

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

**Máquina Rectificadora de Esferas de Válvulas de 4''-
24'' de Diámetro Adaptable a Torno**

**Paúl Alexander Chasiquiza Charro
Rodrigo Alejandro Santillán Guerra
Felipe Esteban Verdezoto Luzuriaga
Sara Nicole Vargas Olmedo**

Ingeniería Mecánica

Trabajo de fin de carrera presentado como requisito
para la obtención del título de
Ingeniero Mecánico

Quito, 17 de diciembre de 2021

Universidad San Francisco de Quito USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE FIN DE CARRERA

**Máquina Rectificadora de Esferas de Válvulas de 4''-
24'' de Diámetro Adaptable a Torno**

**Paúl Alexander Chasiquiza Charro
Rodrigo Alejandro Santillán Guerra
Felipe Esteban Verdezoto Luzuriaga
Sara Nicole Vargas Olmedo**

Alfredo Valarezo, Ph.D.

Quito, 17 de diciembre del 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos:

Paúl Alexander Chasiquiza Charro

Código:

00202439

Cédula de identidad:

1720665205

Lugar y fecha:

Quito D.M., 17 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos:

Rodrigo Alejandro Santillán Guerra

Código:

00141533

Cédula de identidad:

1721465449

Lugar y fecha:

Quito D.M., 17 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos:

Sara Nicole Vargas Olmedo

Código:

00132610

Cédula de identidad:

1725494361

Lugar y fecha:

Quito D.M., 17 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos:

Felipe Esteban Verdezoto Luzuriaga

Código:

00201203

Cédula de identidad:

0604488478

Lugar y fecha:

Quito D.M., 17 de diciembre de 2021

ACLARACIÓN PARA PUBLICACIÓN

Nota: El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el Committee on Publication Ethics COPE descritas por Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing, disponible en <http://bit.ly/COPETheses>.

UNPUBLISHED DOCUMENT

Note: The following capstone project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETheses>.

ABSTRACT

This project consists in the design, analysis, and evaluation of a grinding machine for ball valves with diameters of 4 "to 24" adaptable to the lathe provided by the Ecuadorian company IMETCA Cia. Ltda. The main motivation is to improve the technological processes that are currently being used in the local market in order to recover mechanical parts such as the spheres of ball-type valves implemented in the Ecuadorian oil sector. It was necessary to know the operating principles of the available lathe and the exact dimensions of all its components in which the machine will be adapted.

A support disk was designed with a thickness of 35 [mm] and a diameter of 1210 [mm] which will support the weight of the charriot and its base (ISO 40x40x2.5 square tube joining its parts with 6013 weld), an engine for the abrasive cup and tool. The center shaft was fatigue-designed with k6 tolerances in order to achieve a fixed fit with the double and single tapered bearings. All components were made of A36 steel. Finally, it was verified that all the components meet the criteria and engineering requirements, satisfy the requirements presented by the client, and its maintenance and operation manual was delivered. The approximate total cost of the designed ball grinding machine is \$ 5,953.04.

Keywords: Design, engineering, innovation, lathe, rectify, spheres.

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el diseño, análisis y evaluación de una máquina rectificadora de esferas para válvulas tipo bola de 4” a 24” de diámetro adaptable al torno facilitado por la empresa ecuatoriana IMETCA Cia. Ltda. La principal motivación es el de mejorar los procesos tecnológicos que utiliza actualmente en el mercado local con el fin de recuperar piezas mecánicas como lo son las esferas de las válvulas tipo bola implementadas en el sector petrolero ecuatoriano. Fue necesario conocer los principios operativos del torno disponible y las dimensiones exactas de todos sus componentes en los que se va a adaptar la máquina.

Se diseñó un disco soporte con un espesor de este a 35 [mm] y 1210 [mm] de diámetro, el cual soportará el peso del *charriot* y su base (tubo cuadrado ISO 40x40x2.5 juntando sus partes con suelda 6013), motor de herramienta y copa abrasiva. El eje central fue diseñado a fatiga con tolerancias k6 para lograr un ajuste fijo con los rodamientos cónicos doble y simple. Todos los componentes fueron fabricados con acero AISI 1018 y ASTM A36. Finalmente, se verificó que las piezas cumplen con los criterios y requisitos ingenieriles planteados, satisfacen los requerimientos presentados por el cliente y se entregó su manual de mantenimiento y operación. El costo total aproximado de la máquina rectificadora diseñada es de \$5,953.04.

Palabras clave: Diseño, ingeniería, innovación, torno, rectificar, esferas.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	21
CONCEPTOS DE DISEÑO Y SELECCIÓN.....	23
LISTA DE REQUERIMIENTOS.....	23
CRITERIOS INGENIERILES.....	24
SELECCIÓN DEL DISEÑO.....	26
GESTIÓN DEL PROYECTO.....	30
Presupuesto inicial y calendario.....	30
ESTÁNDARES INGENIERILES.....	31
SELECCIÓN DE MATERIALES.....	33
DISEÑO DE MANUFACTURA.....	34
REPORTE DE DISEÑO.....	35
ANÁLISIS INGENIERIL - CALCULOS.....	42
Cálculos para diseño del disco soporte.....	42
Cálculos para diseño del eje.....	46
Cálculos del torque del servomotor.....	51
Cálculos para el diseño de base del <i>charriot</i>	58
Cálculos de la chaveta.....	63
Cálculos para la selección de rodamientos.....	63
PROTOTIPO.....	67
ANÁLISIS DE RIESGOS DEL DISEÑO.....	68

	11
MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	70
Características generales de la máquina	70
Operación y funcionamiento	70
Características y especificaciones funcionales de piezas.....	70
Pasos de operación de máquina.....	73
Plano de ensamble global con etiquetas.....	75
Indicaciones de operación y reglas de seguridad.....	83
RESULTADOS	92
DISCUSIÓN	97
CONCLUSIONES	101
TRABAJO FUTURO	104
REFERENCIAS	106
ANEXOS	109
ANEXO A: RESULTADOS OBTENIDOS DEL DISEÑO DEL DISCO POR MEDIO DEL SOFTWARE EES	109
ANEXO B: CÁLCULO NÚMERO DE PERNOS PARA UNIÓN DE DISCO SOPORTE CON PIÑÓN MAYOR.....	109
ANEXO C: SELECCIÓN DE FACTORES DE MARÍN PARA EL EJE	116
ANEXO D: CÁLCULOS PARA DISEÑO DE BASE DEL <i>CHARRIOT</i>	117
ANEXO E: CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE CHAVETA	123
ANEXO F: PLANOS.....	127
ANEXO G: CRITERIOS PONDERADOS.....	156

ANEXO I: PRUEBAS Y ENCUADERNADOS.....	157
ANEXO J: COMPARATIVA ECONÓMICA DE MATERIALES Y MECANIZADO.....	166

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Determinación de mejor opción de diseños para el disco de la rectificadora. .	30
Tabla 2 Componentes y sus normas de materiales y especificación	31
Tabla 3. Selección de materiales para los componentes.....	33
Tabla 4. Diseño de manufactura de componentes	34
Tabla 5. Datos para el diseño del disco soporte	42
Tabla 6. Datos para el cálculo de los esfuerzos del eje	47
Tabla 7. Datos para el diseño de la estructura del charriot.....	58
Tabla 8 Collage imágenes prototipo	67
Tabla 9. Análisis de riesgos del proyecto	69
Tabla 10 Especificaciones y características de las piezas	70
Tabla 11 Variable de engrase en función del periodo (FAG)	88
Tabla 12 Cantidad de grasa para re-engrase de cada rodamiento.....	89
Tabla 13 Consistencia de aceite en función de su denominación (Santos, 2010).	91
Tabla 14 Propiedades mecánicas de distintos materiales.	124

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1 Diseño de disco con empernado fijo</i>	26
<i>Figura 2 Diseño de disco con mandril</i>	27
<i>Figura 3 Diseño de disco con riel de soporte</i>	28
<i>Figura 4 Diseño de disco por deflexión en ensamble</i>	29
Figura 5 Diagrama de Gantt	31
Figura 6. Simbología de diagramas de flujo de manufactura (León, 2017).	35
Figura 7 Manufactura de disco soporte.	36
Figura 8 Manufactura de eje.	37
Figura 9 Manufactura de la base del charriot.	38
Figura 10 Manufactura de chaveta.	39
Figura 11. Base 1 móvil adaptable al torno	40
Figura 12. Base 2 fija adaptable al torno	41
Figura 13. Diagrama de vista frontal del lado en donde se aplica el peso de los componentes en el disco	43
Figura 14. Diagrama de corte provocado por fuerza externa sobre extremo del disco soporte	43
Figura 15. Diagrama de momento producido por fuerza externa sobre un extremo del disco soporte	43
Figura 16. Sección de corte sobre extremo del disco soporte para cálculo de momento interno	44

Figura 17. Simulación en Inventor de aplicación de carga sobre disco soporte. La escala muestra el desplazamiento en unidades de pulgadas.....	46
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre del eje	46
Figura 19. Selección del factor K_t en flexión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 1036)...	49
Figura 20. Selección del factor K_{ts} en torsión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 1036)..	49
Figura 21. Selección del factor K_{tc} en tensión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 1036).	50
Figura 22. Selección del factor q en flexión y tensión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 303).....	50
Figura 23. Selección del factor q_s en torsión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 304).....	50
Figura 24. Diagrama del cilindro con el eje de rotación z en el centro	52
Figura 25. Diagrama de cuerpo para la inercia con rotación en el eje z' desplazado.....	52
<i>Figura 26. Secciones del eje para determinar la inercia</i>	<i>53</i>
Figura 27. Parámetros de velocidades de corte en el rectificado (BIRTLH, s.f.).....	54
Figura 28. Resultados del eje y torque del motor en ESS.	56
Figura 29. Desplazamiento del eje con las cargas completas.....	57
Figura 30. Esfuerzos de Von Mises en el eje.	57
Figura 31. Estructura de soporte para charriot	58
Figura 32. Peso de componentes actuando sobre estructura	59
Figura 33. Esquema de viga bajo carga distribuida.....	59
Figura 34. Diagrama de fuerzas cortante para soporte horizontal	60
Figura 35. Diagrama de momento flector para soporte horizontal.....	61

<i>Figura 36. Especificaciones dimensionales de tubo cuadrado de DIPAC Manta</i>	61
<i>Figura 37. Simulación de la estructura</i>	63
Figura 38. Ubicación de acoplamiento de ambos rodamientos entre la base y el eje	64
Figura 39. CAD rodamiento cónico 2	65
Figura 40. CAD rodamiento cónico 1	66
Figura 41 ensamble de charriot, estructura y motor.	75
Figura 42. ensamble de base adaptable a torno.	76
Figura 43. ensamble base adaptable a torno con caja de rodamientos, rodamientos cónicos simple y doble, eje.....	77
Figura 44. ensamble base adaptable a torno con caja de rodamientos, rodamientos cónicos simple y doble, eje y chaveta.	78
Figura 45. ensamble servomotor, motorreductor, placa de sujeción horizontal y piñón menor.	79
Figura 46 ensamble piñón mayor y servomotor subensamblado.	80
Figura 47 ensamble del disco con tuerca y pernos.	81
Figura 48 ensamble del disco soporte con la estructura del charriot previamente ensamblada.	82
Figura 49 vista general del ensamble completo de la máquina rectificadora adaptable a torno.....	83
Figura 50. Disco soporte diseñado con sus respectivas dimensiones.....	93
Figura 51. Prototipo real de eje diseñado.	94
Figura 52. Resultados EES para espesor de disco soporte	109

Figura 53. Perno Allen Inoxidable	109
Figura 54. Arandela plana, ficha técnica. (INDEX, 2019).....	110
Figura 55. Perno Allen seleccionado para unión de disco y piñón.....	115
Figura 56. Selección del factor de Marín de la superficie ka (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 296).....	116
Figura 57. Selección del factor kb (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 296).....	116
Figura 58. Selección del factor de fiabilidad ke (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 301).....	117
<i>Figura 59. Resultados a diferentes espesores</i>	<i>117</i>
Figura 60. Diagrama de elementos y nodos que representan estructura charriot	121
Figura 61. Diagrama de resultados en las fuerzas de cada elemento	122
Figura 62 Representación de fuerzas (diagrama de cuerpo libre) actuantes sobre la chaveta, vista superior	123
Figura 63 Cuadro de criterios ponderados - criterios.	156
Figura 64 Cuadro de criterios ponderados - costo.....	156
Figura 65 Cuadro de criterios ponderados - peso.....	156
Figura 66 Cuadro de criterios ponderados - montaje.	156
Figura 67 Cuadro de criterios ponderados - rigidez.	156
Figura 68 Cuadro de criterios ponderados – diseño/fabricación.	157
Figura 69 Torno IMETCA Cia. Ltda. en el que la rectificadora se adaptará.	157
Figura 70 Toma de medida de la altura del eje del torno.	158
Figura 71 Toma del ancho y tamaño del diente del piñón mayor.	158

Figura 72 Notas de medidas tomadas para el tornillo sin fin del charriot.	159
Figura 73 Base superior del charriot.....	159
Figura 74 Base inferior del charriot.....	159
Figura 75 Charriot semi ensamblado.....	160
Figura 76 Disco inferior acoplable a charriot.....	160
Figura 77 Disco 2 charriot.....	160
Figura 78 Toma de la medida para el diámetro externo del agujero del piñón mayor.	161
Figura 79 Medición del ángulo de los dientes helicoidales del piñón mayor.	161
Figura 80 Piñón mayor.	161
Figura 81 Boceto y datos del piñón mayor.....	162
Figura 82 Boceto de asentamiento del eje sobre los rodamientos y base adaptable a torno.....	162
Figura 83 Boceto eje u disco soporte.	163
Figura 84 Bocetos diseño de disco soporte con rieles externas para asentamiento.....	163
Figura 85 Boceto de ideas y prioridades a considerar.	164
Figura 86 Boceto de eje y su funcionamiento.	164
Figura 87 Boceto y medidas del riel izquierdo del torno de IMETCA Cia. Ltda.	165
Figura 88 Boceto y medidas del riel derecho del torno de IMETCA Cia. Ltda.....	165

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1 Ensamble general.	127
Plano 2 Subensamble del charriot con su base y copa.	128
Plano 3 Abrazadera 1.....	129
Plano 4 Abrazadera 2.....	130
Plano 5 Ensamble de la base del charriot.	131
Plano 6 Ángulo estructural con agujeros para base de charriot.....	132
Plano 7 Ángulo estructural para base de charriot.	133
Plano 8 Platina lateral para base de charriot.....	134
Plano 9 Platina superior/inferior para base de charriot.	135
Plano 10 Tubo estructural 1 para base de charriot.....	136
Plano 11 Tubo estructural 2 para base de charriot.....	137
Plano 12 Ensamble de base adaptable a torno.....	138
Plano 13 Pieza móvil para base adaptable a torno.....	139
Plano 14 Porción móvil superior para base adaptable a torno.....	140
Plano 15 Bronce móvil para base adaptable a torno.....	141
Plano 16 Perno Allen M12 para base adaptable a torno.....	142
Plano 17 Porción inferior para base adaptable a torno.	143
Plano 18 Bronce para sujeción para base adaptable a torno.....	144
Plano 19 Platina guía para base adaptable a torno.....	145
Plano 20 Caja de rodamientos.	146

Plano 21 Eje de Rectificadora.	147
Plano 22 Chaveta.	148
Plano 23 Subensamble de servomotor con motorreductor y piñón menor.	149
Plano 24 Piñón menor.	150
Plano 25 Placa acoplable a servomotor para instalación horizontal.	151
Plano 26 Piñón mayor con agujeros para acople a disco soporte.	152
Plano 27 Abrazadera para servomotor.	153
Plano 28 Disco soporte.	154
Plano 29 Abrazadera para motorreductor.	155

INTRODUCCIÓN

Las válvulas tipo bola son componentes fundamentales en los sistemas de tubería donde el control de flujo es un parámetro crítico para el correcto desempeño de procesos industriales. En el Ecuador, este tipo de válvulas generalmente son empleadas en el sector de tratamiento de agua potable, sistemas de refrigeración de maquinaria, oleoductos y otros a fin de regular su transporte al abrir o cerrar el paso del fluido con la parte hueca de la esfera o bloqueando el flujo gracias al sello conformado por la geometría esférica y la válvula para asegurar la hermeticidad (Moses et al., 2019).

Por otro lado, para que la válvula desempeñe su función de forma eficiente y segura, la geometría esferoidal y el sello bola-asiento necesariamente deben contar con niveles óptimos de acoplamiento y tolerancia. No obstante, el uso prolongado y las arduas condiciones de trabajo, tales como temperaturas y presiones altas, desgastan los componentes y producen corrosión. Además, el accionamiento de la maneta de la válvula genera un desgaste en los anillos y en la esfera respecto a la concavidad del cuerpo (abrasión). Estos defectos son producto de la diferencia de durezas, siendo la esfera de menor valor, que junto con el paso del tiempo causan fugas del fluido por una defectuosa hermeticidad (Li et al., 2011).

En el caso del sector petrolero, el cambio de válvulas tipo bola y de sus esferas con sus sellos implican costos muy elevados, lo que representa uno de los principales inconvenientes al momento de realizar los procesos de mantenimiento en la red de tuberías. Es por ello que la industria ecuatoriana se ha visto obligada a desarrollar métodos innovadores que permitan mantener el buen estado de la esfera al aplicar recubrimientos que mejoren su resistencia mecánica superficial para evitar adquirir nuevas. Es así que, en años recientes el sector manufacturero empezó a emplear recubrimientos superficiales de HVOF (*High-Velocity Oxygen-Fuel*) con el fin de prolongar la vida útil del material y

reducir costos (Vernhes et al., 2013) para que durante los procesos de mantenimiento únicamente se cambien los anillos aislantes.

En la actualidad las máquinas rectificadoras de esferas de alta gama ofrecidas en el mercado internacional tienen costos muy elevados que van desde los \$50,000 USD hasta los \$140,000 USD. Es por ello que el presente proyecto tiene como objetivo proponer y desarrollar un modelo de máquina rectificadora de esferas de 4" a 24" de diámetro de válvulas tipo bola adaptable al torno facilitado por la empresa ecuatoriana de ingeniería en metalización IMETCA Cia. Ltda., que permita preparar y rectificar la superficie dura de la esfera para luego exponerla a un proceso de rociado térmico de recubrimiento HVOF donde se depositan partículas de carburos con llamas a altas velocidades sobre la superficie esferoidal (Sulzer, n.d.).

Se seleccionó este tipo de proceso ya que emplea energía de alto impacto para producir recubrimientos densos a temperaturas bajas con el objetivo de hacer más resistentes las superficies de las esferas y evitar su desgaste y corrosión (Sulzer, n.d.). Posteriormente, se pretende rectificar el sello hermético entre la estructura y la esfera para que cumpla con los estándares solicitados en la industria con el objetivo de reducir costos de reemplazo, conservar y prolongar la vida funcional de las esferas.

Además, el diseño de la base rotatoria no será mayor a los 180° y estará adaptada a un sistema de pulido de esferas en donde su avance de paso será controlado por un mecanismo de precisión que utilice herramientas de desbaste con una copa abrasiva de punta de diamante para asegurar la correcta remoción de material de la superficie de acero inoxidable (Dureza HB 170-300) de las esferas. Debido a que el recubrimiento está en el orden de 0.4 [mm] de espesor, la precisión de la máquina rectificadora es crítica, con un avance no mayor a las 0.05 [mm] y con una velocidad de rotación proporcionada por el

motor de la copa abrasiva de hasta 8000 rpm conjuntamente con la velocidad de rotación del mandril del torno. Con esta velocidad de rotación, las vibraciones representan un factor importante a considerar, por lo cual se debe asegurar la correcta instalación del torno al que se adapta la rectificadora, además de un acople fijo y óptimo.

La rectificadora diseñada cumplirá con estándares de seguridad industrial, tanto para garantizar el bienestar de sus operadores al implementar barreras físicas de protección y diseñar componentes correctamente dimensionados que ofrezcan condiciones de trabajo seguras como con el medio ambiente al establecer normativas de manejo de residuos producidos en cada proceso de rectificado para evitar cualquier tipo de contaminación. Se tratará de que el prototipo final de la máquina rectificadora sea lo más liviana y compacta posible. Sin embargo, cabe destacar que seguramente se necesite de varios operadores o incluso del uso de tecles para un transporte seguro de la misma.

CONCEPTOS DE DISEÑO Y SELECCIÓN

El presente proyecto consiste en realizar una rectificadora de esferas para la empresa IMETCA Cia. Ltda, misma que debe adaptarse a su torno. Para ello, se toma en cuenta los requerimientos planteados por parte de la empresa y los criterios ingenieriles mostrados a continuación:

LISTA DE REQUERIMIENTOS

- ✓ Rectificadora de Esferas de Válvulas entre 4" y 24" de diámetro adaptable a torno para recubrimiento de HVOF.
- ✓ Máxima Desviación permitida de la geometría de esfera entre 0.01-0.03 [mm].
- ✓ Desbaste del material de 0.4 [mm] para colocar recubrimiento.
- ✓ Velocidad de avance del abrasivo debe ser al menos 0.05 [mm] por revolución.

- ✓ Base de la herramienta adaptable al torno local.
- ✓ Usar los siguientes materiales: piñón helicoidal de 600 [mm], servomotor de avance regulado, *charriot* y motor de 8000 rpm para la herramienta de desbaste.

CRITERIOS INGENIERILES

- Alineación del eje que brinde un soporte firme a la esfera durante el proceso de rectificado.
- Mantener el centro de la esfera con el centro del eje del torno y de la herramienta abrasiva tipo copa para garantizar la geometría.
- Garantizar el desbaste uniforme manteniendo la forma de la esfera con una tolerancia de desviación geométrica de 0.01 a 0.03 [mm].
- Velocidad de avance de la copa abrasiva de al menos 0.05 [mm] por revolución.
- El tamaño de la máquina debe ser adaptable al torno disponible en la empresa cumpliendo con el tamaño máximo de la esfera de la válvula de hasta 24" de diámetro.
- El mantenimiento de la máquina debe ser enfocado en los rodamientos y piñón dado que son las zonas con mayor desgaste.
- La máquina debe ser montable y desmontable en todas sus piezas de tal manera que se facilite el mantenimiento, cambio de partes y armado del mismo.
- Para precautelar la seguridad de la maquinaria, se implementará un sistema de paro de emergencia y un cobertor en la zona de desbaste para evitar limallas y otros peligros.
- El compromiso ambiental planteado propone realizar prácticas sostenibles como el correcto transporte y reciclaje de materiales tales como el refrigerante a usar durante

la pulida y el desecho apropiado de la escoria metálica obtenida del proceso de rectificación.

Para poder asegurar la hermeticidad de la válvula tipo bola, se debe trazar una semicircunferencia con la copa abrasiva por lo cual el *charriot*, el motor del abrasivo con la copa y su base deben estar sobre una mesa que siga la trayectoria antes mencionada. Es así que se opta por realizar una mesa circular con un piñón helicoidal sujeto al disco, transmitiendo el movimiento de rotación a un eje central. El movimiento será generado por un servomotor que rota aproximadamente 180° en un sentido y posterior cambia el sentido de giro.

Además, es importante mencionar que se realizó una identificación y análisis de riesgos que pueden causar retrasos en el proyecto.

SELECCIÓN DEL DISEÑO

Como primer paso, se propuso 4 diseños distintos con el objetivo de evitar la deflexión en el disco base causado por los componentes (*charriot*, motor y copa abrasiva y base) y futuras desviaciones al momento de realizar el rectificado. Entre las opciones de diseño se tiene un sistema de contrapeso con pernos y mandril, un sistema de riel con rodamientos y un disco de espesor considerable para evitar la deflexión.

Contrapeso empernado fijo

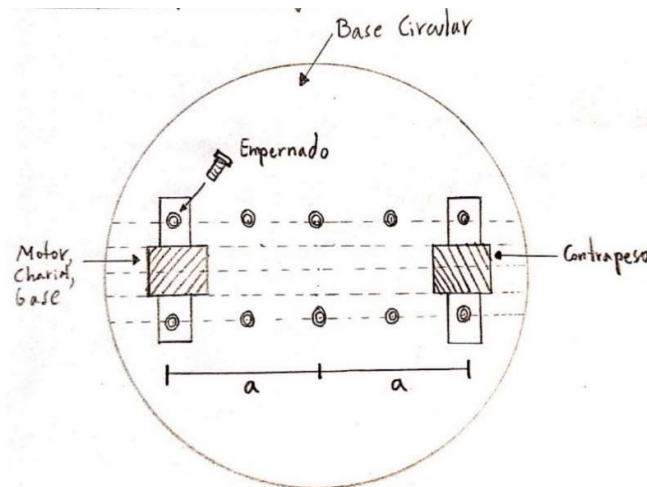


Figura 1 Diseño de disco con empernado fijo

Este diseño consiste en maquinar agujeros roscados en el disco de la rectificadora, estos agujeros se los realiza en las dos mitades del disco, separadas a la misma distancia estandarizada respecto al centro. Esto se lo realiza para que el motor, *charriot* y base sean acoplables a distancias diferentes para maquinar esferas de distinto tamaño. A medida que los componentes antes mencionados se ajustan a diferentes medidas usando pernos, el contrapeso igualmente se ajusta a la misma distancia respecto al centro, en el lado

contrario del disco. Con este diseño se asegura que los momentos flectores de los componentes son contrarrestados con los del contrapeso en todo momento, evitando así la deflexión del eje y problemas de estabilidad y precisión de la rectificadora.

Sistema de contrapeso con Mandril

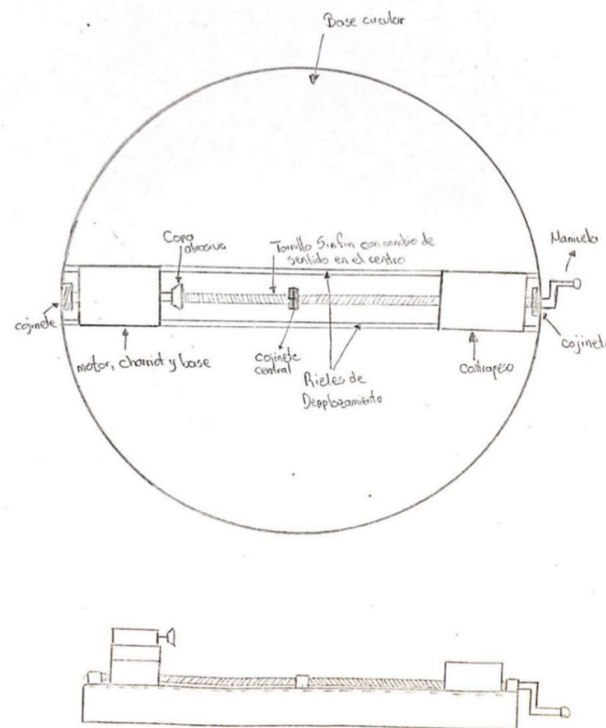


Figura 2 Diseño de disco con mandril

El diseño con mandril consiste en acoplar un sistema sobre el cual la separación del contrapeso sea precisa. Para ello se emplea un tornillo sin fin con cambio de sentido a partir del centro del disco base. Además, el tornillo tiene como objetivo transmitir el movimiento de rotación del tornillo, dado por la manivela, en movimiento lineal para la separación o unión de la base del *charriot* con la del contrapeso.

Sistema con riel de esferas

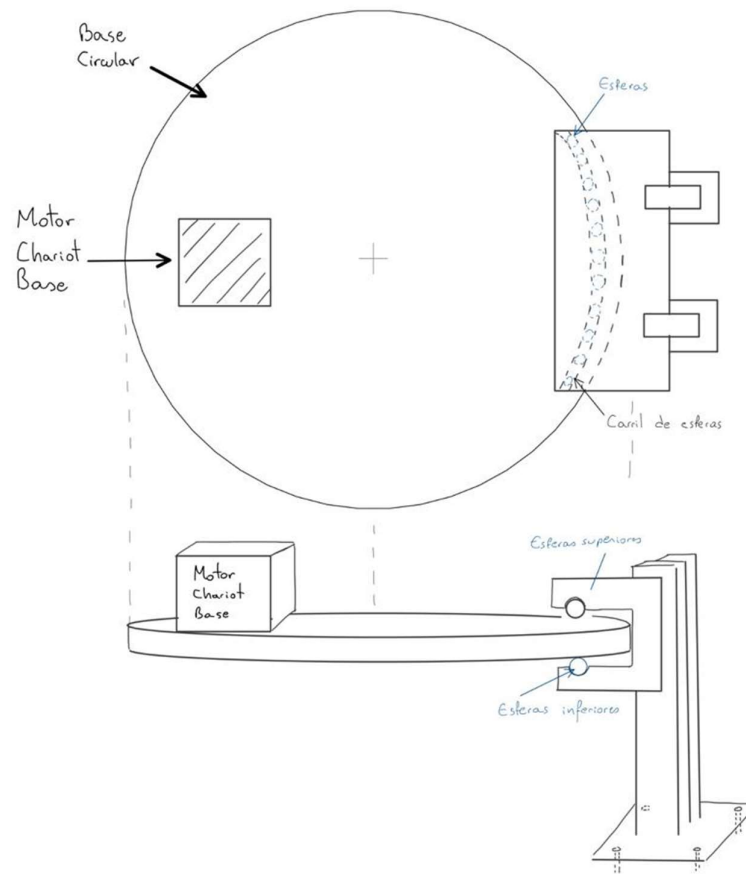


Figura 3 Diseño de disco con riel de soporte

El diseño consiste en una estructura tipo “C” que impide el movimiento vertical o de flexión que puede experimentar el disco por la carga que produce el peso de los componentes en el otro extremo. Se restringe el movimiento de la “C” por una estructura independiente a la máquina que está emperrada al suelo para mayor rigidez y sujeción. Además, para evitar afectaciones en el movimiento rotacional del disco, la “C” cuenta con una canaleta para esferas asimilando un rodamiento.

Diseño por deflexión del disco de soporte en base a su espesor

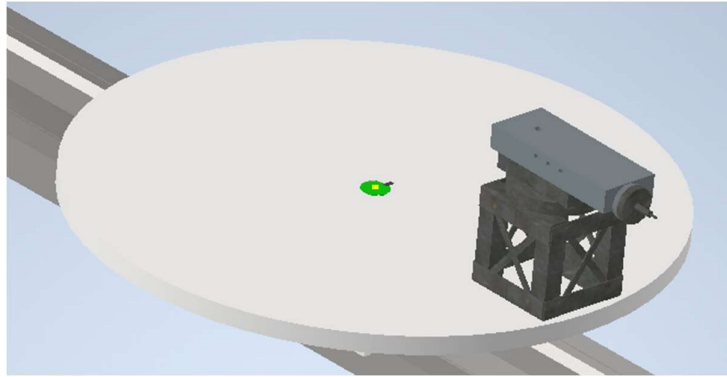


Figura 4 Diseño de disco por deflexión en ensamble

Este diseño consiste en determinar el espesor del disco base necesario para evitar la deflexión causada por los componentes. Una vez establecido las diferentes propuestas, es necesario seleccionar el diseño más eficaz y eficiente, para ello se estableció un análisis de criterios ponderados siendo:

Rigidez > Diseño/Fabricación > Costo > Montaje > Peso

Rigidez: La capacidad del elemento de evitar deformaciones o deflexiones que podrían afectar su forma original operacional, así como evitar vibraciones (Mayor rigidez es óptimo).

Diseño/Fabricación: La facilidad con la que las piezas necesarias se pueden fabricar o conseguir, siendo el tiempo y accesibilidad a los métodos de manufactura primordiales (Mayor facilidad es óptimo).

Costo: El presupuesto que se tendría que invertir para la fabricación de las piezas (Menor costo es óptimo).

Montaje: La facilidad con la que se puede ensamblar y desensamblar la rectificadora en el torno de IMETCA Cia. Ltda. (Mayor facilidad es óptimo).

Peso: La fuerza que la rectificadora ejerce sobre los rieles del torno donde se instala, debido a la acción de la gravedad (Menor peso es óptimo).

Donde los pasos para llegar al resultado final, que se presenta a continuación, se adjuntan en el ANEXO G.

Tabla 1. Determinación de mejor opción de diseños para el disco de la rectificadora.

	<i>Costo</i>	<i>Peso</i>	<i>Montaje</i>	<i>Rigidez</i>	<i>Diseño Fabricación</i>	<i>Suma</i>	<i>Prioridad</i>
Diseño Pernos	0.0692	0.0231	0.0462	0.0308	0.0692	0.238	2
Diseño Riel	0.0462	0.0154	0.0308	0.0615	0.0462	0.200	3
Diseño Mandril	0.0231	0.0077	0.0154	0.1231	0.0231	0.192	4
Diseño a deflexión	0.0923	0.0308	0.0615	0.0923	0.0923	0.369	1

Tal como se indica en la tabla anterior, el diseño seleccionado es el Disco a Deflexión, siendo este superior a los demás en todos los criterios analizados a excepción de la rigidez (donde el Diseño Mandril es superior).

GESTIÓN DEL PROYECTO

Presupuesto inicial y calendario

El presente diseño y construcción de la rectificadora deberá ajustarse a un presupuesto de alrededor de \$3000 USD, siendo este un precio asequible financieramente, y aun así manteniendo un estándar de calidad alto que permita cumplir con los requerimientos ingenieriles y del cliente. Este se determinó con precios iniciales referenciales respecto a materiales y procesos de maquinado a utilizar para manufacturar las piezas a ensamblar (en el mercado local).

En un inicio del proyecto, se planteó un calendario y objetivos en cuanto a tiempos, con respecto a las principales fechas del proyecto, como se aprecia a continuación:

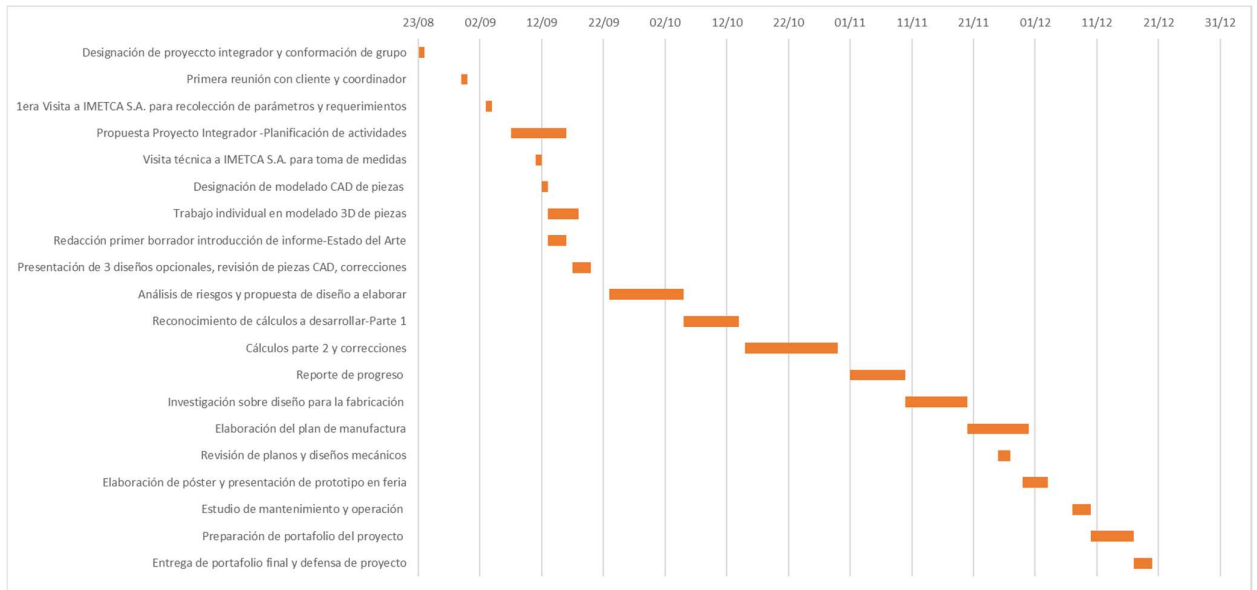


Figura 5 Diagrama de Gantt

ESTÁNDARES INGENIERILES

La tabla 3 muestra los estándares ingenieriles empleados para la fabricación de cada componente diseñado. Algunas de las normas presentadas son de los materiales empleados y otras son las normas de especificación de diseño de las piezas.

Tabla 2 Componentes y sus normas de materiales y especificación

Componentes	Norma	Aplicación de la norma	Requerimientos a cumplir
Disco soporte	ASTM A 29/A29M-16: 1018 para acero AISI 1018 estirado en frío. <i>Norma de material</i>	Acero de bajo carbono con buena formabilidad en frío y excelente soldabilidad. “El proceso de estirado en frío, confiere un nivel de endurecimiento superficial, además de mejorar ligeramente su maquinabilidad.” (serviacero). Además, posee moderada resistencia mecánica.	Soporte de componentes (<i>charriot</i> , base <i>charriot</i> , motor, copa abrasiva) sin sufrir deflexión por su peso, velocidad de desplazamiento en 180° de 0.056 [m/rev] para devastar 0.4 mm de material superficial de las esferas en cada proceso de rectificado y asegurar la geometría esferoidal.

Pernos Allen para sujeción de disco y piñón	DIN 912 pernos Allen de acero inoxidable clase 8.8 <i>Norma de especificación</i>	Cabeza cilíndrica con agujero hexagonal para avellanado y sujetador M10 x 1.5 completamente roscado de 60 [mm] de longitud.	Acoplar el disco soporte y piñón mayor para rotación en conjunto durante proceso de rectificado.
Chaveta, chaveteros de disco soporte y piñón mayor.	DIN 6885B <i>Norma de especificación</i> ASTM A 29/A29M-16: 1018. <i>Norma de material</i>	El ajuste de la chaveta-chavetero es fijo y con medidas de 101 x 12 x 12 [mm].	Mantener al disco y piñón mayor estáticos relativamente entre sí y transmitir el torque necesario de 13.05 [N/m] para la rotación de la rectificadora, con un ciclo de vida infinita.
Eje	Chavetero: DIN 6885 B Ajuste rodamientos k6 con eje. <i>Norma de especificación</i>	Para no tener juego entre el eje y la chaveta al momento de transmitir torque. Para que la parte móvil sea el eje.	Evitar la deflexión y proporcionar un movimiento con precisión al momento del rectificado (± 0.03 [mm] en la superficie de la esfera de Acero inoxidable).
Base adaptable al torno (parte móvil superior)	Alojamiento con tolerancia M7. <i>Norma de especificación</i>	Evitar un ajuste de transición entre los rodamientos y la base.	Se debe asegurar un acople fijo para evitar cabeceo y vibraciones del eje. Los rodamientos entran a presión y permanecen acoplados incluso en el des-ensamblaje.
Base del <i>charriot</i>	Selección del tubo cuadrado ISO 40 x 40 x 2.5 según norma INEN 2415. <i>Norma de especificación</i>	Tubos fabricados bajo dicha norma.	Soporta al <i>charriot</i> , motor y copa abrasiva. Ajuste para rectificado de esferas de distinto diámetro.

SELECCIÓN DE MATERIALES

Para la selección del material que se iba a emplear en la fabricación de cada componente se tomó en cuenta su aplicación, los esfuerzos a los que está sometido y la función que va a cumplir en la máquina rectificadora. La tabla 4 explica con detalle el por qué se decidió trabajar con dichos materiales:

Tabla 3. Selección de materiales para los componentes

Componente	Decisión de diseño	Material seleccionado
Disco Soporte	Se diseña a deflexión para evitar desplazamientos provocados por el peso del <i>charriot</i> y su base, motor y copa abrasiva. Costo asequible.	Acero AISI 1018
Piñón Mayor	Se selecciona por su tamaño y número de dientes para tener la precisión necesaria para el movimiento de la rectificadora y desbaste de las esferas.	Acero AISI 1018
Eje	Se diseña para soportar los esfuerzos aplicados sobre el mismo y el peso de todos los componentes superiores. Costo asequible. Vida infinita considerando fatiga.	Acero ASTM A36
Base acoplable a rieles	Se diseña para soportar el peso de la rectificadora completa sin tener una deformación significativa, manteniendo un precio asequible.	Acero AISI 1018
Componentes restantes	Todos se diseñan para soportar los esfuerzos a los que se someten individualmente y en conjunto, considerando casos críticos, y manteniendo los precios lo más bajos posible con altos factores de seguridad.	Acero AISI 1018

DISEÑO DE MANUFACTURA

En esta sección se describe la elaboración de cada componente dependiendo de su acoplamiento, costo y mantenimiento. Además, se presentan sus respectivos diagramas de flujo de manufactura en los que se aprecia con mayor detalle el proceso de fabricación de cada pieza diseñada.

Tabla 4. Diseño de manufactura de componentes

Componente	Diagrama de flujo de manufactura	Acoplamiento	Costo de Material	Costo de Manufactura	Mantenimiento y evaluación del ciclo de vida
Disco Soporte	Figura 6	Ensamblaje con eje central y chaveta	\$ 794.79	\$ 264	<p>Limpieza del disco después de cada proceso de rectificado para remover restos de taladrina y escoria metálica.</p> <p>Pintar al disco con pintura anticorrosiva. Caso contrario, se recomienda una aplicación mensual de aceites que actúen como barrera de protección entre el disco y el medio para evitar que se oxide por las condiciones de trabajo y ambientales (humedad, oxígeno).</p>
Eje	Figura 7	Acoplamiento con disco soporte, piñón, chaveta y rodamientos cónicos simple y doble.	\$ 60	\$ 480	<p>Aplicación semanal de aceite lubricante como barrera protectora contra las condiciones de trabajo (fricción), la humedad, entre otros, para evitar la corrosión</p>
Base de <i>charriot</i>	Figura 8	Acoplamiento con disco soporte y con <i>charriot</i>	\$ 29.88	\$ 10	<p>Aplicación de pintura antioxidante para que actúe como barrera protectora contra la corrosión.</p>

Chaveta	Figura 9	Acoplamiento con eje, disco soporte y piñón mayor.	\$ 4	\$6	Aplicación de pintura anticorrosiva.
Base adaptable a torno fija	Figura 11	Acoplamiento con los rieles del torno y con la base móvil superior.	\$ 274.3	\$ 720	Limpieza de superficie de bases después de cada proceso de rectificado. Colocar pintura anticorrosiva.
Base adaptable a torno móvil	Figura 10	Acoplamiento con caja de rodamientos, rodamiento cónico simple y eje.	\$ 182.9	\$ 612	En las zonas móviles aplicar aceites lubricantes en las bases de acople para evitar desgaste por fricción con los rieles del torno.

Los costos descritos en la tabla anterior fueron seleccionados a partir de un análisis económico-técnico de los materiales y manufactura de los componentes. La tabla de resumen de la comparativa se encuentra en el ANEXO J.

