



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

Propuesta de diseño de curvadora de perfiles metálicos para
incrementar la eficiencia en la producción de la empresa
IPROMEL – Rioja

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTOR:

Costilla Mondragón, Eder Jackson (ORCID: [0000-0003-4669-4805](https://orcid.org/0000-0003-4669-4805))

ASESOR:

Msc. Celada Padilla, James Skinner (ORCID: [0000-0002-5901-2669](https://orcid.org/0000-0002-5901-2669))

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento Y Simulación De Sistemas Electromecánicos

CHICLAYO – PERÚ

2021

Dedicatoria

El proyecto de investigación es dedicado a toda mi familia especialmente a mis padres Pablo Costilla y Flor Mondragón, quienes me animaron en todo momento siendo partícipes de mis logros y fracasos, dándome ánimos para alcanzar mis metas.

Eder Jackson Costilla Mondragón

Agradecimiento

Ante todo, a Dios, pues está conmigo a cada instante de mi vida, por bendecirme diariamente y encaminarme cada vez que fue necesario para lograr este objetivo anhelado, por fortalecer mi corazón, iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas especiales que han podido ser mi soporte y compañía durante toda esta etapa que fue de estudio.

También agradezco a mi Alma Mater, la Universidad César Vallejo, por ser la Institución que me ha proporcionado la formación académica, a la escuela de Ingeniería Mecánica y, al brindarme la oportunidad de seguir nuestros estudios.

A mis profesores quienes me brindaron sus conocimientos, experiencias, paciencia y motivación logrando que pueda terminar el presente trabajo de investigación y a nuestro asesor Mag. Ing. James Celada Padilla, por su asesoría permanente en esta investigación.

A mis padres quienes me brindaron un hogar de valores y me enseñaron que el esfuerzo acompañado de la perseverancia es el camino para alcanzar nuestras metas.

Índice de contenidos

| | |
|--|------|
| Carátula | i |
| Dedicatoria..... | ii |
| Agradecimiento..... | iii |
| Índice de contenidos..... | iv |
| Índice de figuras | v |
| RESUMEN | viii |
| ABSTRACT | ix |
| I. INTRODUCCIÓN | 1 |
| II. MARCO TEÓRICO | 4 |
| III. METODOLOGÍA | 13 |
| 3.1. Tipo y diseño de investigación..... | 13 |
| 3.2. Variables y operacionalización | 13 |
| 3.3. Población, muestra, muestreo y unidad de análisis | 14 |
| 3.4. Técnicas e Instrumentos de recolección de datos..... | 15 |
| 3.5. Procedimientos | 16 |
| 3.6. Métodos de Análisis de datos..... | 17 |
| 3.7. Aspectos éticos | 18 |
| IV. RESULTADOS | 19 |
| V. DISCUSIÓN: | 95 |
| VI.CONCLUSIONES: | 98 |
| VII. RECOMENDACIONES: | 100 |
| REFERENCIAS | 101 |
| ANEXOS | 108 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1. Distribución de los esfuerzos | 8 |
| Figura 2. Gráfica de momento plástico y momento flector | 10 |
| Figura.3 Promedio de fallas en los proyectos | 19 |
| Figura 4. Proyectos con algún tipo de fallas | 19 |
| Figura 5. Porcentajes a la respuesta de mejoras en el proceso de curvado..... | 20 |
| Figura 6. Porcentaje de insatisfacción en el acabado del curvado | 20 |
| Figura 7. Promedio de horas perdidas en los proyectos | 21 |
| Figura 8. Porcentaje de las actividades de curvado en cada proyecto | 21 |
| Figura 9. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 08.. | 22 |
| Figura 10. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 09 | 22 |
| Figura 11. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 10 | 23 |
| Figura 12. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 11 | 23 |
| Figura 13. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 12 | 24 |
| Figura 14. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 13 | 24 |
| Figura 15. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 14 | 25 |
| Figura 16. Número de veces de perfiles involucrados por el global de los proyectos | 26 |
| Figura 17. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla 4.16.. | 27 |
| Figura 18. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 18 | 28 |
| Figura 19. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 20. | 30 |
| Figura 20. disposición inicial de los rodillos | 30 |
| Figura 21. disposición final de los rodillos al curvar | 31 |
| Figura 22. Viga simplemente apoyada..... | 31 |
| Figura 23. DLC de viga | 32 |
| Figura 24. DLC de viga donde se da el mayor punto de esfuerzo | 33 |
| Figura 25. Vista transversal del Perfil U detallando sus propiedades mecánicas en base al catálogo de productos de ACEROS AREQUIPA siendo un Acero | 36 |
| Figura 26. División del canal U con fines de estudio..... | 36 |
| Figura 27. Vista transversal del Perfil Angular detallando sus propiedades mecánicas en base al catálogo de productos de ACEROS AREQUIPA | 39 |
| Figura 28. División del Perfil Angular con fines de estudio | 40 |
| Figura 29. Vista transversal de la Pletina teniendo las mismas propiedades Mecánicas que el perfil Angular ya que es del mismo tipo de acero ASTM A36 | 42 |

