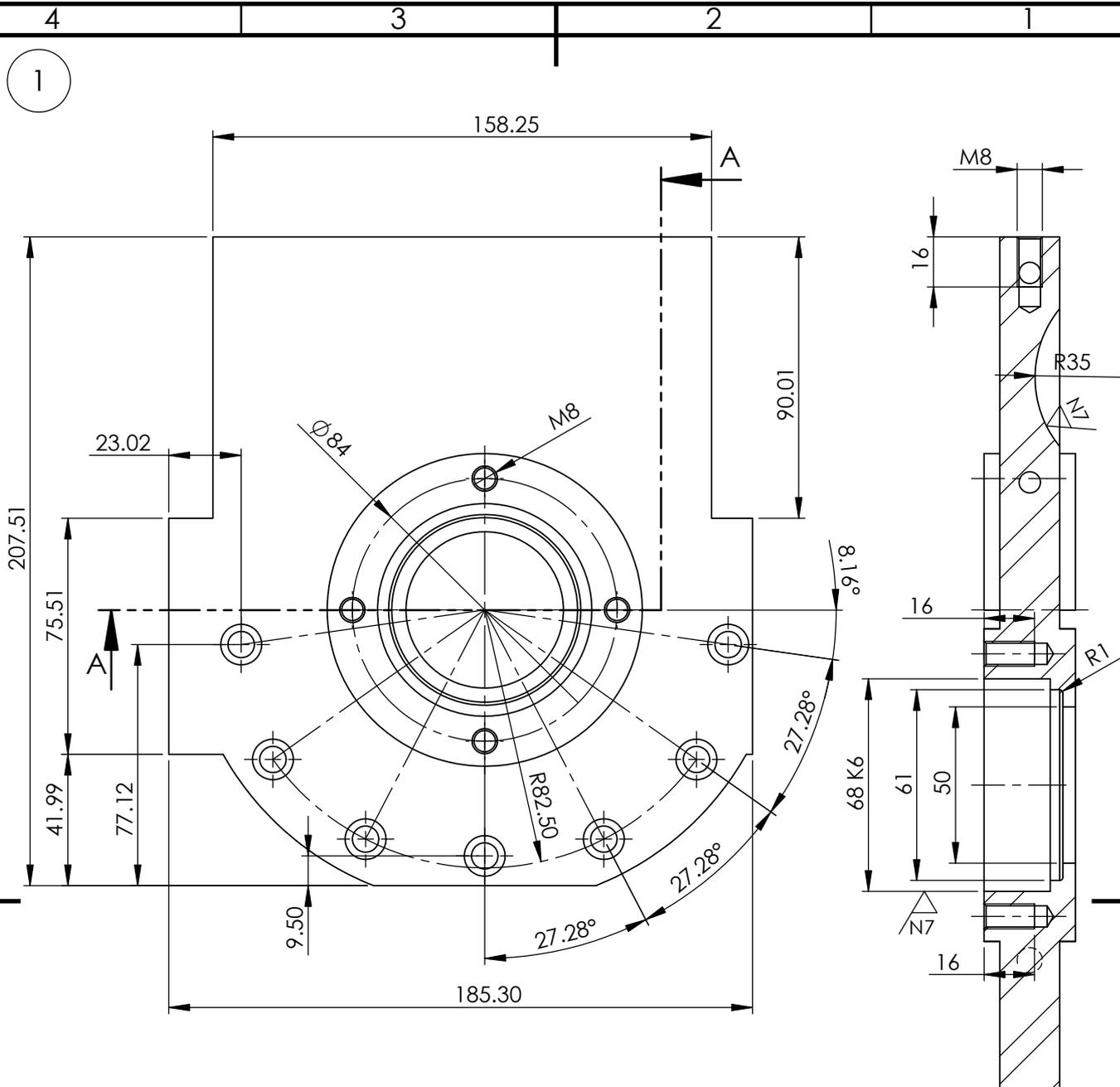
ESCALA:1:2

HOJA 10 DE 28



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Apoyo B		1
2	Aceitera M10x1		1
3	Guia		1
4	Guia pequeña		1
5	Lateral		1
6	Sujecion		1
7	Sujecion2		1
8	Tapa A		1
9	Tapa B		1
10	tapa superior		1
11	tapon M12x1.5		1
12	Apoyo A		1

NOMBRE		FIRMA	FECHA			FIMCPE-ESPOL	
DIBUJ.	Montalvo W.		10/02/2016			N.º DE DIBUJO	
VERIF.	Ing. M. Helguero		10/02/2016	MATERIAL:		Carcasa	
APROB.	Ing. M. Helguero		10/02/2016			A3	
FABR.							
CAUID.				PESO: 19.03	ESCALA: 1:3	HOJA 11 DE 28	



SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:
N7

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16
FABR.		
CALID.		

MATERIAL:
ASTM A36 Acero

N.º DE DIBUJO
Apoyo B

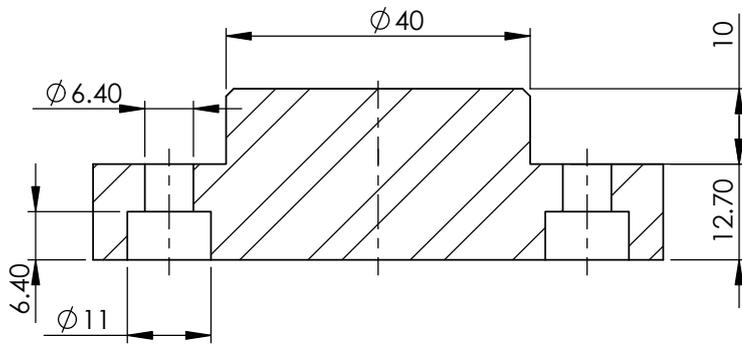
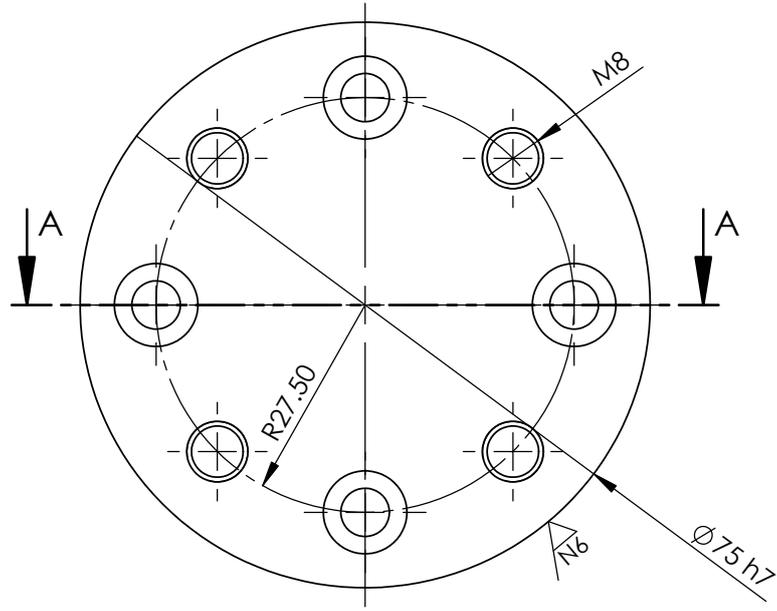
A4

PESO: 4.48 kg.

ESCALA: 1:2

HOJA 12 DE 28

3



SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: IT3
 ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

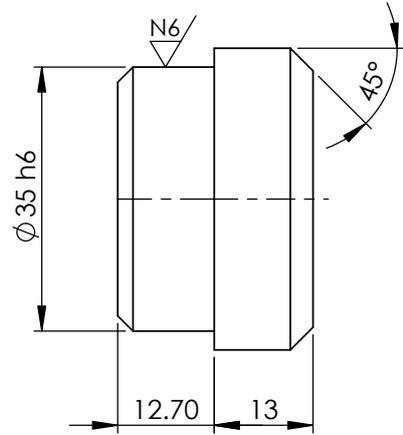
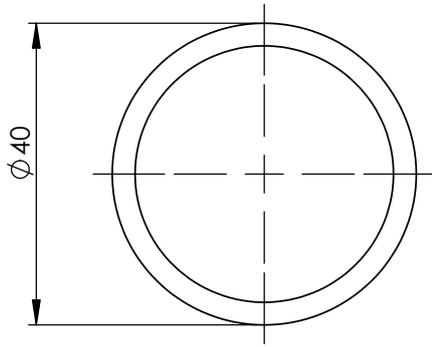
REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF.	ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB.	ING. M HELGUERO		10/02/16	AISI 1018
FABR.				
CALID.				PESO: 0.50 kg.