REPORTE DE DISEÑO



Figura 6. Simbología de diagramas de flujo de manufactura (León, 2017).

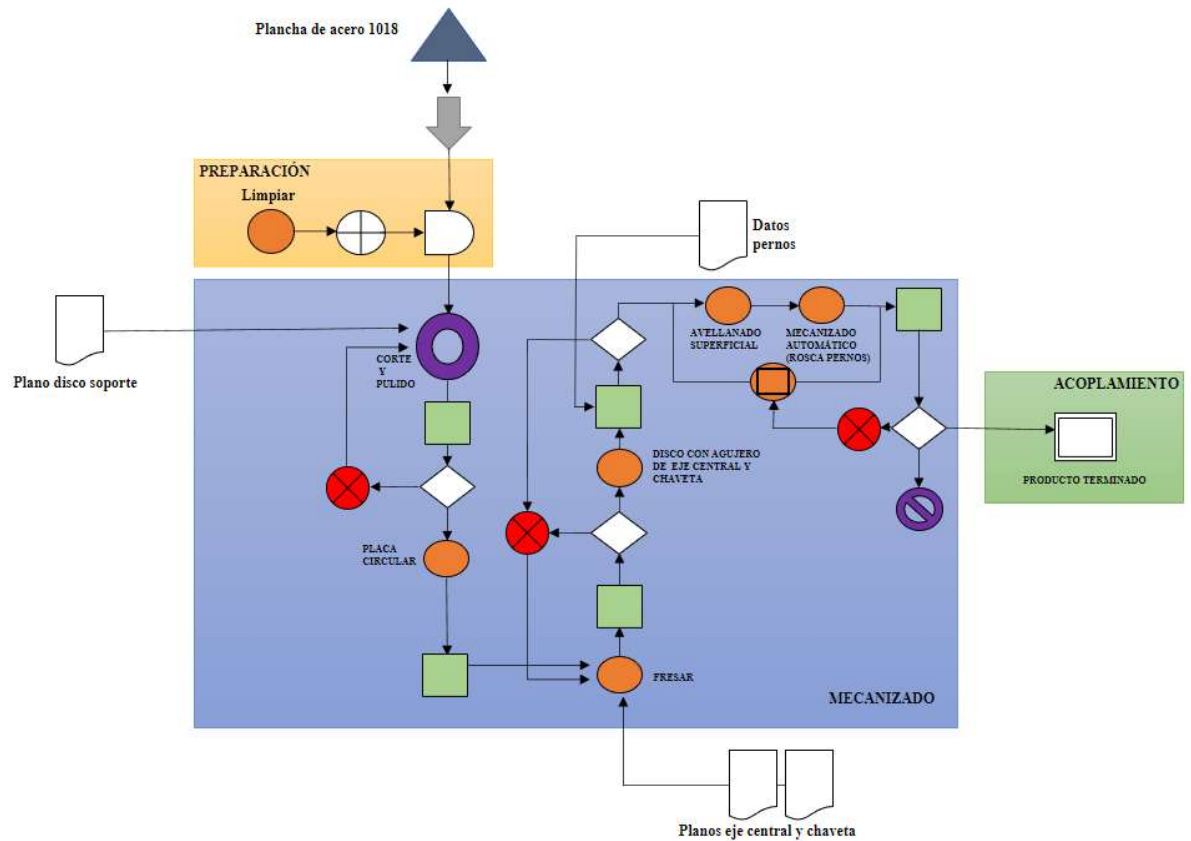


Figura 7 Manufactura de disco soporte.

Principales problemas en la fabricación del disco soporte: El corte es crítico al igual que el fresado de los agujeros externos y central, dado que las distancias a tomar y el centrado en general debe ser exacto para evitar fallas en el maquinado que provocarían que el disco no pueda acoplarse correctamente al ensamble y por ende se debería repetir todo el proceso.

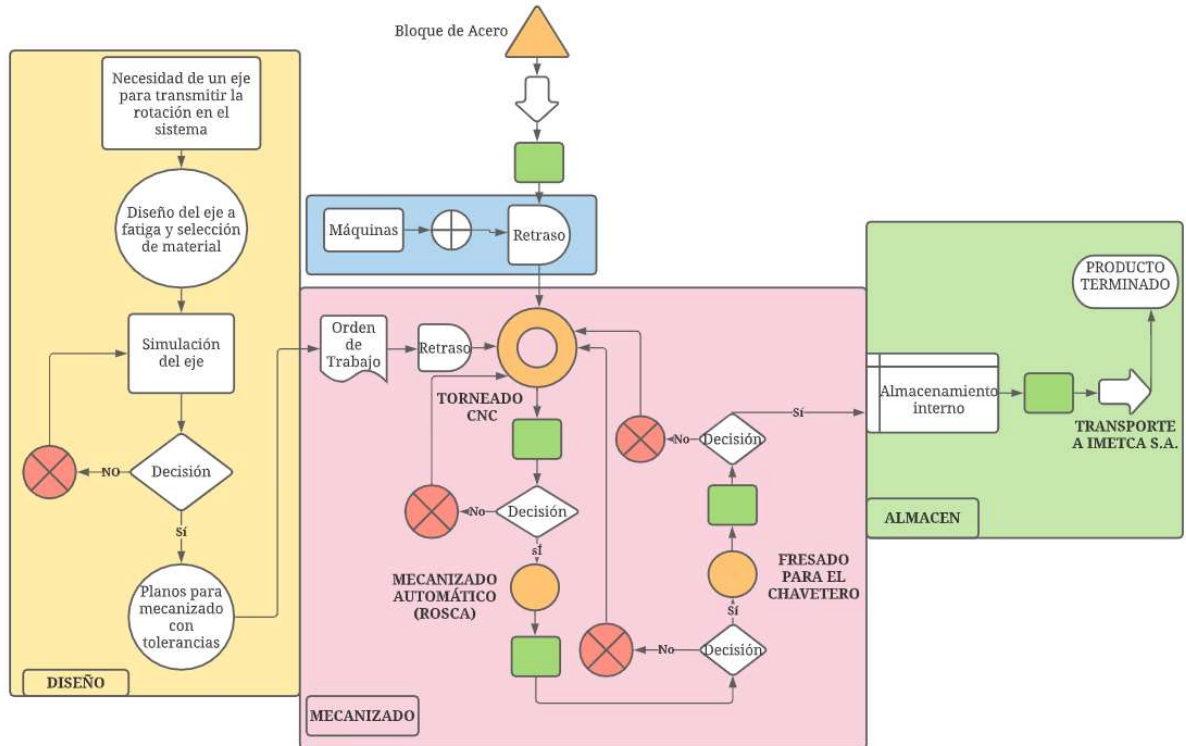


Figura 8 Manufactura de eje.

Principales problemas en la fabricación del eje: El eje se tornea en un CNC, en donde la precisión es crítica, debido a la gran importancia de las tolerancias para el ajuste de los rodamientos. Pese a la precisión de 0.001 [mm] de la CNC empleada, debido al desgaste y necesidad de centrado constante de la herramienta de corte, al final se debe emplear papel lija para conseguir las tolerancias necesarias, este proceso se debe realizar con extremo cuidado dado que, si la tolerancia se pasa o no se alcanzan los ajustes, el eje no podrá ser correctamente acoplado a los demás componentes.

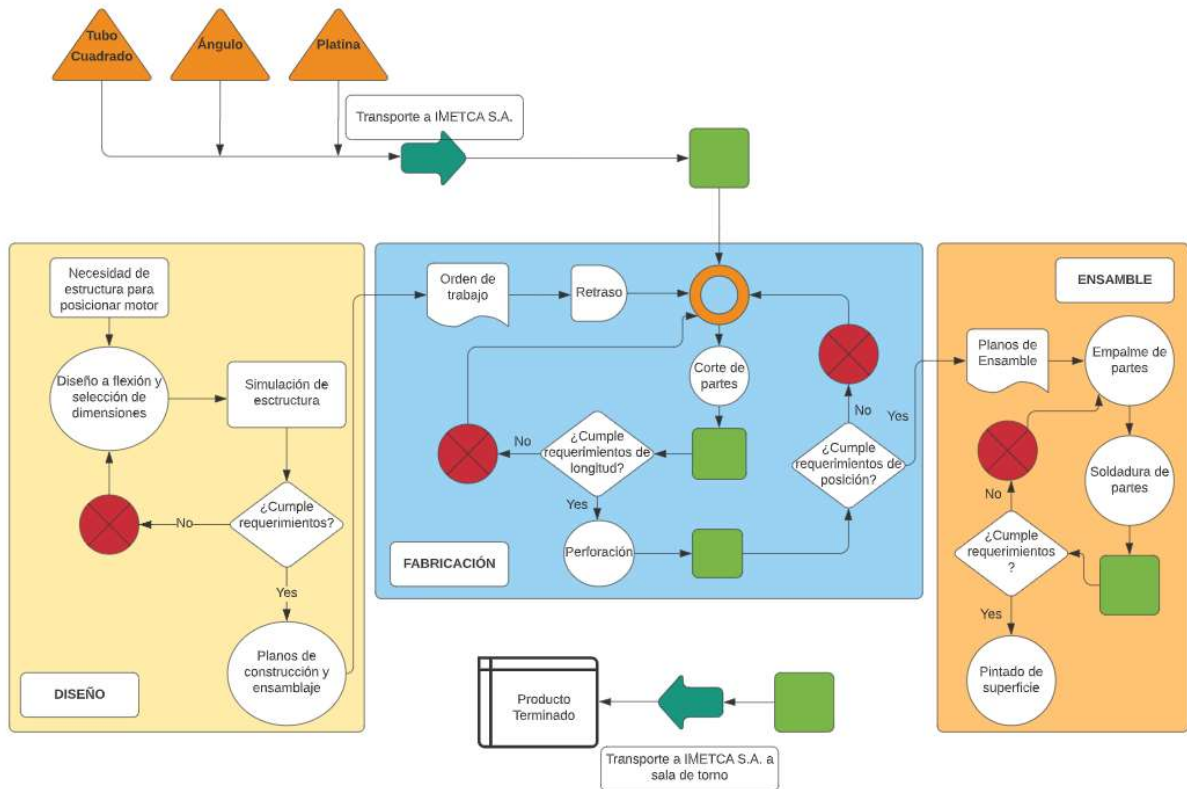


Figura 9 Manufactura de la base del charriot.

Principales problemas en la fabricación de la base del *charriot*: Los cortes de los tubos cuadrados en ángulo de 45° son importantes ya que deben realizarse con la mayor exactitud posible de manera que todos los tubos se unan al ras y no existan aristas separadas. Así mismo, para la unión de los tubos en una sola estructura final se empleó soldadura SMAW (electrodo E6013), donde la habilidad del operador determina el acabado de la estructura (sus niveles, ángulos, posición relativa de los tubos, etc.), así que es esencial que el operador tenga experiencia y realice un trabajo óptimo.

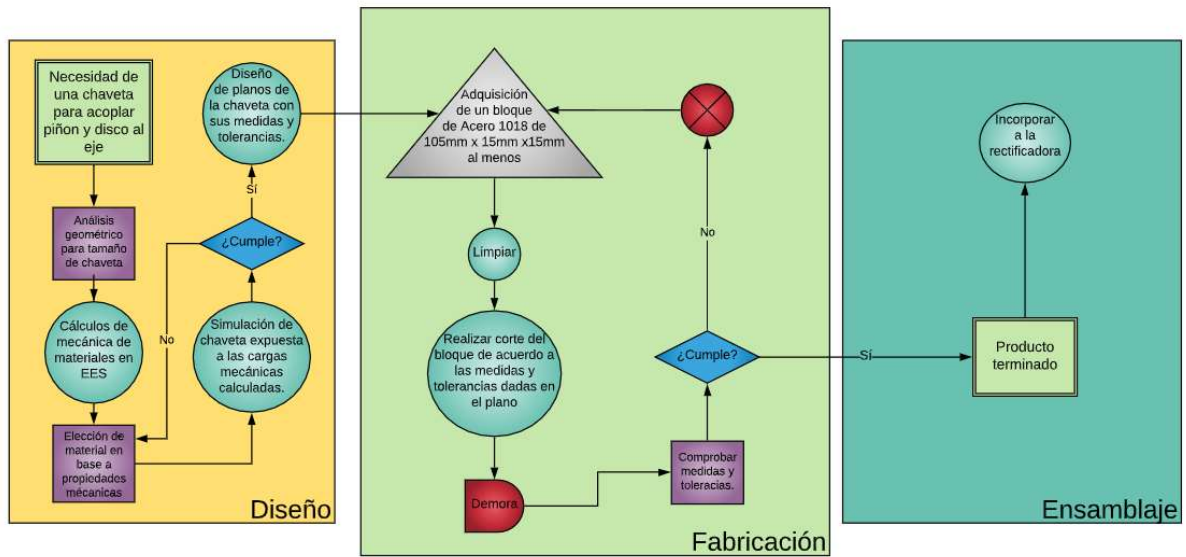


Figura 10 Manufactura de chaveta.

Principales problemas en la fabricación de la chaveta: Al momento del corte es importante realizarlo con una herramienta de alta precisión que permita obtener la tolerancia necesaria de la chaveta. De ello depende el ajuste que este componente tendrá con los demás, siendo crítico debido a que no puede existir un juego, pues los componentes deben ser totalmente estáticos entre sí.

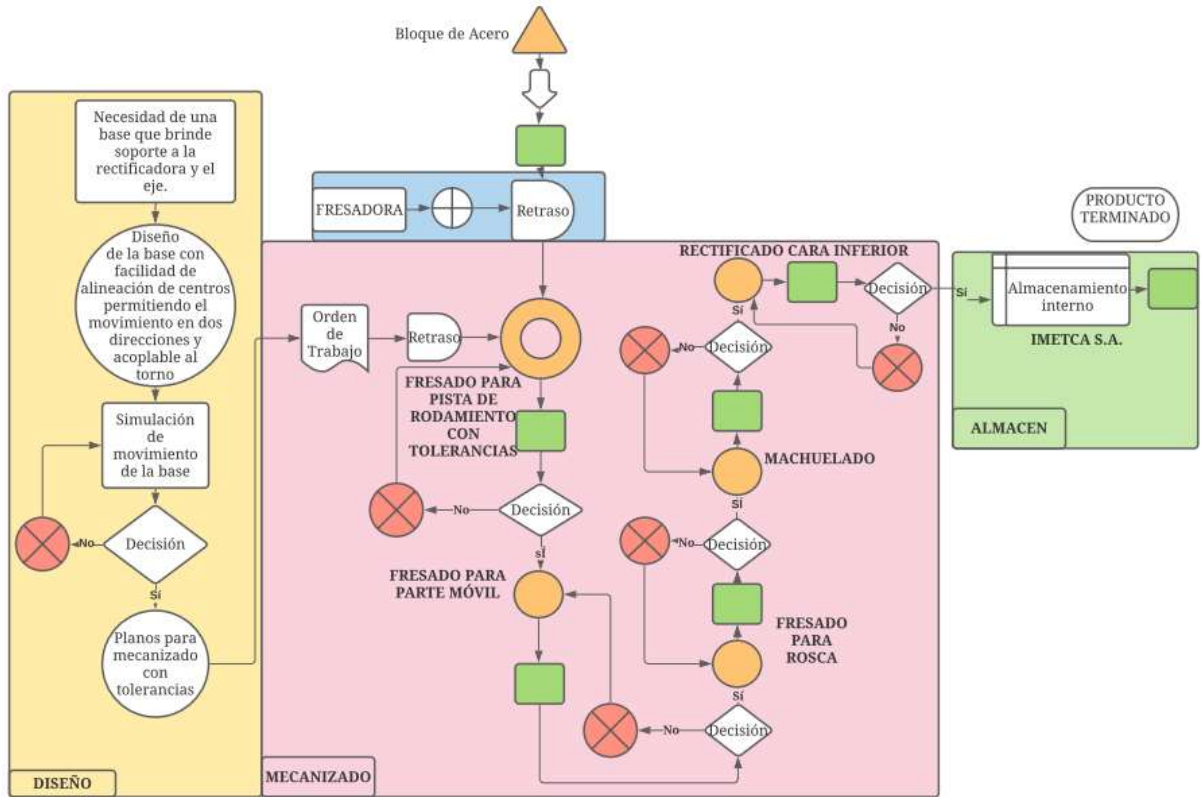


Figura 11. Base 1 móvil adaptable al torno

Principales problemas en la fabricación de la base superior móvil: La base superior cumple la función de permitir el movimiento en sentido perpendicular lateral de la rectificadora, con respecto a los rieles del torno. Esto la convierte en una pieza crítica debido a la precisión que debe tener para ajustarse al requerimiento del cliente. El fresado para realizar el hueco en donde se ubican los bronce que hacen posible la movilidad, debe realizarse con mucha precisión y un centrado exacto, pues la desviación de medidas y tolerancias de esta zona puede provocar errores al momento de la calibración de posición de la rectificadora. De igual manera, las tolerancias deben cuidarse en el alojamiento donde la pista del rodamiento cónico simple inferior irá acoplada, para que se dé un ajuste fijo.

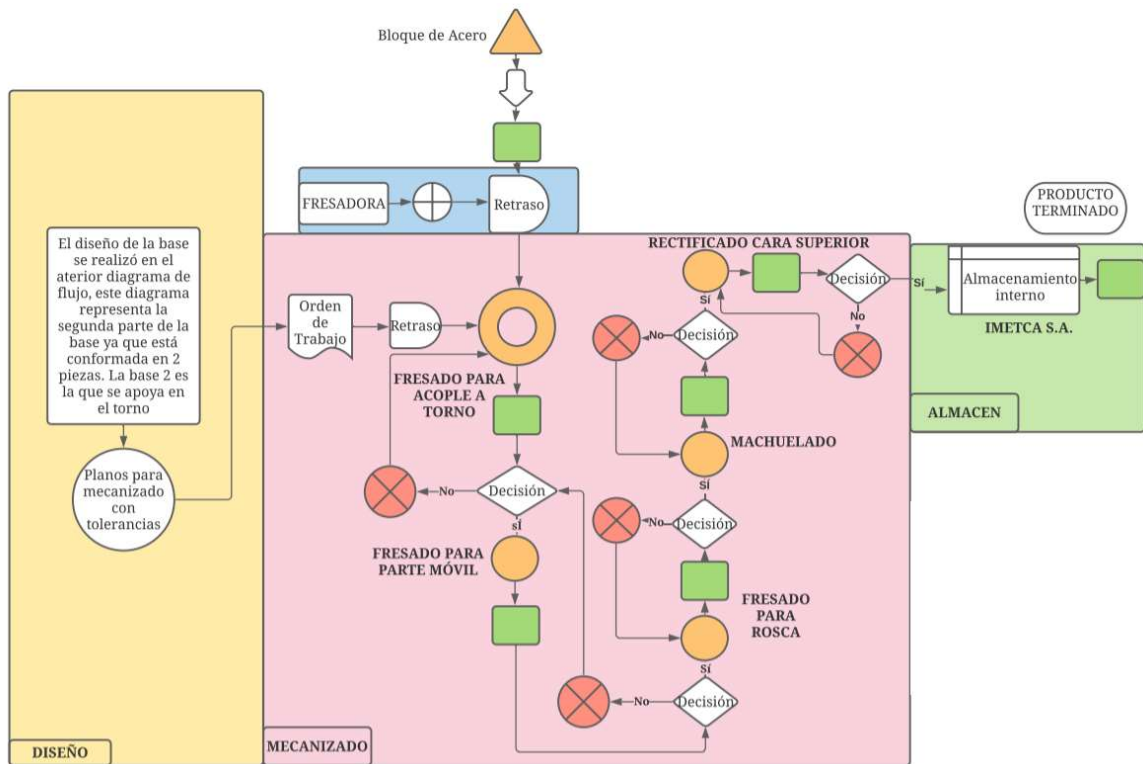


Figura 12. Base 2 fija adaptable al torno

Principales problemas en la fabricación de la base inferior fija adaptable al torno: Esta pieza resulta crítica en el agujero de asentamiento de bronce que permite el movimiento de la base superior, por lo cual un fresado exacto y un correcto centrado son igual de importantes que en la base móvil superior. Otra zona crítica es la región de asentamiento sobre los rieles del torno, ya que la geometría debe ser exacta para que coincida con los rieles en toda la superficie, asegurando un correcto acople y estabilidad de la rectificadora. Por ello, el maquinado de dicha región se debe realizar con cuidado y utilizando herramientas que permitan alcanzar la alta precisión y forma requerida.

ANÁLISIS INGENIERIL - CÁLCULOS

Cálculos para diseño del disco soporte

El disco base, a fin de evitar su deflexión, requiere diseñarse en función del peso de los componentes que producen carga excéntrica (Figura 4). El cálculo de la estructura final para los componentes se presenta más adelante.

Datos.

Tabla 5. Datos para el diseño del disco soporte

Masa total componentes (motor, base, <i>charriot</i>)	45 [kg]
Gravedad considerada	$9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$
Fuerza puntual	441.5 [N]
Diámetro disco	1210 [mm]
Material Acero Forjado al frío 1018, módulo de Young	205×10^3 [MPa]
Longitud base de <i>charriot</i> diseñada	200 [mm]

Análisis.

Para los cálculos se considera al disco como una viga rectangular dado que el peso de los componentes está únicamente en una sección del disco, aplicada una fuerza puntual en el extremo izquierdo a 505 [mm] desde el centro del disco que se considera como el empotramiento.

Con ayuda del software MDSolids, se determina las fuerzas cortantes y el momento flector máximo.

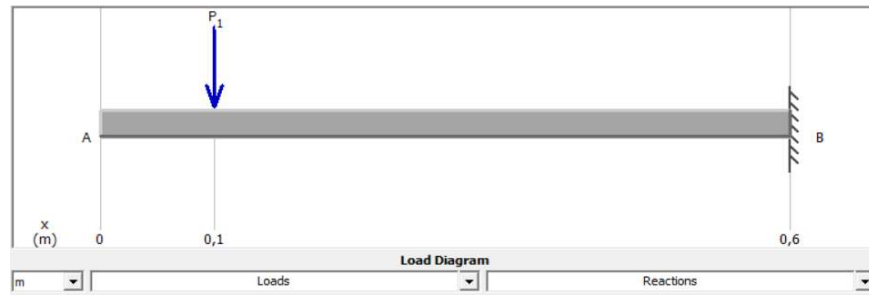


Figura 13. Diagrama de vista frontal del lado en donde se aplica el peso de los componentes en el disco

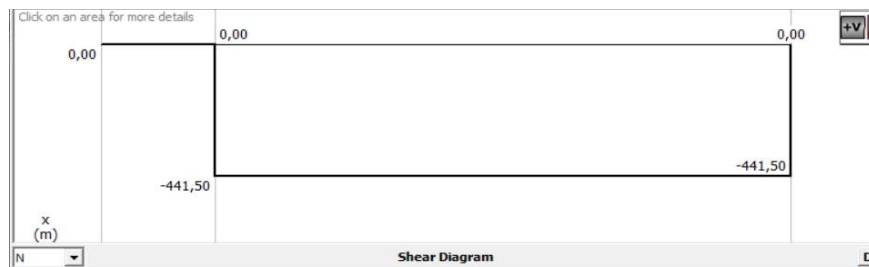


Figura 14. Diagrama de corte provocado por fuerza externa sobre extremo del disco soporte

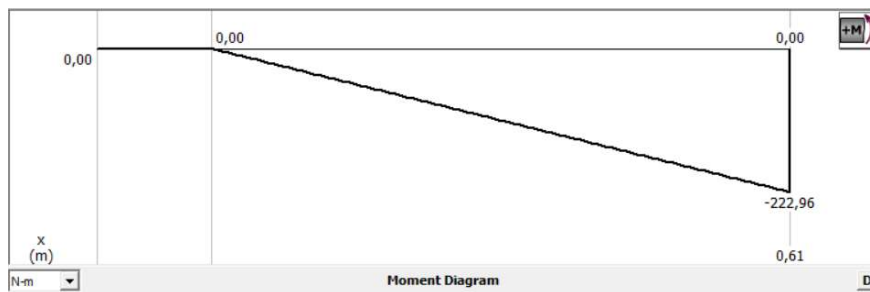


Figura 15. Diagrama de momento producido por fuerza externa sobre un extremo del disco soporte

Debido a que el diseño del disco es en deflexión, se debe emplear la siguiente ecuación para determinar el desplazamiento:

$$EIy'' = M(x)$$

Para determinar la inercia, esta se considera como una viga de sección transversal rectangular respecto al eje x.

$$I_x = \frac{1}{12} b \cdot h^3$$

Se calcula la pendiente y deflexión provocadas por la fuerza aplicada. Aquí, b será igual a 200 [mm], que es la longitud de la base del *charriot* y h será el espesor del disco a calcular. Se realizan iteraciones en el desplazamiento máximo que podría sufrir el disco si es sometido a dicha fuerza. Para ello, se realiza un corte en cualquier parte de la viga y se determinan el momento interior, reacciones y distancias nuevas.

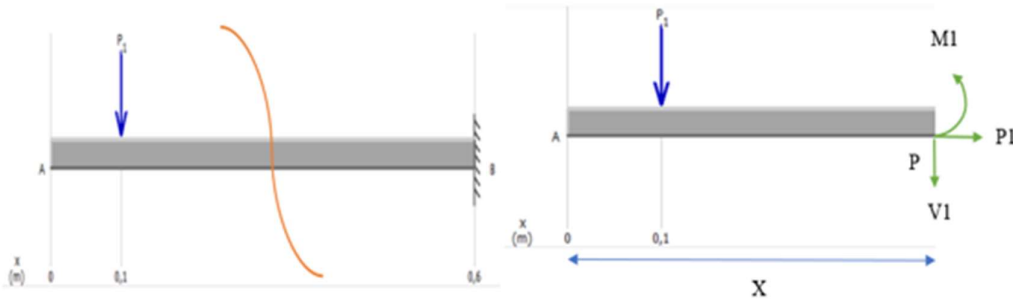


Figura 16. Sección de corte sobre extremo del disco soporte para cálculo de momento interno

Se encuentra la ecuación que rige el momento flector:

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_1 + (441.5 \text{ [N]})(x - 0.1 \text{ [m]}) = 0$$

Siguiendo la ecuación de la deflexión se determina la pendiente y el desplazamiento por medio de un proceso de integraciones.

$$y' = \frac{\left(-\frac{441.5}{2}x^2 + 44.15x + C_1\right) [N \cdot m^2]}{(E \cdot I) [N \cdot m^2]}$$

$$y'' = \frac{\left(-\frac{220.75}{3}x^3 + \frac{44.15}{2}x^2 + C_1x + C_2\right) [N \cdot m^3]}{(E \cdot I) [N \cdot m^2]}$$

Para encontrar las constantes C_1 y C_2 se consideran: $y' = 0$; $y = 0$; $x = 605 \text{ [mm]}$

Entonces:

$$C_1 = 54.09 \quad C_2 = -24.50$$

Obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$y' = \frac{\left(-\frac{441.5}{2}x^2 + 44.15x + 54.09\right) [N \cdot m^2]}{(E \cdot I) [N \cdot m^2]}$$

$$y'' = \frac{\left(-\frac{220.75}{3}x^3 + \frac{44.15}{2}x^2 + 54.09x - 24.50\right) [N \cdot m^3]}{(E \cdot I) [N \cdot m^2]}$$

Para las iteraciones del desplazamiento máximo que puede tener el disco se consideran valores muy pequeños en [mm] ya que es un parámetro crítico al momento de diseñar el disco porque depende de este la precisión de la máquina rectificadora. Se utilizó el programa de software EES (ANEXO A) para resolver las ecuaciones de deflexión y la inercia de la viga en donde se calculará para el espesor del disco, donde $x = 0$ obteniendo:

$$y_{max} = 0.15 [mm]$$

$$h = 33.32 [mm]$$

Además, el disco soporte irá unido mediante 6 pernos tipo *Allen* cabeza hexagonal con cuerpo roscado M10 x 60 con el piñón de 600 [mm] de diámetro para mayor soporte de la carga externa y para conducción de la energía cinética. Los cálculos y el análisis de los pernos están en el ANEXO B.

Simulación de carga del peso de componentes sobre disco, eje, y chaveta.

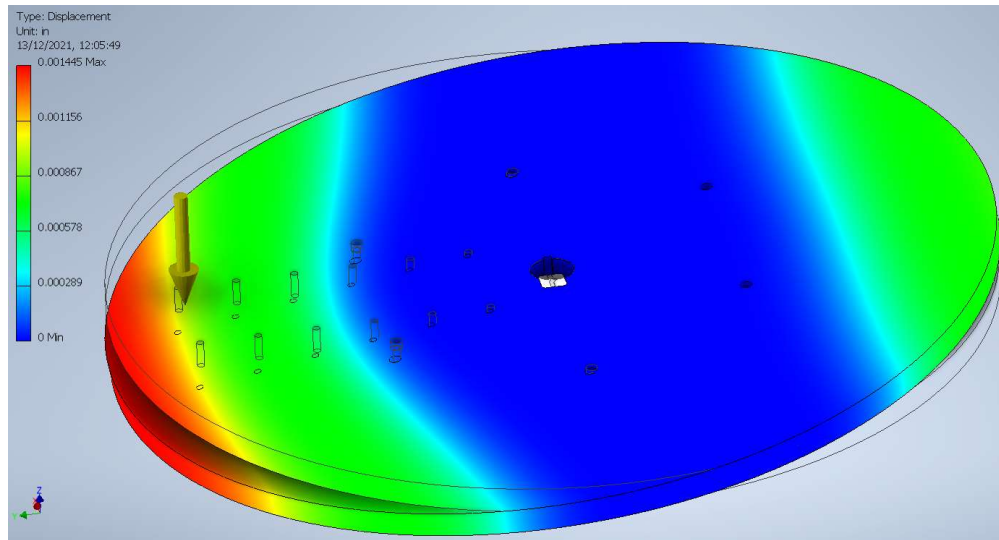


Figura 17. Simulación en Inventor de aplicación de carga sobre disco soporte. La escala muestra el desplazamiento en unidades de pulgadas

Diseñado bajo esos parámetros indicados anteriormente se tiene un desplazamiento máximo de 0.04 [mm]. Con esto se comprueba que las dimensiones obtenidas son las correctas ya que evitan que exista un desplazamiento considerable.

Cálculos para diseño del eje

Llegado a este punto, es necesario diseñar el eje que transmitirá el movimiento de rotación del piñón hacia el disco base. Este eje estará sometido bajo los siguientes esfuerzos:

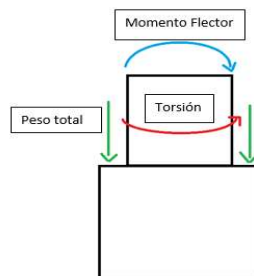


Figura 18. Diagrama de cuerpo libre del eje

Para diseñar el eje, se debe tener en consideración todos los esfuerzos involucrados, para ello se debe calcular las fuerzas correspondientes donde el material del eje es Acero 1018 con una densidad de $\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y un SUT = 440 [MPa].

Tabla 6. Datos para el cálculo de los esfuerzos del eje

	Disco	Piñón	Componentes (charriot, base de charriot y motor)
Diámetro	$D_{\text{disco}} = 1210 \text{ [mm]}$	$D_{\text{piñon}} = 600 \text{ [mm]}$	-----
Altura	$h_{\text{disco}} = 35 \text{ [mm]}$	$h_{\text{piñon}} = 70 \text{ [mm]}$	-----
Volumen	$\text{Vol}_{\text{disco}} = \pi * \left(\frac{D_{\text{disco}}}{2}\right)^2 * h_{\text{disco}}$ $\text{Vol}_{\text{disco}} = 0,04025 \text{ [m}^3\text{]}$	$\text{Vol}_{\text{piñon}} = \frac{\pi * \left(\frac{D_{\text{piñon}}}{2}\right)^2 * h_{\text{piñon}}}{2}$ $\text{Vol}_{\text{piñon}} = 0,009896 \text{ [m}^3\text{]}$	-----
Masa	$m_{\text{disco}} = \rho_{\text{disco}} * \text{Vol}_{\text{disco}}$ $m_{\text{disco}} = 315,9 \text{ [kg]}$	$m_{\text{piñon}} = \text{Vol}_{\text{piñon}} * \rho_{\text{disco}}$ $m_{\text{piñon}} = 77,68 \text{ [kg]}$	$m_{\text{comp}} = 45 \text{ [kg]}$
Peso	$F_{\text{disco}} = m_{\text{disco}} * g$ $F_{\text{disco}} = 3099 \text{ [N]}$	$F_{\text{piñon}} = m_{\text{piñon}} * g$ $F_{\text{piñon}} = 762,2 \text{ [N]}$	$F_{\text{comp}} = m_{\text{comp}} * g$ $F_{\text{comp}} = 441,5 \text{ [N]}$

Peso total.

Esta fuerza permite encontrar los esfuerzos en compresión

$$P_{\text{peso}} = F_{\text{piñon}} + F_{\text{comp}} + F_{\text{disco}} = 4352 \text{ [N]}$$

Torque del servomotor ejercido en el piñón.

El cálculo del torque del motor en el piñón, se muestra en la sección siguiente:

$$T_{\text{torquepiñon}} = 32.67 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Momento generado por los componentes.

El momento es dado por el peso del *charriot*, mesa base del *charriot* y el motor del abrasivo.

$$M_{\text{Ocomp}} = F_{\text{comp}} * \left(\left(\frac{D_{\text{disco}}}{2} \right) - t \right)$$

Donde $t = 0.1$ [m] para la ubicación del peso de los componentes

$$M_{o_{comp}} = 222,9 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Esfuerzos en el eje.

Para hallar los esfuerzos en el eje, se emplea las siguientes ecuaciones:

Esfuerzo en compresión.

$$\sigma_{comp} = \frac{P_{peso}}{\pi * \left(\frac{D_{eje}}{2}\right)^2}$$

Esfuerzo en flexión.

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{o_{comp}} * \frac{D_{eje}}{2}}{\left(\frac{1}{4}\right) * \pi * \left(\frac{D_{eje}}{2}\right)^4}$$

Esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{T_{torquemotor} * \frac{D_{eje}}{2}}{\frac{\pi}{2} * \left(\frac{D_{eje}}{2}\right)^4}$$

Debido a que el eje se encuentra en fatiga, es necesario emplear los cálculos correspondientes.

Factores de Marín.

Las gráficas para la selección de los valores de los factores de Marín se encuentran en ANEXOS C.

K_a - Factor de la superficie.

$$k_a = a * SUT^b$$

$$SUT = 440 \text{ [MPa] del acero AISI 1018}$$

$$a = 4.51 \text{ [MPa]}; b = -0,265 \text{ [-]}$$

$$k_a = 23103 \text{ [-]}$$

Kb - Factor de tamaño.

$$k_b = 0,91 * D_{eje}^{-0,157}$$

Ke – Factor de fiabilidad al 99%.

$$k_e = 0,814 [-]$$

Los demás factores de Marín no son tomados en cuenta por las condiciones de diseño.

Ecuación de Marín.

Una vez encontrado los factores de Marín, se debe calcular el límite de resistencia

$$S_e = k_a * k_b * k_e * SUT * 0,5$$

A continuación, se debe calcular los factores de concentración de estrés por fatiga (Kf) y el factor de concentradores de esfuerzos (Kt). Para ello se asume las siguientes relaciones de radios de acuerdo y diámetros del eje. Siendo Deje el diámetro menor.

$$\frac{r}{D_{eje}} = 0,1 \quad \frac{D}{D_{eje}} = 1,5$$

Figure A-15-9

Round shaft with shoulder fillet in bending. $\sigma_0 = Mc/I$, where $c = d/2$ and $I = \pi d^4/64$.

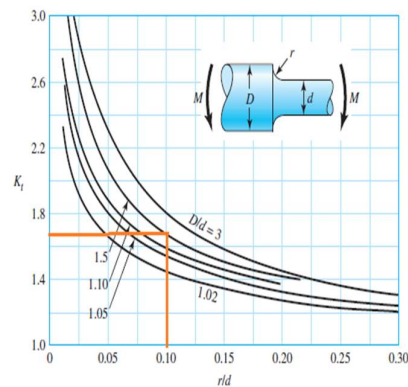


Figura 19. Selección del factor Kt en flexión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 1036)

$$K_{tm} = 1,66 [-]$$

Figure A-15-8

Round shaft with shoulder fillet in torsion. $\tau_0 = Tc/J$, where $c = d/2$ and $J = \pi d^4/32$.

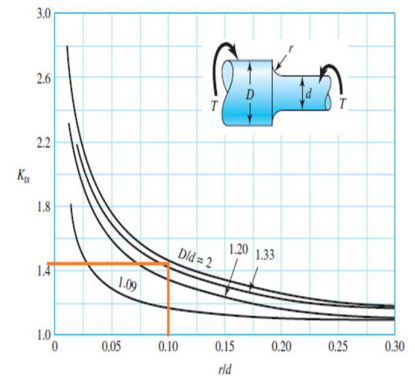


Figura 20. Selección del factor Kts en torsión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 1036)

$$K_{ts} = 1,45 [-]$$

Figure A-15-7

Round shaft with shoulder fillet in tension. $\sigma_0 = F/A$, where $A = \pi d^2/4$.

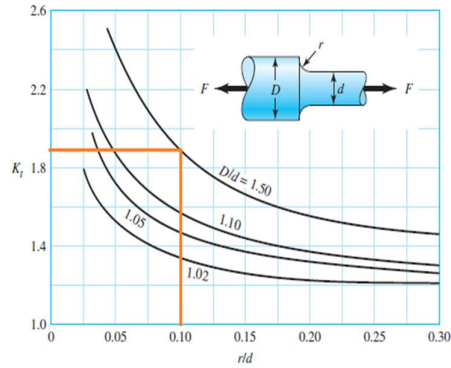


Figura 21. Selección del factor K_{tc} en tensión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 1036)

$$K_{tc} = 1,9$$

Luego, por medio de tablas se encuentra la sensibilidad a la muesca o *Notch-Sensitivity* (q) según corresponda el tipo de carga. Para ello se emplea las propiedades el material AISI 1018.

Figure 6-20

Notch-sensitivity charts for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of q corresponding to the $r = 0.16$ -in (4-mm) ordinate. (From George Sines and J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.)

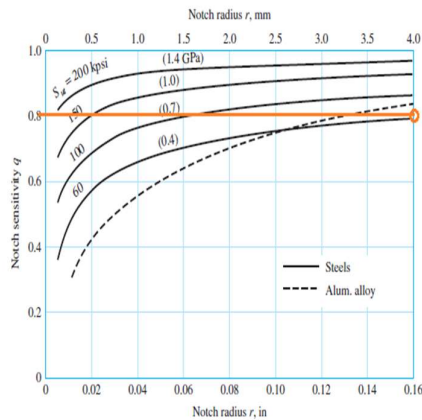


Figura 22. Selección del factor q en flexión y tensión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 303)

$$q = 0,8$$

Figure 6-21

Notch-sensitivity curves for materials in reversed torsion. For larger notch radii, use the values of q_{shear} corresponding to $r = 0.16$ in (4 mm).

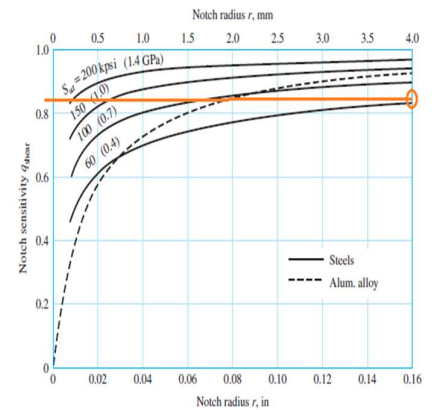


Figura 23. Selección del factor q_s en torsión (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 304)

$$q_s = 0,85$$

Factor de fatiga con concentrador de esfuerzos.

$$K_{fc} = 1 + q * (K_{tc} - 1) = 1,44 [-]$$

$$K_{fm} = 1 + q * (K_{tm} - 1) = 1,56 [-]$$

$$K_{fs} = 1 + q_s * (K_{ts} - 1) = 1,298 [-]$$

Esfuerzos reales con el factor de fatiga.

Una vez hallado los factores de fatiga, se determina los esfuerzos reales.

$$\sigma_{\text{comp}_{\text{real}}} = K_{fc} * \sigma_{\text{comp}}$$

$$\sigma_{\text{flex}_{\text{real}}} = K_{fm} * \sigma_{\text{flex}}$$

$$\tau_{\text{real}} = K_{fs} * \tau$$

Diseño del eje a fatiga.

Para determinar los esfuerzos a fatiga, es necesario calcular los esfuerzos de amplitud y medio.

$$\sigma_1 = -\sigma_{\text{comp}_{\text{real}}} + \sigma_{\text{flex}_{\text{real}}}$$

$$\sigma_3 = \tau_{\text{real}}$$

$$\sigma_a = \text{sqrt}(3 * (\sigma_3)^2)$$

$$\sigma_m = \text{sqrt}(\sigma_1^2)$$

Teoría de Goodman para el factor de seguridad.

En el presente caso, se emplea un factor de seguridad de 5 con el objetivo de hallar los diámetros necesarios para el diseño del eje. Para ello se emplea el software EES programa que realiza la respectiva interpolación.

$$\left(\frac{\sigma_a}{Se}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{SUT}\right) = \frac{1}{FS}$$

$$FS = 5$$

Cálculos del torque del servomotor.

Para determinar el torque necesario, se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$T_{\text{servomotor}} = I * \alpha$$

Debido a que la Inercia no es de un solo objeto, se debe realizar la suma de las inercias correspondientes a un eje de rotación, en este caso el eje diseñado.

Inercia del disco base.

La inercia corresponde a la de un cilindro cuyo eje de rotación está en el centro de este.

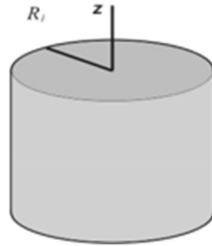


Figura 24. Diagrama del cilindro con el eje de rotación z en el centro

$$I_{disco} = \left(\frac{1}{2}\right) * \left(m_{disco} * \left(\frac{D_{disco}}{2}\right)^2\right)$$

Inercia del piñón.

En el caso del piñón, se asume que es un disco completo sin tomar en cuenta los hilos helicoidales.

$$I_{piñon} = \left(\frac{1}{2}\right) * \left(m_{piñon} * \left(\frac{D_{piñon}}{2}\right)^2\right)$$

Inercia componentes.