| | |
|--|----|
| Figura 30. Vista transversal del perfil tubular | 44 |
| Figura 31. Movimiento longitudinal de las rulinas inferiores..... | 46 |
| Figura 32. Ubicación del gato hidráulico | 47 |
| Figura 33. Movimiento rotatorio de las rulinas | 48 |
| Figura 34. Generación de la fuerza de rozamiento por rodadura..... | 49 |
| Figura 35. Dimensión del piñón y catarina..... | 54 |
| Figura 36. Distribución de rodillos y motor | 55 |
| Figura 37. Distribución de ejes en el diseño | 56 |
| Figura 38. Diagrama de cuerpo libre eje superior | 61 |
| Figura 39. Diagrama de Corte y Momento Flector en el plano x – y mostrándose en la Reacción Ra el mayor momento flector | 63 |
| Figura 40. Diagrama de cuerpo libre eje inferior | 67 |
| Figura 41. Diagrama de Corte y Momento Flector en el plano x- y en el eje inferior mostrándose en la Reacción Ra el mayor momento flector..... | 69 |
| Figura 42. Diagrama de Corte y Momento Flector en el Plano x-z en el eje inferior mostrándose en la Fuerza Ta el mayor momento flector..... | 70 |
| Figura 43. Fuerza que actúa en chaveta | 76 |
| Figura 44. Área de cizallamiento en la chaveta | 76 |
| Figura 45. Rodillo para perfil tubular | 80 |
| Figura 46. Rodillo para perfiles 1 | 81 |
| Figura 47. Rodillo para perfiles 2 | 81 |
| Figura 48. Rodillo para perfiles 3 | 82 |
| Figura 49. Buje corto de fijación de rulinas | 82 |
| Figura 50. Buje corto de fijación..... | 83 |
| Figura 51. Rodillo para perfiles | 83 |
| Figura 64. La máxima tensión que $69,6 MPa$ es está por debajo del límite elástico $250 MPa$ demostrando que el dimensionamiento del chasis es adecuado..... | 88 |
| Figura 65. El desplazamiento que tiene el chasis en la parte donde se colocará la rulina es de $0.34mm$ siendo este aceptable para el diseño..... | 88 |
| Figura 66. La máxima tensión que $107 MPa$ es está por debajo del límite elástico $250 MPa$ demostrando que el dimensionamiento de la tuerca es el adecuado. | 89 |
| Figura 67. El desplazamiento que tiene la cresta al ejercerle la máxima fuerza es de $0.005mm$ siendo este muy aceptable para el diseño..... | 89 |