N.º DE DIBUJO		A4
ESCALA:1:1		HOJA 13 DE 28

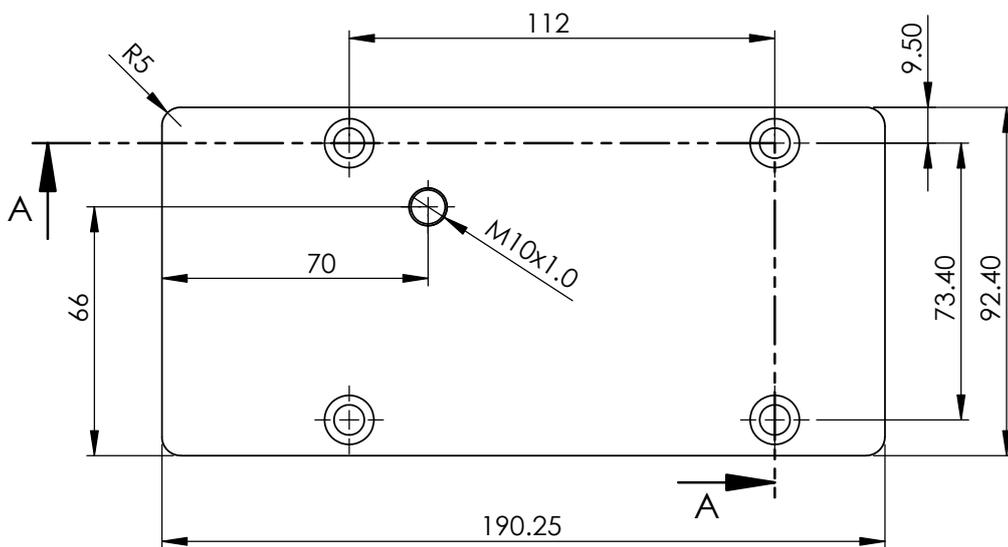
4



10



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.			
CALID.			PESO: kg.

N.º DE DIBUJO

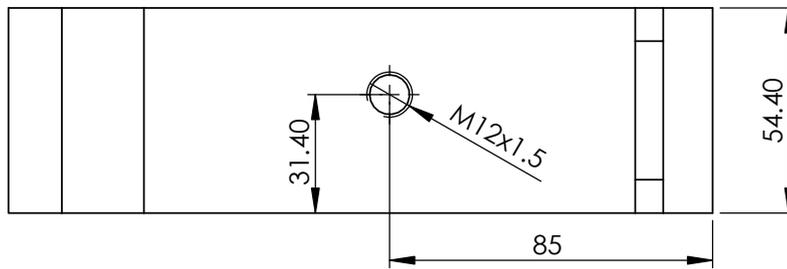
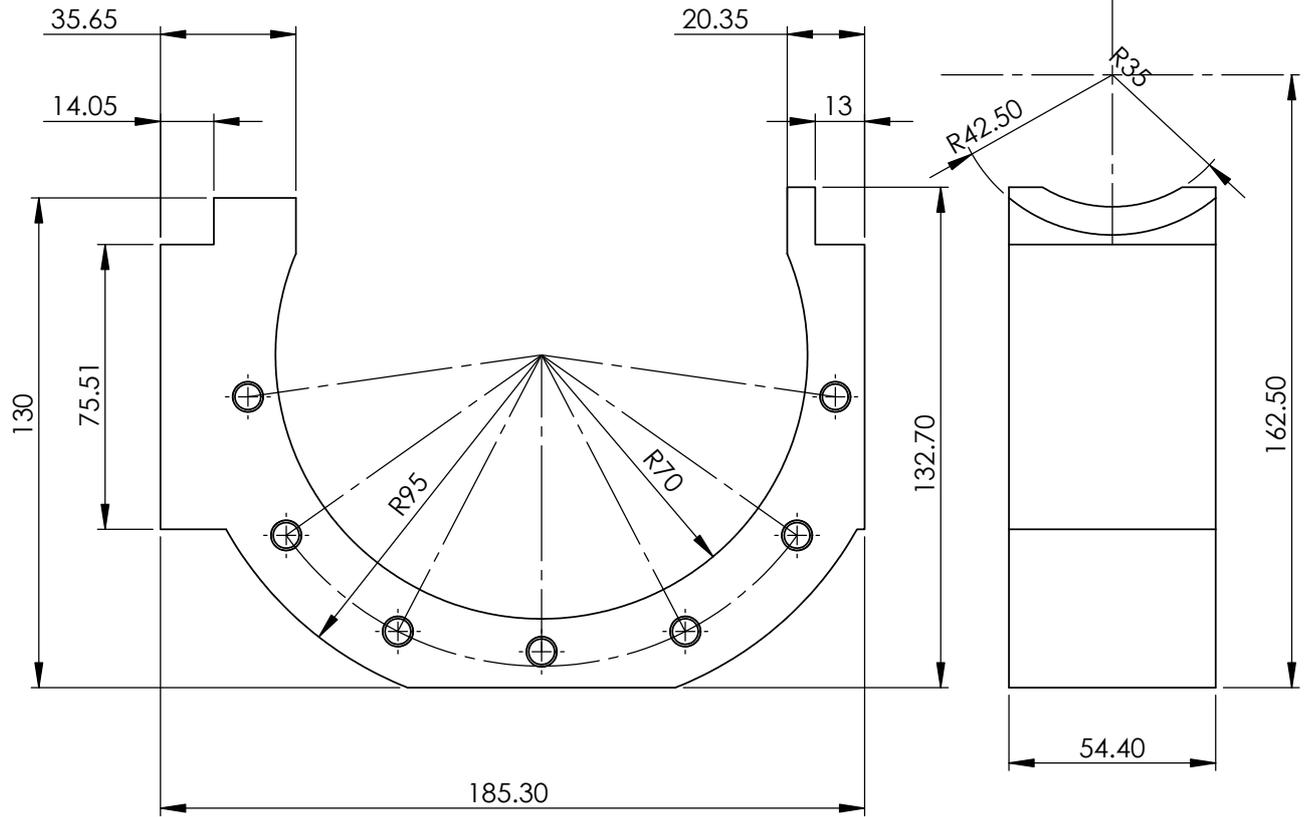
Guia pequeña

A4

ESCALA:1:1

HOJA 14 DE 28

5



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

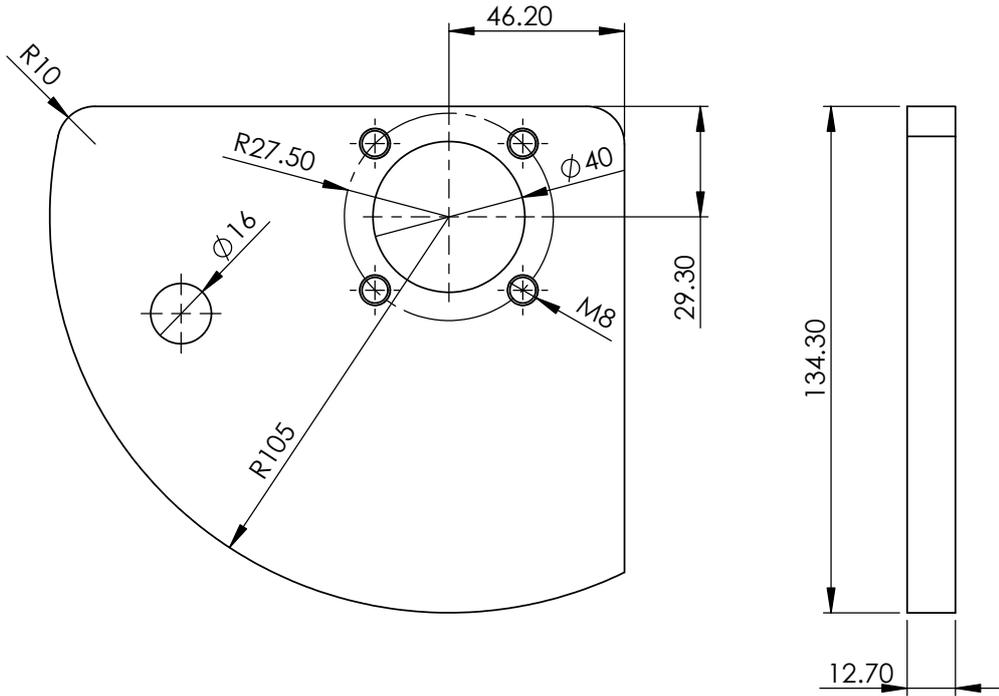
REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