Se asume que es un cubo desplazado del eje a 450 [mm] desde el centro del eje

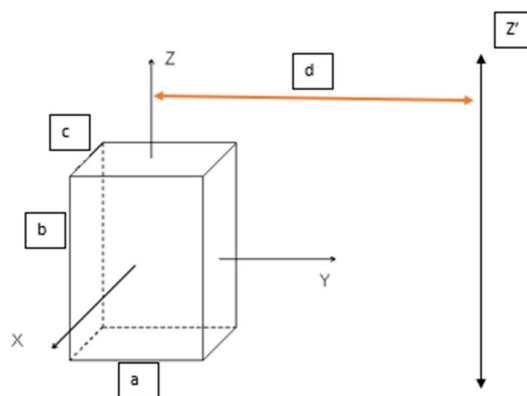


Figura 25. Diagrama de cuerpo para la inercia con rotación en el eje z' desplazado

Para determinar la inercia de un cubo a un eje desplazado, se debe realizar la siguiente triple integral donde $d_{in} = 450 [mm]$; $b_{dist} = 400 [mm]$; $c_{dist} = 200 [mm]$ y $a_{dist} = 200 [mm]$

$$I_{z'} = \frac{m}{abc} \int_{-\frac{c}{2}}^{\frac{c}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} (x^2 + (y + d)^2) dx dy dz$$

$$I_{z'} = \frac{m * (c^2 + 12d^2 + a^2)}{12}$$

$$I_{comp} = \left(\frac{m_{comp}}{12} \right) * (a_{dist}^2 + c_{dist}^2 + 12 * d_{in}^2)$$

Inercia del eje.

Para determinar la inercia del eje, a este se le dividió en 4 secciones cilíndricas con rotación en el eje central

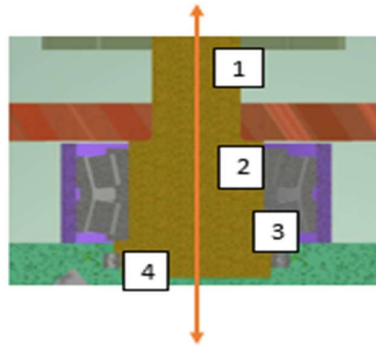


Figura 26. Secciones del eje para determinar la inercia

Datos de las distintas dimensiones del eje:

$$r_{eje_1} = 30 [mm]$$

$$h_{eje_1} = 109 [mm]$$

$$r_{eje_2} = 45 [mm]$$

$$h_{eje_2} = 80 [mm]$$

$$r_{eje_3} = 55 [mm]$$

$$h_{eje_3} = 10 [mm]$$

$$r_{eje_4} = 50 [mm]$$

$$h_{eje_4} = 28 [mm]$$

Para determinar el volumen y la inercia de las diferentes secciones se emplea las siguientes ecuaciones:

$$V_{eje_n} = \pi * r_{eje_n}^2 * h_{eje_n}$$

$$I_{eje_n} = \left(\frac{\rho_{material} * V_{eje_n}}{2} \right) * r_{eje_n}^2$$

Una vez obtenido las inercias correspondientes, se debe calcular la aceleración angular necesaria para la rotación del disco base. Para ello, se utilizó tablas en el cual se determina los diferentes parámetros de rectificado (*1.8.- Parámetros de Rectificado. | DPMCM02.- Procesos de Mecanizado Por Abrasión, Electroerosión y Especiales., n.d.*)

TIPO DE RECTIFICADO	MATERIAL A MECANIZAR	Vm DE LA MUELA (m/s)	Vp DE LA PIEZA (m/min)	A ₁ (mm/vuelta de la pieza) A=anchura muela	p (mm)
Cilíndrico exterior	Acero suave.	29 - 33	12 - 25		
	Acero templado.	20 - 28	10 - 18	Desbaste: 0,5A - 0,8A	Desbaste: 0,04
	Fundición.	20 - 30	14 - 22	Acabado: 0,1A - 0,2A	Acabado: 0,005
	Aleaciones ligeras.	16 - 20	16 - 30		

Figura 27. Parámetros de velocidades de corte en el rectificado (BIRTLH, s.f.)

Dado que la bola de la válvula por lo general es hecha de acero inoxidable o un acero resistente, se emplea los parámetros de rectificado marcados anteriormente. Empleando las relaciones correspondientes a las velocidades, se obtiene los siguientes valores:

Ancho de la copa.

Para definir la velocidad de avance de la mesa, se necesita determinar el ancho de la copa abrasiva para el rectificado.

$$A_c = 70 [mm]$$

Velocidad de desplazamiento del disco soporte [m/rev].

Es la velocidad a la cual debe avanzar el disco para el desbaste respectivo.

$$A_L = 0,8 * A_c$$

Velocidad de la muesca.

Hace referencia a la velocidad del abrasivo (copa).

$$V_m = 28 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Velocidad de la pieza.

Esta velocidad corresponde al giro de la pieza a rectificar, en este caso la válvula.

$$V_p = 0,3 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Perímetro Válvula.

$$r_{valvula} = 304.8 [mm]$$

$$S_{valvula} = 2 * pi * r_{valvula}$$

Tiempo de giro de una vuelta de la válvula.

$$t_{girovalvula} = \frac{S_{valvula}}{V_p}$$

Velocidad de avance.

$$V_{avancedel disco} = A_L / t_{girovalvula}$$

Velocidad angular de rotación del disco base.

$$\theta = V_{avancedel disco} * \left(\frac{1}{pi * \left(\frac{D_{disco}}{2} \right)} \right)$$

$$t_{serv} = 0,01[s]$$

$$\alpha = \frac{\theta}{t_{serv}}$$

Torque necesario para rotar el piñón.

$$T_{torquepiñon} = (I_{disco} + I_{piñon} + I_{comp} + I_{eje_1} + I_{eje_2} + I_{eje_3} + I_{eje_4}) * \alpha$$

Para determinar el torque necesario en el piñón del servomotor, se emplea las siguientes relaciones.

$$r_{servo} = 0,05[m] ; \text{Radio del piñón menor}$$

$$\left(\frac{T_{torquepiñon}}{\frac{D_{piñon}}{2}} \right) = \left(\frac{T_{torqueserv}}{r_{servo}} \right)$$

$$\left(\frac{\theta_1}{\theta} \right) = \frac{D_{piñon}}{2 r_{servo}}$$

$$\text{Potencia} = T_{torqueserv} * \theta_1$$

Se obtienen los siguientes resultados calculados en el software EES:

Unit Settings: SI C Pa J mass deg					
a = 4,510E+06 [Pa]	$\alpha = 0,4615$ [rad/s ²]	A _c = 0,07 [m]	a _{dist} = 0,2 [m]	A _L = 0,056 [m/rev]	b = -0,265 [-]
b _{dist} = 0,4 [m]	c _{dist} = 0,2 [m]	$\beta = 0,04948$ [m]	D _{disco} = 1,21 [m]	D _{serv} = 0,03299 [m]	d _m = 0,45 [m]
D _{piñon} = 0,6 [m]	FS = 5 [-]	F _{comp} = 441,5 [N]	F _{disco} = 3099 [N]	F _{eje} = 134 [N]	F _{piñon} = 762,1 [N]
g = 9,81 [m/s ²]	h _{disco} = 0,035 [m]	h _{eje,1} = 0,09 [m]	h _{eje,2} = 0,08 [m]	h _{eje,3} = 0,01 [m]	h _{eje,4} = 0,019 [m]
h _{piñon} = 0,07 [m]	I _{disco} = 9,413 [kg-m ²]	I _{disco} = 57,82 [kg-m ²]	I _{eje,1} = 0,0008989 [kg-m ²]	I _{eje,2} = 0,004045 [kg-m ²]	I _{eje,3} = 0,01805 [kg-m ²]
I _{eje,4} = 0,02343 [kg-m ²]	I _{piñon} = 3,496 [kg-m ²]	I _{total} = 70,77 [kg-m ²]	K _a = 23103 [-]	K _b = 1,555 [-]	K _e = 0,814 [-]
K _{fc} = 1,72 [-]	K _{fm} = 1,528 [-]	K _{fs} = 1,383 [-]	K _{tc} = 1,9 [-]	K _{tm} = 1,66 [-]	K _{ts} = 1,45 [-]
M _o comp = 222,9 [N*m]	m _{comp} = 45 [kg]	m _{disco} = 315,9 [kg]	m _{eje} = 13,66 [kg]	m _{piñon} = 77,68 [kg]	o = 0,004615 [rad/s]
o ₁ = 0,02769 [rad/s]	Potencia = 0,1508 [W]	P _{peso} = 4303 [N]	q = 0,8 [-]	q _s = 0,85 [-]	r = 0,003299 [m]
p _{disco} = 7850 [kg/m ³]	r _{eje,1} = 0,03 [m]	r _{eje,2} = 0,045 [m]	r _{eje,3} = 0,11 [m]	r _{eje,4} = 0,1 [m]	r _{servo} = 0,05 [m]
r _{valvula} = 0,3048 [m]	Se = 6,432E+12 [Pa]	σ ₁ = 8,800E+07 [Pa]	σ ₃ = 6,407E+06 [Pa]	σ _a = 1,110E+07 [Pa]	σ _{comp} = 5,035E+06 [Pa]
σ _{comp,real} = 8,659E+06 [Pa]	σ _{flex} = 6,326E+07 [Pa]	σ _{flex,real} = 9,666E+07 [Pa]	σ _m = 8,800E+07 [Pa]	SUT = 4,400E+08 [Pa]	S _{valvula} = 1,915 [m]
t = 0,1 [m]	thao = 4,634E+06 [Pa]	thao _{real} = 6,407E+06 [Pa]	t _{girovalvula} = 6,384 [s]	t _{serv} = 0,01 [s]	T _{torquepiñon} = 32,67 [N*m]
T _{torqueserv} = 5,444 [N*m]	Vol _{disco} = 0,04025 [m ³]	Vol _{piñon} = 0,009896 [m ³]	V _{avancedischo} = 0,008772 [m/s]	V _{eje,1} = 0,0002545 [m ³]	V _{eje,2} = 0,0005089 [m ³]
V _{eje,3} = 0,0003801 [m ³]	V _{eje,4} = 0,0005969 [m ³]	V _m = 28 [m/s]	V _p = 0,3 [m/s]	V _{totalaje} = 0,00174 [m ³]	

Figura 28. Resultados del eje y torque del motor en ESS.

En la presente imagen se tiene los diámetros correspondientes para el eje y el cálculo del torque necesario que debe emplear el servomotor para el rectificado.

Simulación del eje.

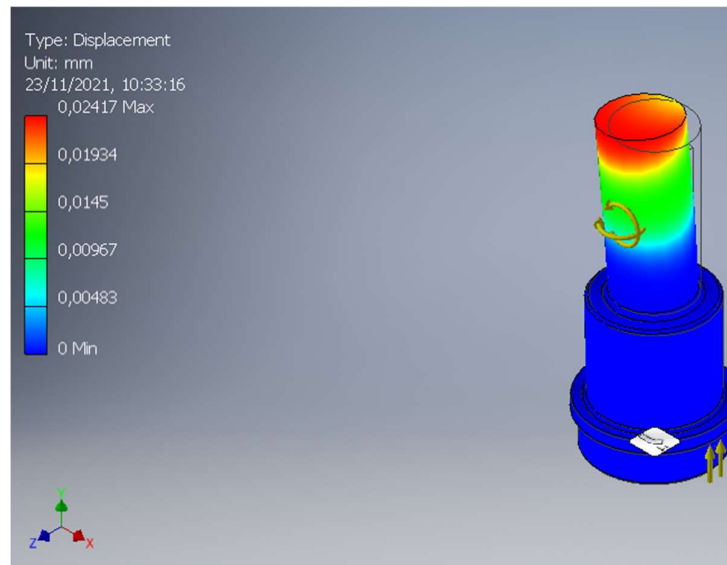


Figura 29. Desplazamiento del eje con las cargas completas.

Descripción de la figura: La presente imagen indica que se cumplen con los requerimientos planteados puesto que el desplazamiento generado por el momento flector de los componentes es de 0.02417 [mm] en la cabeza del eje.

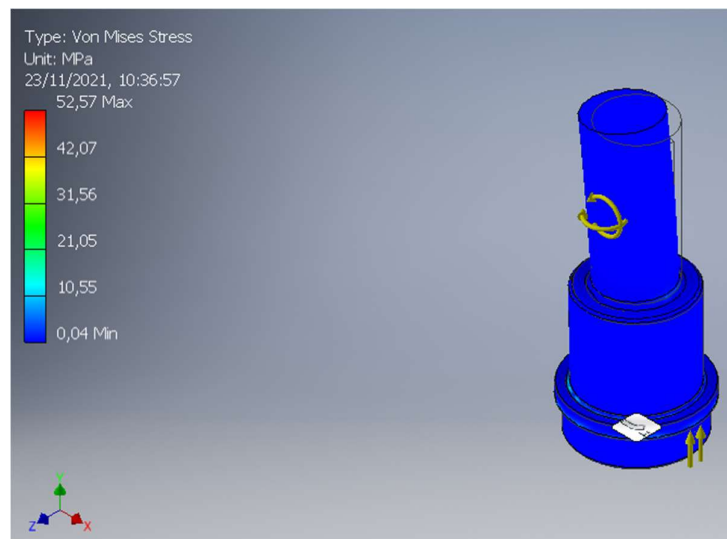


Figura 30. Esfuerzos de Von Mises en el eje.

Descripción de la Figura: Las fuerzas colocadas son el peso total de los componentes, torque del piñón y el momento flector que genera los componentes. El esfuerzo máximo es de 52.75 [MPa] con un factor de seguridad de 3.42.

Cálculos para el diseño de base del *charriot*

Para el diseño de la estructura se optó por emplear tubo cuadrado de acero en bajo carbono debido a su coste, propiedades mecánicas, geometría y disponibilidad en mercado (DIPAC Manta, 2020). Los cálculos dimensionales del tubo cuadrado se determinaron por medio de iteraciones manteniendo como parámetro principal que la estructura no debe flejar más de 0.03 [mm].

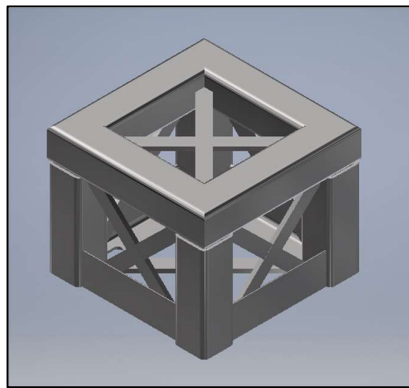


Figura 31. Estructura de soporte para charriot

Descripción de la Figura: Se presenta la estructura elegida para realizar los diversos cálculos e iteraciones según correspondan los esfuerzos.

Para realizar los respectivos cálculos se toma en consideración la masa de los componentes descrita en la siguiente tabla:

Tabla 7. Datos para el diseño de la estructura del charriot

Componentes	<i>Charriot</i>	Motor del Abrasivo	Copa Abrasiva
Masa [kg]	20	9.5	0.5

Análisis.

Uno de los esfuerzos críticos en el soporte para el *charriot* es la flexión del tubo cuadrado en posición horizontal, debido a la influencia que tiene en el alineamiento de la copa abrasiva con la esfera a rectificar. Como se observa en la figura 31 el peso de los componentes fleja 4 de los tubos cuadrados.

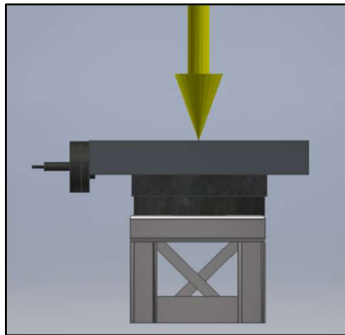


Figura 32. Peso de componentes actuando sobre estructura

Se usa la siguiente fórmula para encontrar el esfuerzo en flexión en cada tubo.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

El peso de los componentes se reparte sobre los 4 soportes de 200 [mm] de largo como carga distribuida. Se seleccionó esta longitud puesto que la base circular del *charriot* tiene un diámetro de 194 [mm], a fin de alcanzar toda la circunferencia.

La carga distribuida en cada soporte es de: $w = 375 \left[\frac{N}{m} \right]$

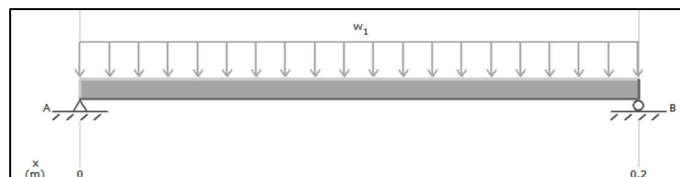


Figura 33. Esquema de viga bajo carga distribuida

Descripción de la Figura: Se presenta una simplificación de la estructura de tubo cuadrado horizontal para un mejor análisis de cargas.

Las fuerzas que se transmiten a los soportes verticales son las reacciones que tiene el tubo horizontal superior en sus extremos. Para hallar estas reacciones, se resuelve mediante la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019).

$$R_A = \frac{w l}{2}$$

$$R_A = 37.5 [N] ; R_B = 37.5 [N]$$

Con la ayuda del software *MDSolids*, se procede a encontrar la distribución de las fuerzas cortantes y el momento flector a lo largo del tubo cuadrado (figura 33/34). Corroborando los resultados teóricos dados por las ecuaciones tomadas del libro de Shigley (Budynas & Nisbett, 2019).

$$V(x) = \frac{w l}{2} - w \cdot x$$

$$V(0) = 37.5 [N] \quad ; \quad V(0.1[m]) = 0 \quad ; \quad V(0.2[m]) = -37.5 [N]$$

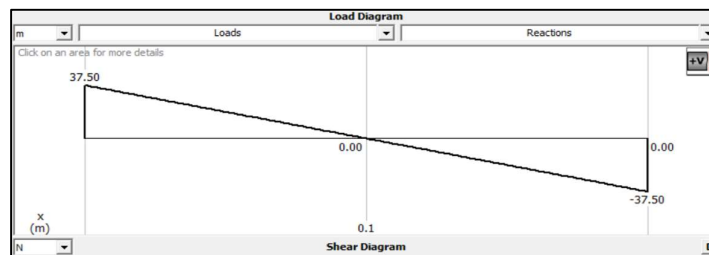


Figura 34. Diagrama de fuerzas cortante para soporte horizontal

$$M(x) = \frac{w \cdot x}{2} (l - x)$$

$$M(0) = 1.88 [N \cdot m]$$

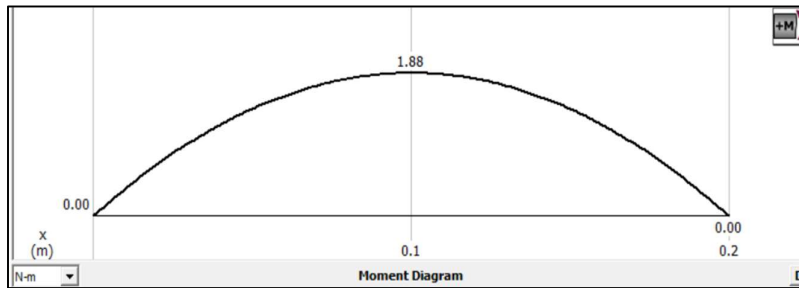


Figura 35. Diagrama de momento flector para soporte horizontal

Para encontrar la inercia de la viga se requiere contar con sus dimensiones. Estas se seleccionaron mediante un proceso iterativo en función de la disponibilidad del mercado local que se observa en la figura 35. Seleccionando un tubo cuadrado ISO 40x40x2.5 de acero bajo en carbono SAE J403 1008 (DIPAC Manta, 2020).

Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A	Espesor	Peso	Área	I	W	i
mm	mm (e)	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	8.48	1.91

Figura 36. Especificaciones dimensionales de tubo cuadrado de DIPAC Manta

Descripción de la Figura: Se presenta las dimensiones disponibles en mercado, con el objetivo de elegir un diseño que su construcción sea viable localmente.

La inercia del tubo cuadrado se calcula mediante la resta de la inercia del perfil externo menos la parte interna hueca (Budynas & Nisbett, 2019).

$$I_{sq} = \frac{b (h^4)}{12}$$

$$I = I_{sq1} - I_{sq2} = 8.83E - 8[m^4]$$

Por la simetría del tubo cuadrado el plano neutro se encuentra en el eje geométrico, es así como $c = 20 [mm]$

Obteniendo el esfuerzo en flexión de:

$$\sigma = 424\,779 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Dado que el esfuerzo de fluencia del material es de $S_y=370 [MPa]$ mucho mayor al esfuerzo provocado por el momento flector máximo, no existe fluencia. Por otro lado, para evitar la deflexión se diseña la estructura en base al momento flector máximo. A partir del libro de Shigley se toma la ecuación para encontrar la deflexión máxima (Budynas & Nisbett, 2019).

$$y_{max} = \frac{5 w L_0^4}{384 E I}$$

$$y_{max} \approx 4.42 \times 10^{-4} [mm]$$

Se compara la deflexión encontrada con una deflexión permisible sugerida por el cliente para evitar vibración $y=1 \times 10^{-3} [mm]$. Obteniendo una relación admisible para el proyecto de:

$$\frac{y}{y_{max}} = 2.26$$

NOTA: En esta sección se tomó en cuenta únicamente los esfuerzos críticos. Otros esfuerzos presentes en la estructura se encuentran en el ANEXO D.

A fin de corroborar que la estructura no se deforma fuera de los límites requeridos se realiza la simulación observada en la figura 36. Se determina mediante simulación y teóricamente que la estructura es adecuada para cumplir con el objetivo a realizar.

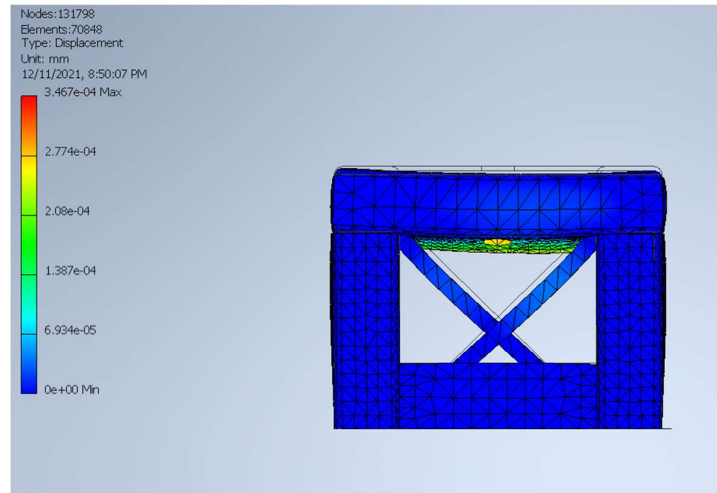


Figura 37. Simulación de la estructura

Descripción de la Figura: Se presenta los resultados de simulación donde se encuentra que el desplazamiento máximo en la estructura es de 3.467×10^{-4} [mm], menor al límite permisible, que se traduce en una estructura con dimensiones adecuadas. Además, se corroboran los resultados teóricos mediante la simulación.

Cálculos de la chaveta

Se determinó que es seguro trabajar con la chaveta establecida, de 101 [mm] de longitud, y 12 x 12 [mm], teniendo esta un factor de seguridad de 77.57. Asegurando así una vida útil larga y capaz de soportar fatiga con una vida infinita. Los cálculos para el diseño de este componente se presentan en el ANEXO E, mismos que se basaron en la norma DIN 6885B.

Cálculos para la selección de rodamientos

Para el presente diseño de la rectificadora se emplearán dos rodamientos cónicos, los cuales se acoplarán entre la base de riel de la rectificadora, y el eje central. El uso de ambos rodamientos es con el fin de que el eje tenga libre rotación y su peso sea soportado

de tal manera que la rectificadora cumpla su acometido de manera correcta, se seleccionan rodamientos cónicos debido a que el peso se aplica de manera axial, y la fuerza generada por el torque en sentido radial.

En el siguiente gráfico se aprecia la representación gráfica de los rodamientos ya acoplados:

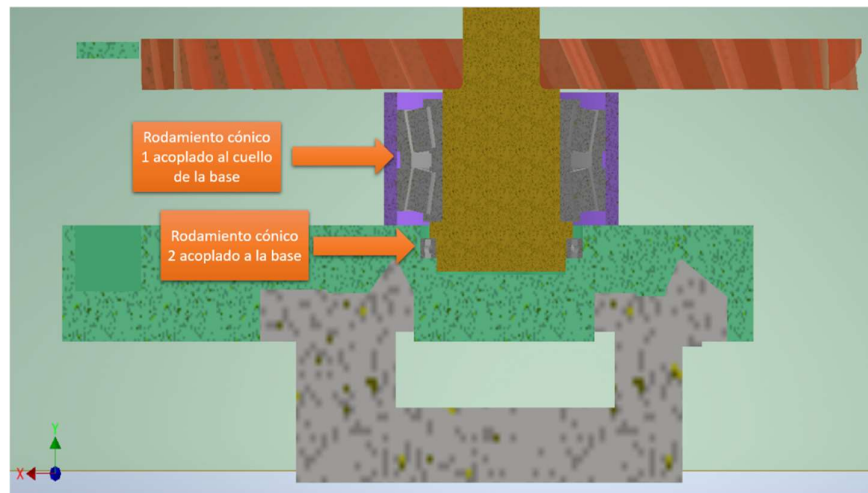


Figura 38. Ubicación de acoplamiento de ambos rodamientos entre la base y el eje

Como se aprecia en la figura recién expuesta, el uso del rodamiento cónico 2 (*Single-row tapered roller bearing*), es el de dar libertad de rotación al eje, y además soportar el peso del eje, disco, *charriot*, *toll*, y demás componentes acoplados (El peso de todos estos sumados es 399.19 [kg], redondeados a 400 [kg]), siendo este el caso crítico.

Ahora se procede a seleccionar los rodamientos, para lo cual se empleará cálculos y catálogos que permitan ver los rodamientos disponibles en el mercado, y la geometría dada por la base de la rectificadora. Sabiendo que el rodamiento cónico 2 debe tener un diámetro de 100 [mm] y soporta 400 [kg] axiales, se optó por el rodamiento cónico de fila simple más compacto (LINA [HR32920J](#)).



Figura 39. CAD rodamiento cónico 2

Sabiendo que:

$d_{i_{rod}}$ = Diámetro interno del rodamiento.

$d_{o_{rod}}$ = Diámetro externo del rodamiento.

$FM_{r_{rod}}$ = Fuerza radial sobre el rodamiento.

$FM_{a_{rod}}$ = Fuerza axial sobre el rodamiento.

FS_{rod} = Factor de seguridad del rodamiento

Cuyas dimensiones son: $d_{i_{rod\ 2}} = 100$ [mm]; $d_{o_{rod\ 2}} = 140$ [mm]

Con cargas de: $FM_{r_{rod\ 2}} = 205000$ [N]; $FM_{a_{rod\ 2}} = 117000$ [N]

Tomando en cuenta ello y el peso soportado de manera axial, se consigue un factor de seguridad de:

$$FS_{rod\ 2} = \frac{FM_{a_{rod\ 2}}}{F_{a\ rod\ 2}} = 29.25$$

Sabiendo que el rodamiento cónico 1 debe tener un diámetro de 90 [mm], y la fuerza que soporta es mayormente radial debido a su ubicación en la zona superior del cuello de la base, se seleccionó un rodamiento cónico de doble fila HR90KBE42+L.

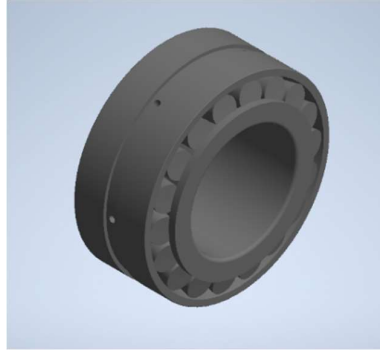


Figura 40. CAD rodamiento cónico 1

Cuyas dimensiones son: $d_{i_{rod\ 1}} = 90$ [mm]; $d_{o_{rod\ 1}} = 160$ [mm]

Con cargas de: $FM_{r_{rod\ 1}} = 510000$ [N]; $FMA_{rod\ 1} = 345000$ [N]

Tomando en cuenta ello y la fuerza radial que se obtiene de:

$$T_{charriot} = W_{charriot} * r_{disco}$$

$$T_{charriot} = 300$$
 [N] * 1.21 [m] = 363 [Nm]

$$F_{r_{rod\ 1}} = \frac{T_{charriot}}{r_{eje}} = 363$$
 [Nm]/0.045[m]

$$F_{r_{rod\ 1}} = 8066.67$$
 [N]

Se obtiene un factor de seguridad de:

$$FS_{rod\ 1} = \frac{FM_{r_{rod\ 2}}}{F_{r_{rod\ 2}}} = 63.22$$

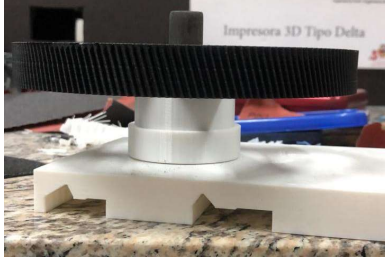
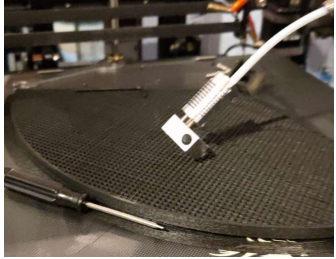

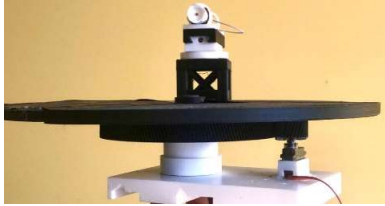

Con estos factores de seguridad se asegura un correcto funcionamiento del conjunto eje-base-rodamientos y, por ende, de la rectificadora. Además, cabe destacar que se empleó la norma ISO 14405-1 para escoger las tolerancias de los alojamientos y del eje que se encuentran en contacto con los rodamientos, determinando que tanto eje como alojamientos deben contar con una tolerancia M7 k6 con IT5 para el eje, e IT6 para el alojamiento.

Es importante mencionar que todos los planos de las diferentes piezas por construir se encuentran detallados en el ANEXO F: PLANOS.

PROTOTIPO

Para la presentación de un modelo físico funcional de la máquina rectificadora de esferas se imprimió en 3D el prototipo, a una escala [1:3.7], de las piezas a construir, a excepción del eje que sí se maquinó a escala real en acero ASTM A36.

Tabla 8 Collage imágenes prototipo

		
<p>1. Base adaptable al torno, caja de rodamientos y rodamientos cónicos simple y doble y eje central en escala menor.</p>	<p>2. Base adaptable al torno, caja de rodamientos, piñón mayor y eje central en escala menor.</p>	<p>3. Sección del disco soporte de la máquina rectificadora.</p>
		
<p>4. Prototipo real del eje central de la máquina con su respectivo chavetero. Maquinado en acero A36 en torno CNC con respectivas tolerancias y radios de acuerdo.</p>	<p>5. Maqueta en escala reducida de la máquina rectificadora de esferas con todos sus componentes diseñados y complementarios.</p>	<p>6. Presentación de prototipos y maqueta en la feria de ingenierías. Diciembre 2, 2021.</p>

ANÁLISIS DE RIESGOS DEL DISEÑO

En la tabla que se muestra a continuación se aprecian todos los posibles riesgos que afectan el desarrollo y finalización del proyecto, donde se proporciona una calificación a cada riesgo. La calificación se da en un rango de 0-25, siendo 25 la puntuación de riesgo máximo.

Tabla 9. Análisis de riesgos del proyecto

Código	Descripción	Prioridad = Impacto x Probabilidad	Responsable	Decisión Tomada	Estatus	Observaciones	Descripción del Impacto
00001	Compra del piñón helicoidal para determinación de avance	5x5=25	Paúl Chasiquiza	Buscar en medios locales	Vigente	El piñón se debe buscar en la chatarrería y en buen estado ya que el costo de fabricaciones elevado	La correcta adquisición tanto del piñón como del servomotor nos garantiza mantener la forma adecuada de la esfera durante su pulida y el avance correspondiente a los criterios ingenieriles.
00002	Determinación del servomotor	5x5=25	Felipe Verdezoto	Búsqueda de servomotores locales y realizar cotizaciones	Vigente	El servomotor depende del peso de los componentes, la inercia a vencer y el avance	-----
00003	Diseño de la base para evitar la flexión del disco y vibraciones	5x4=20	Sara Vargas-Paúl Chasiquiza	Diseñar el disco de tal manera que se evite la flexión, aumentando el espesor	Vigente	Se debe evitar la deflexión producida por los componentes sobre el disco y mantenerlos correctamente acoplados de manera que se eviten vibraciones y pérdida de precisión.	-----
00004	Diseño de la base del chariot	4x5=20	Rodrigo Santillán	Evitar vibraciones	Vigente	El diseño determina que haya un buen ajuste y soporte de la esfera, copa, motor y eje	-----
00005	Alineación del centro de la esfera con el centro del eje y del mandrín del torno	5x5=25	Paúl Chasiquiza, Sara Vargas, Felipe Verdezoto y Rodrigo Santillán	Utilizar reloj de precisión	Vigente	La alineación debe ser hecha con reloj o algún instrumento de precisión	-----
00006	Diseño del control de avance de giro para el servomotor	5x5=25	Paúl Chasiquiza	Emplear un micro procesador para controlar el avance de giro y sentido de rotación con las especificaciones ingenieriles	Vigente	El avance debe asegurar los criterios ingenieriles de tal forma que permita debastar el material correspondiente en los tiempos planificados según sea el tamaño de la esfera.	De la alineación de los 3 puntos depende que la geometría de la esfera no se pierda y que se conserve su hermeticidad al final del proceso.
00007	Diseño del sistema de seguridad ante agentes extraños como viruta producida por el proceso y seguridad del o los operador/es	5x4=20	Sara Vargas	Ocupar una barrera de protección elevada como tol o plancha de aluminio. Implementar un botón de paro de emergencia	Vigente	La protección debe ser de al menos la altura de la base del chariot. Además, se debe instruir al operador sobre el manejo de la maquinaria.	-----
00008	Diseño del eje para transmisión de rotación del sistema	5x5=25	Paúl Chasiquiza-Felipe Verdezoto	Utilizar un eje con cambios de diámetros para acoplar rodamientos. El eje se encuentra en rotación.	Vigente	Realizar los cálculos correspondientes del eje en fatiga con los cambios de diámetro respectivos. Asegurar la sujeción con el diámetro interno del rodamiento.	El correcto diseño del eje evita perder la alineación con respecto al centro del torno. Los rodamientos sujetos al eje permiten transmitir correctamente la rotación y evitan cabeceos.
00009	Selección y compra de rodamientos para sujeción del eje y transmisión de la rotación.	5x5=25	Felipe Verdezoto	Emplear rodamientos cónicos y de bolas del mercado.	Vigente	Los rodamientos deben asegurar la transmisión del torque y evitar el cabeceo del eje. Verificar rodamientos locales.	-----
00010	Base de acoplamiento al torno	5x4=20	Rodrigo Santillán	Emplear un bloque de acero para maquinar la base que sujete a toda la estructura.	Vigente	Se debe asegurar el centro del eje y el soporte del peso. La base debe permitir el deslizamiento horizontal mas no vertical.	-----
00011	Sistema de reutilización de la taladrina para evitar desperdicios	4x4=16	Sara Vargas	Realizar un canal y un objeto de recolección de la taladrina para posterior reutilizar dicho material,	Vigente	Revisar si se dispone de una bomba pequeña o sistema de reutilización de taladrina en la empresa. Se debe tener cuidado con la pendiente para que la taladrina circule.	-----
00012	Posibles retrasos en el proceso de maquinado de componentes diseñados	5x5=25	Sara Vargas	Realizar revisiones periódicas sobre el avance de maquinado de las partes para llevar control.	Vigente	Si se dan retrasos significativos que amenacen con el desmoron del proyecto se notificará inmediatamente al coordinador de resis	Un error en el proceso de maquinado puede provocar retrasos significativos de tiempo, pérdida de material y costos más elevados por adquisición de nuevo material.
00013	Maquinado a precisión de los planos de cada componente	5x5=25	Paúl Chasiquiza, Sara Vargas, Felipe Verdezoto y Rodrigo Santillán	Ocupar el torno CNC o maquinaria que permita tener tolerancias aceptables.	Vigente	Si el maquinado presenta errores por tolerancias mayores, se puede perder precisión el pulido de la esfera.	-----

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Características generales de la máquina

La máquina utiliza un método de desbaste con herramienta de alta dureza para rectificar la forma de una esfera de válvula tipo bola de Acero inoxidable. Se logra a través de la rotación respecto a dos ejes perpendiculares, el de la rectificadora y la del torno al que se adapta. La máquina rectificadora de esferas de 4" a 24" de diámetro adaptable a torno consta de un disco soporte, eje central, base de *charriot* y base adaptable a los rieles del torno. Este mecanismo garantiza la geometría esférica y la hermeticidad en el sello de la válvula y sus anillos. Es por ello que la desviación geométrica de la esfera en el desbaste debe oscilar entre 0.01 [mm] a 0.03 [mm]. Como elementos complementarios a la estructura de la máquina están el *charriot*, piñón motriz, piñón conducido, motor de herramienta, copa abrasiva, servo motor y motorreductor.

Operación y funcionamiento

Características y especificaciones funcionales de piezas.

Tabla 10 Especificaciones y características de las piezas

Pieza/Cantidad	Características	Funciones
Disco Soporte (1)	Diseñado a deflexión. Material: Acero 1018 Diámetro: 1210 [mm] Espesor: 35 [mm] Desplazamiento continuo máximo: 0.04 [mm]	Dar apoyo al <i>charriot</i> , su base y motor con copa abrasiva sin flejarse significativamente por el peso. Movimiento continuo en aproximadamente 180° en conjunto con copa abrasiva durante proceso de rectificado.
Eje (1)	Diseñado a fatiga y deflexión. Material: Acero 1018 Diámetro mayor: 110 [mm] Diámetro menor: 60 [mm]	Es la columna de la rectificadora, pues soporta el peso del disco y los demás componentes sobre él, además permite la rotación de la rectificadora y transmite el torque y movimiento del piñón al disco.

	<p>Altura: 252 [mm] Desplazamiento continuo máximo: 0.004 [mm]</p>	
Chaveta (1)	<p>Ancho: 12 [mm] Largo: 12 [mm] Altura: 101 [mm] Material: Acero 1018 Desplazamiento continuo máximo: N/A</p>	Es la encargada de conectar al eje con el piñón mayor y el disco soporte, esta asegura una posición fija de los componentes antes mencionados entre sí, permitiendo la transmisión de torque.
Base de <i>charriot</i> (1)	<p>Ancho: 200 [mm] Largo: 200 [mm] Altura: 160 [mm] Material: Acero 1018 Desplazamiento continuo máximo: N/A</p>	Esta estructura tiene el fin de soportar al <i>charriot</i> y copa firmemente sobre el Disco Soporte, para asegurar un correcto desbaste de las esferas a ser rectificadas.
Piñón helicoidal mayor (1)	<p>Número de dientes: 178 Diámetro externo: 591.25 [mm] Diámetro interno: 60 [mm] Material: Acero 1018 Desplazamiento continuo máximo: N/A</p>	Tiene por objetivo el transmitir el torque y movimiento rotacional desde el piñón menor hacia el eje-chaveta y a la vez al disco y demás componentes.
Piñón helicoidal menor (1)	<p>Número de dientes: 30 Diámetro externo: 104.93 [mm] Diámetro interno: 16 [mm] Material: Acero 1018 Desplazamiento continuo máximo: N/A</p>	Este se encuentra acoplado al eje menor que sale del motorreductor, y encaja con el piñón mayor para así transmitir torque y movimiento desde el servo hasta el piñón grande y el resto de la rectificadora.
Base adaptable a torno (1)	<p>Largo: 640 [mm] Ancho: 400 [mm] Alto: 70 [mm] Material: Acero 1018 Desplazamiento continuo máximo: N/A</p>	Esta base es la encargada de soportar todos los componentes de la rectificadora: eje, <i>charriot</i> , disco soporte, piñones, servo, etc. Además de soportar el peso permite el acople de la rectificadora con el torno de IMETCA Cia. Ltda. y que esta sea desplazable en dirección de los rieles, así como perpendicularmente hacia los lados para asegurar que todos los ejes se encuentren centrados.
Motor de herramienta (1)	<p><i>Vevor Spindle Motor</i> Potencia: 0.8 [kW] Velocidad: 0-25000 [rev/min] Alto: 381 [mm]</p>	El motor se encuentra acoplado sobre el <i>charriot</i> , gracias a unas abrazaderas, y se encarga de la rotación de la copa abrasiva con el

	Largo: 177.8 [mm] Ancho: 177.8 [mm]	fin de desbastar las esferas al contacto.
Copa abrasiva (1)	Diámetro externo: 70.2 [mm] Diámetro interno: 49.5 [mm] Altura: 35.2 [mm] Material relevante: Abrasivo de acero inoxidable endurecido con diamante.	Copa abrasiva con punta de diamante para asegurar una dureza capaz de desbastar esferas de Acero inoxidable y tener un desgaste mínimo.
Servo motor (1)	AKM33X-ACC2R-00 Torque: 2.2 [Nm] Velocidad: 1000 [rev/min] Ancho: 70 [mm] Largo: 233.3 [mm] Altura: 70 [mm]	El servomotor se conecta al motorreductor. Permite controlar torque, velocidad y sentido de rotación de la rectificadora sobre un eje.
Motorreductor (1)	Razón de reducción: 1:100. Largo: 127 [mm] Ancho: 60 [mm] Alto: 123.5 [mm]	Se trata de una caja de engranes que tiene por fin el reducir la velocidad de un motor y aumentar su torque. Se usará debido a las bajas velocidades que se busca manejar en la rotación de la rectificadora para cumplir con la velocidad de desbaste requerida en el Acero inoxidable (Se acopla al servo motor). Se conecta mediante los piñones al eje y demás componentes de la rectificadora.
Rodamiento cónico simple (1)	LINA <u>HR32920J</u> Diámetro interno: 100 [mm] Diámetro externo: 140 [mm] Altura: 25 [mm] Carga Axial máxima: 117000 [N]	Ubicado en el cambio de diámetro inferior del eje, apoyándose en la base adaptable al torno mediante ajuste fijo. Este permite la rotación del eje, así como se encarga de soportar la carga axial del peso del eje y componentes superiores de la rectificadora.
Rodamiento cónico doble (1)	LINA <u>HR90KBE42+L</u> Diámetro interno: 90 [mm] Diámetro externo: 160 [mm] Altura: 74 [mm] Carga radial máxima: 510000 [N]	Rodamiento que se acopla entre el diámetro de 90 [mm] del eje y la caja de rodamientos. Este permite la rotación del eje y a la vez actúa de soporte para evitar el cabeceo del eje, al ser un segundo punto de apoyo del eje, soportando así carga radial.