Índice de tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Matriz De Proyección | 12 |
| Tabla 2. Técnicas e instrumentos de recolección de datos | 15 |
| Tabla 3. Escala De Medición..... | 17 |
| Tabla 4. Perfiles empleados..... | 25 |
| Tabla 5. Material de los perfiles..... | 26 |
| Tabla 6. Uso de perfiles en los proyectos | 27 |
| Tabla 7. Perfil más robusto empleado..... | 28 |
| Tabla 8. Dimensión del perfil a curvar | 29 |
| Tabla 9. Propiedades mecánicas del acero | 35 |
| Tabla 10. Propiedades mecánicas ASTM A500/A500M grados A y B | 44 |
| Tabla 11. Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad..... | 51 |
| Tabla 12. Tipos de carga en el eje giratorio | 57 |
| Tabla 13. Propiedades mecánicas SAE 1045 | 61 |
| Tabla 14. Propiedades mecánicas ASTM A 36..... | 77 |
| Tabla 15. Propiedades mecánicas SAE 1045 | 84 |
| Tabla 16. Dimensionamiento de perfiles a curvar | 87 |
| Tabla 17. Inversión Inicial del Proyecto..... | 91 |
| Tabla 18. Flujo de caja del proyecto..... | 92 |

RESUMEN

En el presente estudio se desarrolla el diseño de una curvadora de perfiles, dando a conocer la información necesaria para poder llevar a cabo el diseño mecánico de esta máquina, la misma que se empleará para curvar una amplia variedad de perfiles metálicos y tubos.

Esta tesis se divide en seis capítulos, el capítulo I es la introducción donde se presenta la justificación del estudio, teorías relacionadas al tema, realidad problemática, hipótesis, objetivo general y objetivos específicos. En el capítulo II se presenta el Marco Metodológico el cual contiene las variables, población, muestra y análisis de datos. En el capítulo III Resultado, el cual se encuentra el desarrollo de los objetivos específicos, el desarrollo de datos estadísticos, calculo y diseño de elementos de la máquina. En el capítulo IV se presentan las discusiones. En el capítulo V se presentan las conclusiones y en capítulo VI las recomendaciones.

En el presente proyecto se desarrolla la solución adoptada a la necesidad que tiene la empresa IPROMEL SAC., en base al curvado de perfiles, el mismo que afecta de manera directa la producción de dicha empresa, además se presentan los cálculos realizados, planos y el costo beneficio que genera dicha máquina.

Palabras clave: Curvadora de perfiles, flexión, límite de fluencia.

ABSTRACT

In the present study, the design of a profile bending machine is developed, making known the necessary information to be able to carry out the mechanical design of this machine, which will be used to bend a wide variety of metal profiles and tubes.

This thesis is divided into six chapters, chapter I is the introduction where the justification of the study is presented, theories related to the subject, problematic reality, hypothesis, general objective and specific objectives. Chapter II presents the Methodological Framework which contains the variables, population, sample and data analysis. In Chapter III Result, which is the development of specific objectives, the development of statistical data, calculation and design of machine elements. Chapter IV presents the discussions. The conclusions are presented in chapter V and the recommendations in chapter VI.

In the present project the solution adopted to the need of the company IPROMEL SAC is developed, based on the profile bending, the same one that directly affects the production of said company, in addition the calculations made, plans and the cost benefit generated by said machine.

Keywords: Profile bending machine, bending, yield point.

I. INTRODUCCIÓN

DIN 8582 precisa que el curvado es un proceso en el cual se da la deformación plástica de manera permanente en un material tras haberle aplicado un esfuerzo. Este se puede realizar en frío, a excepción de algunos perfiles que tienen espesores demasiado gruesos, estos requieren un pre calentamiento.

En esta tesis, se desarrolló el diseño de una máquina para curvar perfiles, la cual se diseñó con el fin de suplir en lo posible las necesidades presentes en el taller de servis IPROMEL SAC.

Las máquinas encontradas en el mercado, actualmente tienen un costo elevado para algunas empresas en el país, ya que estas superan su presupuesto.

Esta tesis tuvo como base a la empresa IPROMEL SAC, siendo necesario curvar perfiles de diferentes secciones transversales, puesto que en repetidas ocasiones se tuvieron que emplear los servicios de diferentes empresas que residen fuera del departamento, para así satisfacer la necesidad (curvar los perfiles) los mismos que generaron costos no necesarios de transporte, atrasos en la programación de tareas y actividades, ampliando los días de fabricación, teniendo como resultado elevar los costos del proyecto a realizar y cotizaciones del mismo.