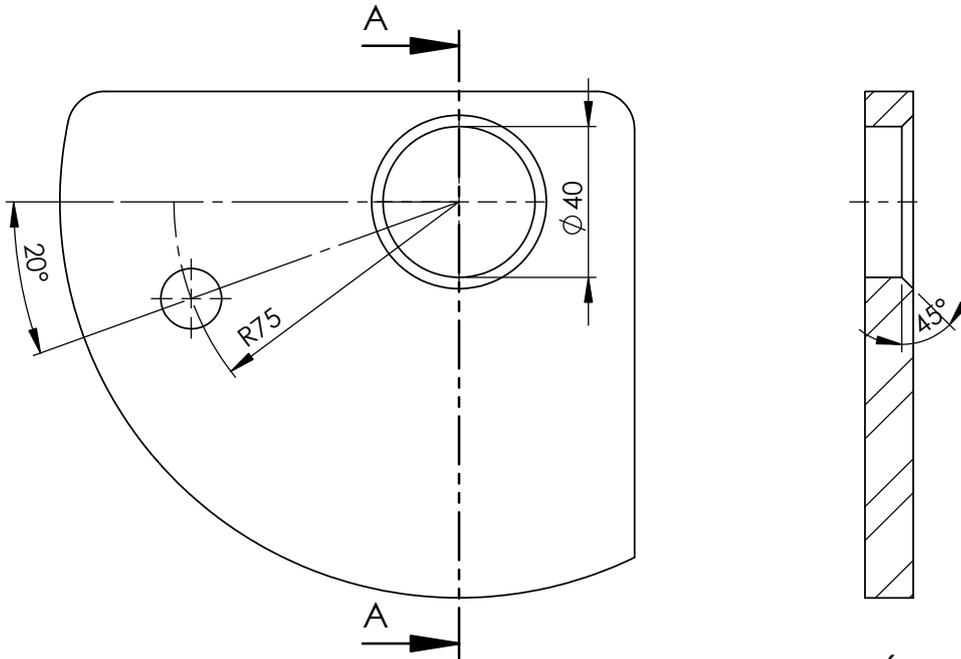
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF.	ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB.	ING. M HELGUERO		10/02/16	ASTM A36 Acero
FABR.				
CALID.				PESO: 3.35 kg.

Lateral		A4
ESCALA:1:1		HOJA 15 DE 28

6



7



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

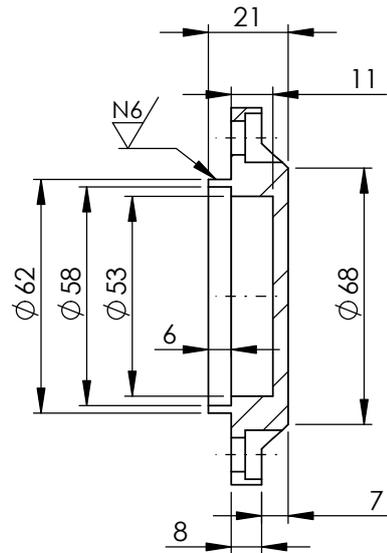
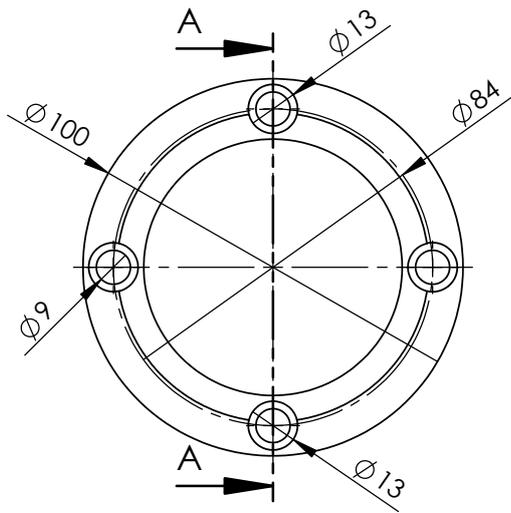
REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF.	ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB.	ING. M HELGUERO		10/02/16	ASTM A36 Acero
FABR.				
CALID.				PESO: 1.61 kg.

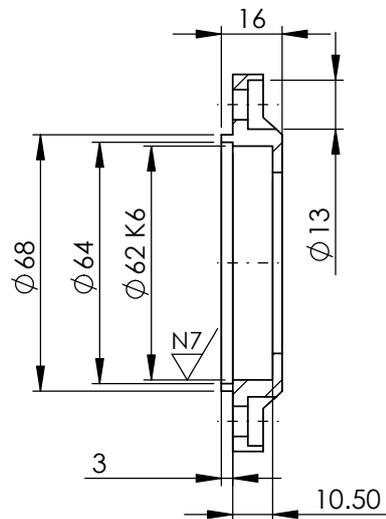
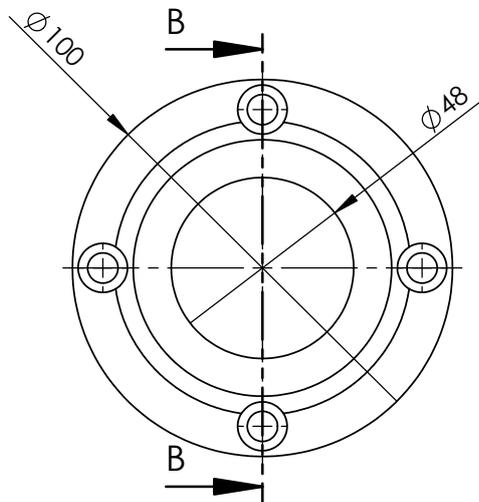
N.º DE DIBUJO		A4
ESCALA:1:1		HOJA 16 DE 28

8



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

9



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.			
CALID.			PESO: kg.