Caja de rodamientos (1)	<p>Diámetro interno: 160 [mm] Diámetro externo: 180 [mm] Altura: 80 [mm] Material: Acero 1018</p>	<p>Esta pieza se ensambla encima de la base adaptable al torno, y es donde el rodamiento cónico doble se acopla, su función es la de soportar al rodamiento antes mencionado y reducir la cantidad de material usado en la base acoplable al torno.</p>
Abrazaderas (4)	<p>Alto: 32 [mm] Largo: 60 [mm] Ancho: 126.67 [mm] Material: Acero 1018</p>	<p>Se colocan por encima del <i>charriot</i> para sujetar al motor, y en el servomotor. Mantienen firme a dichos componentes, permitiendo precisión en la rotación de la copa y desbaste de la esfera a rectificar.</p>
Platina grande (1) y pequeña (2)	<p>Alto: 10 [mm] Largo: 167 [mm] Ancho: 7 [mm] Material: Acero 1018</p>	<p>Permiten un correcto acople de los componentes, como la base del <i>charriot</i> al disco soporte, para evitar juegos o movimientos en el eje vertical que pudieran afectar la precisión del rectificado.</p>
Driver (2)	<p>VFD Variable Frequency Drive 220 [V] 1.5 [KW] for CNC Router Engraving Milling Machine.</p>	<p>Se conecta al servomotor y permite controlar las velocidades y sentidos de rotación del mismo, con alta precisión.</p>

Pasos de operación de máquina.

- I. Asegurarse de que los mantenimientos y lubricaciones respectivas al último periodo se hayan realizado.
- II. Comprobar que se tiene todos los EPP necesarios para el proceso de desbaste.
- III. Desplazar la rectificadora hasta una posición cómoda para colocar la esfera a rectificar soportada por los ejes del torno.
- IV. Ajustar y empernar el *charriot* y su base en los agujeros correctos dependiendo del tamaño de la esfera a rectificar en la presente operación.

- V. Asegurarse de colocar la esfera correctamente centrada y acoplada al torno, comprobar con reloj de precisión.
- VI. Centrar el eje de la rectificadora con el centro de la esfera de Acero inoxidable, desplazando la máquina en los ejes correspondientes.
- VII. Configurar con ayuda del driver la velocidad a la que se desea la rotación de la rectificadora y el ángulo de giro.
- VIII. Encender el torno a la velocidad deseada dependiendo del material a desbastar (sin embargo, la máquina fue diseñada para acero inoxidable).
- IX. Encender el motor de la copa del *charriot* y ajustar la distancia para que tope levemente con la superficie de la esfera.
- X. Encender el servomotor de la rectificadora y supervisar la operación de rectificado constantemente para ajustar el desplazamiento del *charriot* y la copa abrasiva.

Plano de ensamble global con etiquetas.

Subensamble: Charriot, estructura y motor.

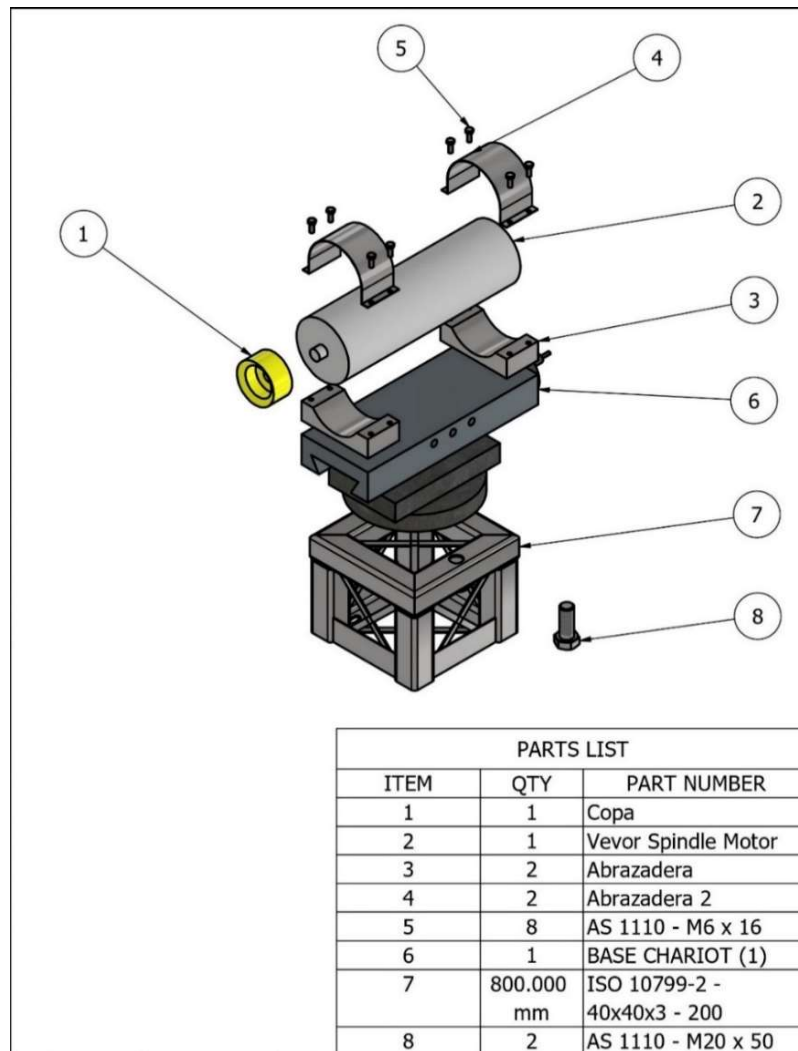


Figura 41 ensamble de charriot, estructura y motor.

Paso 1: Colocar sobre los tubos cuadrados superiores la base circular del *charriot*.

Alinear de forma concéntrica los agujeros roscados del *charriot* con los agujeros pasantes del tubo cuadrado.

Paso 2: Posicionar las arandelas y pernos M20 x 50 de forma invertida. Mediante una llave inglesa rote los pernos en sentido horario. Ajustar y verificar que no exista juego entre los componentes.

Paso 3: Posicionar una base de abrazadera en la parte frontal del *charriot* y otra en la parte posterior, verificar su alineación.

Paso 4: Colocar el motor *Vevor Spindle Motor* sobre las bases de abrazadera. Situar las abrazaderas sobre el motor y alinear concéntricamente los agujeros para pernos entre las abrazaderas y base de abrazadera. Insertar los pernos hexagonales M6x1x16 y ajuste en sentido horario con la ayuda de una llave.

Paso 5: Colocar la copa de punta de diamante en el eje del *Vevor Spindle Motor*. Con la ayuda de un martillo golpear ligeramente hasta que la chaveta del eje del motor se posicione con la copa.

Subensamble: Base.

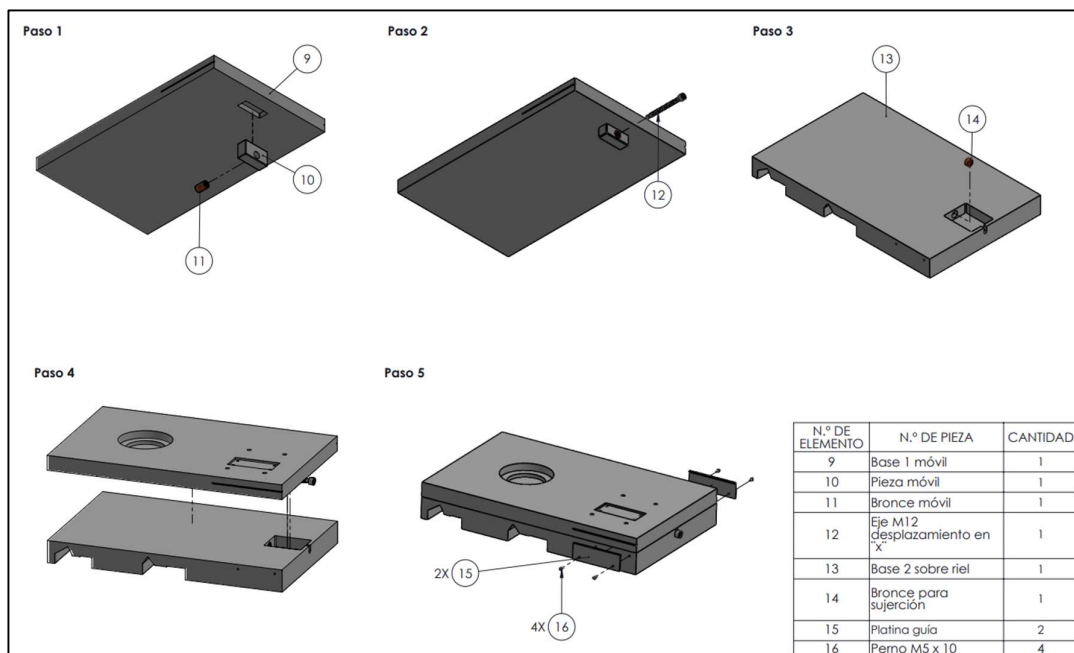


Figura 42. ensamble de base adaptable a torno.

Paso 1: Mediante presión insertar el Bronce móvil en la Pieza móvil. Asegurarse de que los huecos se alineen de forma concéntrica (Paso 1, figura 42).

Paso 2: Colocar la Base 1 móvil sobre una superficie recta. Golpear repetidas veces la Pieza móvil hasta insertar en la Base 1 móvil y llegar al tope de la abertura. Verificar si la pieza móvil se encuentra recta mediante un nivel.

Paso 3: Insertar el Eje M12x1.75.120 en el bronce móvil mediante rotación horaria (Paso 2, figura 42).

Paso 4: Insertar Bronce para sujeción en la pieza Base 2 sobre riel (Paso 3, figura 42).

Paso 5: Insertar el ensamble realizado en el paso 2 en el ensamble realizado en el paso 3 (Paso 4, figura 42).

Paso 6: Colocar las platinas guías en los rieles de la pieza Base 2 sobre riel. De igual forma, coloque los pernos M5x10 para ajustar las platinas a la Base 2.

Ensamble Rectificadora: Rodamiento cónico simple y eje a base adaptable.

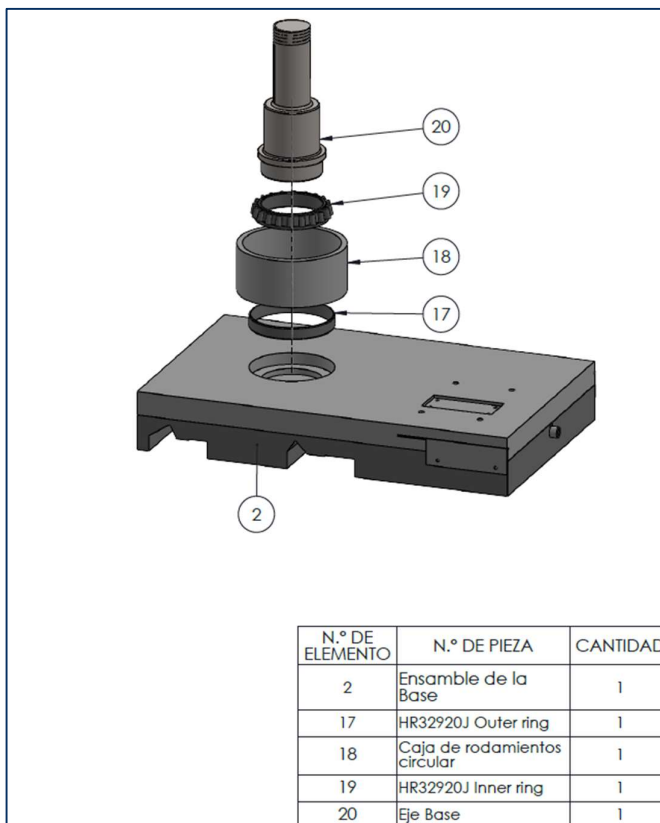


Figura 43. ensamble base adaptable a torno con caja de rodamientos, rodamientos cónicos simple y doble, eje.

Paso 1: Colocar la pista del rodamiento simple sobre la base adaptable al torno, con ayuda de una prensa.

Paso 2: Colocar el rodamiento simple interno en el eje y acoplarlo con ayuda de una prensa.

Paso 3: Colocar de manera concéntrica la caja de rodamientos sobre el agujero de la base adaptable, esta junta debe ser soldada y rectificada.

Ensamble Rectificadora: Rodamiento cónico doble y chaveta.

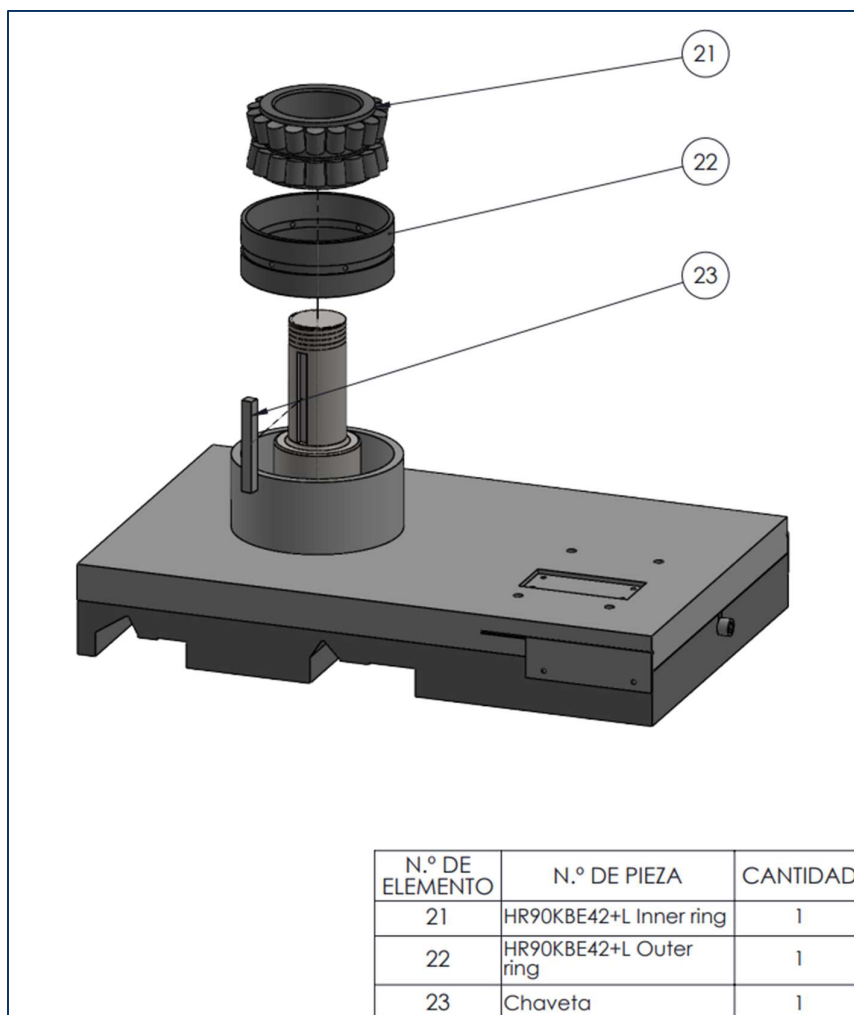


Figura 44. ensamble base adaptable a torno con caja de rodamientos, rodamientos cónicos simple y doble, eje y chaveta.

Paso 4: Asentar el eje-rodamiento simple en la pista del mismo que se encuentra acoplado a la base.

Paso 5: Colocar las pistas del rodamiento cónico doble dentro de la caja de rodamientos utilizando una prensa.

Paso 6: Acoplar el rodamiento cónico doble al eje utilizando una prensa.

Paso 7: Colocar la chaveta en el chavetero del eje, y asegurarse de una sujeción fija.

Subensambla: Piñón menor-motorreductor-servomotor.

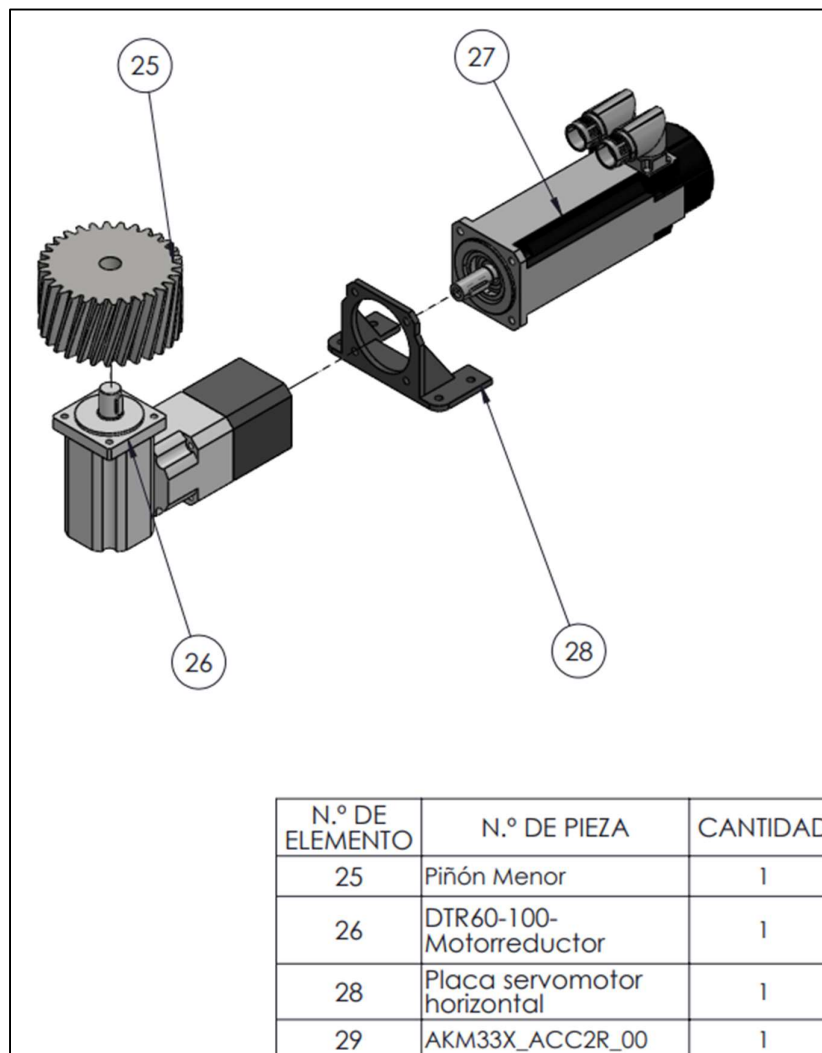


Figura 45. ensamble servomotor, motorreductor, placa de sujeción horizontal y piñón menor.

Paso 1: El servomotor se acopla a la placa de sujeción horizontal mediante pernos

¼ -20 UNC 1B.

Paso 2: El motorreductor se acopla al eje del servomotor ejerciendo la presión necesaria para un correcto ajuste.

Paso 3: Acoplar el piñón menor al eje del motorreductor considerando un correcto ajuste del chavetero.

Ensamble Rectificadora: Piñón mayor-servomotor-abrazaderas.

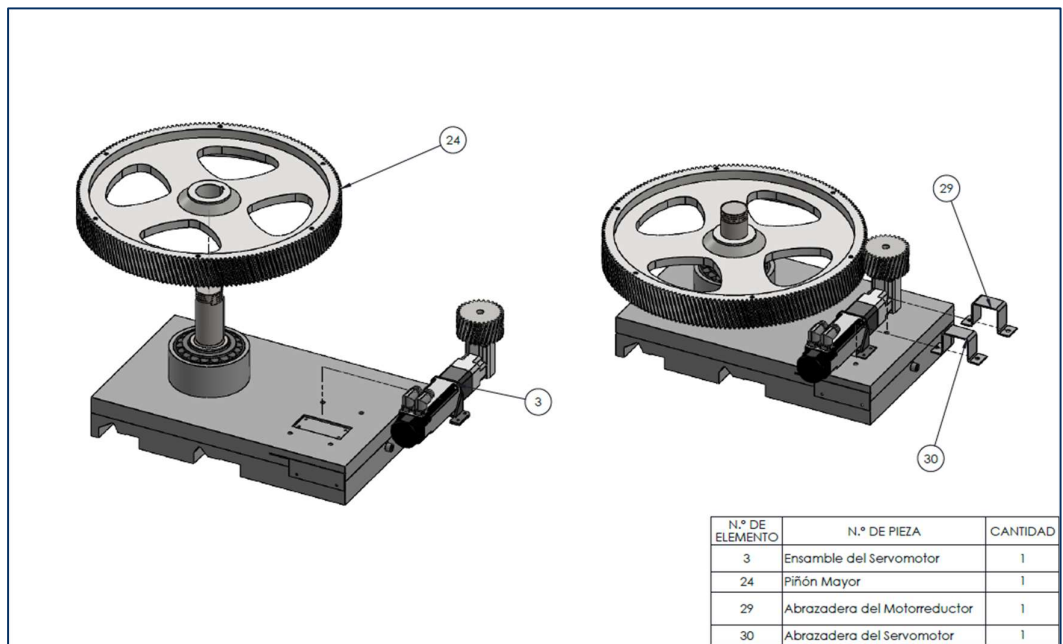


Figura 46 ensamble piñón mayor y servomotor subensamblado.

Paso 8: Acoplar el piñón mayor al eje, coincidiendo el chavetero con la chaveta ya instalada previamente. Utilizar una grúa de taller de manera que el acople sea preciso y con cuidado para evitar golpear los dientes helicoidales del piñón que podrían dañarse.

Paso 9: El subensamble del piñón menor-motorreductor-servomotor se coloca en la base adaptable, siendo las guías de colocación los agujeros roscados y el desnivel en la base. Se procede a la junta con pernos $\frac{1}{4}$ -20 UNC 1B en la placa horizontal del servomotor.

Paso 10: Colocar las abrazaderas del servomotor y del motorreductor, y ajustarlas con pernos M10 x 1.5 x 25 respectivamente, con el fin de asegurar una correcta fijación de dicho subensamblé.

Ensamble Rectificadora: Disco-Pernos-Tuerca.

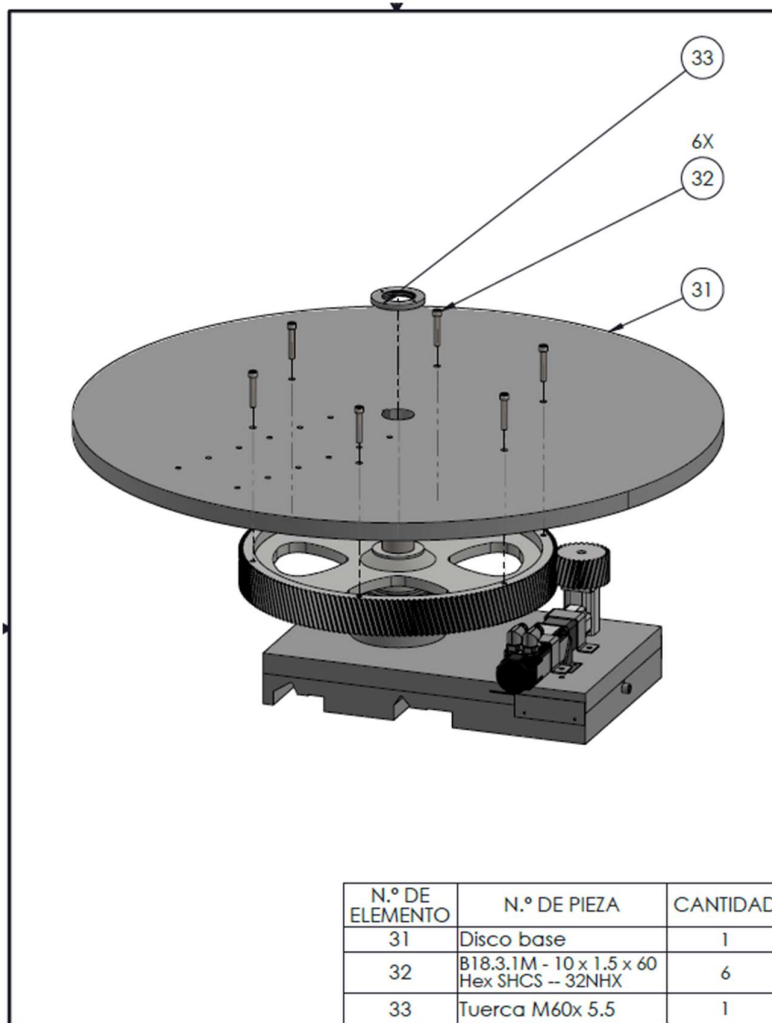


Figura 47 ensamble del disco con tuerca y pernos.

Paso 11: Colocar el disco coincidiendo el agujero con el eje y el chavetero con la chaveta del eje. El movimiento del disco se lo debe realizar con cuidado, utilizando una grúa de taller.

Paso 12: Empernar el disco con el piñón mayor que esta debajo del mismo. Para ello se utilizan pernos *allen* de cabeza hexagonal y sujetador completamente roscado de M10 x 1.5 x 60.

Paso 13: La tuerca M60 x 5.5 se ajusta sobre el disco, en la zona roscada del diámetro menor del eje para asegurar la posición fija de los componentes y evitar que el torque ocasionado por el servomotor.

Ensamble Rectificadora: Disco-Estructura del charriot.

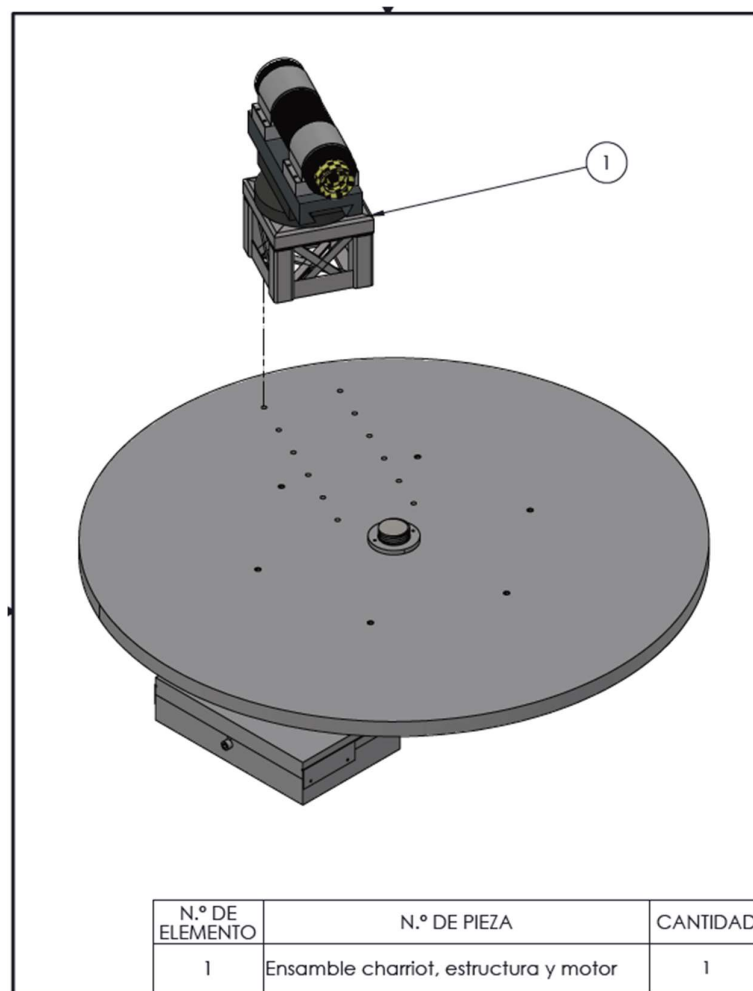


Figura 48 ensamble del disco soporte con la estructura del charriot previamente ensamblada.

Paso 14: Utilizando pernos M10 x 1.5 x 30 se acopla el subensamble del *charriot* sobre el disco, ajustándolo en los agujeros roscados y a la distancia del centro del eje que corresponda de acuerdo al tamaño de la esfera que se busca rectificar.

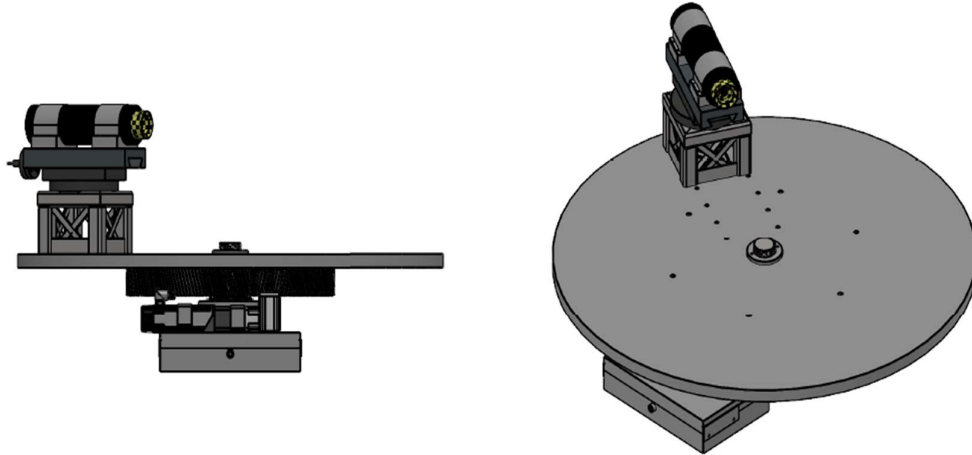


Figura 49 vista general del ensamble completo de la máquina rectificadora adaptable a torno.

La figura 49 representa el ensamble completo de la máquina rectificadora de esferas adaptable a torno. Se aprecian todos los componentes acoplados correctamente y en sus posiciones correspondientes.

Indicaciones de operación y reglas de seguridad.

Arranque.



Es importante comprobar que los mantenimientos periódicos se han realizado de manera que, al momento del arranque y las etapas posteriores de maquinado, la rectificadora no falle y pueda provocar daños en sus componentes o represente un peligro para el operador. Al momento de colocar la esfera de acero en posición, se lo debe realizar con cuidado y con las herramientas correctas de acuerdo al peso de la misma.



Al arrancar, el torno al que la rectificadora está acoplada empieza a rotar a grandes velocidades, así como el desbaste empieza, por ello los EPP recomendados son: EPPs como gafas, mandil de trabajo, zapatos de seguridad, no usar pulseras o collares, pelo correctamente recogido. Mientras que los cuidados son no acercar las extremidades, ni el cuerpo a las partes móviles, para lo cual siempre se debe conservar una distancia aceptable de ellos.

Trabajo.



Durante la operación, la rectificadora y el torno están rotando, mientras que, a su vez, la esfera está siendo desbastada, por lo que limalla es producida constantemente, los EPPs se mantienen como en el arranque, y ahora se debe tener especial cuidado con que las gafas se encuentren correctamente colocadas para evitar que limalla pueda llegar a los ojos, al igual que la taladrina aplicada.



Es importante mencionar que se debe medir con los relojes de precisión solamente en estado de reposo, nunca durante el proceso de rectificado. Los desechos de viruta o polvo abrasivo deben ser recogidos con una escoba y almacenado en contenedores con muelle para luego ser desechados correctamente. Y se debe extraer la llave de los mandriles del torno después de que se haya apretado o aflojada la pieza.

Apagado.

Para el apagado debe considerarse que la máquina permanece en funcionamiento hasta que todos los componentes terminen de rotar y se llegue a un estado estático. Hasta dicho momento, los cuidados con las extremidades y el distanciamiento deben mantenerse, e incluso una vez parado el torno y la rectificadora, se debe desenergizar a ambos para proceder desplazar la rectificadora y retirar la esfera del torno (esto al igual que en un inicio se debe realizar con extremo cuidado y usando las herramientas correctas debido al peso de la esfera).

Control de funcionamiento.***Parámetros de rectificado.****Ancho de copa*

$$A_c = 70 \text{ [mm]}$$

Velocidad de desplazamiento del disco soporte

$$A_L = 0.056 \left[\frac{\text{m}}{\text{rev}} \right]$$

Velocidad de la copa abrasiva

$$V_m = 28 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Velocidad de esfera

$$V_E = 0.3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Torque del piñón

$$\tau_{\text{piñón}} = 32.67 \text{ [Nm]}$$

Torque del servo motor

$$\tau_{\text{servo}} = 2.2 \text{ [Nm]}$$

Alineación de tres ejes.

La alineación de los tres ejes (torno, eje de rectificadora, y copa abrasiva) es primordial para un correcto rectificado de las esferas, dado que la precisión que se busca

(± 0.03 mm) es muy alta, y una desalineación por más pequeña que sea, provoca una desviación de la bola de Acero inoxidable de su forma esférica.

Para asegurar la correcta alineación de ejes es necesario un reloj de precisión para comprobar las dimensiones y precisión del ajuste de ejes. El uso del reloj de precisión se realiza cada vez que se dé un pequeño ajuste. Para el ajuste del de la rectificadora con el del torno, se acopla la rectificadora al torno con su base adaptable, y se regula hacia los lados con el tornillo sin fin de la base que permite moverse con gran precisión para asegurar una alineación apropiada. Por último, es la altura la que debe estar correctamente calibrada para así asegurar que la copa abrasiva centre en la esfera de acero y desbaste correctamente.

Acople de componentes.

La rectificadora diseñada se trata de un modelo desmontable, por lo cual los distintos componentes y partes de esta pueden ser acoplados o desacoplados con relativa facilidad. Para ello se debe considerar que gran parte de las piezas se encuentran unidas entre sí mediante ajustes con pernos, por ello el uso de las herramientas indicadas es indispensable, así como los EPPs antes mencionados para la seguridad de los encargados del ensamblaje.

El *charriot* se encuentra acoplado al disco soporte mediante la estructura base del *charriot*, la cual usa platinas para empernarse a dicha base, por lo cual el desempernar la estructura permite un desacople completo de esta sección.

Para desacoplar el disco soporte y piñón mayor del eje, se debe retirar la tuerca superior del eje, desempernar al disco del piñón mayor, y con la grúa de taller proceder a retirar ambos componentes.

En la base adaptable al torno, se puede desacoplar el piñón menor, el motorreductor, y el servomotor, al desempernar dichos componentes de la platina para ajuste horizontal, y a su vez, de la base en sí.

El eje y rodamientos se mantienen acoplados a la base adaptable debido a los ajustes fijos de los rodamientos, sin embargo, la base adaptable se puede retirar de los rieles del torno al desempernar las placas laterales de la base, y usando la grúa de taller, se retira la base-ejes-rodamientos. Quedando de esta manera con los componentes de la rectificadora desacoplados, y para reensamblar la rectificadora se procede a realizar los mismos pasos en sentido contrario.

Mantenimiento recomendado

Programa de mantenimiento.

Lubricación con grasa de rodamientos cónicos simple y doble.

La grasa de consistencia normal se desplaza en gran medida sobre el rodamiento y se deposita a los lados o fuera de la carcasa a través del sello. La grasa que queda en las superficies de los cojinetes, adentro o al lado de un cojinete, siempre libera la cantidad mínima de aceite necesaria para lubricar las superficies de trabajo. Las principales ventajas de la lubricación con grasa son:

- Construcción muy simple.
- Mayor eficiencia de sellado gracias a la grasa.
- Larga vida útil gracias a la lubricación sin mantenimiento y sin aparatos de lubricación.
- Adecuado para coeficientes de velocidad $n \cdot d_m$ de hasta $1.8 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1}$ (n , número de revoluciones; d_m , diámetro medio del rodamiento).
- Tiempo más largo hasta casos de falla de lubricación después de alcanzar la vida útil de la grasa si el factor de velocidad es moderado.

- Momento de fricción bajo.



Debido a que los rodamientos se encuentran bajo condiciones de servicio elevadas (número de revoluciones, temperatura, carga) se debe predecir una nueva lubricación con periodos de re-engrase adecuados. Las grasas para rodamientos están especificadas en la norma DIN 51825.



Las grasas también contienen activadores (aditivos) para mejorar sus propiedades químicas o físicas, por ejemplo, estabilidad a la oxidación, protección contra la corrosión o protección contra el desgaste bajo estrés elevado (aditivo EP).

Se recomienda la grasa de la clase de consistencia 3 (30% del espacio libre) para ambos rodamientos cónicos que tienen rozamiento bajo y constante en régimen estable, con posición de montaje inclinada al eje y con un proceso de lubricación frecuente sugerido tanto para el rodamiento cónico simple como para el cónico doble en un área de trabajo a temperatura ambiente (25°C).

Tabla 11 Variable de engrase en función del periodo (FAG)

Periodo de engrase	x
Semanal	0.002
Mensual	0.003
Anual	0.004

La siguiente ecuación define la cantidad de masa de grasa necesaria a emplearse sobre los rodamientos en un periodo de tiempo (Tabla 2).

$$m_g = D \cdot B \cdot x$$

Donde:

m_g : Cantidad de grasa para reengrase [g]

D : Diámetro exterior del rodamiento [mm]

B : Anchura del rodamiento [mm]

x : gramos de grasa por milímetro cuadrado [g/mm^2]

(FAG)

Tabla 12 Cantidad de grasa para re-engrase de cada rodamiento.

	Cantidad de grasa para re engrase anual [g]
Rodamiento cónico simple	22.4
Rodamiento cónico doble	44.8

Lubricación de engranes helicoidales.

Para los engranes que operan a bajas velocidades es recomendable usar aceites con alta viscosidad para su lubricación. Para su selección se debe tener en cuenta la temperatura de trabajo y las cargas de arranque y detención a las que están sometidos, puesto que pueden romper las películas de aceite entre sus dientes helicoidales. También se sugiere incorporar aditivos de EP para garantizar una lubricación efectiva y minimizar el desgaste.

Al operar al aire libre, los engranes se consideran abiertos. Esto quiere decir que serán usados al aire libre en condiciones desfavorables y que estarán expuestos a cambios bruscos atmosféricos. Además, dado a que el lubricante será usado de forma descubierta se lo debe manejar con cuidado teniendo en cuenta que no debe significar una amenaza al medio. Es por eso que se recomienda que sea un aceite biodegradable atóxico para no afectar al medio ambiente.

Los productos recomendados son los aceites biodegradables de la marca *CONDAT-BIO NATURE GEAR RANGE*, que son fabricados a partir de ésteres sintéticos saturados y cumplen las especificaciones de la norma DIN 51517-3 con una viscosidad alta de 460 cSt (CONDAT, 2021).



cSt: Medida de viscosidad del aceite *centistoke* a 40°C o 100° C. Unidad antigua empleada para la viscosidad cinemática (1 cSt = 1 mm²/s). (Repuestos ISCAR, 2021)

Protección de copa abrasiva de punta de diamante.

Para alargar la vida útil de la copa se recomienda que su manejo esté a cargo de un profesional certificado ya que existen varias situaciones que pueden provocar un mal desgaste y posible ruptura de la copa si no se manipula correctamente. A continuación, se explican algunos riesgos a los que está sometida la copa de abrasión:



La copa abrasiva se encuentra expuesta a múltiples choques mecánicos como: caídas durante su transporte o almacenamiento, contacto brusco entre la copa y la esfera en los arranques, pasadas muy profundas sobre la esfera, vibraciones en el eje, excentricidad que provoque choques sobre las esferas en cada revolución, deformación causada por trabajos laterales, entre otros. Se recomienda evitar en absoluto todos aquellos golpes violentos y otros pequeños pero repetitivos pueden destruir a la copa en un periodo de tiempo. El esfuerzo que se aplica a la muela, incide sobre las velocidades de rotura y origina peligros muy grandes, si se sobrepasa la velocidad límite de utilización. (Javrlaritz)



El esfuerzo provocado por el calor debido a la fricción resulta en la variación de temperatura en la estructura de la copa. Existe mayor compresión en la zona exterior y mayor tensión en la zona interior. Si la temperatura incrementa demasiado puede dar paso a la formación de agujeros que consecuentemente formarán grietas radiales hacia la periferia. El operador debe llevar un desbaste a pulso controlado. (Javrlaritz)



Evitar producir esfuerzos de tracción, flexión o torsión durante el montaje de la copa ya que cualquier esfuerzo anormal, como un montaje hiperestático, es peligroso. De igual manera, es importante la construcción adecuada del dispositivo de sujeción de

la copa al eje y al motor, así como el correcto par de apriete durante su montaje.
(Javrlaritz)

Lubricación del eje.

Puesto a que el eje es una pieza que se encuentra en contacto constante con otras superficies es necesaria la lubricación de las mismas mediante la interposición de sustancias que eviten la fricción entre las caras. Dicha operación se conoce como engrase y consiste en interponer una fina capa de aceite sobre la cual se deslizan o mueven las superficies gracias a la textura aceitosa y viscosidad haciendo que el deslizamiento de una superficie sobre la otra se vea favorecido. (Santos, 2010)

El rozamiento no es eliminado completamente pero sí absorbe mayor parte de la energía de fricción y la ubica en límites tolerables. Además, disminuye casi en su totalidad el incremento de temperatura producido por la fricción, es decir, actúa también como refrigerante. (Santos, 2010)

La SAE (Sociedad de Ingenieros Automovilistas) estableció una escala en función de la consistencia del aceite:

Tabla 13 Consistencia de aceite en función de su denominación (Santos, 2010).

Denominación	Consistencia
SAE	
SAE 70	Espeso
SAE 60	Extra denso
SAE 50	Denso
SAE 40	Semidenso
SAE 30	Semifluido
SAE 20	Fluido

Se recomienda utilizar el aceite SAE 30 con aditivos para mejorar las características y propiedades del aceite (Santos, 2010).

RESULTADOS

Se ha logrado diseñar en su totalidad tanto los componentes mecánicos como electrónicos necesarios para ensamblar la máquina rectificadora de esferas adaptable a torno. El dimensionamiento y forma de los componentes se respalda con los cálculos y simulaciones demostradas en secciones anteriores. A continuación, se presentan los resultados relevantes obtenidos para cada pieza.

Disco soporte

Diseñado para evitar la deflexión por el peso del *charriot* y su base, motor y copa abrasiva (Figura 16). Tiene un diámetro de 1210 [mm] y un espesor de 35 [mm] (ANEXO A). El material seleccionado para su fabricación es el acero 1018 por sus propiedades de alta resistencia mecánica. Además, este componente será el encargado de mover al *charriot* y su base respecto al eje vertical central en 180° a 0.056 [m/rev] durante cada proceso de rectificado.

Para ajustar las distancias entre copa abrasiva y esfera, el disco soporte presenta dos columnas de seis agujeros de pernos pasantes M10 x 1.5 en donde se acopla la base del *charriot* dependiendo del diámetro de la esfera con la que se vaya a trabajar y así se conserve el espacio necesario de operación. También presenta seis agujeros más alrededor del eje que son para los pernos Allen avellanados pasantes M10 x 1.5 que unen al disco con el piñón mayor para un mejor soporte de cargas externas y para una buena transmisión de movimiento en conjunto (ANEXO B).