El conocimiento por parte de los clientes potenciales, de que la empresa no realiza el curvado de los perfiles, es una limitación de ampliar la cobertura de servicios, y eso se evidencia cuando los clientes acuden a solicitar cotizaciones de trabajos, ellos no consideran ese ítem de curvado de perfiles, por no contar con esa máquina; en realidad es un problema que finalmente tiene consecuencia en el no incremento sostenible de los servicios de la empresa IPROMEL SAC.

Así mismo existía una problemática que se relacionaba al curvado de los perfiles, debido que, al tercerizar dicha actividad, las medidas con las cuales se hacen el curvado finalmente no eran exactas, existiendo un margen de error al momento de ensamblar el componente dentro del proyecto que se está realizando, esto ocasionaba que el trabajo no tenga la calidad que se requiere, a pesar que en la empresa se trata de mejorar dicha realidad. Esto conllevaba a un malestar en los clientes finales, que sin lugar a duda tienen razón, por razones de calidad del

producto y por el tiempo de ejecución de los curvados por parte de la empresa tercerizada.

La tercerización de este servicio también ocasionó que los costos de producción se incrementen, haciendo menos atractivo la elaboración de los proyectos en la empresa; éste incremento es finalmente absorbido por el mismo propietario de la empresa, disminuyendo sus utilidades.

Se formuló la siguiente interrogante, ¿Cómo influye el diseño de una curvadora de perfiles en el incremento de la eficiencia en la producción de la empresa IPROMEL SAC - Rioja?

El diseño al ser ejecutado permitió optimizar la tarea de curvado en los perfiles que serían utilizados para la ejecución del proyecto, ayudando al trabajador en ciertas actividades que requerían de mayor tiempo y que se realizaban de manera manual, siendo indispensable la implementación de la curvadora de perfiles, usándose de manera fácil y precisa, estando a la altura de las tendencias tecnológicas. Justificando así el estudio y diseño.

Para poder diseñar esta curvadora de perfiles, se tomó en consideración diferentes factores que hicieron viables lo expuesto, ya que el uso de esta máquina es muy necesario en la industria, en especial en el área de metalmecánica.

La ejecución de esta máquina nos brindó una opción económica factible para el sector industrial de metalmecánica, ya que no será objeto de monopolio por parte de grandes empresas ubicadas fuera de la localidad, porque son ellas las que fabrican piezas que actualmente solo se consiguen por escasez. Estos dispositivos son de difícil fabricación, lo que genera oportunidades de empleo y por lo tanto activa el aparato productivo con producción a gran escala y, además, hace una contribución muy importante a los procesos industriales.

El uso de perfiles en la industria es muy común, los cuales son empleados con varios fines; la utilización de una curvadora de perfiles hace más fácil el curvado de los mismos en frío, tomando diferentes formas, con el fin de evitar cruces con

distintos elementos en la construcción. También se emplearía el curvado para fines estéticos, siendo adecuados a la necesidad de la obra.

Se propuso diseñar una máquina curvadora de perfiles, deseando suplir con la ejecución de esta propuesta un vacío existente en el área de curvado y optimizarla, anulando la dependencia de terceros en el proceso de curvado para los proyectos, siendo esta la solución más eficaz a las falencias presentadas. Con este diseño se buscó hacer una máquina con similares características a las curvadoras del mercado, pero con un significativo menor costo, teniendo como resultado un curvado de igual calidad. Al tener un diseño de una máquina curvadora la empresa IPROMEL SAC podría fabricarla y por ende reduciría costos en la ejecución de los proyectos a ejecutar, a la misma vez podría facilitar el servicio de curvado a otras empresas del sector, generando más ingresos a IPROMEL SAC.

Este estudio tuvo como principal objetivo proponer el diseño de una curvadora de perfiles metálicos para incrementar la eficiencia en la producción de la empresa IPROMEL SAC – Rioja. Siendo necesario establecer cuatro objetivos específicos con el fin de obtener la meta trazada, siendo estos, diagnosticar la situación actual en los procesos de curvado de perfiles, y la implicancia que representa la no existencia de dicha máquina, en la empresa IPROMEL SAC, analizar la capacidad de producción de elementos curvados en función a los proyectos que se ejecutan, diseñar los componentes de la máquina curvadora, de acuerdo a las teorías científicas existentes y a los niveles de producción en la empresa IPROMEL SAC. Y evaluar la economía del proyecto, utilizando indicadores económicos tales como Tasa Interna de Retorno, Valor Actual Neto y Relación Beneficio - Costo.