N.º DE DIBUJO

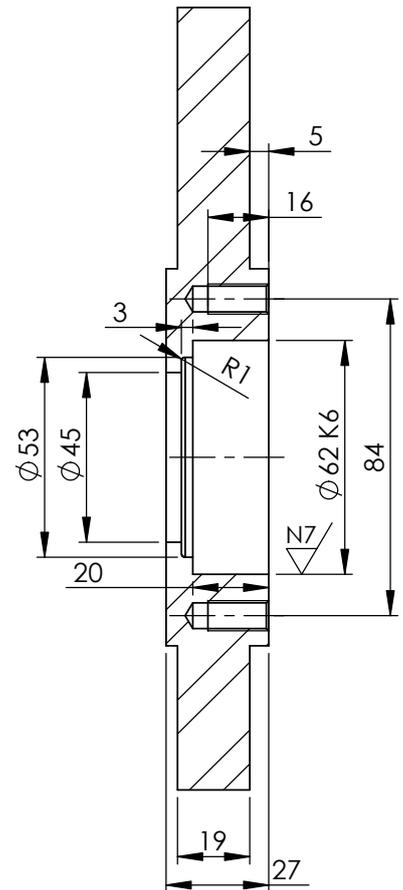
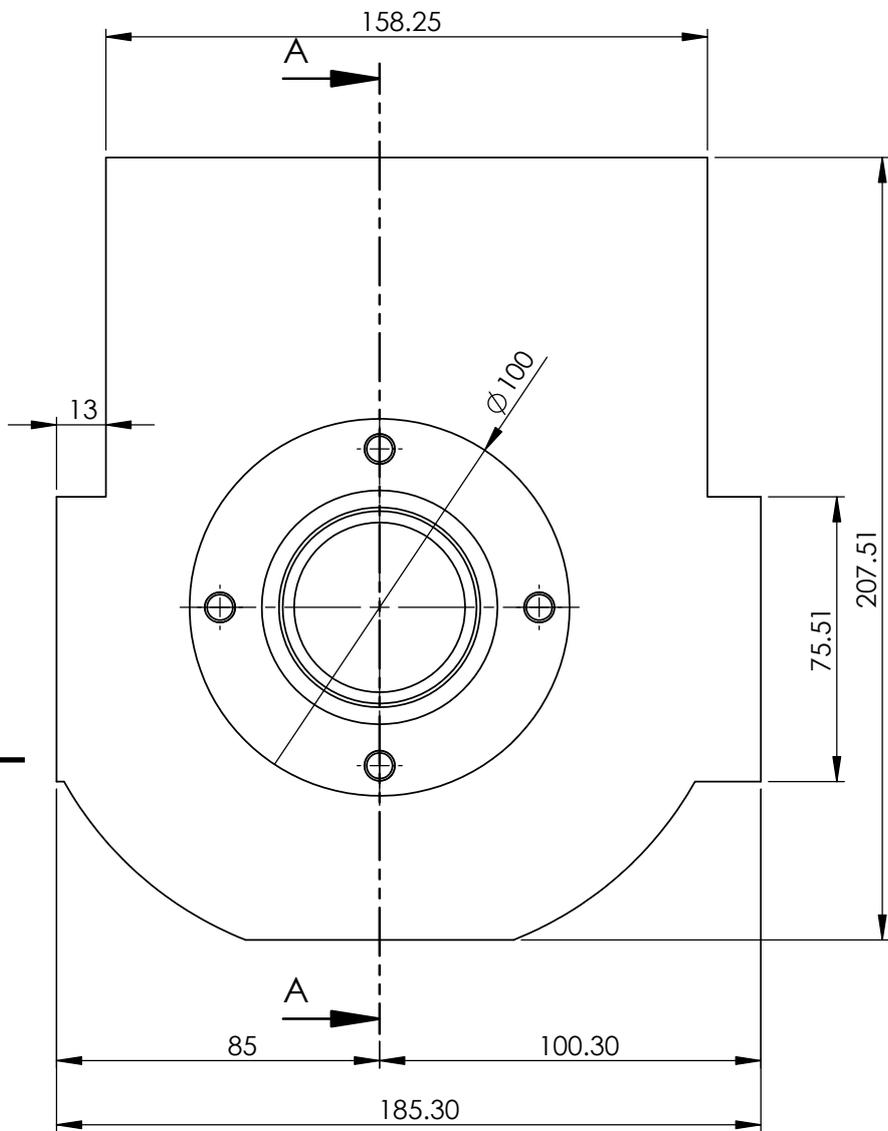
Tapa A y B

A4

ESCALA:1:1

HOJA 17 DE 28

10



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	ASTM A36 Acero
FABR.			
CALID.			PESO: 4.63 kg.