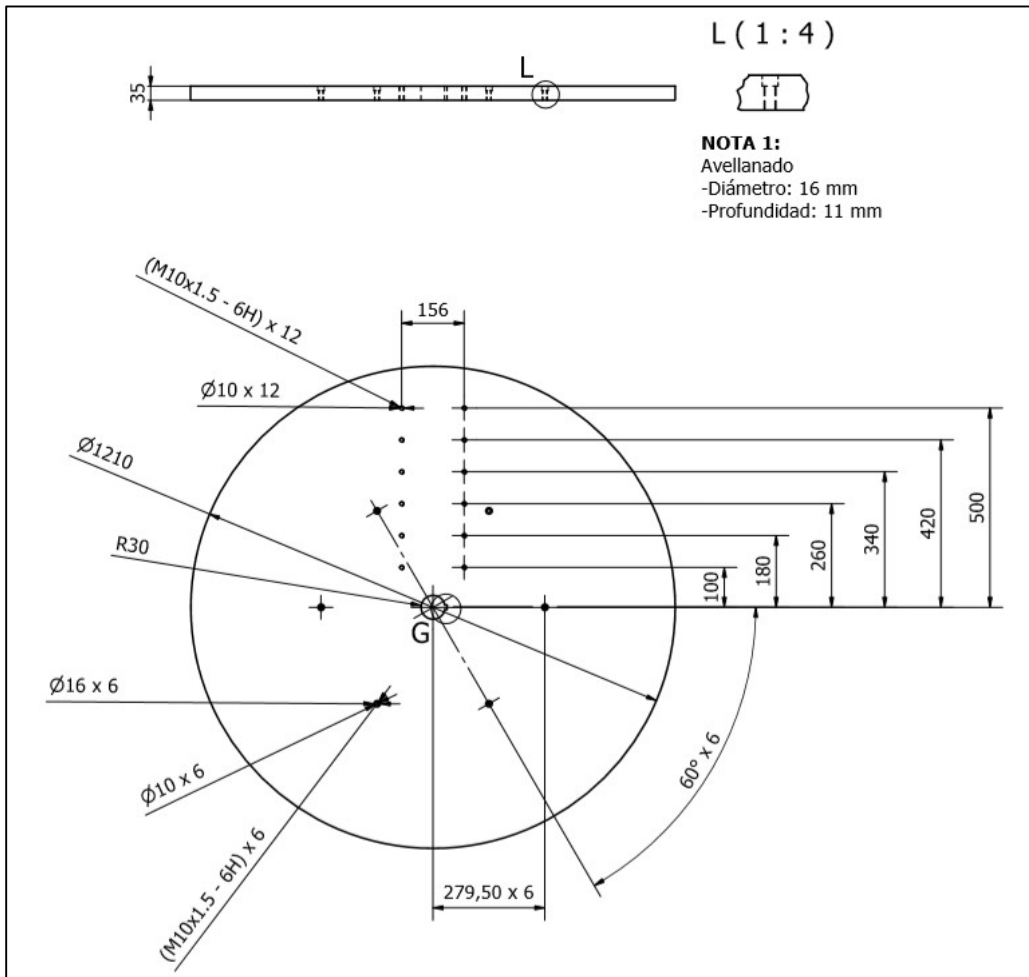


Figura 50. Disco soporte diseñado con sus respectivas dimensiones.

Eje

El eje fue diseñado a fatiga por esfuerzos combinados y considerando el torque obtenido mediante cálculos. Se determinó la inercia de los componentes en conjunto y los parámetros de rectificado para el desbaste de acero inoxidable. El eje tiene se componen de cuatro secciones con diámetro distinto, los cuales se calcularon en base a los esfuerzos a los que iban a estar sometidos.

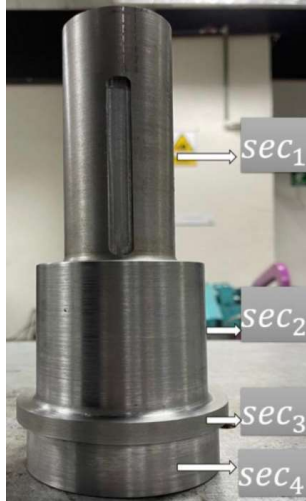


Figura 51. Prototipo real de eje diseñado.

Esfuerzo amplitud y esfuerzo medio:

$$\sigma_a = 11.10 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_m = 88.00 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzos reales y torque con factor de fatiga:

$$\sigma_{comp \text{ real}} = 8.659 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{flex \text{ real}} = 96.66 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{real} = 6.407 \text{ [MPa]}$$

Torque del piñón:

$$\tau_{piñón} = 13.05 \text{ [Nm]}$$

Torque del servomotor:

$$\tau_{servomotor} = 2.2 \text{ [Nm]}$$

Las dimensiones de cada sección del eje en base a dichos esfuerzos y torques son:

Sección 1:

$$r_{eje_1} = 30 [mm]$$

$$h_{eje_1} = 109 [mm]$$

Sección 2:

$$r_{eje_2} = 45 [mm]$$

$$h_{eje_2} = 80 [mm]$$

Sección 3:

$$r_{eje_3} = 55 [mm]$$

$$h_{eje_3} = 10 [mm]$$

Sección 4:

$$r_{eje_4} = 50 [mm]$$

$$h_{eje_4} = 28 [mm]$$

Los parámetros de rectificado que se deben tomar en cuenta son:

Ancho de la copa

$$A_c = 70 [mm]$$

Velocidad de desplazamiento del disco

$$A_L = 0.056 [m/rev]$$

Velocidad de la copa abrasiva

$$V_m = 28 [m/s]$$

Velocidad de la pieza

$$V_p = 0.3 [m/s]$$

Con estas dimensiones y el material seleccionado, el eje demuestra que es capaz de resistir dichos esfuerzos provocados por los distintos componentes que van acoplados con éste sin que ocurra falla alguna (Figura 28 y Figura 29).

Para el maquinado del eje se tomaron en cuenta las tolerancias k6 en las zonas del rodamiento cónico doble y cónico simple, las cuales fueron medidas con un micrómetro

durante su rectificado y torneado en el torno CNC. Para la construcción del chavetero en el diámetro menor del eje se tomaron en cuenta las tolerancias establecidas por la norma DIN 6885B (Figura 87). El tiempo total de mecanizado del eje fue de 24 horas.

Base de *charriot* y chaveta

La base para el soporte del *charriot*, motor y copa abrasiva fue diseñada para evitar la deflexión que el peso de dichos componentes produzca sobre ésta. Se diseñó y construyó una base de tubo cuadrado 40 x 40 x 2.5 [mm] de acero SAE J403 1008. Se seleccionó este material por su gran resistencia mecánica. La simulación presentada en la Figura 36 muestra que el desplazamiento máximo cuando la carga externa es aplicada en la estructura es de 3.467×10^{-4} [mm], menor al límite permisible, lo que significa que las dimensiones dadas a la base son las correctas y van a soportar el peso sin sufrir deflexión.

La chaveta fue dimensionada con un factor de seguridad de 68 para soportar un esfuerzo de 2.063 [MPa] y bajo la norma DIN 6885B. Con ello se determinó que es seguro trabajar con una chaveta con dimensiones de 101 [mm] de longitud y 12 x 12 [mm]. Con ese dimensionamiento, la chaveta diseñada demuestra que es capaz de soportar fatiga con una vida infinita (ANEXO E).

Rodamientos cónicos simple y doble

Para la selección de los rodamientos que se acoplarán entre la base de riel de la rectificadora y el eje central se utilizó la norma ISO 14405-1 para escoger las tolerancias. Se determinaron las tolerancias M7 k6 con IT5 para el eje e IT6 para el alojamiento. El rodamiento cónico simple fue diseñado con un factor de seguridad de 29.25 con un diámetro externo de 140 [mm] para soportar la carga axial máxima de 117,000 [N] y el

rodamiento cónico doble fue diseñado con un factor de seguridad de 63.22 con un diámetro externo de 160 [mm] para soportar la carga radial máxima de 510,000 [N].

DISCUSIÓN

Selección de materiales

Todos los componentes fueron diseñados usando Acero 1018/Acero A36 como material, y proporcionando factores de seguridad elevados (en donde el factor de seguridad más pequeño se obtuvo en el eje de la rectificadora, con un valor de 15) dada la naturaleza de la máquina y su vida útil infinita deseada. Esto se traduce en que los componentes sean robustos, con grandes dimensiones, y, por ende, el peso de la rectificadora ensamblada sea considerable, siendo este de 615 [kg].

Dicha robustez de los componentes involucra que el uso de grúas de taller sea indispensable para el proceso de ensamble y que el peligro de accidentes al momento de montar la rectificadora sea considerable. Por esta razón se hace especial énfasis en el uso de todos los EPP y las consideraciones de seguridad que se expusieron en el manual de operación y mantenimiento. Además, la rectificadora ejerce esfuerzos altos en los rieles del torno debido a su peso, los cuales son aceptables y no comprometen a la integridad de la estructura o al funcionamiento en conjunto del torno y la rectificadora.

Sin embargo, el tener una estructura con menor peso facilitaría las operaciones de ensamble y reduciría riesgos en cuanto al torno y operarios. Pero, para alcanzar un menor peso en la rectificadora, manteniendo los factores de seguridad y operabilidad de la máquina, se pudo haber optado por reducir las dimensiones de las piezas al usar un material con mejores propiedades mecánicas, pues si bien el Acero 1018 cumple con los requerimientos mecánicos para la rectificadora, no es el material más óptimo si se hace referencia a sus propiedades mecánicas, las mismas que se compensan con el uso de más

material. La elección de material se vio limitado por el presupuesto ya que se contó con un capital reducido considerando la dimensión de la máquina a diseñar. Debido a esto, se eligieron las opciones menos costosas y con mayor disponibilidad en el mercado ecuatoriano, en donde el Acero 1018 fue la mejor opción.

Disco Soporte

El disco soporte fue diseñado a deflexión con el objetivo de que no fleje durante la operación de rectificado considerando la carga excéntrica del *charriot* y su base. Inicialmente, el evitar la deflexión del disco resultaría crítico para la calidad del rectificado, sin embargo, la deflexión, sin importar su magnitud, no afecta en sí al acabado debido a que el desplazamiento de posición que resulta en la copa es constante en todo momento, y por ende la esfericidad de la esfera de Acero inoxidable no se ve perjudicada. Pese a ello, el disco se dimensionó con un grosor para que la deflexión fuera imperceptible. La razón de ello es la rigidez que se busca en el disco, puesto que una deflexión, por mínima que fuera, implicaría que el disco no sea capaz de soportar cargas excéntricas y cause vibraciones al momento del contacto entre la copa abrasiva y la bola a rectificar. Por esta razón es que la rectificadora emplea un disco soporte y no una viga que rote alrededor del eje y sostenga al *charriot* para evitar perder la estabilidad y rigidez de la rectificadora.

Rodamientos

Respecto a los rodamientos empleados, el cónico simple es el encargado de soportar la carga axial ejercida por el peso de todos los componentes montados sobre el eje, mientras que el cónico doble es el que soporta la carga radial dada por el momento flector que ejerce la carga excéntrica montada sobre el disco soporte. La carga axial es mayor a la carga radial en los rodamientos, por lo que sería óptimo que el rodamiento cónico doble hubiese sido diseñado para instarse en la parte inferior del eje y así aumentar

el factor de seguridad del ensamble. Esto no se realizó debido al espacio reducido que se tiene en la base adaptable al torno (parte superior móvil), en donde solo el rodamiento cónico simple puede acoplarse. Además, la elección de un rodamiento cónico doble se dio únicamente por petición del cliente, mas no por un requerimiento ingenieril, pues los factores de seguridad resultantes en ambos rodamientos son muy grandes, siendo así que emplear dos rodamientos cónicos simples hubiese bastado para obtener un ensamble seguro. Esta misma razón, es indiferente la posición de los dos rodamientos, el cambiarlos entre sí sería irrelevante en cuanto a la seguridad del ensamble dado que los factores de seguridad se mantendrían muy altos.

Base móvil adaptable al torno

En un inicio la base adaptable al torno se trataba de una pieza sólida única, sin embargo, este diseño fue reemplazado por una base que consiste de dos piezas: la inferior que se asienta sobre los rieles del torno y la superior que tiene la capacidad de desplazarse hacia los lados del torno gracias a un sistema de tornillo sin fin. Esta segunda opción fue la elegida para el diseño final debido a que en la calibración de la máquina, antes de la operación de rectificado, el operario puede cometer pequeños errores al centrar la esfera al eje del torno, lo que ocasionaría que la bola rectificada no tenga la esfericidad deseada. Esta dificultad de centrado radica en que el centro de los rieles no coincide con el centro del eje del torno, y por la precisión que se necesita en la esfera rectificada, una mínima desviación provocaría un resultado deficiente. Por ello se tomó esta decisión en conjunto con el uso de un reloj de precisión que permita encontrar el centro de todos los ejes para proceder a un rectificado preciso.

Otra ventaja que surge a partir de este diseño es que la rectificadora puede acoplarse a otros tornos, siendo para ello únicamente necesario cambiar la base fija inferior adaptable al torno, por otra base distinta dependiendo del torno a utilizar.

Lamentablemente, este diseño aumenta el costo y complejidad de manufactura de la base adaptable al torno, lo cual se hubiese podido evitar de haber tenido acceso a planos del torno o herramientas de medición más precisas y con mayor facilidad de manejo.

Comparativa

En el mercado internacional es posible realizar la compra de una máquina rectificadora de esferas de grandes dimensiones como las que se buscan maquinar en el presente proyecto. Sin embargo, dichas máquinas pueden llegar a costar hasta \$140,000.00 para un rectificado de esferas de diámetro de 2"-16" en marcas de alta gama como SAPOROTI. Sin embargo, para una comparación de nuestra rectificadora con una similar en el mercado, se eligió la Rectificadora de Esferas ANDA C6555 con un menor rango de trabajo en esferas (2"-21" de diámetro) que el del presente proyecto y que de igual manera es adaptable a tornos de la misma marca, valorada en \$10,000.00. Considerando que la máquina rectificadora diseñada bajo este plan tiene un costo aproximado de \$5,953.04, que el rango de trabajo en esferas es más amplio que en la ANDA C6555, con una diferencia en el tiempo de calibración, mayor facilidad de montaje y ensamble de la rectificadora, se aprecia que el proyecto ha permitido desarrollar una máquina completamente funcional y segura a un precio muy bajo, con un capital necesario de solo el 59.53% del modelo comercial mencionado (ANDA, 2021), donde es importante mencionar que no existe ninguna máquina rectificadora con las mismas características a la de este proyecto, dado que esta se ajusta al requerimiento del cliente, y puede ser adaptable a cualquier torno independientemente de la marca.

CONCLUSIONES

Los objetivos principales de este proyecto fueron calcular, diseñar, simular y fabricar una máquina rectificadora de esferas de válvula tipo bola de 4" a 24" de diámetro adaptable a torno que sea completamente funcional y segura. Los conocimientos multidisciplinarios de ingeniería mecánica como diseño, electrónica, mecánica de materiales, ingeniería económica, entre otros fueron necesarios para el desarrollo de este proyecto.

La selección de diseño estuvo basada en los requerimientos del cliente y en los criterios ingenieriles presentados al inicio. En donde se optó por desarrollar el diseño de una máquina rectificadora de esferas que evite la deflexión de su disco soporte causada por el peso de los componentes que se apoyan sobre éste. Para ello, se realizaron los cálculos en relación al espesor necesario para impedir que ocurra un desplazamiento a causa de la carga externa.

La primera etapa del proyecto consistió en tomar las medidas necesarias del torno para dimensionar correctamente los componentes a fabricar y asegurar así un buen acople futuro. Las piezas diseñadas fueron un disco soporte, eje central, base de *charriot*, chaveta y las bases móvil y fija adaptable a los rieles del torno. Como segunda etapa se realizaron los cálculos y simulaciones de software correspondientes para determinar las medidas de cada componente.

Para el disco soporte, diseñado a deflexión, se le asignó el acero 1018 como material por sus buenas propiedades de resistencia mecánica, un diámetro de 1.21 [m] y un espesor calculado de 3.5 [cm], que admitirá un desplazamiento máximo continuo de 0.04 [mm] a causa del peso de los componentes (*charriot* y su base, motor y copa abrasiva) apoyados cerca del borde izquierdo de su superficie.

Para el eje central, diseñado a fatiga por esfuerzos combinados, torques del piñón y servomotor, inercia de componentes en conjuntos y parámetros de rectificado, se determinaron cuatro secciones con distintos diámetro y altura: $r_{eje_1} = 30 [mm]$, $h_{eje_1} = 109 [mm]$, $r_{eje_2} = 45 [mm]$, $h_{eje_2} = 80 [mm]$, $r_{eje_3} = 55 [mm]$, $h_{eje_3} = 10 [mm]$, $r_{eje_4} = 50 [mm]$, $h_{eje_4} = 28 [mm]$. El material seleccionado para su fabricación fue el acero A36. Para su proceso de mecanizado se tomaron en cuenta las tolerancias k6 en las zonas del rodamiento cónico doble y cónico simple, las cuales fueron medidas con un micrómetro durante su rectificado y torneado en el torno CNC. Para la construcción del chavetero en el diámetro menor del eje se tomaron en cuenta las tolerancias establecidas por la norma DIN 6885B (Figura 87). El tiempo total de mecanizado del eje fue de 24 horas.

Para la base del *charriot*, igualmente fue diseñada a deflexión, se optó por utilizar la base de tubos cuadrados de $40 \times 40 \times 2.5 [mm]$ de acero SAE J403 1008 para su construcción. Gracias a las simulaciones realizadas (Figura 36) se demostró que el desplazamiento máximo en la estructura cuadrada es de $3.467 \times 10^{-4} [mm]$ cuando se aplica la carga externa del peso del *charriot*, motor y copa abrasiva es menor al límite permisible, lo que significa que las dimensiones dadas a la base son las correctas y van a soportar el peso sin sufrir deflexión.

Para la chaveta, se la diseñó en base a los esfuerzos cortantes a los que va a estar sometida con un factor de seguridad de 68 para que sea capaz de soportar un esfuerzo cortante de $2.063 [MPa]$ y siguiendo la norma DIN 6885B. Las medidas determinadas para la chaveta son de $101 [mm]$ de longitud y $12 \times 12 [mm]$. Gracias a los cálculos realizados (ANEXO E) se demuestra que es capaz de soportar fatiga con vida infinita sin fallar.

Para la base fija adaptable al torno se tomaron en cuenta las medidas de sus rieles para tener el perfil de acople exacto. Si se desea cambiar de torno para trabajar, esta base puede ser desmontada y reemplazada por otra nueva base de un distinto torno sin afectar a los demás componentes. Para la base móvil, se diseñó similar al sistema de un *charriot* o carrito movable para que pudiese desplazarse sobre la base fija en un eje perpendicular horizontal al torno.

En conclusión, en base a los resultados obtenidos en los cálculos y simulaciones de carga realizadas para cada pieza por separado y en conjunto, se demuestra que la máquina rectificadora de esferas adaptable a torno es un mecanismo firme funcional. Además, con un costo total aproximado de \$5,953.04 se verifica que el proyecto ha permitido desarrollar una máquina completamente funcional y segura a un precio muy bajo comparado con otros modelos comerciales disponibles en el mercado internacional, con un capital necesario de solo el 59.53% del costo del modelo más similar de máquina rectificadora ANDA 6555. Finalmente, se entrega el manual de mantenimiento y operación para asegurar que la máquina sea utilizada de forma correcta y prolongar así su vida útil.

TRABAJO FUTURO

Durante el desarrollo de esta tesis surgieron algunas líneas pendientes que se esperan completar en el futuro. A continuación, se destacan varios trabajos futuros que pueden desarrollarse, ya que, por motivos de tiempo y alcance de esta tesis, no pudieron ser tratados con suficiente atención y detalle:

- **Control de mecanizado de componentes:** Puesto a que la calidad a largo plazo es un aspecto muy importante y crítico al momento de mecanizar cada pieza para lograr un correcto ensamble y acoplamiento de la máquina rectificadora de esferas de válvulas tipo bola adaptable a torno es necesario que se planifique con detalle y precisión el proceso de manufactura de cada componente y que se implementen estrategias de mejora constante o permanente. Para ello, es indispensable la colaboración en conjunto de todos los encargados en la empresa, tanto personal como gerencia, para asegurar una gestión adecuada de calidad. Se sugieren implementar planes de acción previos a la manufactura de los componentes, estrategias de ejecución, evaluación y control durante y después del mecanizado de las piezas.
- **Importaciones:** Algunos componentes importantes para el funcionamiento de la máquina, como el servomotor, rodamientos cónicos, moto reductor y motor de la copa abrasiva, tuvieron que ser importados ya que no se encontraban disponibles en el mercado local ecuatoriano. Sin embargo, el motor de la copa abrasiva no pudo llegar a tiempo por motivos no arancelarios y como consecuencia de ello no pudo ser ensamblada en la máquina. Se recomienda que se establezca un programa de adquisición que permita tener más control sobre los costos de importación, fechas de envío y papeles necesarios al momento de ingresar a Ecuador. Con ello, se evitarían complicaciones por posibles retrasos ya sea por el envío o

documentación faltante al momento de entrar en territorio ecuatoriano. Se sugiere también mantener contacto continuo con los proveedores por posibles demoras o dudas.

- **Correcto ensamblaje:** Dependerá en su totalidad del proceso de mecanizado que se le dé a cada componente. Como se explicó en el trabajo futuro 1, resulta muy importante que la manufactura de las piezas sea controlada desde el inicio hasta el fin para evitar errores en su producción y mecanizado que luego representen problemas en el acoplamiento de los componentes y se deba repetir el proceso, desde la compra de nuevo material, pago de la mano de obra y nuevo control de calidad. Se recomienda seguir en orden el cuadernillo de ensamble presentado en el manual de operación y mantenimiento de la máquina rectificadora.

REFERENCIAS

- Anda (2021). C6555 Sphere Turning Lathe/Ball Lathe. Obtenido el 11 de enero del 2022 de http://www.anyangcnc.com/a/Products/Ball_Turning_Lathe/83.html
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2011). Shigley's Mechanical Engineering Design. Nueva York: McGraw Hill.
- Carbone. (2017). Ficha técnica del acero inoxidable. Retrieved September 30, 2021, from <https://www.empresascarbhone.com/pdf/ficha-tecnica-del-acero-inoxidable.pdf>
- CONDAT. (2021, Diciembre 8). LUBRICANTES BIODEGRADABLES. Retrieved from <https://www.condat-lubricants.com/product/biodegradable-lubricants/>
- DIPAC. (2020). Catálogo general de productos. Retrieved September 25, 2021, from <https://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf>
- Direct Industry. (2021, Diciembre 17). SAPORITI. Retrieved from Rectificadora sin centros PV500: <https://www.directindustry.es/prod/saporiti/product-28330-1038281.html>
- FAG. (n.d.). Lubricación de rodamientos. Retrieved from file:///C:/Users/SARA/Downloads/Lubricacion_Rodamientos_wl_81115_4_es_es.pdf
- INDEX. (2019). Tornillos Rosca Métrica. https://www.indexfix.com/docs/FT_MET_es.pdf
- Javrlaritza, E. (n.d.). Prevención en la utilización de muelas abrasivas. Retrieved from file:///C:/Users/SARA/Downloads/prevencion_muelas_abrasivas.pdf

León, M. (2017). Plan de Manufactura.

Li, D., Xu, M., Wei, C., Hu, D., & Xu, L. (2011). Error analysis and in-process compensation on cup wheel grinding of hard sphere. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(6).
<https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2011.03.004>

Moses, D., Haider, G., & Henshaw, J. (2019). An investigation of the failure of a 1/4" ball valve. *Engineering Failure Analysis*, 100.
<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.02.047>

Procesos de mecanizado por abrasión, electroerosión y especiales. (n.d.). Retrieved October 26, 2021, from
https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/PPFM/DPMCM/DPMCM02/es_PPFM_DPMC M02_Contenidos/website_18_parmetros_de_rectificado.html#

Repuestos ISCAR. (2021, diciembre 8). La Viscosidad de los Aceites. Retrieved from
<https://www.repuestosiscar.es/noticias.asp?noticia=5>

Santos, M. d. (2010). MECANISMOS DE RETENCIÓN, ACOPLAMIENTO Y LUBRICACIÓN DE EJES. Madrid: M. R. Piñeiro.

Serviacero. (n.d.). Hoja Técnica AISI 1018. Retrieved from serviacero especiales:
file:///C:/Users/SARA/Downloads/49_1018.pdf

Sulzer. (n.d.) Rociado de combustible de oxígeno de alta velocidad (HVOF). Retrieved September 24, 2021, from <https://www.sulzer.com/es-es/spain/shared/services/high-velocity-oxygen-fuel-spraying-hvof> según ISO 898, parte 1. (n.d.). 4–8. TORNILLERÍA Y. (n.d.).

- Universidad Politécnica de Valencia. (2021, Diciembre 07). Manejo de fluidos de corte y sus residuos. Retrieved from https://www.sprl.upv.es/IOP_SQ_35.htm#p4
- Vernhes, L., Lee, D. A., Poirier, D., Li, D., & Klemberg-Sapieha, J. E. (2013). HVOF Coating case study for power plant process control ball valve application. *Journal of Thermal Spray Technology*, 22(7). <https://doi.org/10.1007/s11666-013-9978-8>
- Yu, Y., Miao, Z., & Yu, H. (2010). NC reconstruction of high accuracy spheres grinding. *Advanced Materials Research*, 102–104. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.102-104.539>

ANEXOS

ANEXO A: RESULTADOS OBTENIDOS DEL DISEÑO DEL DISCO POR MEDIO DEL SOFTWARE EES

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$C_2 = 24,5 \text{ [N}\cdot\text{m}^3]$	$d_F = 0,1 \text{ [m]}$	$E = 2,050\text{E}+11 \text{ [N/m}^2]$	$F = 441,5 \text{ [N]}$
$h = -0,03332 \text{ [m]}$	$I = -6,164\text{E}-07 \text{ [m}^4]$	$L_{\text{base}} = 0,2 \text{ [m]}$	$L_{\text{disk}} = 0,605 \text{ [m]}$
$y = 0,0001939 \text{ [m]}$	$y_{\text{max}} = 0,00015 \text{ [m]}$		

No unit problems were detected.

Calculation time = ,0 sec.

Figura 52. Resultados EES para espesor de disco soporte

ANEXO B: CÁLCULO NÚMERO DE PERNOS PARA UNIÓN DE DISCO SOPORTE CON PIÑÓN MAYOR

Pernos *allen* de acero inoxidable clase 8.8, cabeza cilíndrica con agujero hexajero y cuerpo completamente roscado, norma DIN 912.

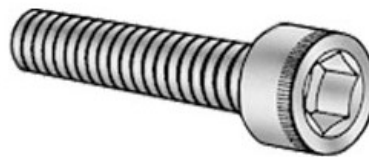


Figura 53. Perno Allen Inoxidable

Diámetro del perno seleccionado: 10 [mm].

Selección de arandela

2.19 DIN-125						Arandela plana						Propiedades					
												 Acero Recubrimiento cincado					
M	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
Ød1: diámetro interior	3,3	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13,0	15,0	17,0	19,0	21,0	23,0	25,0	28,0	31,0	34,0	37,0
Ød2: diámetro exterior	7	9	10	12	16	20	24	28	30	34	37	39	44	50	56	60	66
h: espesor	0,8	0,8	1	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4	5	5

Figura 54. Arandela plana, ficha técnica. (INDEX, 2019)

Descripción de parámetros a evaluar

- ✓ Espesor arandela (s)
- ✓ Espesor cabeza de perno (H)
- ✓ Longitud roscada (L_T)
- ✓ Longitud sin rosca (l_d)
- ✓ Espesor material disco soporte (L_1)
- ✓ Espesor material piñón (L_2)
- ✓ Parte del material del disco sujetado por perno (L_3)
- ✓ Longitud de agarre (l)
- ✓ Longitud del sujetador (L)
- ✓ Longitud de parte roscada en el agarre (l_t)
- ✓ Área del sujetador (A_d)
- ✓ Área de parte con rosca (A_t)
- ✓ Rigidez del sujetador (K_b)

- ✓ Rigidez del material del disco soporte (K_1)
- ✓ Rigidez del material del piñón (K_2)
- ✓ Resistencia equivalente (K_m)
- ✓ Constante de rigidez (C)
- ✓ Precarga recomendada del perno (F_i)
- ✓ Carga de prueba del perno (F_p)
- ✓ Factor de seguridad contra la fluencia (n_p)
- ✓ Fracción de carga externa soportada por perno (n_L)
- ✓ Número de pernos (N)

Cálculos

Parte del material del disco sujetado por perno (L_3).

$$L_3 = L_1 - (H + 1 [mm])$$

$$L_3 = 35 [mm] - (10 [mm] + 1 [mm]) = 24 [mm]$$

Longitud de agarre (l).

$$l = s + L_3 + \frac{d}{2}$$

$$l = 2 [mm] + 24 [mm] + \frac{10 [mm]}{2} = 31 [mm]$$

Longitud del sujetador (L).

$$L = s + \frac{L_2}{2} + L_3 = 2 [mm] + \frac{70 [mm]}{2} + 24 [mm] = 61 [mm]$$

Debido a la disponibilidad de tamaños estándar en el mercado se opta por seleccionar un perno de largo de 70 mm que luego se cortará a la medida de 61 mm calculada anteriormente.

$$L \approx 70 [mm]$$

Longitud de parte roscada.

$$L_T = 70 \text{ [mm]}$$

Área del sujetador (A_d).

$$A_d = \pi \left(\frac{d^2}{4} \right)$$

$$A_d = \pi \left(\frac{10 \text{ [mm}^2\text{]}}{4} \right) = 78.5 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Área de parte con rosca (A_t).

Según ficha técnica ISO 898, el área de tensión nominal UNC. (Según ISO 898,

Parte 1, n.d.)

$$A_t = 58 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Rigidez del sujetador (K_b).

$$E = 205 \times 10^3 \text{ [MPa]} \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2019})$$

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Longitud de parte sin rosca en el agarre (l_d).

$$l_d = 0$$

Puesto a que toda la longitud del sujetador es roscada.

Longitud de parte roscada en el agarre (l_t).

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 31 \text{ [mm]} - 0 = 31 \text{ [mm]}$$

$$K_b = \frac{(78.5 \text{ [mm}^2\text{]})(58 \text{ [mm}^2\text{]})(205 \times 10^3 \text{ [N/mm}^2\text{]})}{(78.5 \text{ [mm}^2\text{]})(31 \text{ [mm]}) + (58 \text{ [mm}^2\text{]})(0)} = 383548.4 \frac{\text{[N]}}{\text{[mm]}}$$

Rigidez del material del disco soporte (K_1).

Para acero 1018 se tiene que el módulo de Young es:

$$E_1 = 205 \times 10^3 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

$$t_1 = L_3$$

$$D = 1.5d = 1.5(10 \text{ [mm]}) = 15 \text{ [mm]}$$

$$d = 10 \text{ [mm]}$$

$$K_1 = \frac{0.5574\pi E_1 d}{\ln \left[\frac{(1.155t_1 + D - d)(D + d)}{(1.155t_1 + D + d)(D - d)} \right]}$$

$$K_1 = \frac{0.5574\pi(205 \times 10^3 \text{ [N/mm}^2\text{]})(10 \text{ [mm]})}{\ln \left[\frac{(1.155)(24 \text{ [mm]}) + 15 \text{ [mm]} - 10 \text{ [mm]})(15 \text{ [mm]} + 10 \text{ [mm]})}{(1.155)(24 \text{ [mm]}) + 15 \text{ [mm]} + 10 \text{ [mm]})(15 \text{ [mm]} - 10 \text{ [mm]})} \right]}$$

$$= 3170651.4 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

Rigidez del material del piñón (K_2).

Para hierro fundido se tiene que el módulo de Young es:

$$E_2 = 100 \times 10^3 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

$$t_2 = \frac{L_2}{2}$$

$$D = 1.5d = 1.5(10 \text{ [mm]}) = 15 \text{ [mm]}$$

$$d = 10 \text{ [mm]}$$

$$K_2 = \frac{0.5574\pi E_2 d}{\ln \left[\frac{(1.155t_2 + D - d)(D + d)}{(1.155t_2 + D + d)(D - d)} \right]}$$

$$K_2 = \frac{0.5574\pi(100 \times 10^3 \text{ [N/mm}^2\text{)})(10 \text{ [mm]})}{\ln \left[\frac{((1.155)(35 \text{ [mm]}) + 15 \text{ [mm]}) - 10 \text{ [mm]}}{((1.155)(35 \text{ [mm]}) + 15 \text{ [mm]}) + 10 \text{ [mm]}} \right] \frac{(15 \text{ [mm]}) + 10 \text{ [mm]}}{(15 \text{ [mm]}) - 10 \text{ [mm]}}}]}{}$$

$$= 1407621.5 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

Resistencia equivalente (K_m).

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

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{3170651.4 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]} + \frac{1}{1407621.5 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]}$$

$$K_m = 974838.6 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

Constante de rigidez (C).

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

$$C = \frac{383548.4 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]}{383548.4 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] + 896950.5 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]} = 0.282$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

Precarga recomendada del perno (F_i).

$$F_i = 0.75F_p$$

Según ficha técnica ISO 898, la carga de prueba F_p . (Según ISO 898, Parte 1, n.d.)

$$F_p = 33700 \text{ [N]}$$

$$F_i = 0.75(33700 \text{ [N]}) = 25275 \text{ [N]}$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

Factor de seguridad contra la fluencia (n_p).

$$S_p = \frac{F_p}{A_t} = \frac{33700 [N]}{58 [mm^2]} = 581 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$P = 762.1 [N] \quad (\text{Peso del piñón, revisión en cálculos hechos en EES})$$

$$n_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i}$$

$$n_p = \frac{(581 \left[\frac{N}{mm^2} \right]) (58 [mm^2])}{(0.282)(762.1 [N]) + (25275 [N])} = 1.322$$

(Budynas & Nisbett, 2019)

Número de pernos.

$$N = \frac{C n_L P}{S_p A_t - F_i}$$

$$n_L = 234.9$$

$$N = \frac{(0.282)(234.9)(762.1 [N])}{\left(581 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \right) (58 [mm^2]) - (25275 [N])} = 5.99 \approx 6$$

Como resultado se utilizarán 6 pernos para unir el disco soporte al piñón. A continuación, se muestra el modelo de perno con su descripción y medidas comerciales.



DESCRIPCIÓN	Medidas en Milimetricos
Perno Allen Inoxidable	10 X 70 mm

Figura 55. Perno Allen seleccionado para unión de disco y piñón.

El diseño del disco en conjunto con el diseño del eje, chaveta y pernos se encuentra representado en el plano 2.

ANEXO C: SELECCIÓN DE FACTORES DE MARÍN PARA EL EJE

Table 6-2
Parameters for Marin Surface Modification Factor, Eq. (6-19)

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

From C. J. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Heger (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

Figura 56. Selección del factor de Marín de la superficie k_a (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 296)

Descripción de la Figura: Se selecciona la opción de maquinado dado que el eje será fabricado en un torno.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Figura 57. Selección del factor k_b (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 296)

Descripción de la Figura: Se selecciona el diámetro entre 2" y 10" dado que el eje no puede ser muy delgado por motivos de diseño y evitar la deflexión que se pueda causar por los demás componentes.

Table 6-5
Reliability Factors k_z
Corresponding to
8 Percent Standard
Deviation of the
Endurance Limit

Reliability, %	Transformation Variate z_0	Reliability Factor k_z
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 58. Selección del factor de fiabilidad k_e (Budynass & Nisbett, 2014, pp. 301)

ANEXO D: CÁLCULOS PARA DISEÑO DE BASE DEL CHARRIOT

Cálculo de espesor

En la figura 64 se muestran los resultados de las iteraciones mencionadas en la sección “Cálculos para el diseño de base del *Chariot*” a fin de encontrar el espesor del tubo cuadrado horizontal. Las iteraciones se realizaron para un tubo cuadrado ISO 40x40, donde se varía el espesor en función de la disponibilidad en el mercado desde [1:25] [mm].

Table 1

1.10	1 th [m]	2 Proporción
Run 1	0.001	1.013
Run 2	0.0015	1.463
Run 3	0.002	1.878
Run 4	0.0025	2.26

Figura 59. Resultados a diferentes espesores

Descripción de la figura: Se presenta la relación de proporción entre la deflexión permisible y la deflexión máxima calculada, a fin de seleccionar un espesor adecuado.

Se selecciona el valor de 2.5 [mm] para el espesor por encontrarse sobre el límite máximo de deflexión en una proporción adecuada.

Flexión en el tubo vertical

De igual forma, un esfuerzo considerable es la flexión y compresión que sufre el soporte vertical por estar fijado a los soportes horizontales. Por ello, se calcula cual es la deflexión producida a fin de comprobar que se deforma dentro de los límites permisibles. Por la forma de la estructura (figura 30), el momento provocado en los soportes horizontales es transmitido a los soportes verticales.

Se utiliza el material ya seleccionado SAE J403 1008 para un tubo cuadrado ISO 40x40x2.5. Para realizar los respectivos cálculos se toma en consideración la masa de los componentes descrita en la tabla 8.

Análisis.

A partir de las dimensiones seleccionadas se encuentra el esfuerzo en flexión que sufren los 4 soportes verticales, se usa la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Se debe encontrar el momento flector máximo a fin de diseñar en función de evitar la deflexión del tubo cuadrado. Se utiliza la siguiente ecuación tomada del libro de Shigley (Budynas & Nisbett, 2019).

$$M = \frac{x(w)}{2}$$

$$M = 1.875 [Nm]$$

Por la simetría del tubo cuadrado el eje neutro se encuentra en el eje geométrico.

$$c = 20 [mm]$$

La inercia se obtiene a partir de las dimensiones encontradas en la sección “Cálculos para el diseño de la base del *Charriot*”

$$I = I_{sq1} - I_{sq2}$$

$$I = 8.83E - 8[m^4]$$

Entonces el esfuerzo en flexión,

$$\sigma = 0.849\ 558 \text{ [MPa]}$$

Siendo el esfuerzo de fluencia 370 [MPa] mucho mayor al esfuerzo provocado por el momento flector máximo, se corrobora que no existe fluencia en la estructura analizada. Se calcula la deflexión provocada por el momento flector máximo a fin de compararlo con el límite proporcionado por la empresa.

El módulo de Young para el material del tubo estructural es 200×10^3 [MPa], según el catálogo proporcionado. Y a partir del libro de Shigley se toma la ecuación para encontrar la deflexión (Budynas & Nisbett, 2019).

$$y_{max} = \frac{5 w L_0^4}{384 E I}$$

Entonces,

$$y_{max} = 8.85 \times 10^{-4} \text{ [mm]}$$

Se compara con el límite de deflexión permisible y se encuentra que el valor es significativamente mayor y, por tanto, las dimensiones son adecuadas.

$$\Delta y: y_{max} = 1.13$$

Compresión en tubo vertical

Los tubos cuadrados ubicados en posición vertical también experimentarán compresión debido al peso del *charriot*, el motor y copa abrasiva. Por ello, es importante ratificar que no existe fluencia y que el factor de seguridad entre esfuerzo permisible y real es significativamente mayor a 1.

Se encuentra el esfuerzo en compresión mediante la fórmula:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

El área se obtiene sustrayendo el área cuadrada del agujero del tubo del área del tubo externa.

$$A_G = (0.04)^2 [m^2]$$

$$A_P = (0.04 - 2 * 0.0025)^2 [m^2]$$

$$A_{Total} = 3.75 \times 10^{-4} [m^2]$$

Se reemplazan los resultados en la fórmula para esfuerzo:

$$\sigma = 200\,000 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

El esfuerzo encontrado se debe comparar con el esfuerzo que produce una deformación en compresión de 0.001 [mm] (límite sugerido por cliente). Aquello con el fin de comprobar que el factor de seguridad es el adecuado. Se utiliza la ley de Hooke, se encuentra la sigma permisible:

$$\sigma = Ee$$

$$e = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Es importante aclarar que el tubo vertical tiene diferentes dimensiones $L_0 = 160[mm]$.

$$e = \frac{1 \times 10^{-6}}{0.16}$$

$$e = 6.25 \times 10^{-6}$$

$$\sigma_{Perm} = 200 \times 10^3 [MPa] (6.25 - 6)$$

$$\sigma_{Perm} = 1.25 [MPa]$$

En función del esfuerzo en compresión permisible y real encontramos el factor de seguridad del tubo vertical.

$$N = \frac{\sigma_{Perm}}{\sigma}$$

$$N = 6.25$$

Se observa que el resultado del factor de seguridad es considerablemente mayor y, por tanto, las dimensiones son adecuadas.

Platinas en compresión y tensión

Considerando la geometría simétrica del soporte se realiza el diagrama que se observa en la figura 65, a fin de resolverlo por método de nodos y determinar los esfuerzos producidos en cada uno de los elementos.

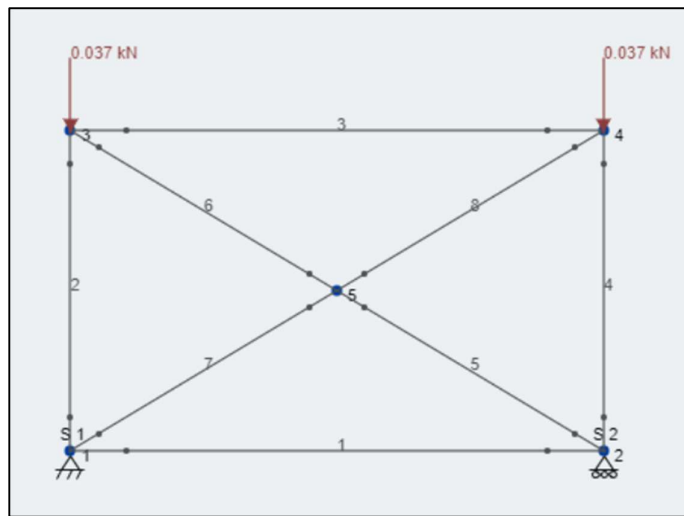


Figura 60. Diagrama de elementos y nodos que representan estructura charriot

Descripción de la figura: Se observa una representación gráfica simplificada del problema, donde cada tubo corresponde a un elemento y las uniones corresponden a nodos. Aquello con el fin de resolver el problema por el método de nodos.

Como se visualiza en la figura 66, en los nodos 3 y 4 se concentran parte de la fuerza provocada por el peso de los componentes. En los nodos 1 y 2 las reacciones provocadas por el disco hacia el soporte. Para el método de nodos se considera que cada uno de los nodos debe estar en equilibrio estático. Por tanto, la sumatoria de fuerzas en eje "X" y "Y" para cada nodo debe ser cero.

Mediante el software EES se resolvieron las ecuaciones de cada nodo y se encontró las fuerzas que experimenta cada elemento. En la siguiente imagen se observan los resultados obtenidos.

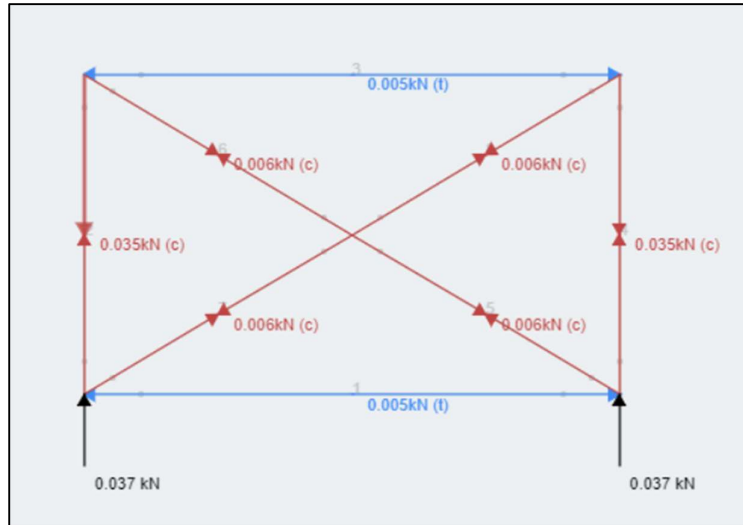


Figura 61. Diagrama de resultados en las fuerzas de cada elemento

Descripción de la figura: Se visualiza un diagrama simplificado del problema que representa los resultados de esfuerzos obtenidos para cada elemento. Dado que el valor del elemento que mayor carga experimenta es menor al calculado en la sección de compresión se adjudica que este no sufrirá una deformación significativa.

ANEXO E: CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE CHAVETA

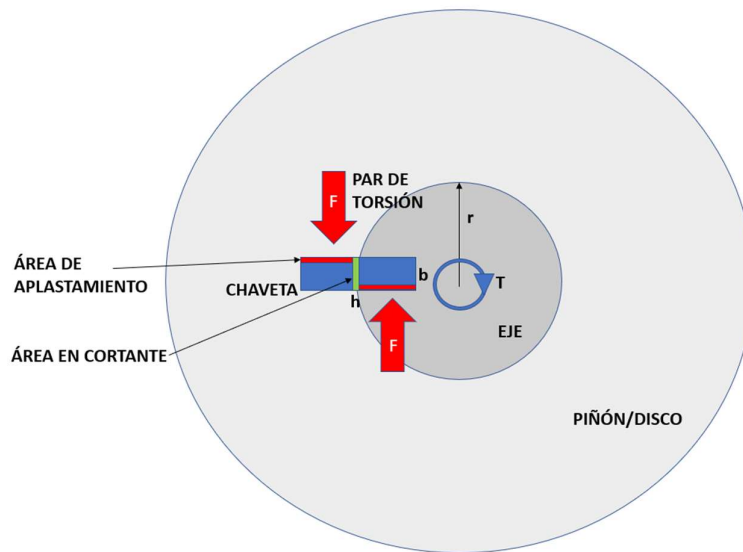


Figura 62 Representación de fuerzas (diagrama de cuerpo libre) actuantes sobre la chaveta, vista superior

Para los cálculos de la chaveta se escogieron medidas acordes al modelo de la rectificadora, y se procedió a comprobar los factores de seguridad de dicha pieza, empleando de igual manera la norma DIN 6885B para las tolerancias de la chaveta.

Sabiendo que:

$$T = \text{Torque.}$$

$$r = \text{Radio del eje donde se acompla la chaveta.}$$

$$h = \text{Alto de la chaveta.}$$

$$b = \text{Ancho de la chaveta.}$$

$$L = \text{Largo de la chaveta.}$$

$$\sigma_{y \text{ chave}} = 370 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_y = \text{Esfuerzo de fluencia en compresión o tensión.}$$

$$\tau_y = \text{Esfuerzo de fluencia en cortante.}$$

$$A = \text{Área.}$$

$F = \text{Fuerza resultante.}$

$FS = \text{Factor de seguridad.}$

$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \text{Esfuerzo a compresión.}$

$\tau = \text{Esfuerzo en cortante.}$

Los datos considerados fueron:

$$T = 75 \text{ [Nm]}$$

El cual fue el torque que el servomotor elegido tendrá, necesario para girar el eje-
piñón-disco y permitir el correcto funcionamiento de la rectificadora.

$$r = 30 \text{ [mm]}$$

$$h = 12 \text{ [mm]}$$

$$L = 101 \text{ [mm]}$$

$$b = 12 \text{ [mm]}$$

Considerando que se fabricará la chaveta y demás componentes de Acero 1018 se
tiene que:

Tabla 14 Propiedades mecánicas de distintos materiales.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Process- ing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

ASTM Number	Tensile Strength S_{UT} , kpsi	Compressive Strength S_{UC} , kpsi	Shear Modulus of Rupture S_{UR} , kpsi	Modulus of Elasticity, Mpsi		Endurance Limit* S_e , kpsi	Brinell Hardness H_B	Fatigue Stress-Concentration Factor K_f
				Tension†	Torsion			
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

(Budynas & Nisbett, 2011)

$$\sigma_y \text{ chaveta} = 370 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_y \text{ disco eje} = 370 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_y \text{ chaveta} = 160 \text{ [MPa]}$$

Los cálculos se proceden a realizar:

$$T = F \times d$$

$$F = \frac{T}{d}$$

$$F = \frac{75 \text{ [Nm]}}{0.03 \text{ [m]}}$$

$$F = 2500 \text{ [N]}$$

Con lo cual se obtiene la fuerza existente sobre la chaveta y a su vez, sobre el conjunto disco/piñón, eje. Posteriormente, como se aprecia en la Figura 2, existen esfuerzos de aplastamiento sobre la chaveta, el conjunto piñón/disco, y el eje, así como esfuerzo cortante sobre la chaveta. Para determinar sus valores se procede a usar la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{Aplastamiento}} = F/A_{\text{perpendicular a } F}$$

$$\tau_{\text{chaveta}} = F/A_{\text{paralela a } F}$$

Con ello se obtiene que:

$$\sigma_{\text{Aplastamiento piñón-disco-ej}} = \frac{F}{L * \frac{h}{2}}$$

$$\sigma_{\text{Aplastamiento piñon-disco-eje}} = \frac{2500 [N]}{0.101 [m] \times \frac{0.012 [m]}{2}}$$

$$\sigma_{\text{Aplastamiento piñon-disco-eje}} = 4.125 [MPa]$$

$$\tau_{\text{chaveta}} = \frac{F}{b \times L}$$

$$\tau_{\text{chave}} = \frac{2500 [N]}{0.012 [m] \times 0.101 [m]}$$

$$\tau_{\text{chave}} = 2.063 [MPa]$$

Ahora se procede a sacar los factores de seguridad con los que estaríamos trabajando:

$$FS_1 = \frac{\sigma_{y \text{ disco eje}}}{\sigma_{\text{aplastamiento piñon-eje-disc}}}$$

$$FS_2 = \frac{\tau_{y \text{ chave}}}{\tau_{\text{chaveta}}}$$

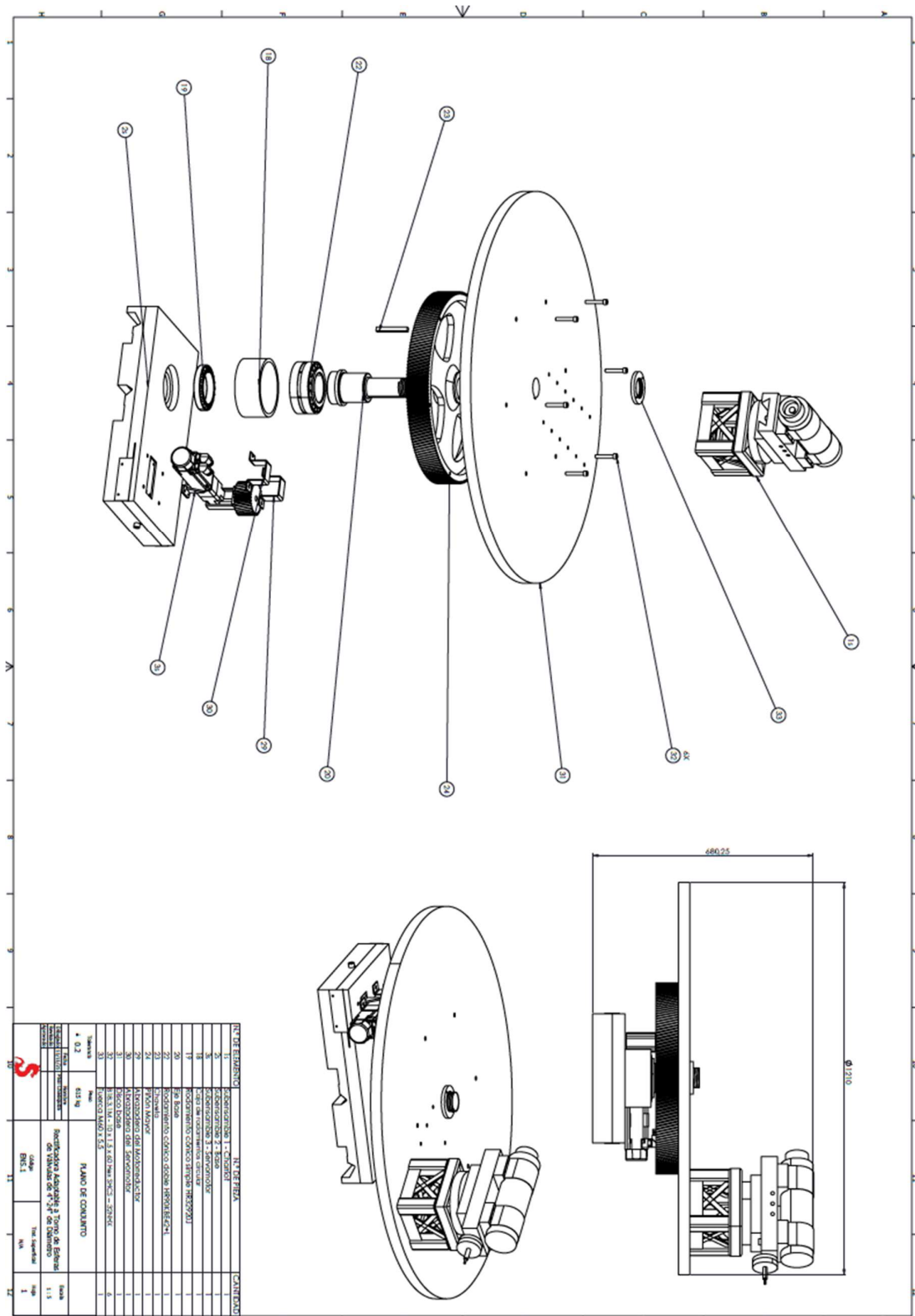
Obteniendo así:

$$FS_1 = 89.69$$

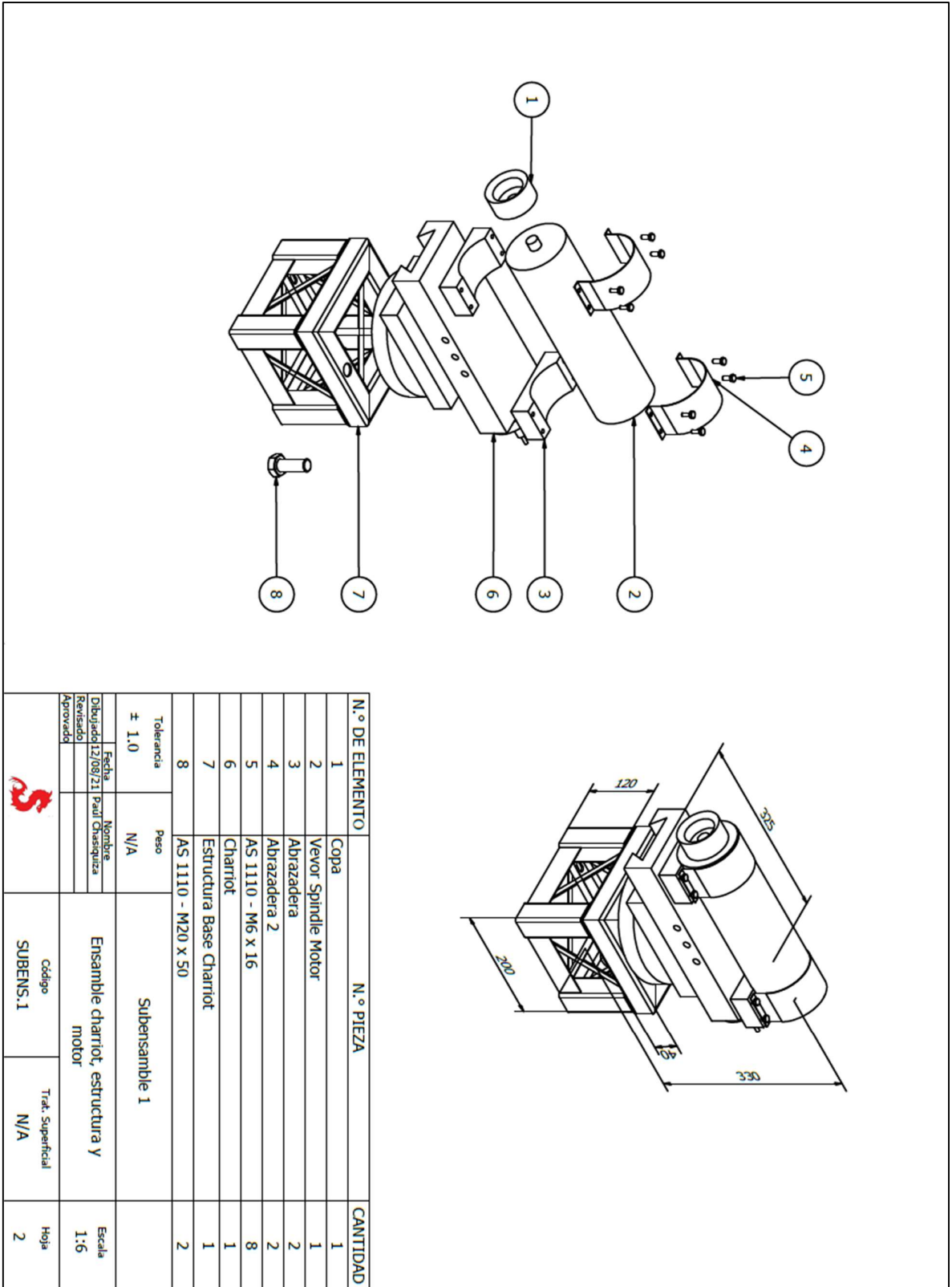
$$FS_2 = 77.57$$

Determinando de esta manera que la chaveta diseñada es segura y puede soportar los esfuerzos generados por la rotación de sistema eje-piñón-disco sin problema alguno. Además, soporta la fatiga y tendrá una vida útil muy grande (vida infinita), dado que los esfuerzos a los que se expone son mínimos.

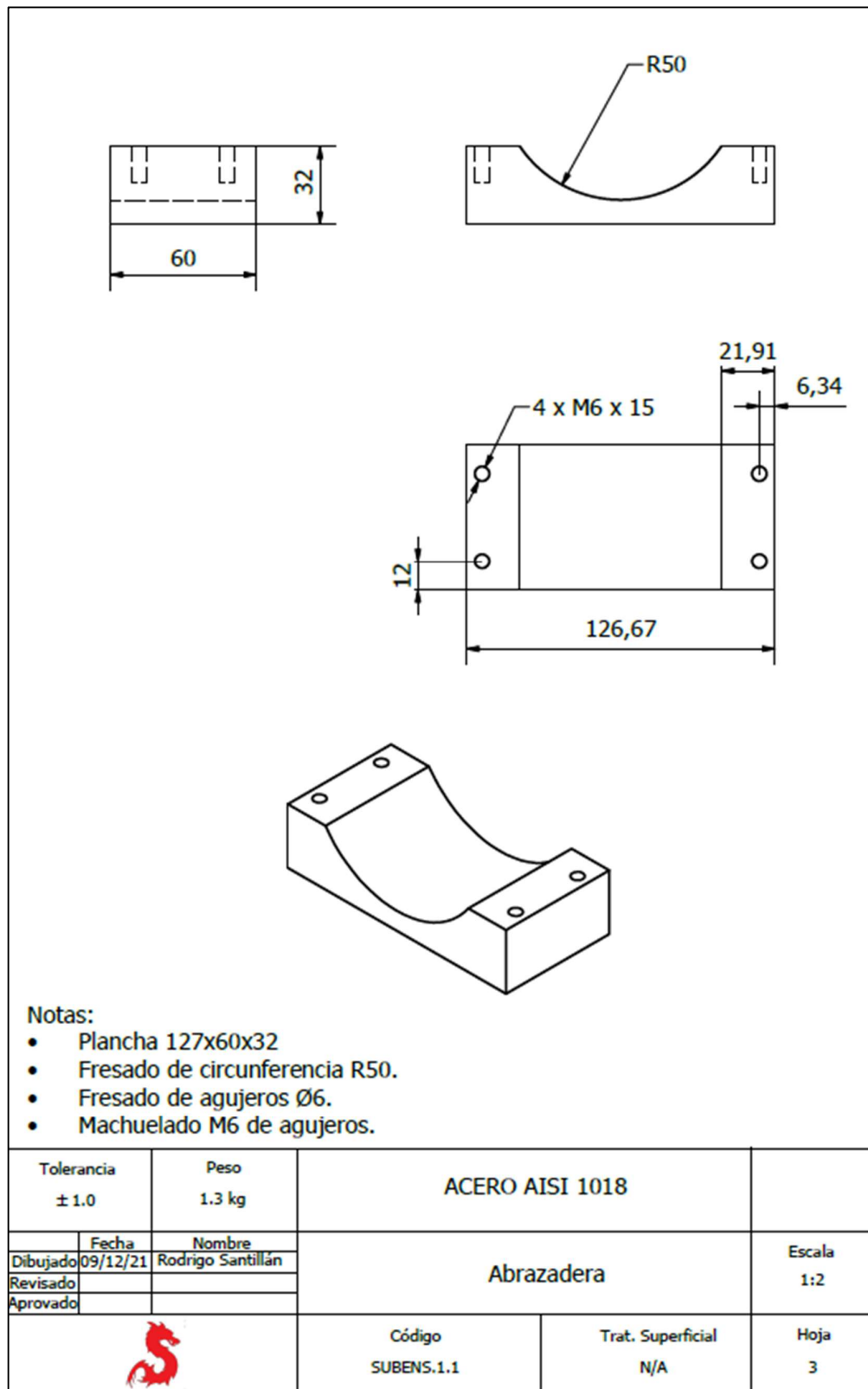
ANEXO F: PLANOS



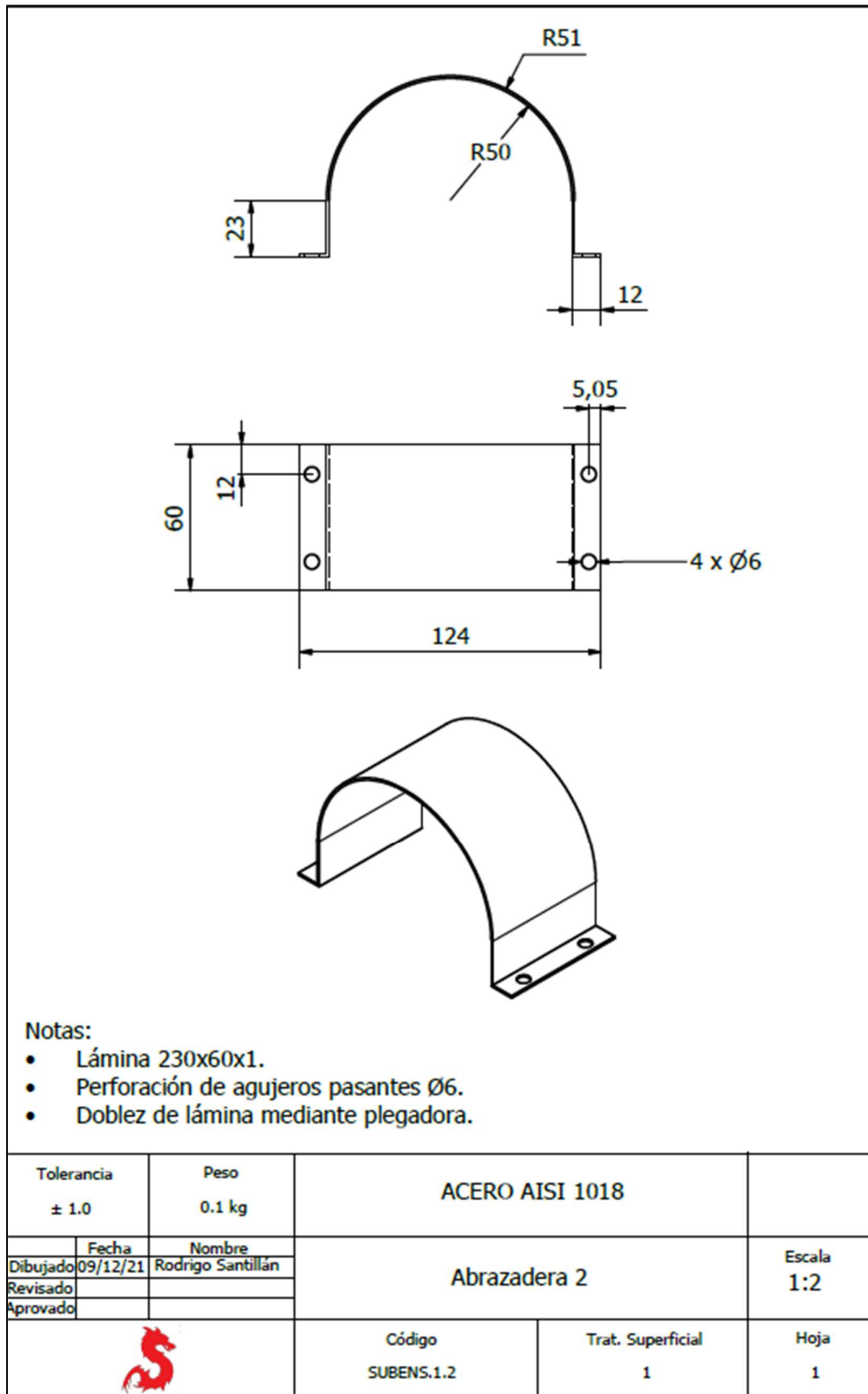
Plano 1 Ensamble general.



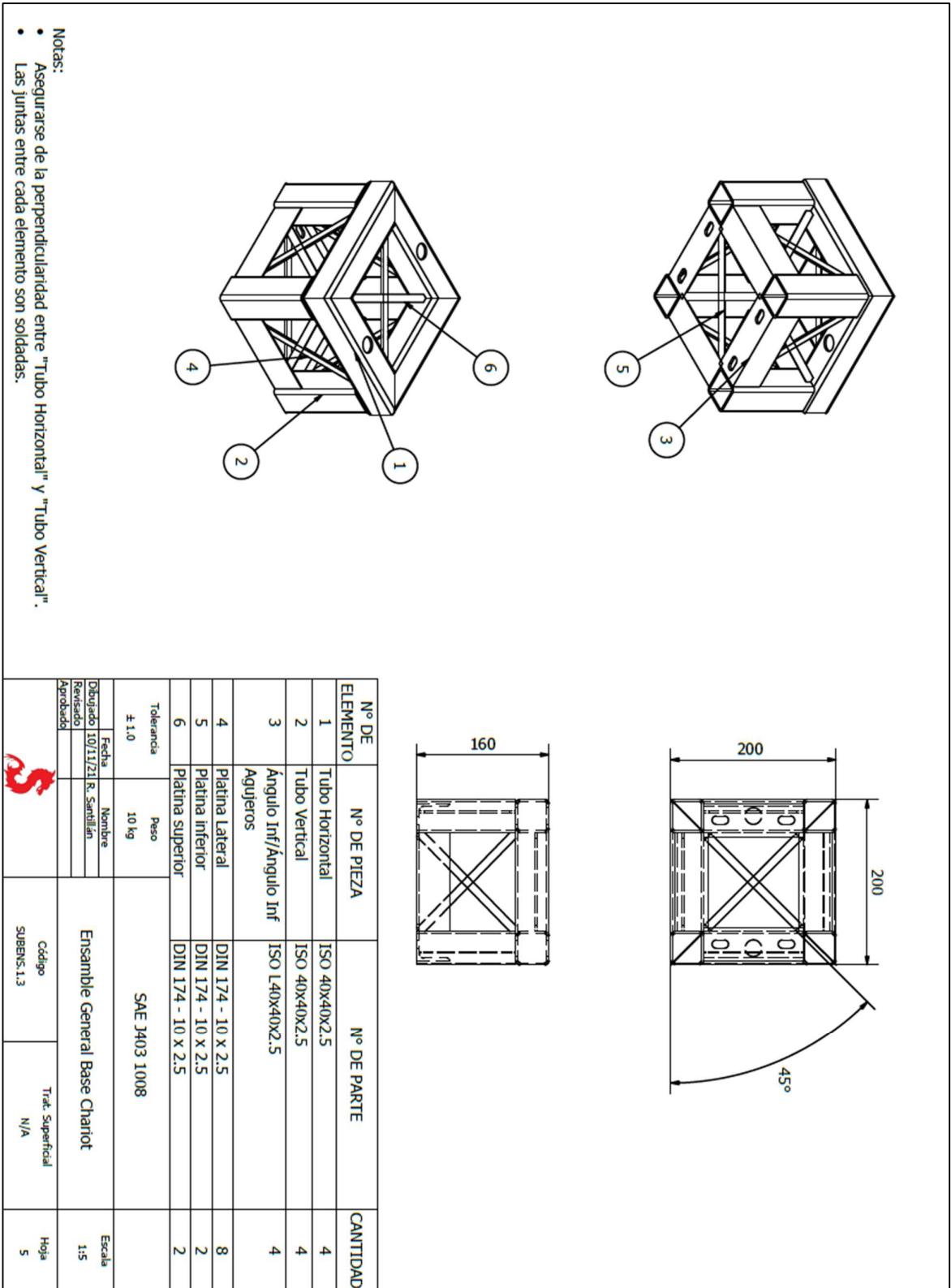
Plano 2 Subensamblable del charriot con su base y copa.



Plano 3 Abrazadera 1.

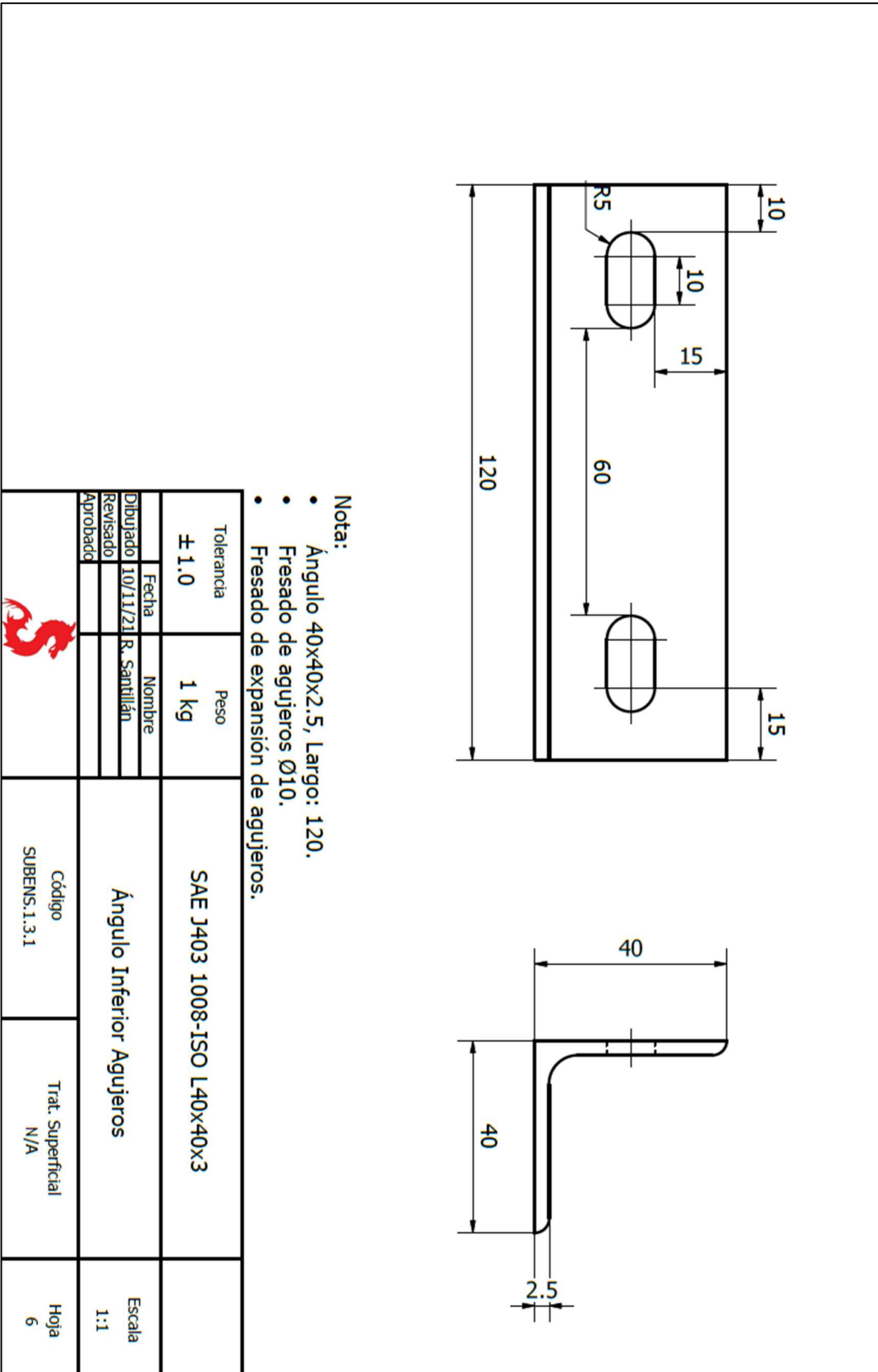


Plano 4 Abrazadera 2.

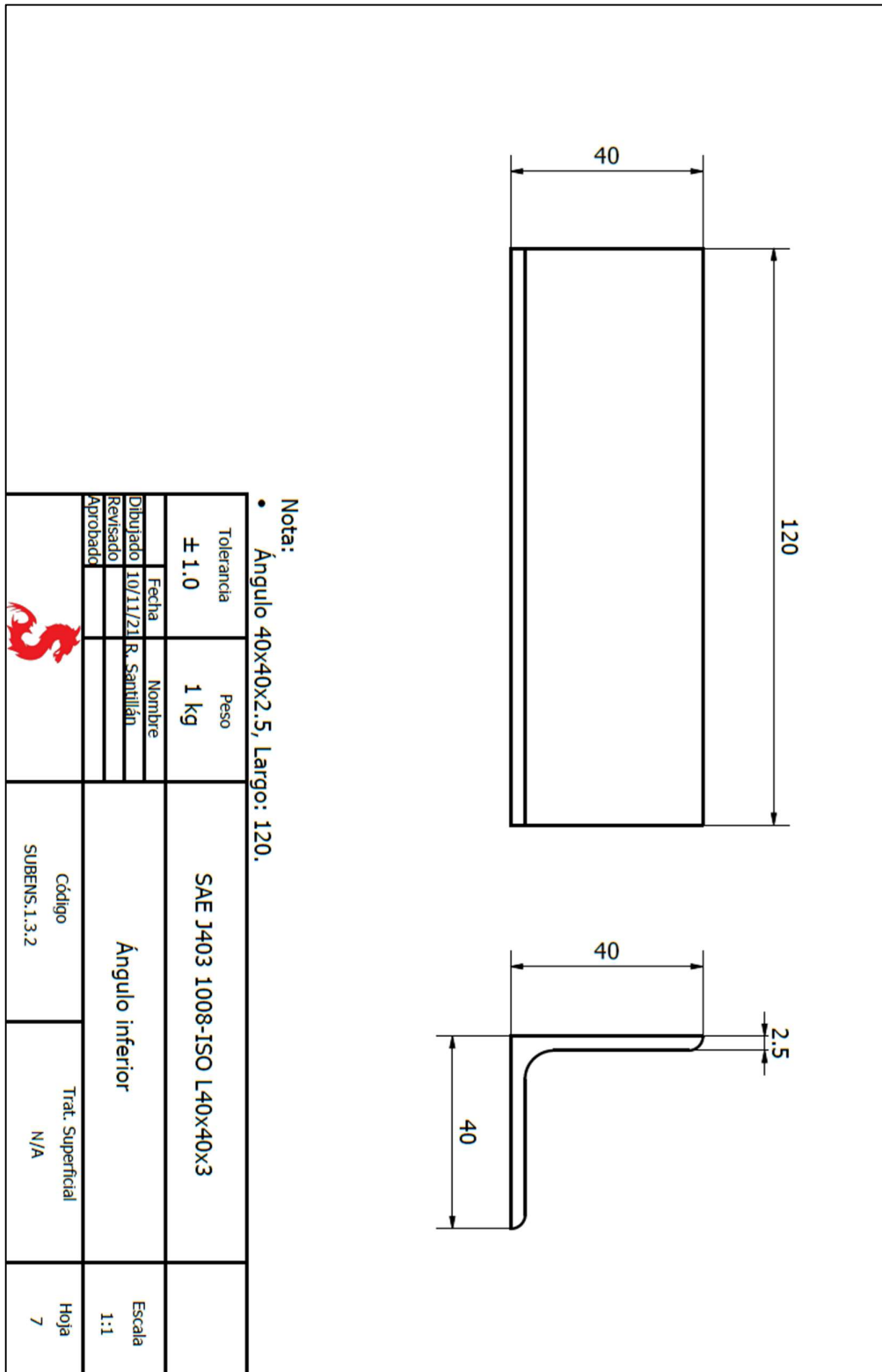


- Notas:
- Asegurarse de la perpendicularidad entre "Tubo Horizontal" y "Tubo Vertical".
 - Las juntas entre cada elemento son soldadas.

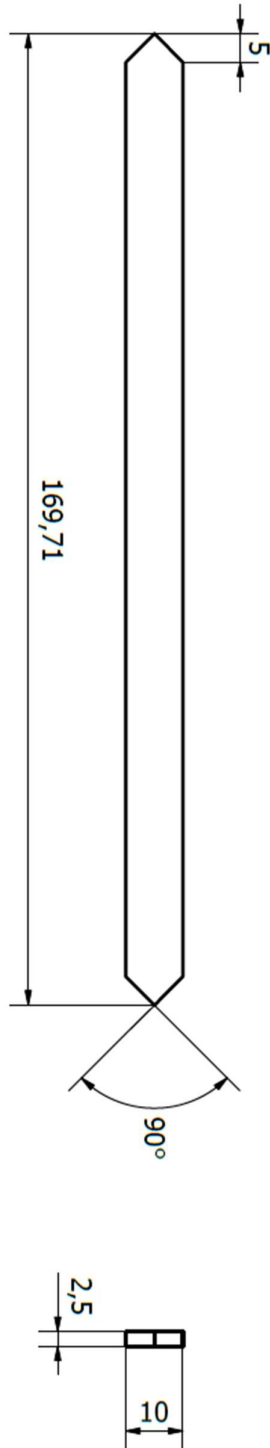
Plano 5 Ensamble de la base del charriot.



Plano 6 Ángulo estructural con agujeros para base de charriot.



Plano 7 Ángulo estructural para base de charriot.



Nota:

- Platina 10x2.5. Largo: 169.71.
- Corte de esquinas en ángulo de 90°.

Tolerancia		Peso		DIN EN 10278 10 X 2.5		Escala 1:1
± 1.0		0.2 kg				
Dibujado	Fecha	Nombre		Platina Lateral		Hoja 8
Revisado	10/11/21	R. Santillán				
Aprobado						
Código		Trat. Superficial		SUBENS.1.3.3		N/A



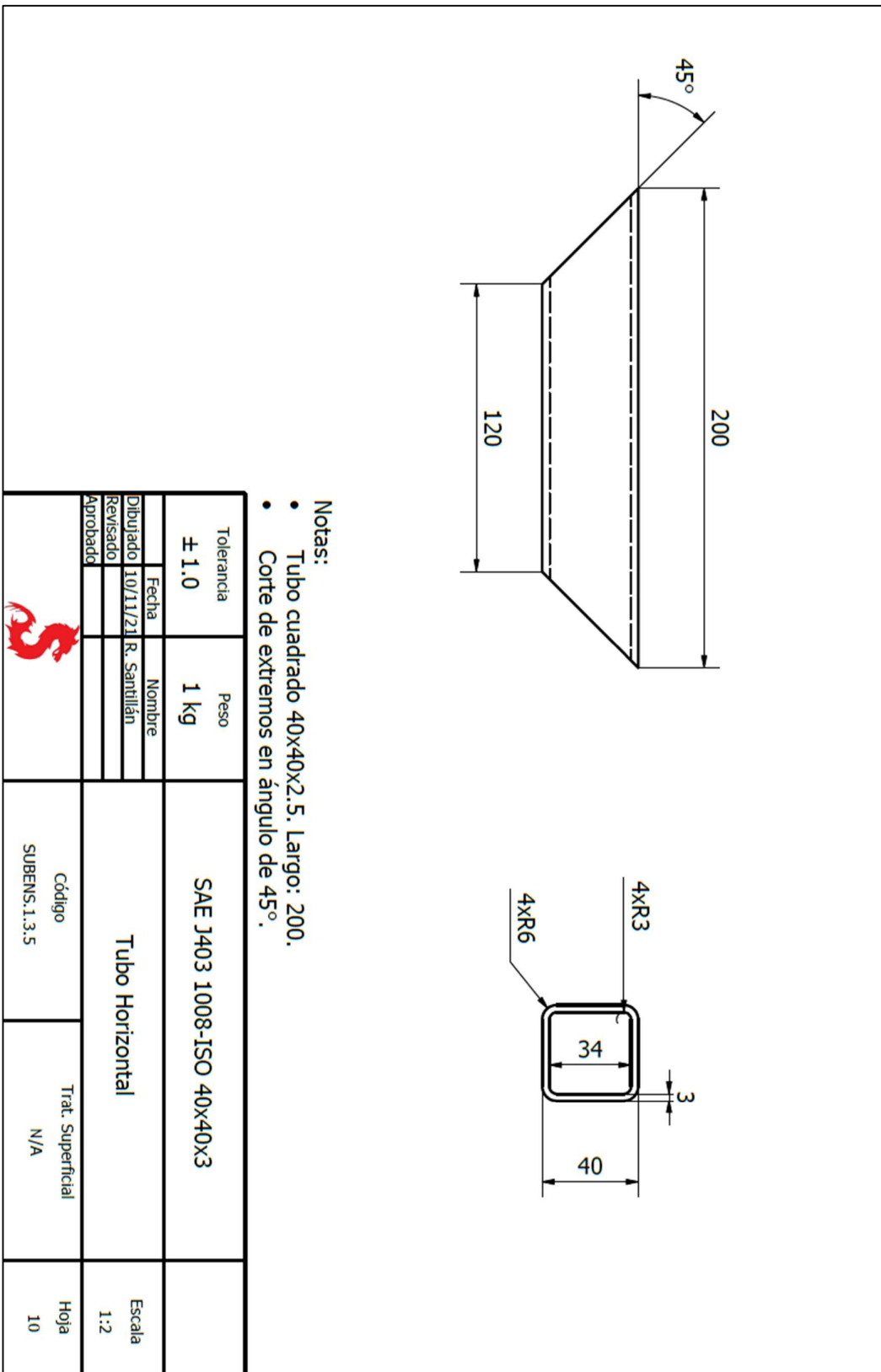
Plano 8 Platina lateral para base de charriot.



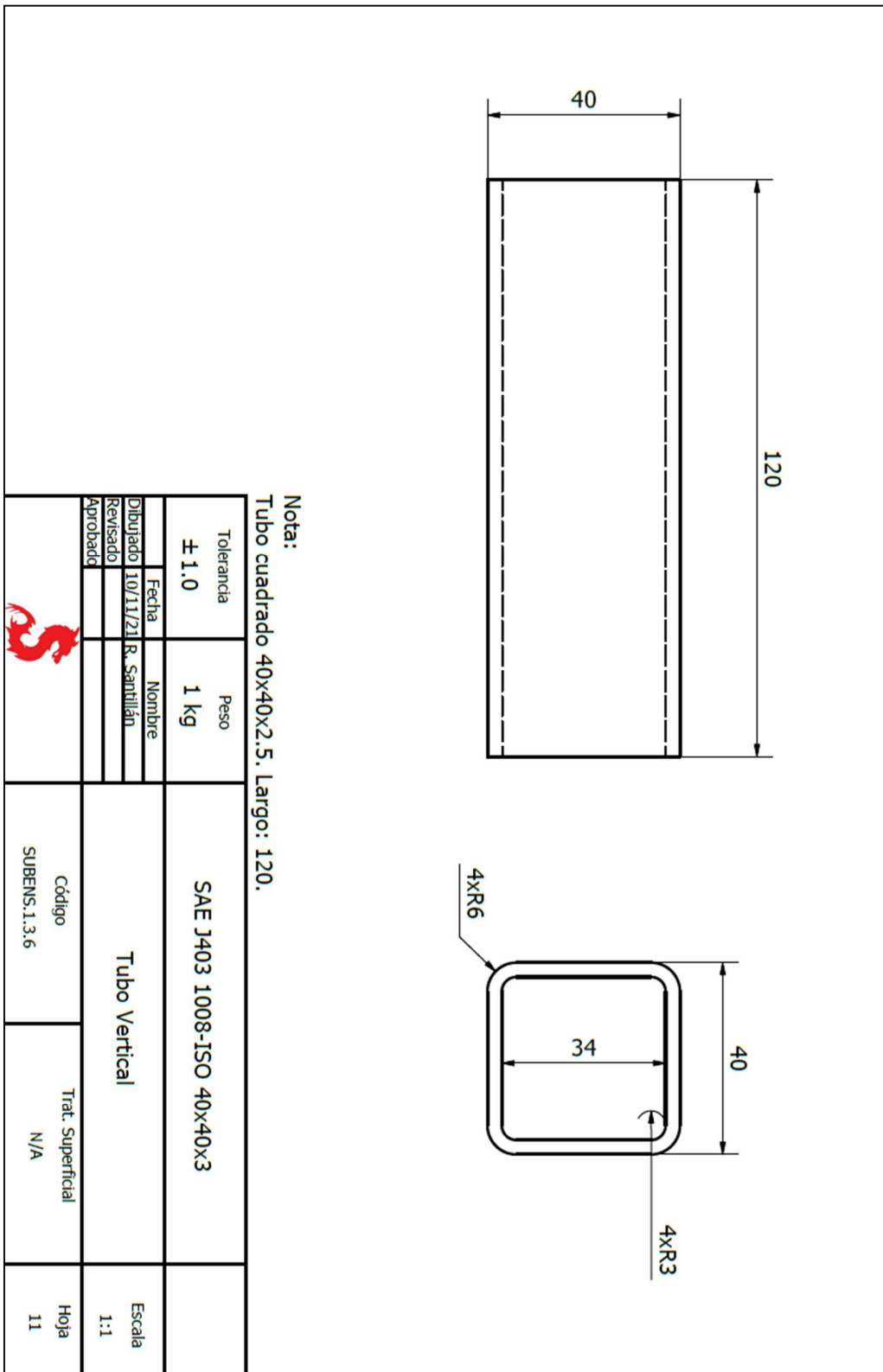
- Nota:
- Platina 10x2.5. Largo: 155.56.