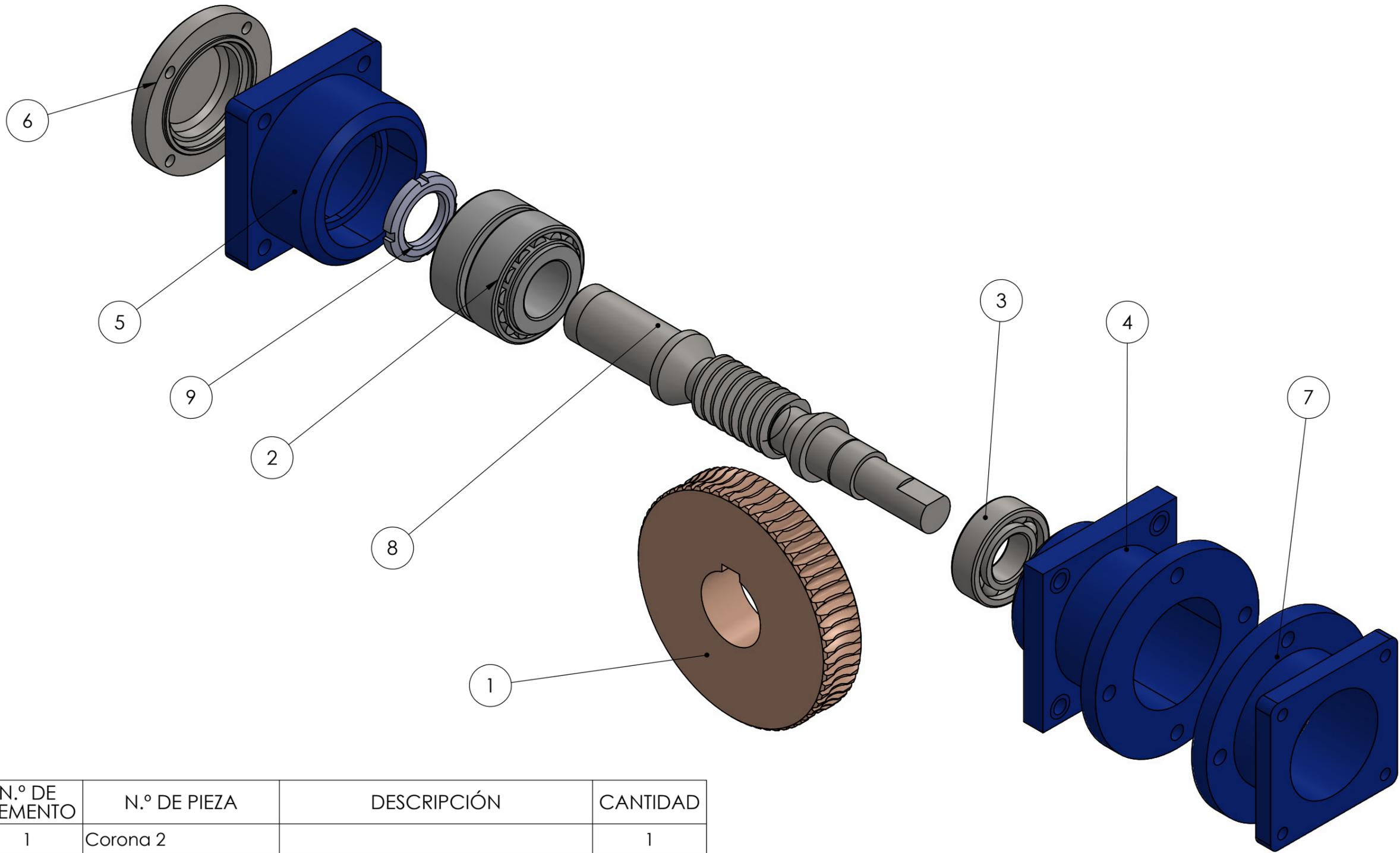
N.º DE DIBUJO

Apoyo A

A4

ESCALA:1:1

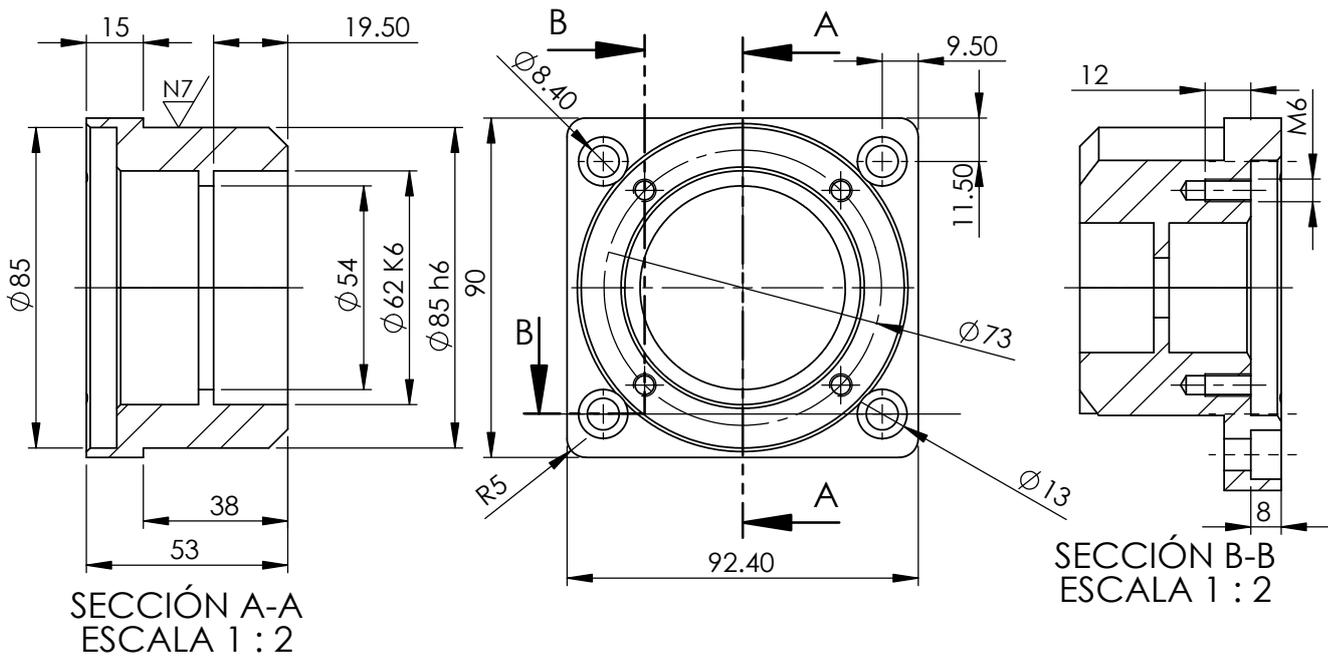
HOJA 18 DE 28



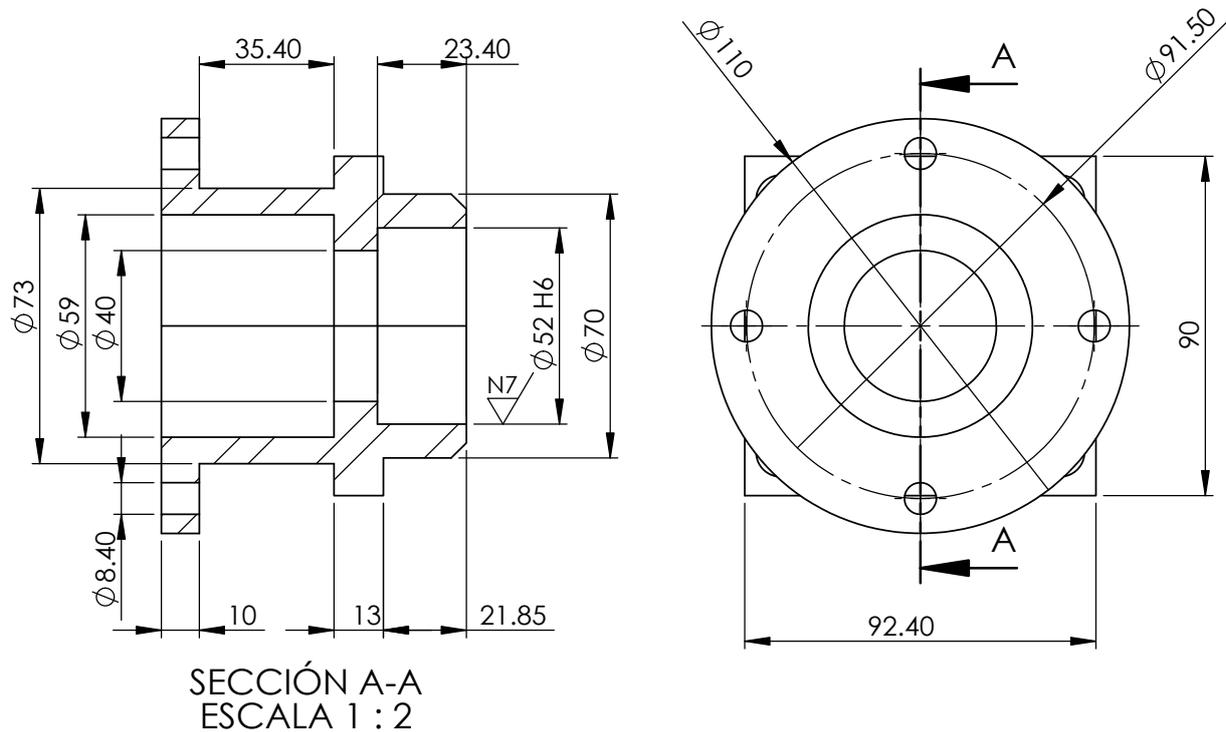
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Corona 2		1
2	4T-33206		2
3	6205		1
4	Base b		1
5	Base V3		1
6	Tapa C v2		1
7	Tapa Motor		1
8	Tornillo 3		1
9	AN06		1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA			FIMCPE-ESPOL	
DIBUJ.	Montalvo W.		10/02/2016			N.º DE DIBUJO Sistema Antibacklash	A3
VERIF.	Ing. M. Helguero		10/02/2016	MATERIAL:			
APROB.	Ing. M. Helguero		10/02/2016				
FABR.							
CALID.				PESO:		ESCALA:1:3	HOJA 19 DE 28

5



4



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: LINEAL: IT3 ANGULAR: IT3		ACABADO SUPERFICIAL:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. MONTALVO W.</td> <td></td> <td>10/02/16</td> </tr> <tr> <td>VERIF. ING. M HELGUERO</td> <td></td> <td>10/02/16</td> </tr> <tr> <td>APROB. ING. M HELGUERO</td> <td></td> <td>10/02/16</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	FABR.			CALID.			FIMCP-ESPOL	
				NOMBRE	FIRMA	FECHA																	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16																					
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16																					
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16																					
FABR.																							
CALID.																							
MATERIAL:			N.º DE DIBUJO	Base V3																			
PESO: kg.			ESCALA: 1:1	HOJA 20 DE 28																			

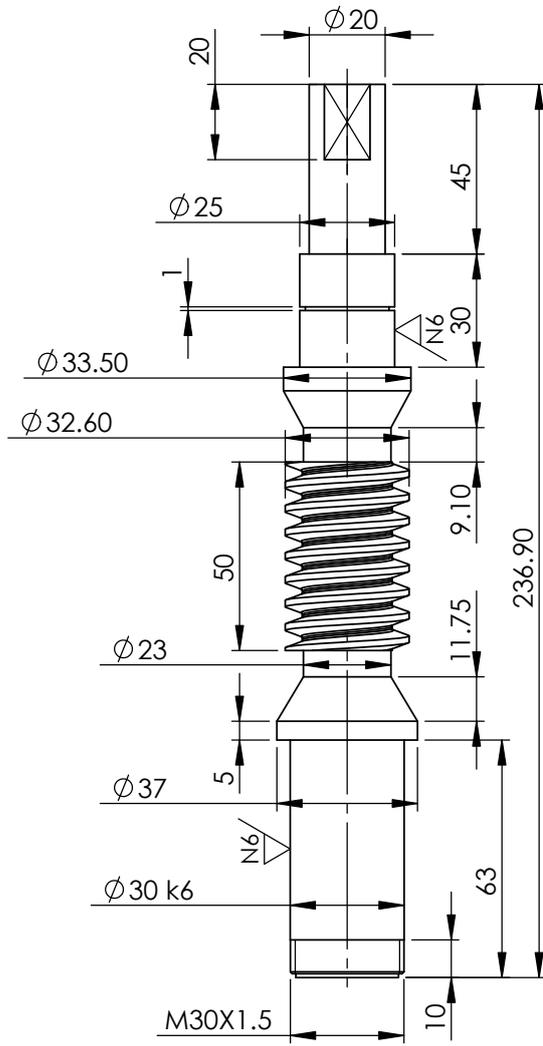
4

3

2

1

8



Tornillo sin fin
 Modulo: 2
 Paso Axial: 6.283 mm
 Inicio simple

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: IT3
 ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