Tolerancia	± 1.0	Peso	0.2 kg	DIN EN 10278 10 x 2.5		
Dibujado	10/11/21	Nombre	R. Santillán	Platina Superior/Inferior		Escala
Revisado						1:1
Aprobado						
				Código	Trat. Superficial	Hoja
				SUBENS.1.3.4	N/A	9

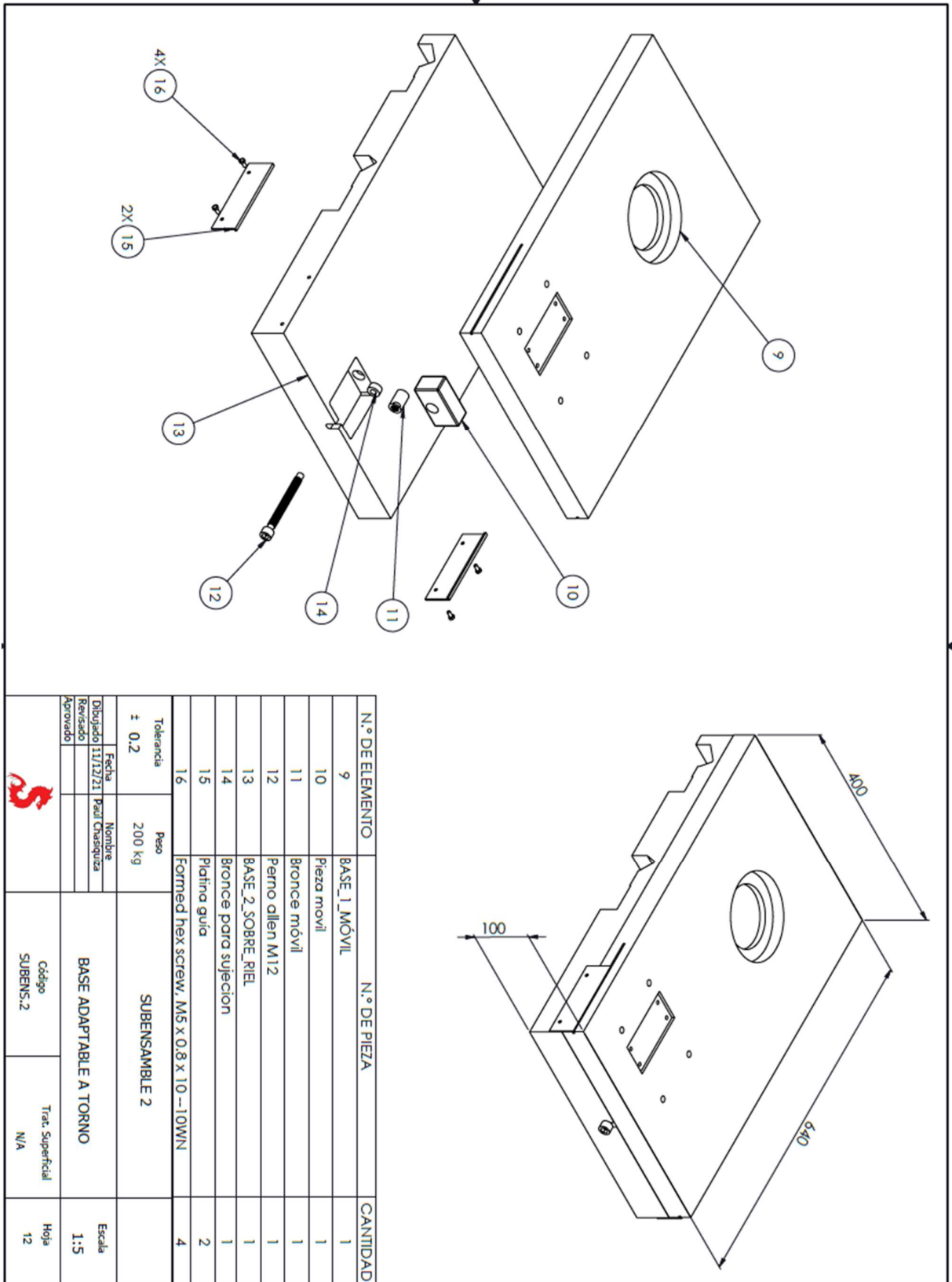
Plano 9 Platina superior/inferior para base de charriot.



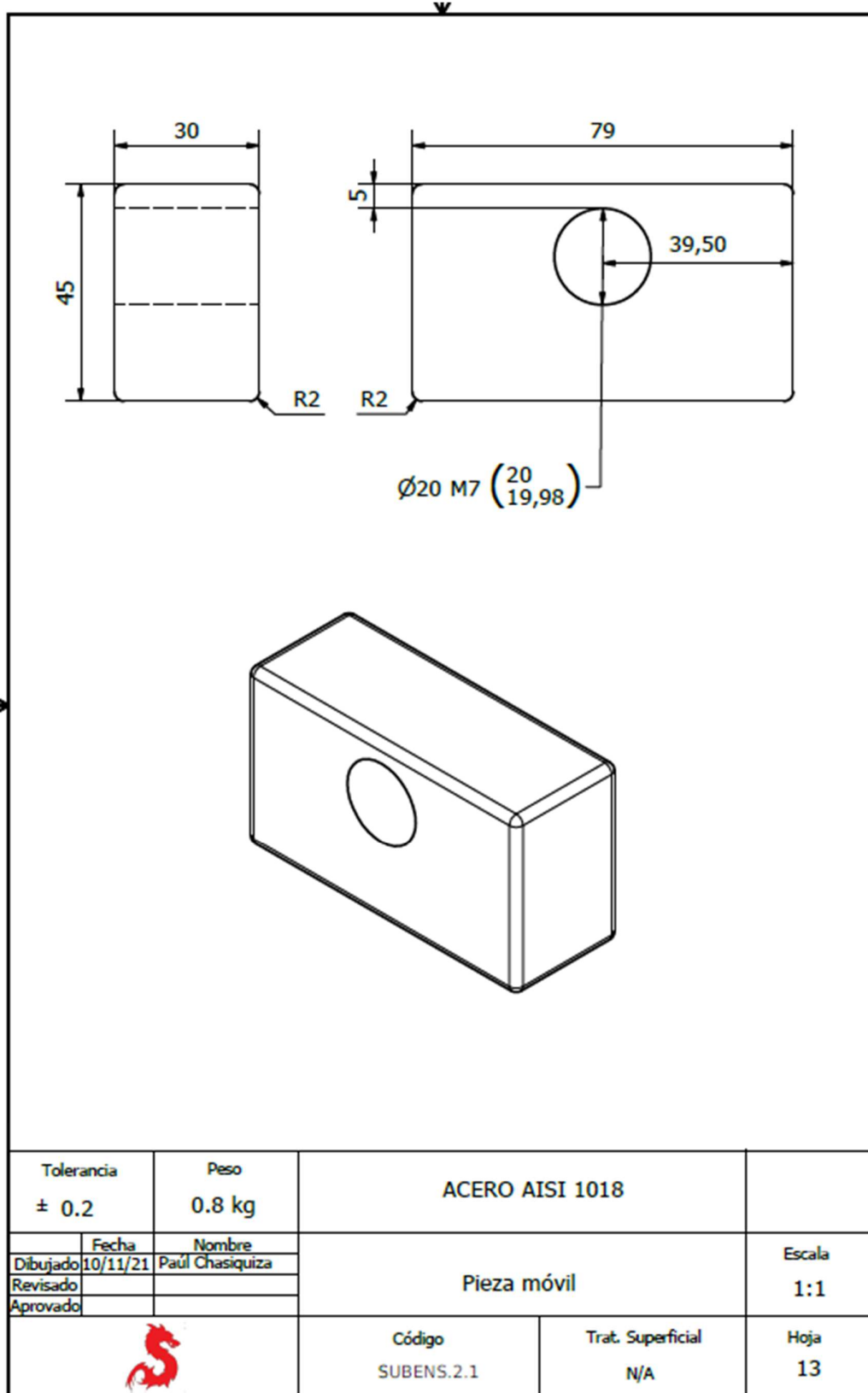
Plano 10 Tubo estructural 1 para base de charriot.



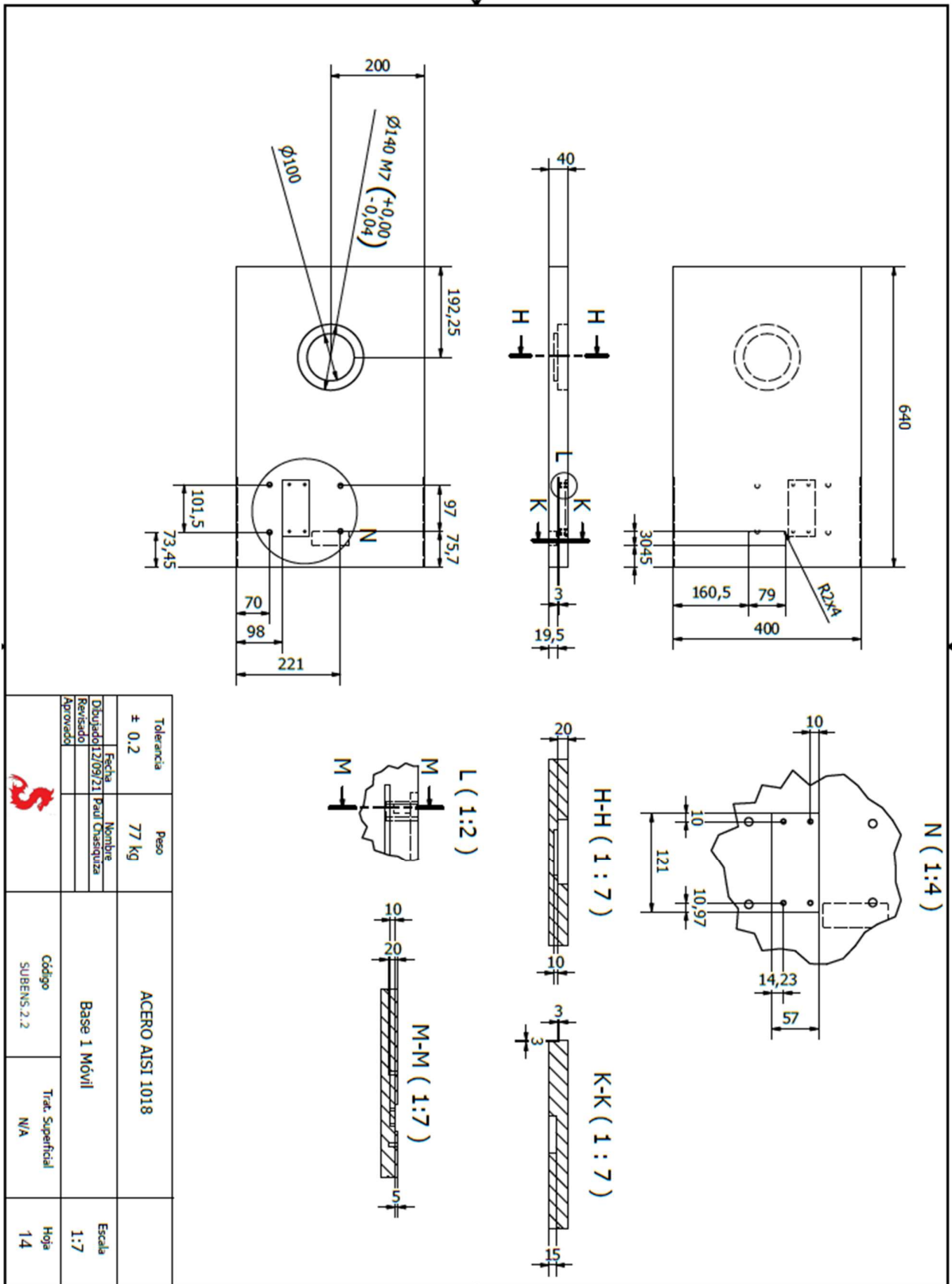
Plano 11 Tubo estructural 2 para base de charriot.



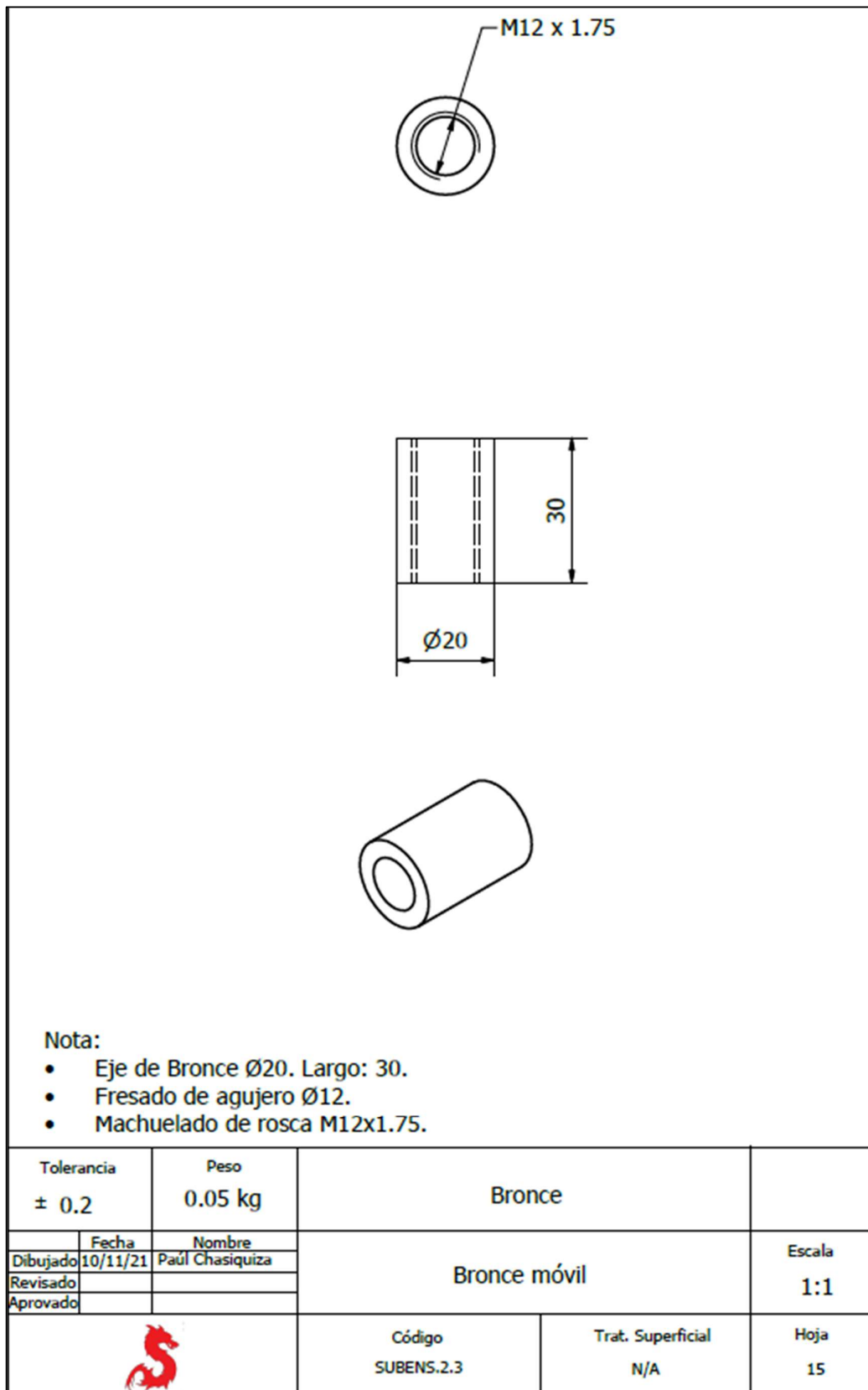
Plano 12 Ensamble de base adaptable a torno.



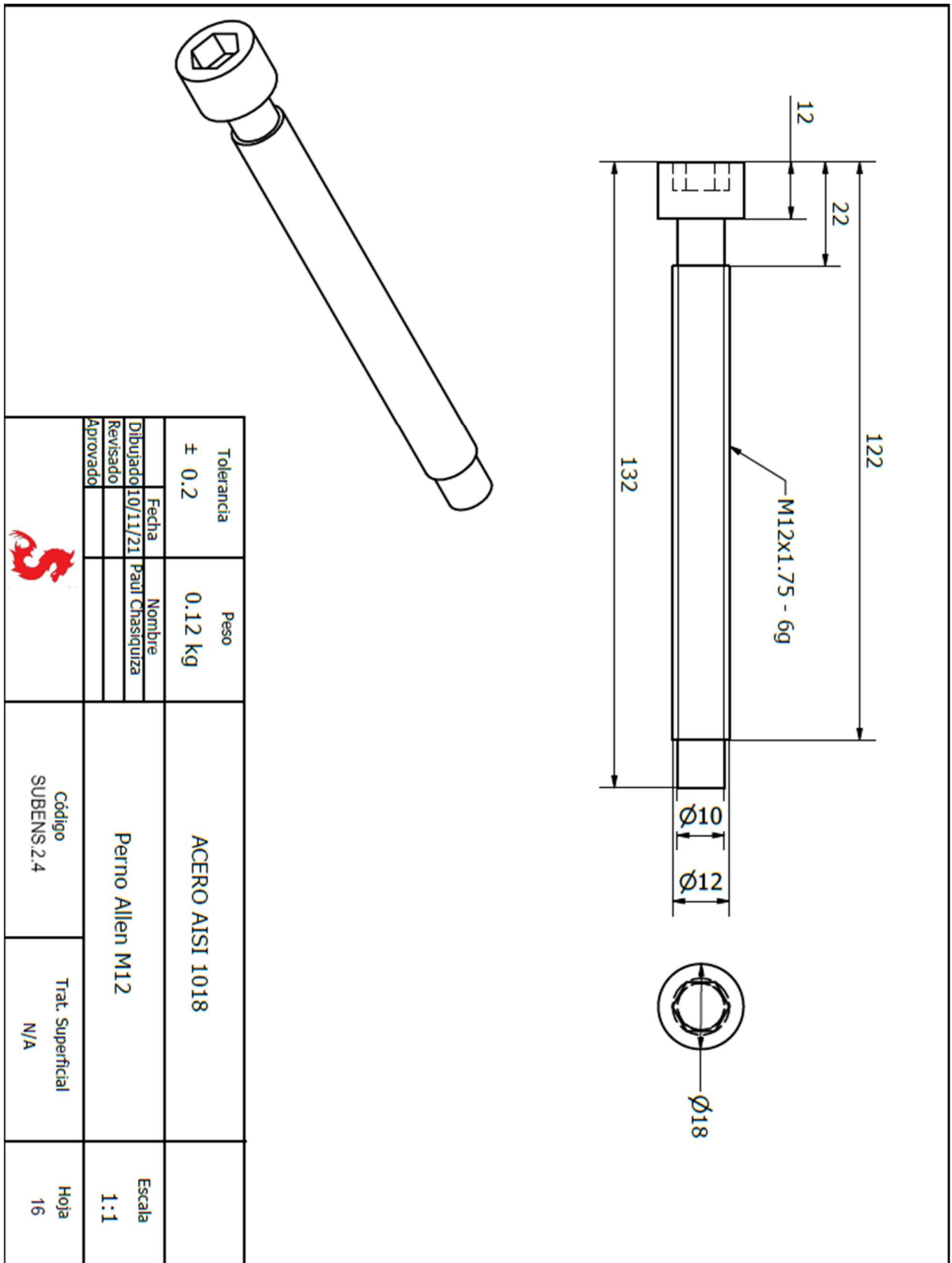
Plano 13 Pieza móvil para base adaptable a torno.



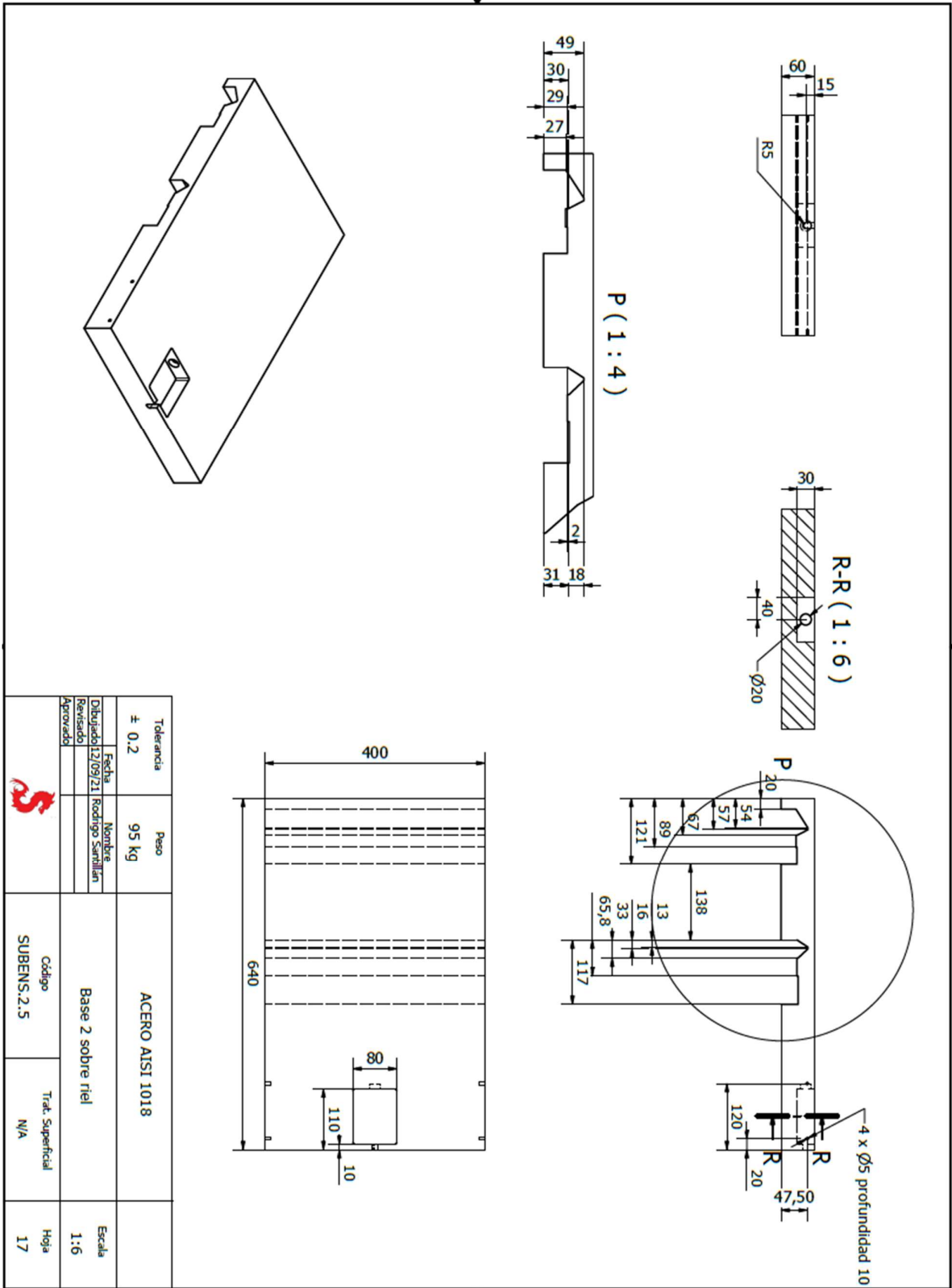
Plano 14 Porción móvil superior para base adaptable a torno.



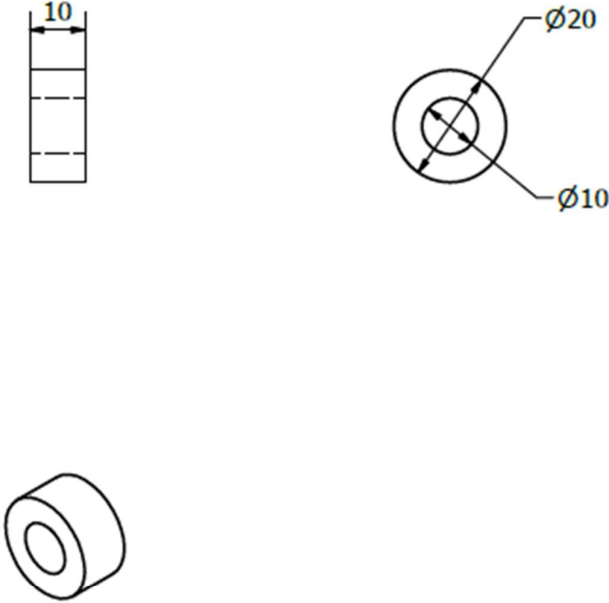
Plano 15 Bronce móvil para base adaptable a torno.



Plano 16 Perno Allen M12 para base adaptable a torno.




Plano 17 Porción inferior para base adaptable a torno.

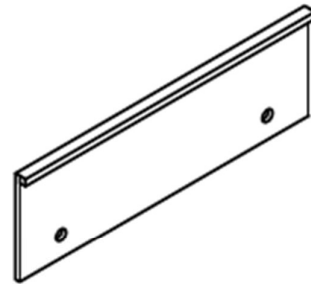
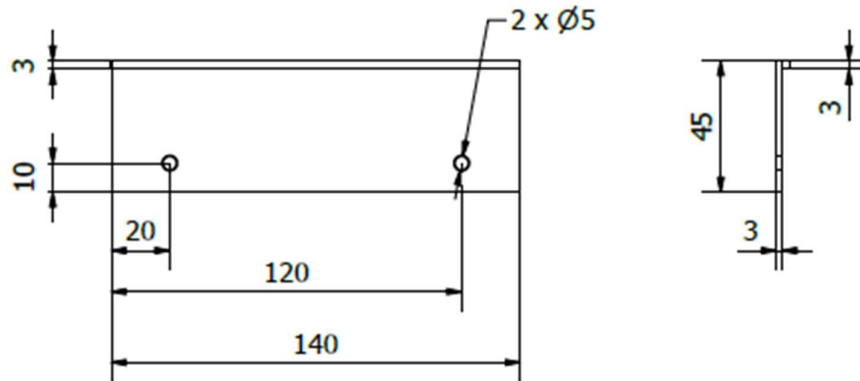


Notas:

- Eje de Bronce $\varnothing 20$. Largo: 10.
- Fresado de agujero $\varnothing 10$.

Tolerancia ± 0.2	Peso 0.02 kg	Bronce		
Dibujado	Fecha 10/11/21	Nombre Rodrigo Santillán	Bronce para sujeción	Escala 1:1
Revisado				
Aprobado				
		Código SUBENS.2.6	Trat. Superficial N/A	Hoja 18

Plano 18 Bronce para sujeción para base adaptable a torno.

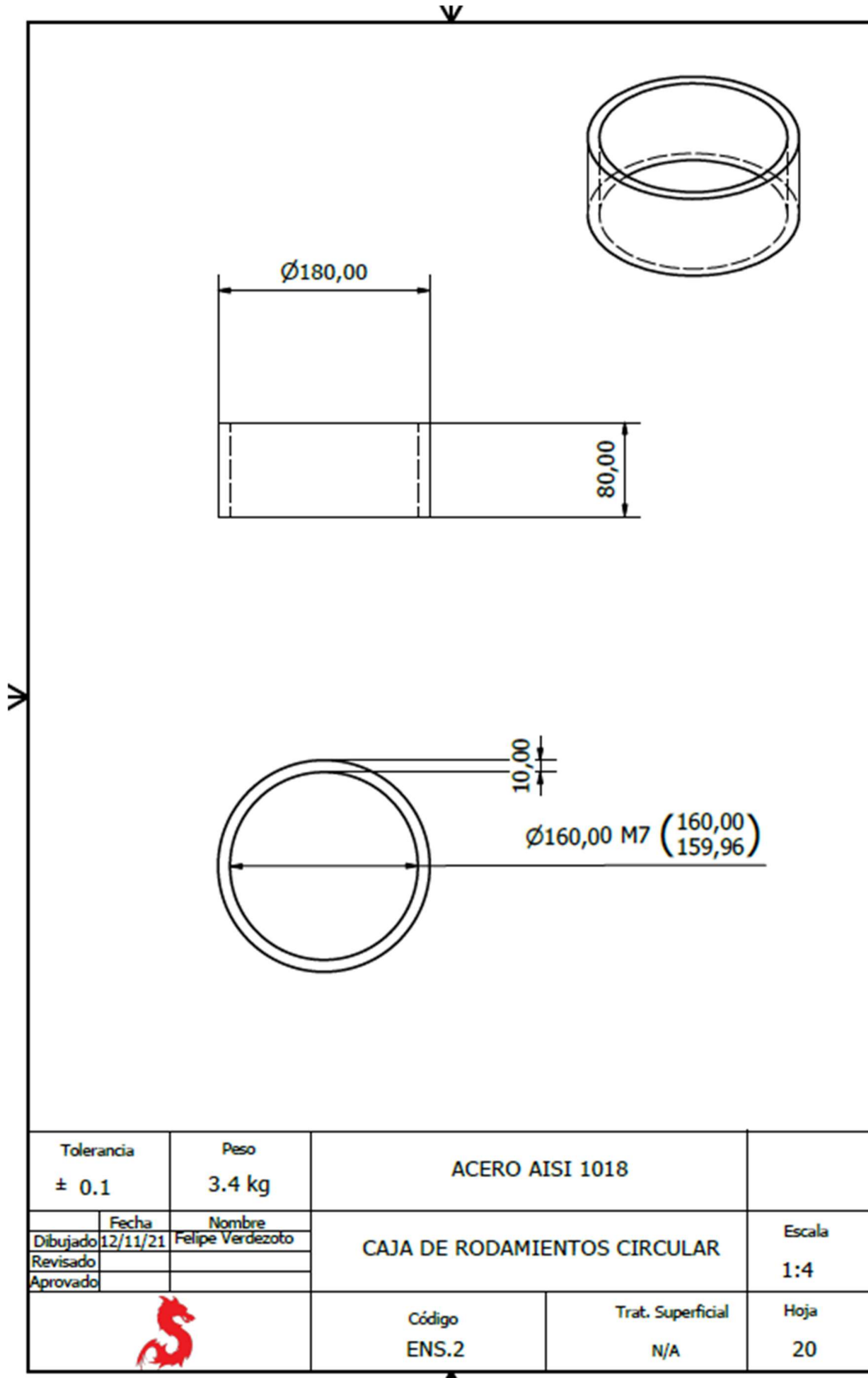


Nota:

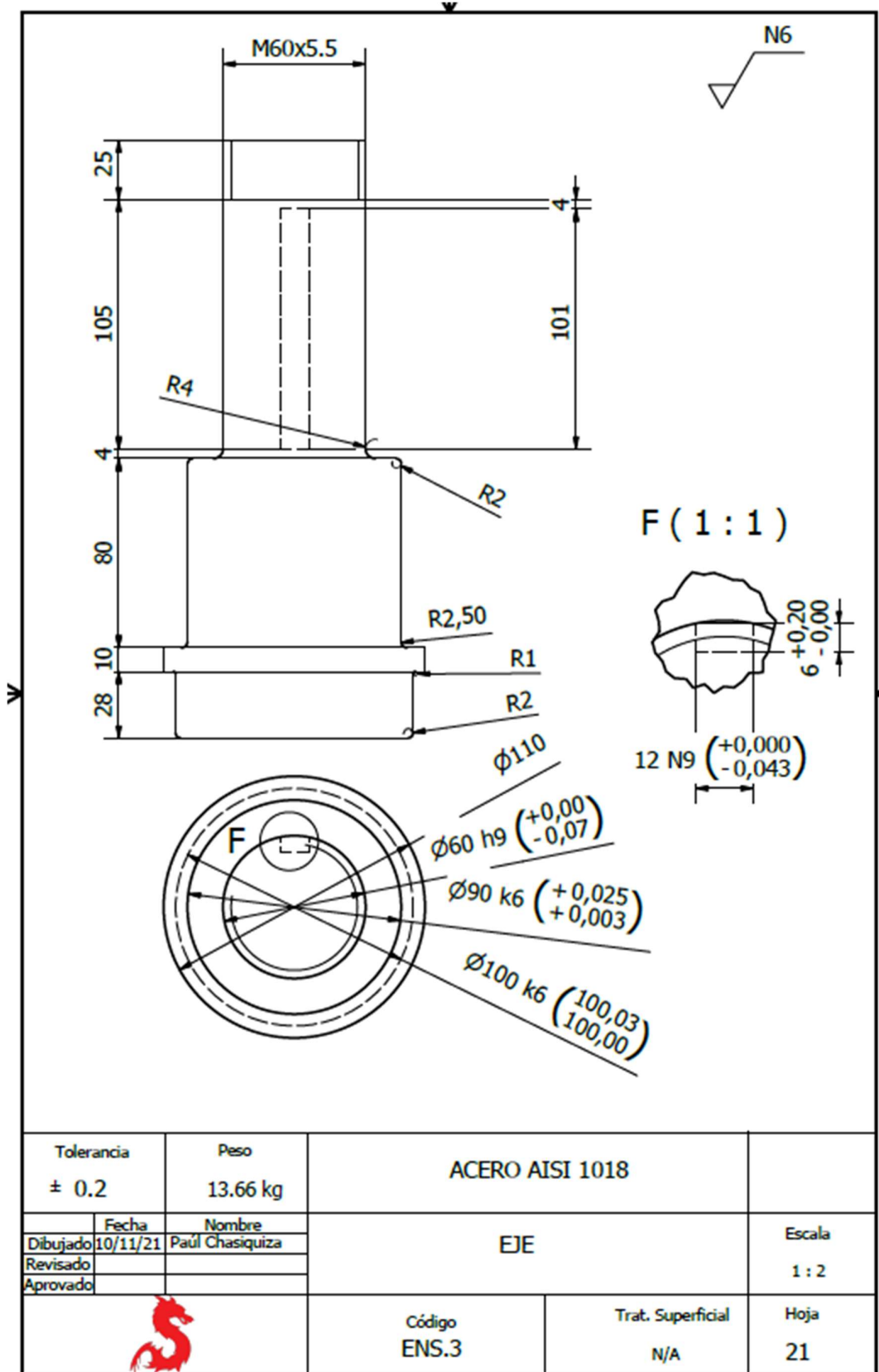
- Lámina 140x5x3.
- Doblado mediante plegadora.

Tolerancia ± 0.2	Peso 0.11 kg	ACERO AISI 1018	
Dibujado	Fecha 10/11/21	Nombre Rodrigo Santillán	Escala 1 : 2
Revisado			
Aprobado			
		Código SUBENS.2.7	Trat. Superficial N/A
		Hoja 19	

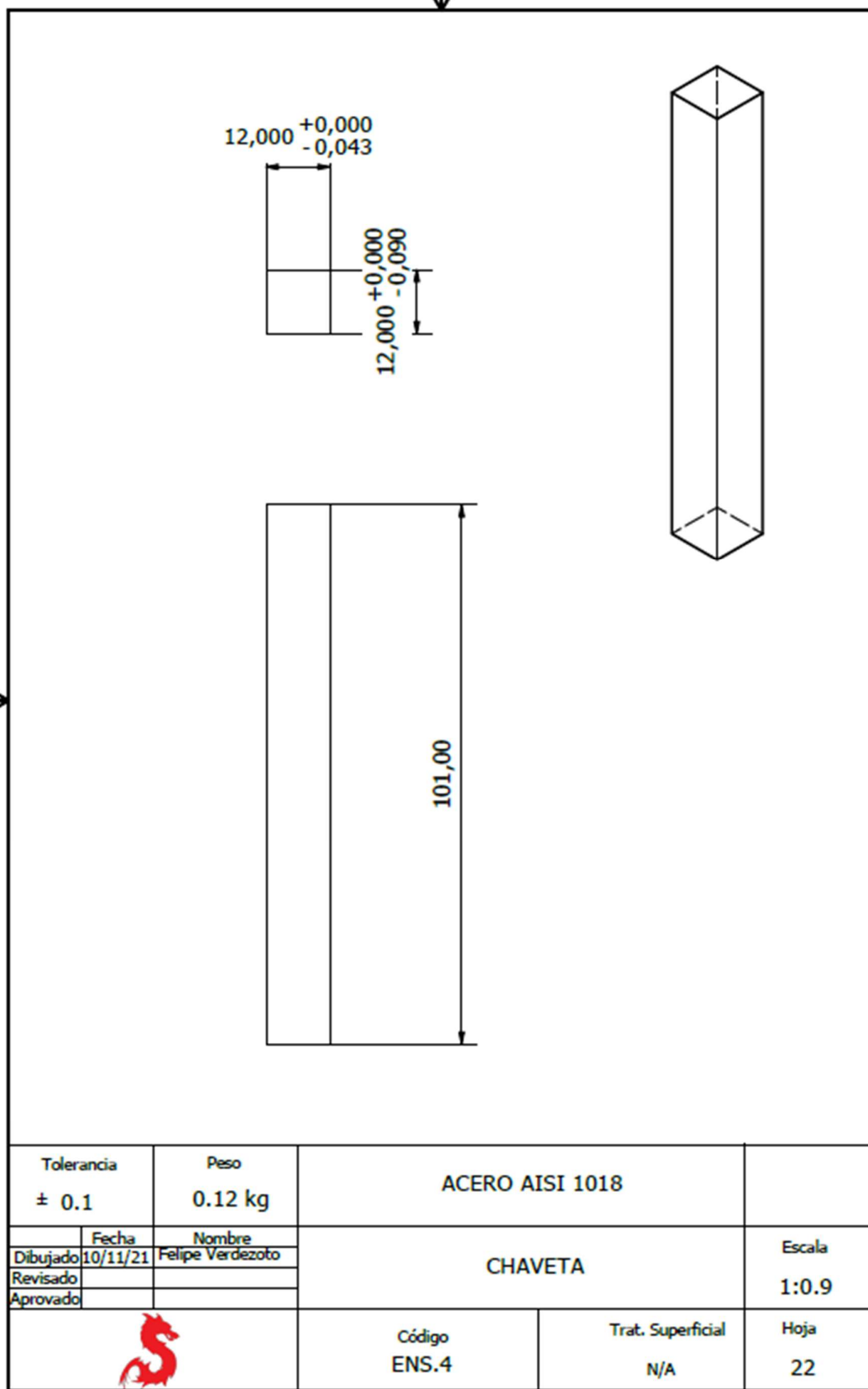
Plano 19 Platina guía para base adaptable a torno.



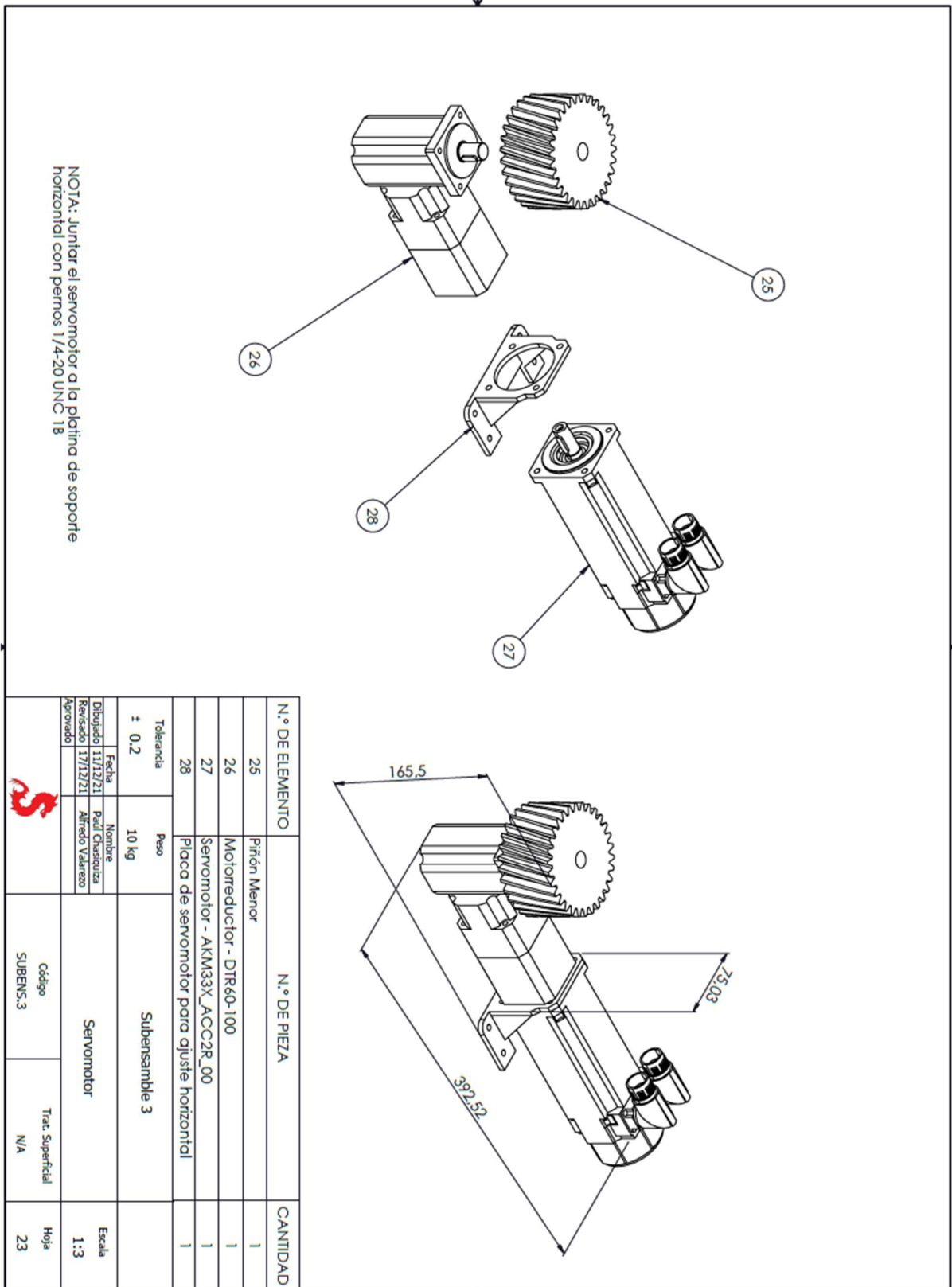
Plano 20 Caja de rodamientos.