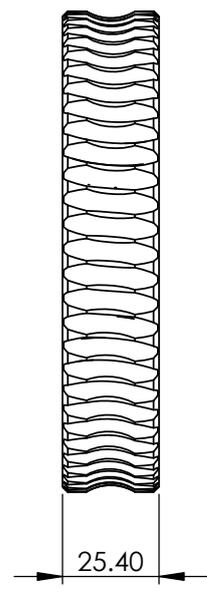
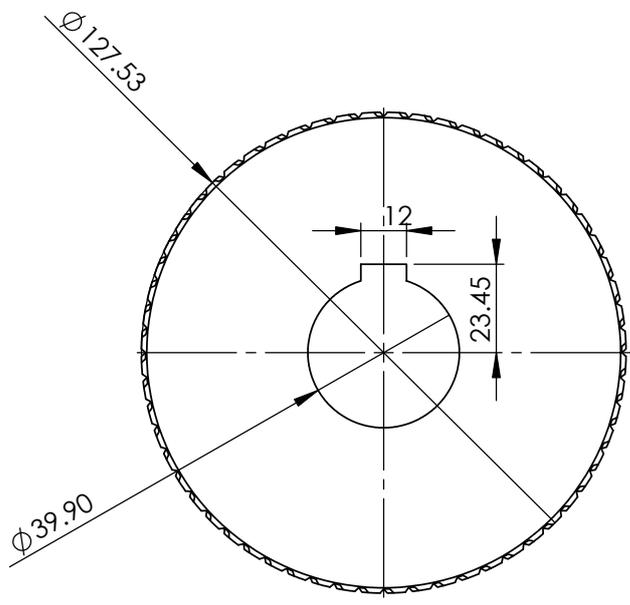
NO CAMBIE LA ESCALA
 REVISIÓN

FIMCPC-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	AISI 4320
FABR.			
CALID.			PESO: 1.0836 kg.

N.º DE DIBUJO		A4
Tornillo 3		
ESCALA: 1:1		HOJA 21 DE 28

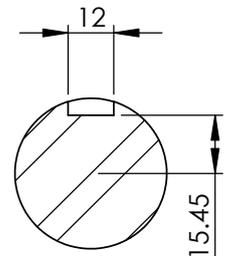
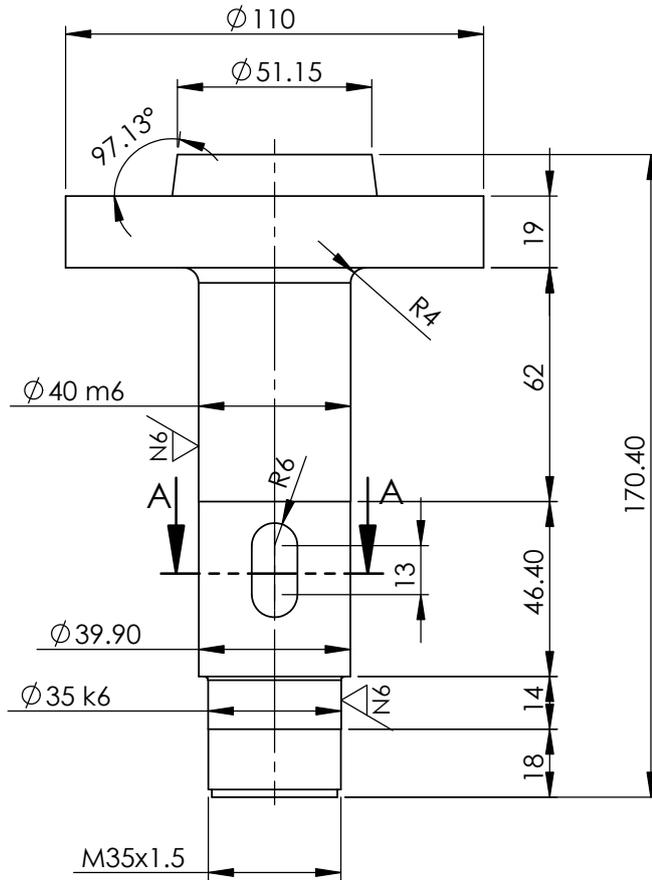
1



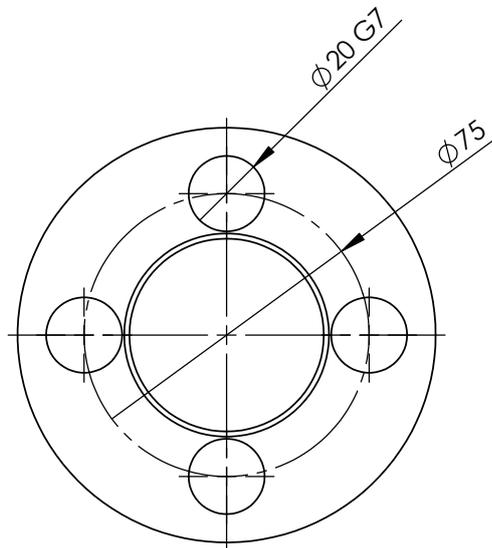
Corona
 Modulo: 2
 Paso Circular: 6.283mm
 Z=60

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: LINEAL: IT3 ANGULAR: IT3		ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
						<h1>FIMCP-ESPOL</h1>			
NOMBRE		FIRMA		FECHA		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
DIBUJ. MONTALVO W.				10/02/16		Bronce 1400 AB2		Corona 2	
VERIF. ING. M HELGUERO				10/02/16				A4	
APROB. ING. M HELGUERO				10/02/16					
FABR.									
CALID.						PESO: 2.3420 kg.		ESCALA:1:1	
								HOJA 22 DE 28	

1



SECCIÓN A-A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

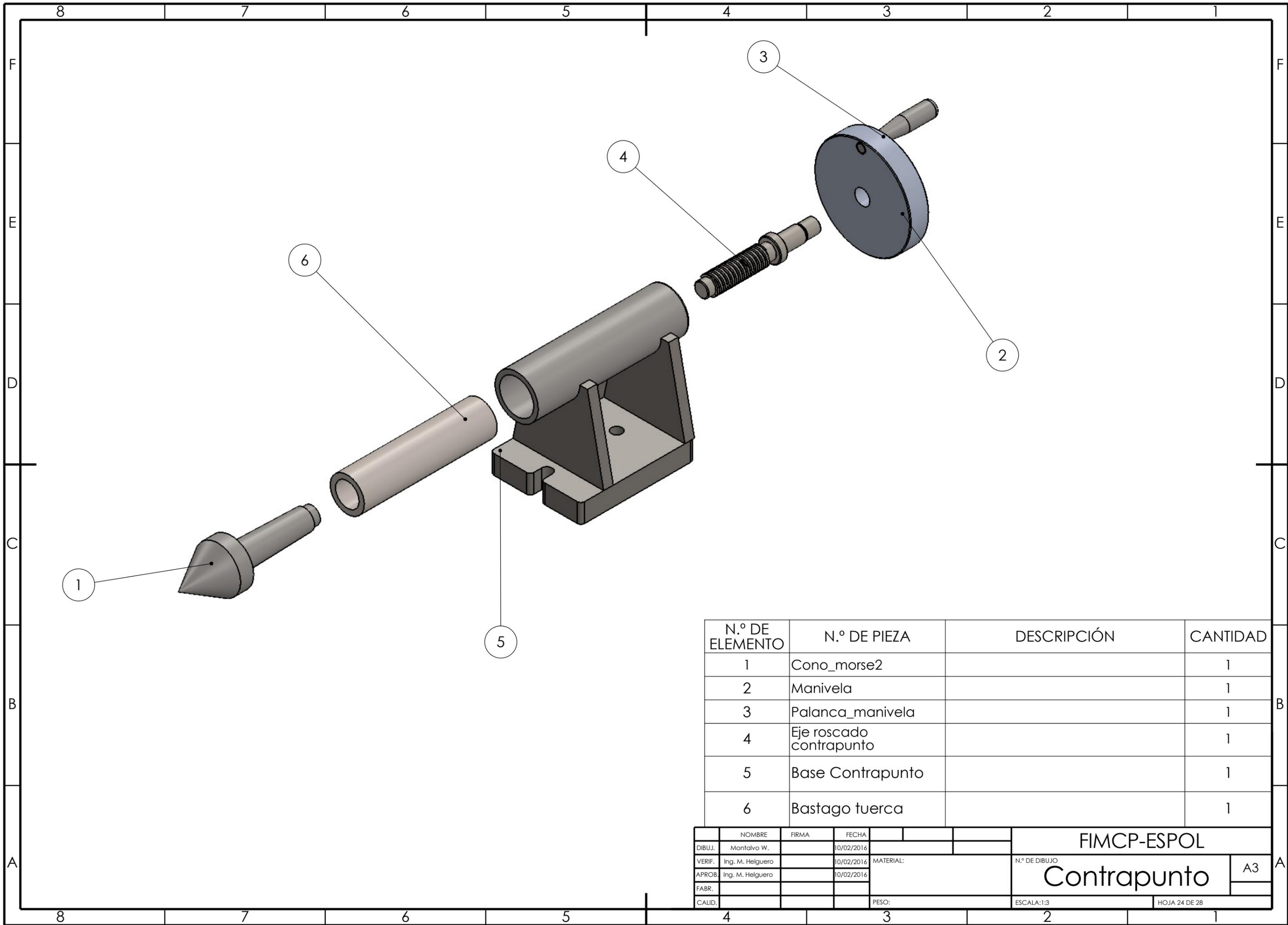
NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

FIMCPC-ESPOL

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF.	ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB.	ING. M HELGUERO		10/02/16	AISI 4340
FABR.				
CALID.				PESO: 2.72 kg.

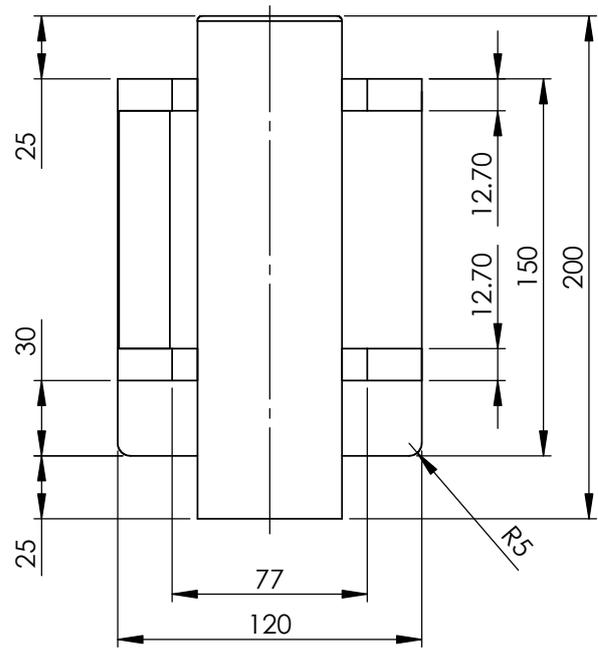
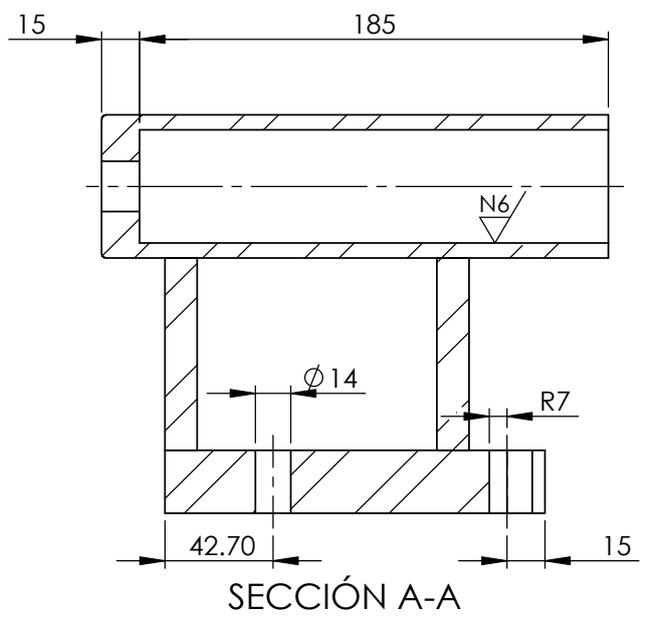
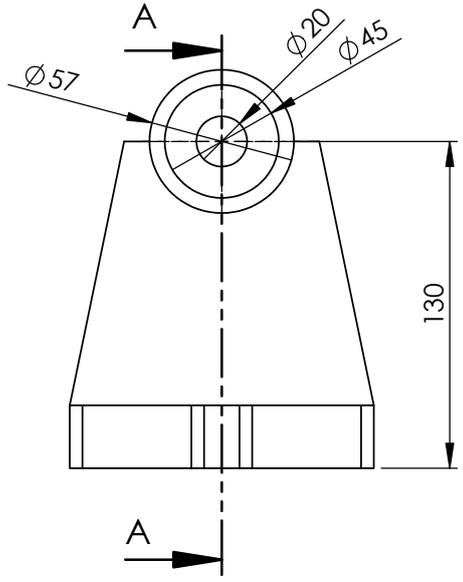
N.º DE DIBUJO		A4
ESCALA: 1:2		HOJA 23 DE 28



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cono_morse2		1
2	Manivela		1
3	Palanca_manivela		1
4	Eje roscado contrapunto		1
5	Base Contrapunto		1
6	Bastago tuerca		1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA			FIMCPE-ESPOL	
DIBUJ.	Montalvo W.		10/02/2016			N.º DE DIBUJO Contrapunto	A3
VERIF.	Ing. M. Helguero		10/02/2016	MATERIAL:			
APROB.	Ing. M. Helguero		10/02/2016				
FABR.							
CALID.				PESO:		ESCALA:1:3	HOJA 24 DE 28

5



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS:
LINEAL: IT3
ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

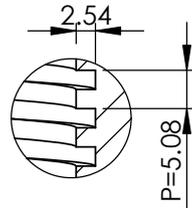
REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

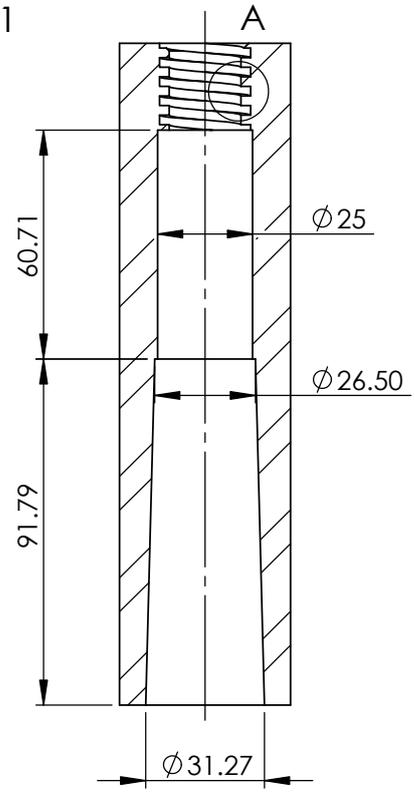
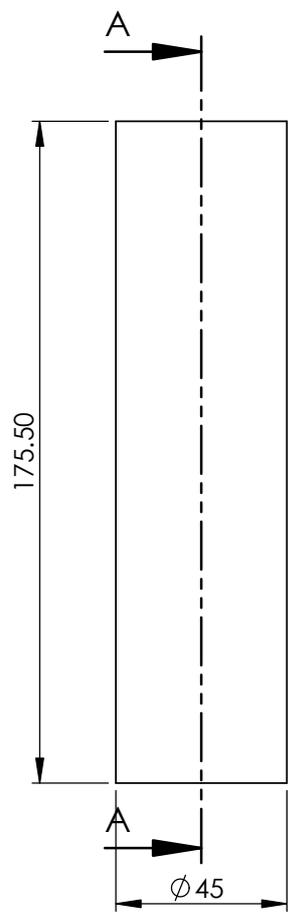
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF.	ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB.	ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.				
CALID.				PESO: kg.