Plano 21 Eje de Rectificadora.

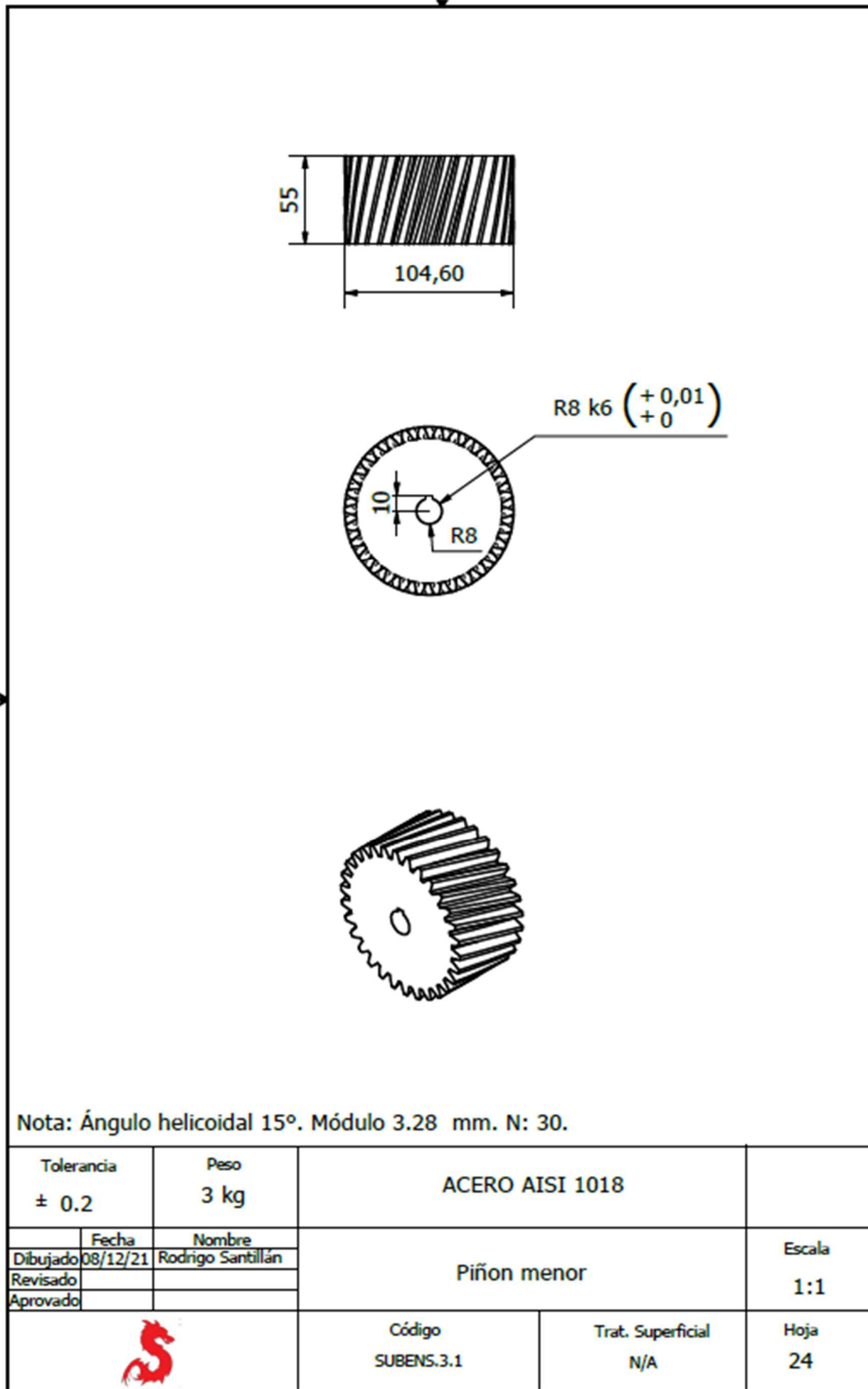


Plano 22 Chaveta.

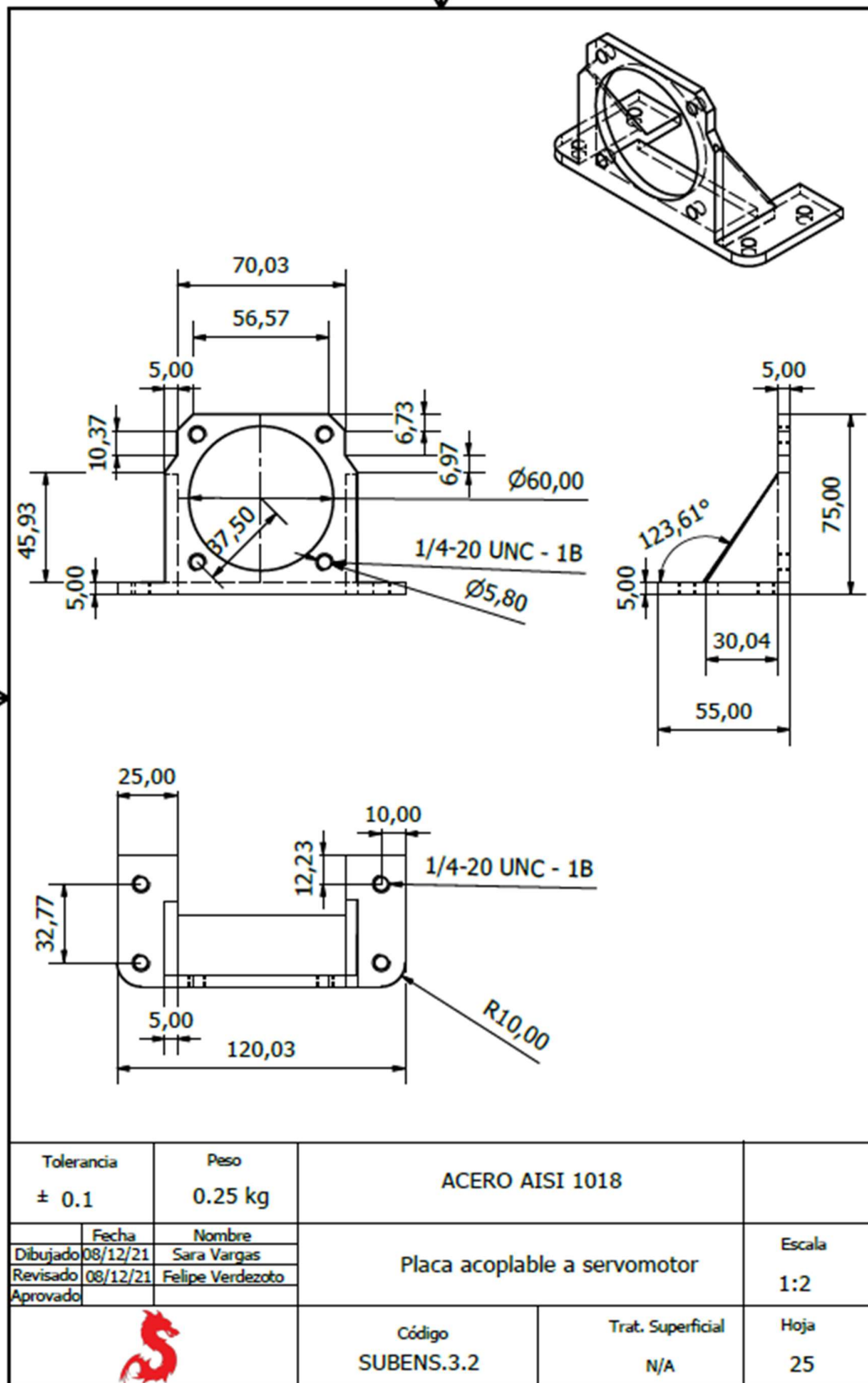


NOTA: Juntar el servomotor a la platina de soporte horizontal con pernos 1/4-20 UNC 18

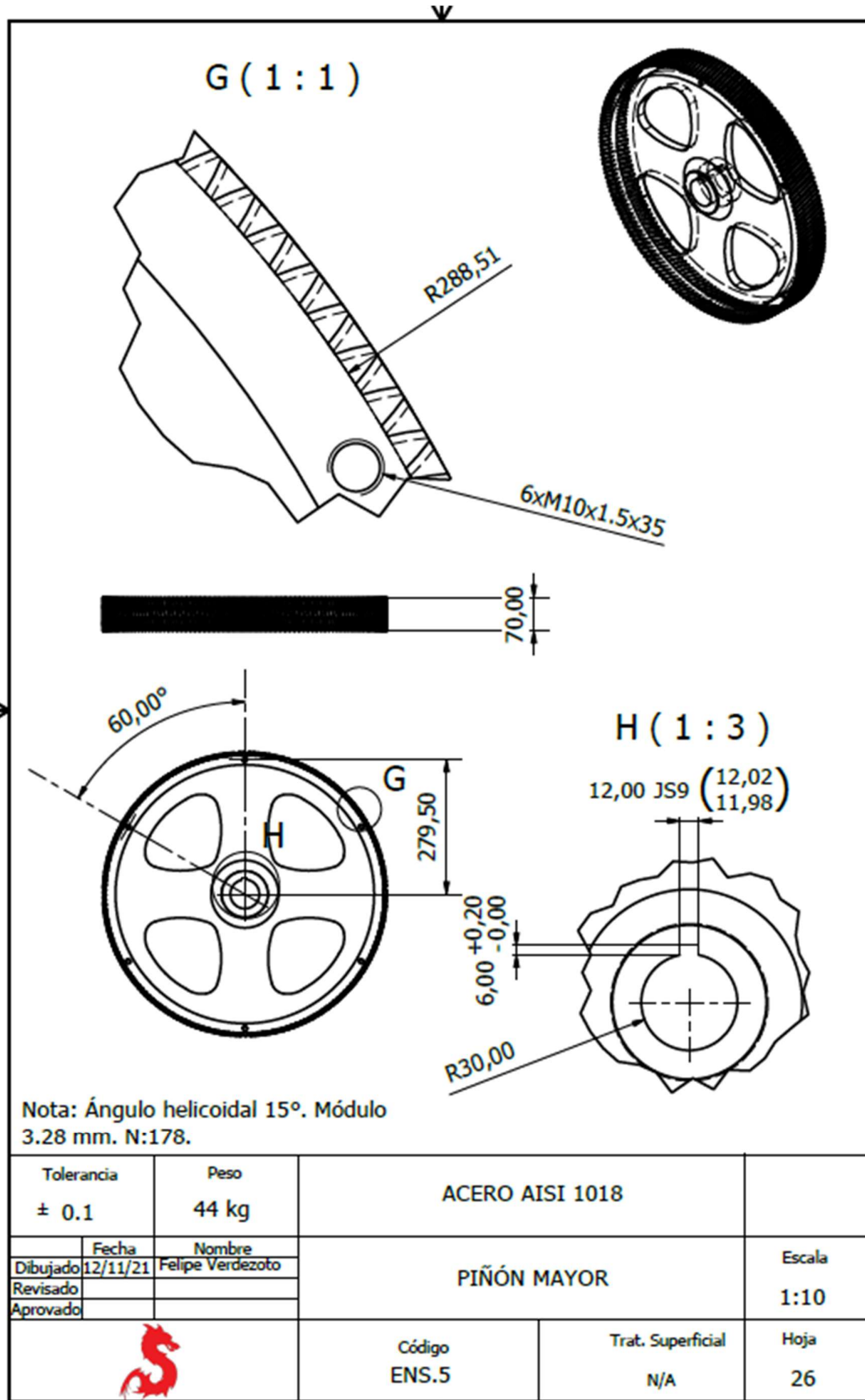
Plano 23 Subensamblable de servomotor con motorreductor y piñón menor.



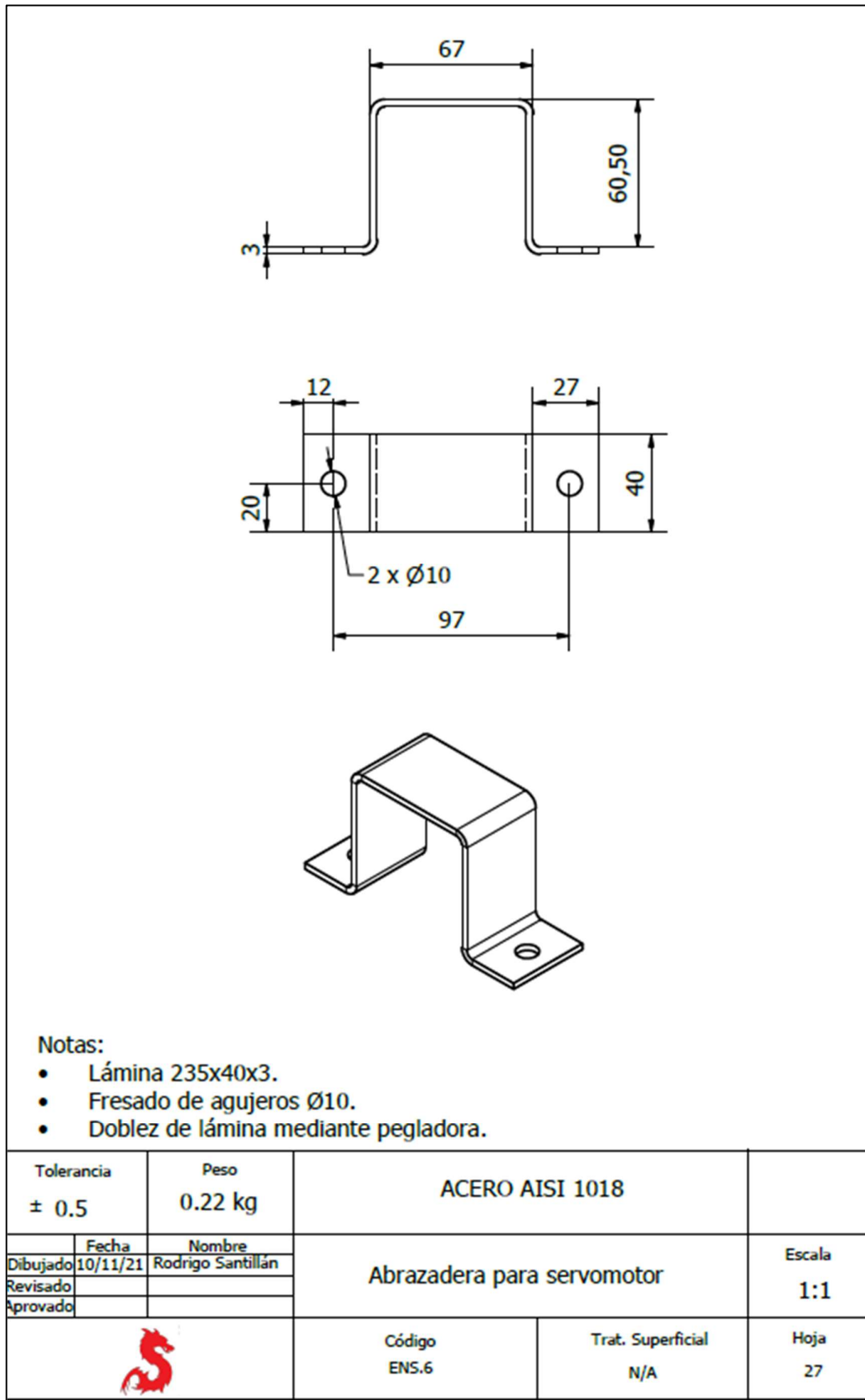
Plano 24 Piñón menor.



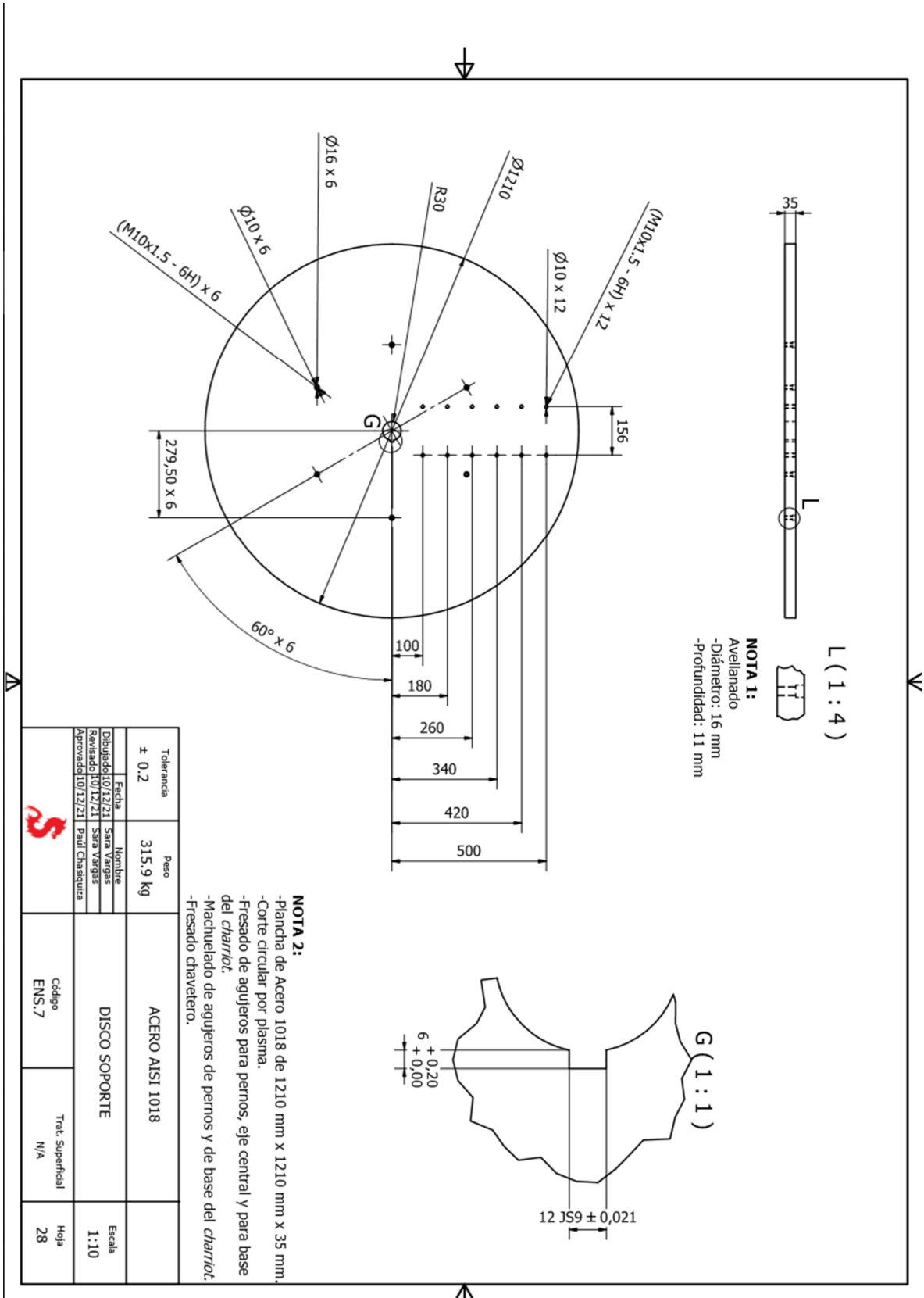
Plano 25 Placa acoplable a servomotor para instalación horizontal.



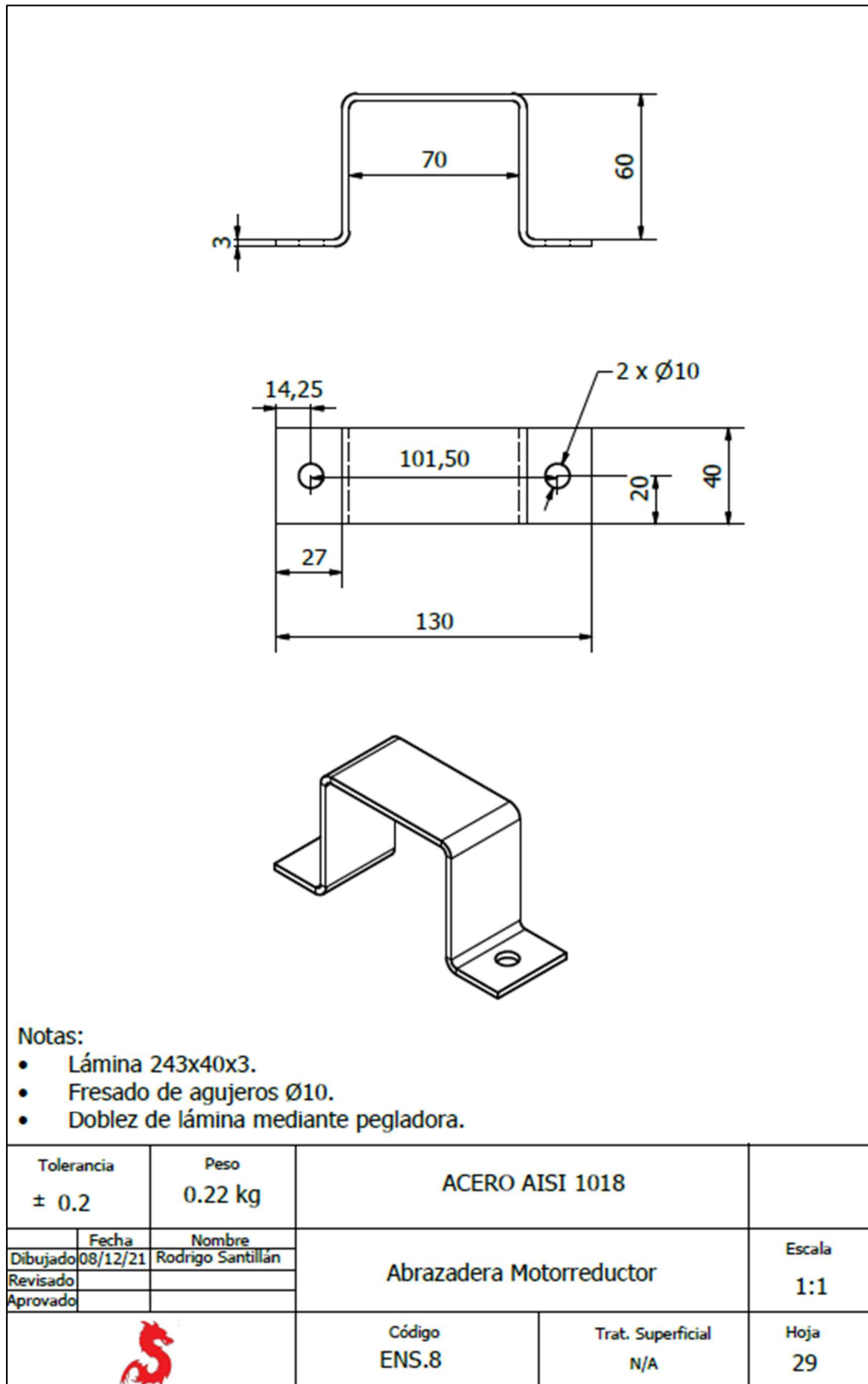
Plano 26 Piñón mayor con agujeros para acople a disco soporte.



Plano 27 Abrazadera para servomotor.



Plano 28 Disco soporte.



Plano 29 Abrazadera para motorreductor.

ANEXO G: CRITERIOS PONDERADOS

Rigidez > Diseño/Fabricación > Costo > Montaje > Peso							
Criterio	Costo	Peso	Montaje	Rigidez	Diseño/Fabricación	Total+1	Ponderación
Costo		1	1	0	0	3	0.230769231
Peso	0		0	0	0	1	0.076923077
Montaje	0	1		0	0	2	0.153846154
Rigidez	1	1	1		1	4	0.307692308
Diseño/Fabricación	1	1	1	0		3	0.230769231
TOTAL						13	

Figura 63 Cuadro de criterios ponderados - criterios.

Diseño a deflexión > Diseño de pernos > Diseño de riel > Diseño de mandril						
Costo (más barato)	Diseño Pernos	Diseño Riel	Diseño Mandril	Diseño a deflexión	Total +1	Ponderación
Diseño Pernos		1	1	0	3	0.3
Diseño Riel	0		1	0	2	0.2
Diseño Mandril	0	0		0	1	0.1
Diseño a deflexión	1	1	1		4	0.4
TOTAL					10	

Figura 64 Cuadro de criterios ponderados - costo.

Diseño a deflexión > Diseño de pernos > Diseño de riel > Diseño de mandril						
Peso (más liviano)	Diseño Pernos	Diseño Riel	Diseño Mandril	Diseño a deflexión	Total +1	Ponderación
Diseño Pernos		1	1	0	3	0.3
Diseño Riel	0		1	0	2	0.2
Diseño Mandril	0	0		0	1	0.1
Diseño a deflexión	1	1	1		4	0.4
TOTAL					10	

Figura 65 Cuadro de criterios ponderados - peso.

Diseño a deflexión > Diseño de pernos > Diseño de riel > Diseño de mandril						
Montaje (mayor facilidad)	Diseño Pernos	Diseño Riel	Diseño Mandril	Diseño a deflexión	Total +1	Ponderación
Diseño Pernos		1	1	0	3	0.3
Diseño Riel	0		1	0	2	0.2
Diseño Mandril	0	0		0	1	0.1
Diseño a deflexión	1	1	1		4	0.4
TOTAL					10	

Figura 66 Cuadro de criterios ponderados - montaje.

Diseño de mandril > Diseño a deflexión > Diseño de riel > Diseño de pernos						
Rigidez (mayor)	Diseño Pernos	Diseño Riel	Diseño Mandril	Diseño a deflexión	Total +1	Ponderación
Diseño Pernos		0	0	0	1	0.1
Diseño Riel	1		0	0	2	0.2
Diseño Mandril	1	1		1	4	0.4
Diseño a deflexión	1	1	0		3	0.3
TOTAL					10	

Figura 67 Cuadro de criterios ponderados - rigidez.

Diseño a deflexión>Diseño de pernos>Diseño de riel>Diseño de mandril						
Diseño/Fabricación (n)	Diseño Pernos	Diseño Riel	Diseño Mandril	Diseño a deflexión	Total +1	Ponderación
Diseño Pernos		1	1	0	3	0.3
Diseño Riel	0		1	0	2	0.2
Diseño Mandril	0	0		0	1	0.1
Diseño a deflexión	1	1	1		4	0.4
				TOTAL		10

Figura 68 Cuadro de criterios ponderados – diseño/fabricación.

ANEXO I: PRUEBAS Y ENCUADERNADOS



Figura 69 Torno IMETCA Cia. Ltda. en el que la rectificadora se adaptará.



Figura 70 Toma de medida de la altura del eje del torno.



Figura 71 Toma del ancho y tamaño del diente del piñón mayor.



Figura 72 Notas de medidas tomadas para el tornillo sin fin del charriot.



Figura 73 Base superior del charriot.



Figura 74 Base inferior del charriot.



Figura 75 Charriot semi ensamblado.



Figura 76 Disco inferior acoplable a charriot.



Figura 77 Disco 2 charriot.



Figura 78 Toma de la medida para el diámetro externo del agujero del piñón mayor.



Figura 79 Medición del ángulo de los dientes helicoidales del piñón mayor.



Figura 80 Piñón mayor.

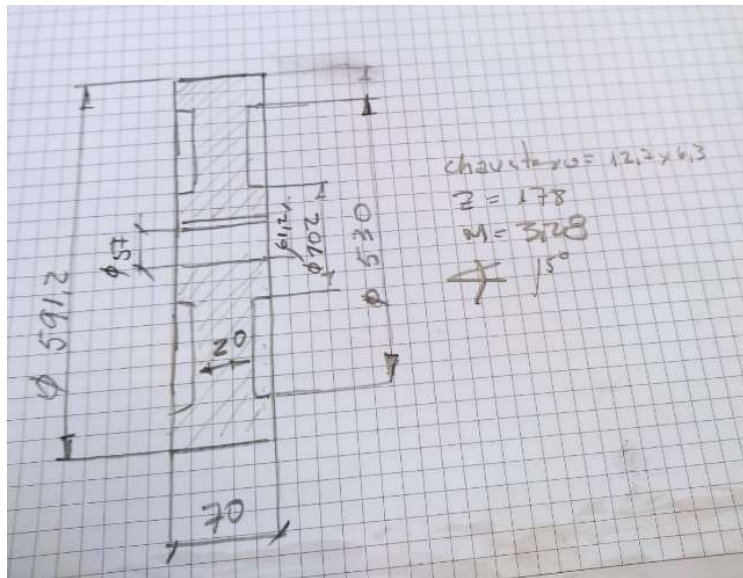


Figura 81 Boceto y datos del piñón mayor.

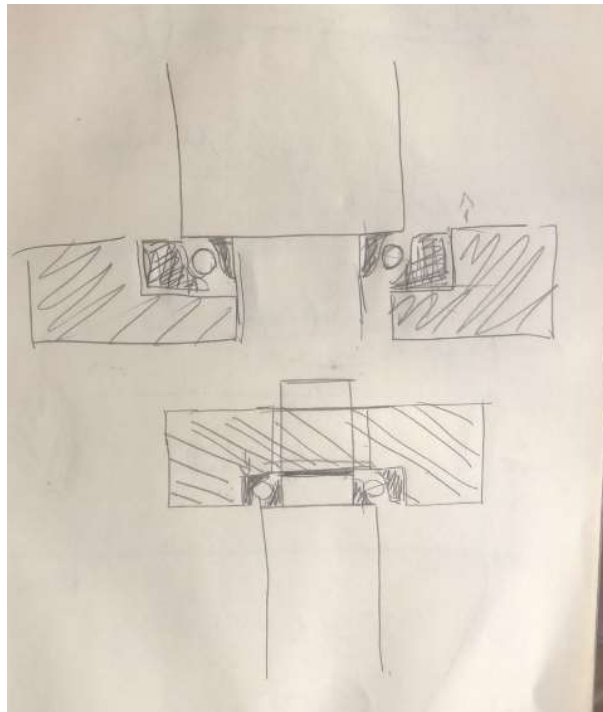


Figura 82 Boceto de asentamiento del eje sobre los rodamientos y base adaptable a torno.

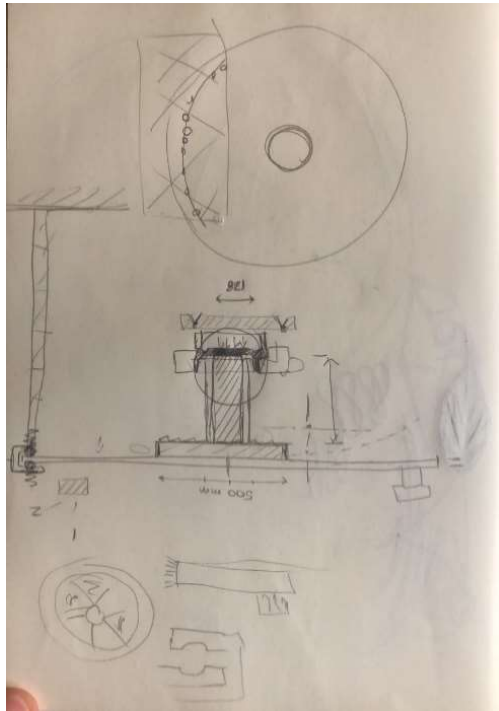


Figura 83 Boceto eje u disco soporte.

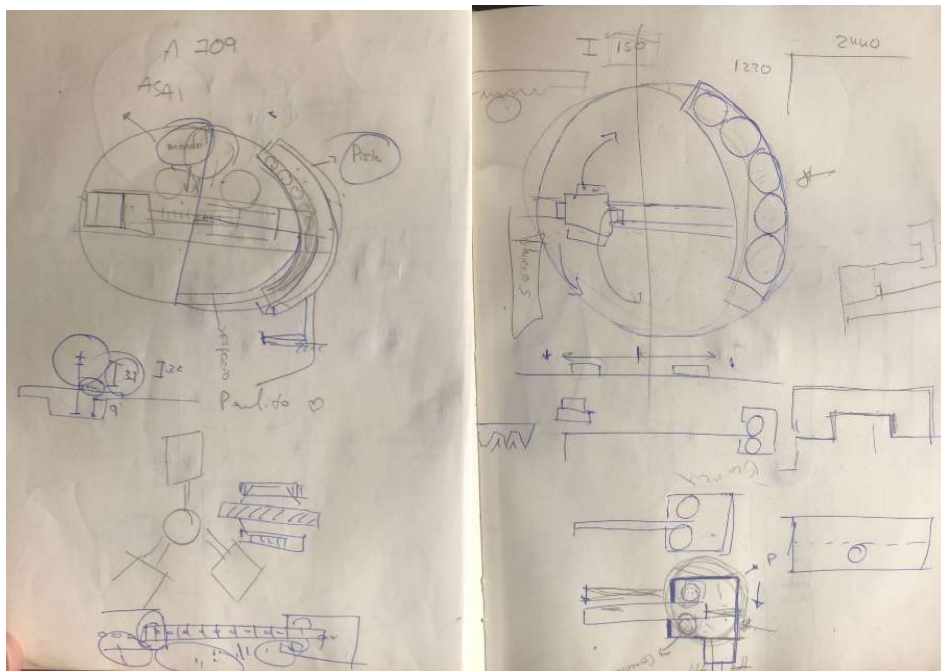


Figura 84 Bocetos diseño de disco soporte con rieles externas para asentamiento.

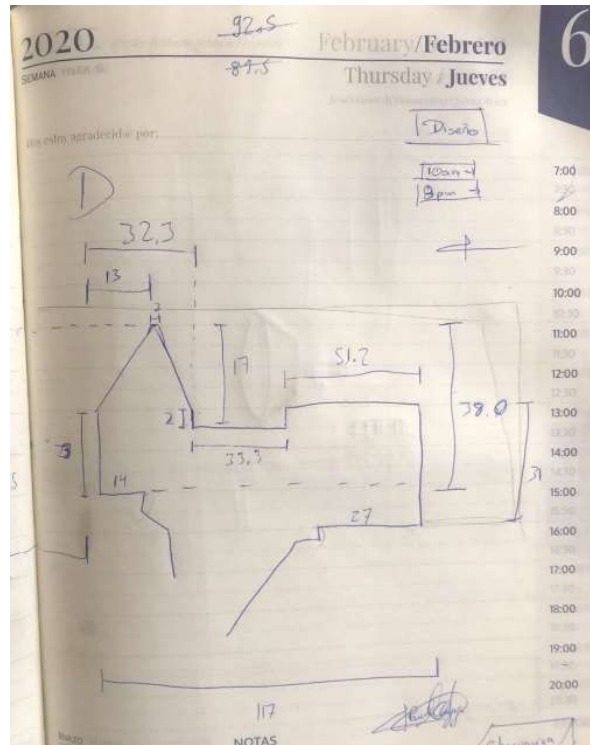


Figura 87 Boceto y medidas del riel izquierdo del torno de IMETCA Cia. Ltda.

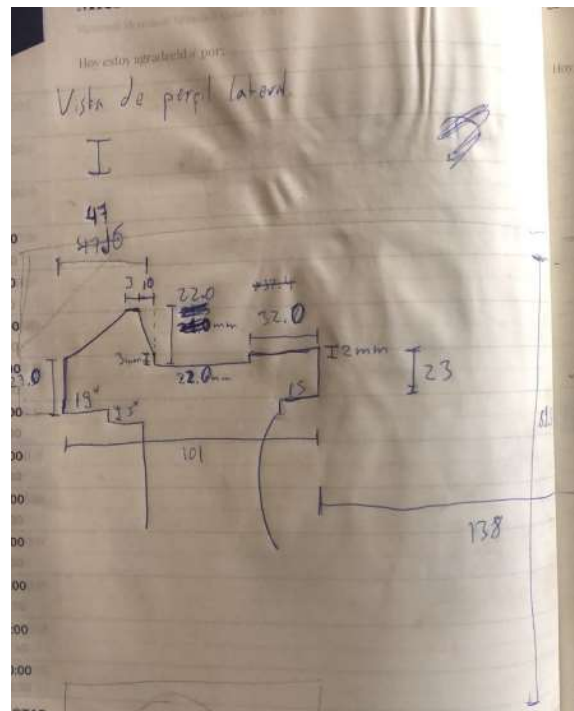


Figura 88 Boceto y medidas del riel derecho del torno de IMETCA Cia. Ltda.

ANEXO J: COMPARATIVA ECONÓMICA DE MATERIALES Y MECANIZADO

N°	Componente	Descripción Material	Qty	U	Proveedor	Detalle	Precio Unitario Material	Precio Mecanizado IMETCA	Total	Tiempo de Entrega de Material	Lugar de Entrega	Forma de pago
1	Eje	Eje A36/1018: diam 4 1/2 in x 300 mm	1	Pza	Voestalpine (Bohler)	Acero 1045 de 140 mm	\$100.65	\$480.00	\$580.65	1 Día	Quito Norte	Contado
					DIPAC	Acero 1018	\$62.00		\$542.00	1 Día	Quito Sur	Contado
					ACEROS HUGO GUERRERO	Acero 1018 de 5 in	\$87.68		\$567.68	Inmediato	Quito Norte	Contado
					IMPORT COM	Acero 1018	\$60.00		\$540.00	Inmediato	Quito Norte	Contado
2	Piñon Menor	Eje A36/1018: diam 4 1/2 in x 55 mm	1	Pza	Voestalpine (Bohler)	Acero 1045 de 50 mm	\$18.46	\$200.00	\$218.46	1 Día	Quito Norte	Contado
					DIPAC	Acero 1018	\$12.00		\$212.00	1 Día	Quito Sur	Contado
					ACEROS HUGO GUERRERO	Acero 1018	\$16.00		\$216.00	Inmediato	Quito Norte	Contado
					IMPORT COM	Acero 1018 de 5 in	\$17.00		\$217.00	Inmediato	Quito Norte	Contado
3	Base 1 móvil	Plancha A36/1018: 640x400x40	1	Pza	Voestalpine (Bohler)	Acero 1045	\$330.00	\$612.00	\$942.00	7 Días	Quito Norte	Adelanto 50 %
					DIPAC	Acero Negro	\$188.40		\$800.40	1 Día	Quito Sur	Contado
					SERVICOR	Acero A36	\$182.90		\$794.90	1 Día	Quito Sur	Contado
4	Base 2 sobre riel	Plancha A36/1018: 640x400x60	1	Pza	Voestalpine (Bohler)	Acero 1045	\$495.00	\$720.00	\$1,215.00	7 Días	Quito Norte	Adelanto 50 %
					DIPAC	Acero Negro	\$282.60		\$1,002.60	1 Día	Quito Sur	Contado
					SERVICOR	Acero A36	\$274.30		\$994.30	1 Día	Quito Sur	Contado
5	Disco soporte	Plancha A36/1018: Diam 1210. th 35	1	Pza	Voestalpine (Bohler)	Acero 1045	\$1,410.00	\$264.00	\$1,674.00	7 Días	Quito Norte	Adelanto 50 %
					DIPAC	Acero negro th. 38 mm	\$1,023.57		\$1,287.57	1 Días	Quito Sur	Contado
					SERVICOR	Acero A36. Forma redonda cortada	\$794.79		\$1,058.79	1-2 Días	Quito Sur	Contado
					ACEROS HUGO GUERRERO	Acero 1010	\$810.47		\$1,074.47	1 Día	Quito Norte	Contado
6	Base abrazadera	Plancha A36/1018: 127x60x32	2	Pza	Voestalpine (Bohler)	Acero 1045	\$10.00	\$20.00	\$60.00	7 Días	Quito Norte	Adelanto 50 %
					DIPAC	Acero negro th. 38 mm	\$5.00		\$50.00	1 Día	Quito Sur	Contado
					SERVICOR	Acero A36 de 38 mm	\$5.20		\$50.40	1 Día	Quito Sur	Contado
7	Platina guía	Plancha A36/1018: 150x50x2	1	Pza	DIPAC	Acero negro	\$3.81	N/A	\$3.81	Inmediato	Quito Sur	Contado
8	Abrazadera	Plancha A36/1018: 300x60X1	2	Pza	DIPAC	Acero negro th 2 mm	\$4.60	N/A	\$4.60	Inmediato	Quito Sur	Contado
9	Abrazadera motor/motorreductor	Plancha A36/1018: 300x60X3	2	Pza	DIPAC	Acero negro th 2 mm	\$13.76	N/A	\$13.76	Inmediato	Quito Sur	Contado
10	Rodamiento Cónico Simple	Rodamiento Cónico HR32920J	2	Pza	RULHERMAQ	ID:100 mm, OD: 140 mm, Ancho: 25 mm	\$224.00	N/A	\$224.00	15 Días	Quito Norte	Adelanto
11	Rodamiento Cónico Doble	Rodamiento Cónico Doble HR90KBE42+L	2	Pza	RULHERMAQ	Tamaño (mm):90x160x74, Peso: 5.7 kg	\$320.00	N/A	\$320.00	15 Días	Quito Norte	Adelanto
12	Base Charriot	Tubo Cuadrado 40x40x2.5	1	Pza	ACERO CENTER	6 mts	\$31.16	N/A	\$31.16	Inmediato	San Rafael	Contado
					COMMERCIAL STEEL ECUADORIAN S.A.	6 mts	\$22.14		\$22.14	Inmediato	Quito Norte	Contado
					FERRETERÍAS ECONÓMICAS	6 mts	\$20.00		\$20.00	Inmediato	Quito Sur	Contado
13	Base Charriot	Ángulo 40x40x2.5	1	Pza	ACERO CENTER	6 mts	\$11.14	N/A	\$11.14	Inmediato	San Rafael	Contado
					COMMERCIAL STEEL ECUADORIAN S.A.	6 mts	\$10.26		\$10.26	Inmediato	Quito Norte	Contado
					FERRETERÍAS ECONÓMICAS	6 mts	\$9.88		\$9.88	Inmediato	Quito Sur	Contado
14	Piñon Mayor	Adquirido	N/A	N/A	SERVICOR	Módulo: 3.28 mm, N° Dientes: 178	N/A	\$80.00	\$80.00	1 Día	Quito Sur	Contado
15	Servo Motor	KOLLMORGEN AKM33X_ACC2R_00	1	Pza	KOLLMORGEN	Torque nominal:2.2 N-m, Voltaje:240 VAC, Potencia:1.31 kW, Peso:2.9 kg	\$380.00	N/A	\$380.00	7 Días	Quito Norte	Contado
16	Motorreductor	MICRON DTR60-100	1	Pza	THOMSOM	i=1:100, RPM máx:5000, Peso:2.7 kg	\$347.00	N/A	\$347.00	14 Días	Quito Norte	Contado
17	Driver	Kollmorgen AKD-P (Position Indexer Drive)	1	Pza	KOLLMORGEN	-	\$900.00	N/A	\$900.00	30 Días	Quito Norte	Contado
TOTAL									\$5,953.04			