N.º DE DIBUJO		A4
ESCALA:1:3		HOJA 25 DE 28

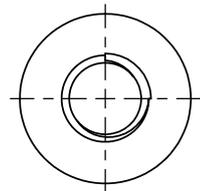
6



DETALLE A
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN A-A

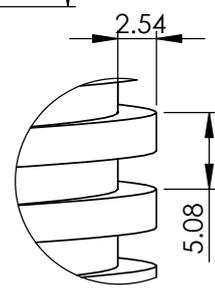
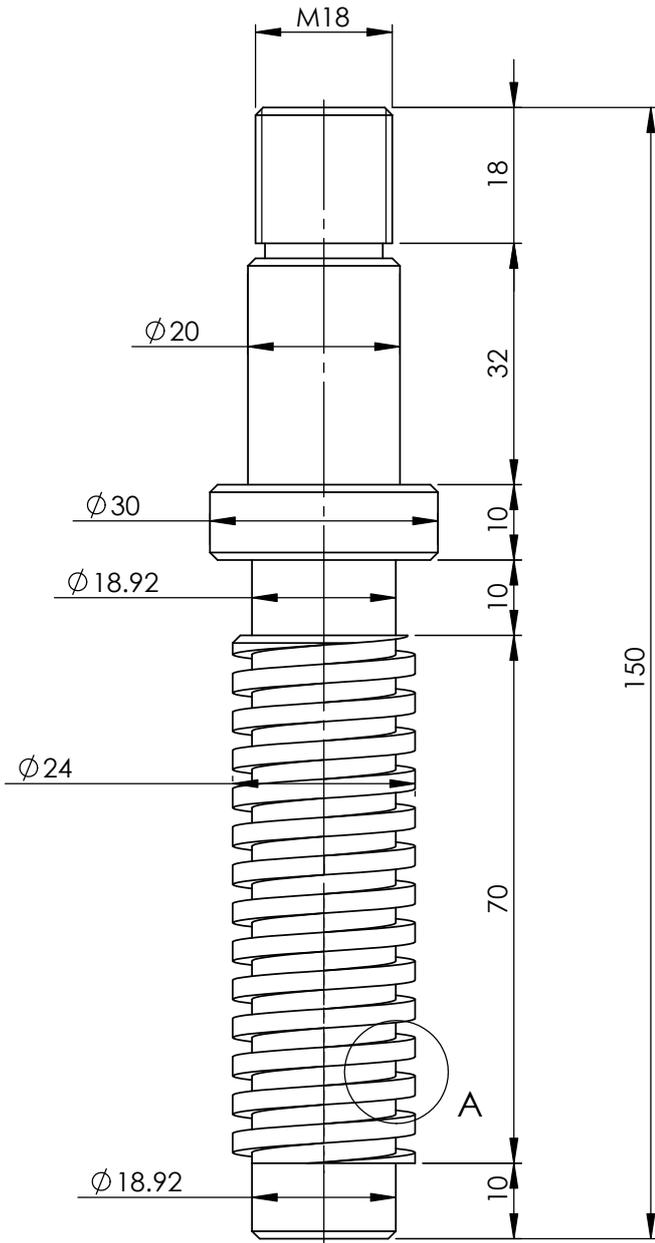


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: LINEAL: IT3 ANGULAR: IT3			ACABADO SUPERFICIAL:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. MONTALVO W.</td> <td></td> <td>10/02/16</td> </tr> <tr> <td>VERIF. ING. M HELGUERO</td> <td></td> <td>10/02/16</td> </tr> <tr> <td>APROB. ING. M HELGUERO</td> <td></td> <td>10/02/16</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>					NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	FABR.			CALID.			<p style="text-align: center; font-size: 24px; font-weight: bold;">FIMCP-ESPOL</p>	
					NOMBRE	FIRMA	FECHA																	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16																						
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16																						
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16																						
FABR.																								
CALID.																								
MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	A4																					
PESO: kg.				ESCALA: 1:2	HOJA 26 DE 28																			

FIMCP-ESPOL

Vastago

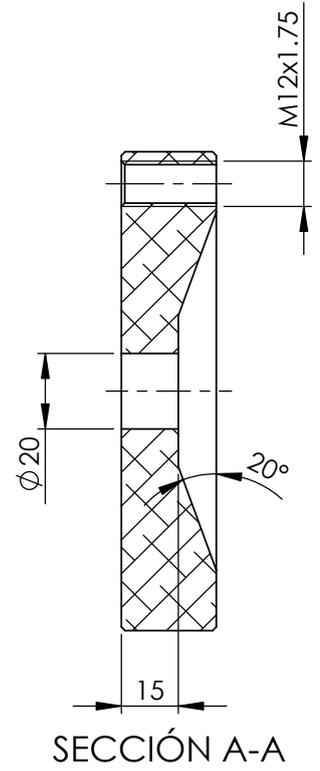
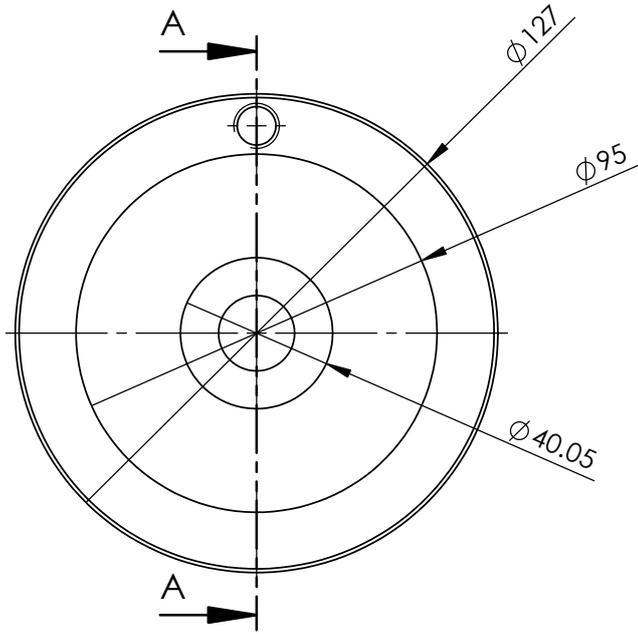
4



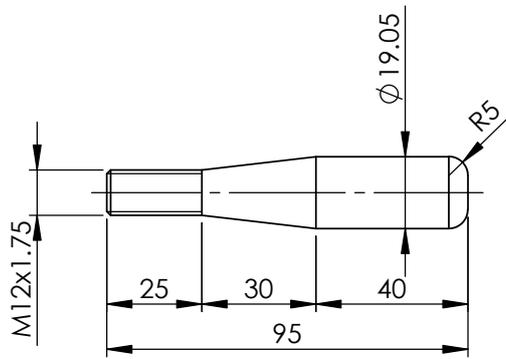
DETALLE A
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS: LINEAL: IT3 ANGULAR: IT3			ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN																																												
<table border="1"> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> <th colspan="3"></th> </tr> <tr> <td>DIBUJ. MONTALVO W.</td> <td></td> <td>10/02/16</td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>VERIF. ING. M HELGUERO</td> <td></td> <td>10/02/16</td> <td colspan="3">MATERIAL:</td> </tr> <tr> <td>APROB. ING. M HELGUERO</td> <td></td> <td>10/02/16</td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="2">PESO: kg.</td> <td colspan="2">ESCALA:1:2</td> <td colspan="2">HOJA 27 DE 28</td> </tr> </table>							NOMBRE	FIRMA	FECHA				DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16				VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:			APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16				FABR.						CALID.			PESO: kg.		ESCALA:1:2		HOJA 27 DE 28		<h1>FIMCP-ESPOL</h1>				N.º DE DIBUJO		A4	
							NOMBRE	FIRMA	FECHA																																												
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16																																																			
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:																																																		
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16																																																			
FABR.																																																					
CALID.			PESO: kg.		ESCALA:1:2		HOJA 27 DE 28																																														
Eje roscado contrapunto																																																					

2



3



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: IT3
 ANGULAR: IT3

ACABADO SUPERFICIAL:

 REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA
 REVISIÓN

FIMCP-ESPOL

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ. MONTALVO W.		10/02/16	
VERIF. ING. M HELGUERO		10/02/16	MATERIAL:
APROB. ING. M HELGUERO		10/02/16	
FABR.			
CALID.			PESO: kg.

N.º DE DIBUJO		A4
ESCALA:1:2		HOJA 28 DE 28