La hipótesis del estudio es factible, ya que el diseño de una curvadora de perfiles metálicos, permitió incrementar la eficiencia en la producción de la empresa IPROMEL SAC - Rioja.

II. MARCO TEÓRICO

En el ámbito internacional.

En la investigación "prototipo de curvadoras de perfiles para la empresa estructuras metálicas acabados industriales sas" siendo del tipo no experimental, le permitió al autor indagar sobre las características y los requisitos fundamentales para una curvadora industrial, realizar un diseño y evaluar su desempeño, cuantificar los costos de manufactura, determinar las especificaciones técnicas del prototipo, profundizar en análisis estáticos, fatiga de materiales, flexión de vigas análisis, teóricos basados en el modelo de serope kalpakjian Steven r.schmidt, también le permitió poder realizar un prototipo de diseño mediante diseño por computadora, analizando y dimensionando dicha máquina para satisfacer la necesidades de la empresa (Lobon, 2018, p.12;17 y 60).

En la tesis "Diseño y construcción de una maquina hidráulica dobladora de tubos semiautomática con rodillos intercambiables" siendo esta del tipo experimental, tomando en cuenta los costos de conformado versus los costos de transporte y tercerización del proceso notó una muy elevada diferencia en costos permitiéndole realizar el dimensionamiento, diseño y ejecución de la curvadora, sin dejar de lado las necesidades de la empresa y a su vez buscar brindar el servicio terceros (Cumbal y España, 2016, p13 y 80)

En la tesis "Diseño de una maquina curvadora de perfiles tubos y chapas", en su investigación experimental llego a la conclusión que al dar por finalizado su proyecto logro el objetivo, el cual era llenar las expectativas de diseño que fueron impuestas desde el principio, sin dejar de lado las especificaciones sobre la misma, este estudio tiene importancia debido que el diseño de esta curvadora es una versión más completa, incentivando a los siguientes proyectos a diseñar maquinas que se puedan adaptar, las cuales cuenten con el mismo sistema de transmisión y generen el mismo esfuerzo (Ganoa 2013, p.59).

En la investigación científica "*Análisis del rolado en planchas de acero estructural de alta resistencia (S690QL)*" recomendo que se tendría que tener en consideración los efectos que se dan por la concentración de esfuerzos y fricción creados en el material, debido a que estos puntos afectan en piezas de espesor inferior, en porcentaje al radio deseado, ocasionando el resbalamiento de la pieza o agrietándose el mismo (Avila, Rodriguez y Espejo 2016, p.81).

En la investigación *“Diseño y construcción de una maquina curvadora de perfiles”* en su investigación experimental nos dice que, la importancia de su publicación está basada en el análisis y el comportamiento de los perfiles, al ser llevados a su límite, generando en el proceso de curvado fallas. Recomienda realizar un manual de mantenimiento preventivo, para que de esta manera se pueda alargar la vida útil de los elementos que constituyen la maquina curvadora de perfiles, la cual nos ayudará a brindar un mejor servicio a la industria metal mecánica (Carrión 2014, p.80).

A Nivel nacional

En la investigación *“Diseño de una maquina dobladora de tubería ASTM A-192 para calderas acuatubulares”* en su investigación no experimental nos dice que al ejecutar un proyecto de diseño es importante tener siempre en cuenta la necesidad del cliente, a su vez nos recomienda el uso del software SolidWorks como ayuda para el modelamiento de las piezas, simulando así cada elemento de la máquina, para poder verificar el factor de seguridad de los mismos (Farfán 2019, p.172 y173). En la tesis *Diseño de una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de 1/2” y curvado de perfiles Schedule 40 de 4” de diámetro en la empresa Solinpa EIRL en la ciudad de Trujillo*, siendo una investigación no experimental, el autor se basa en realizar una lista con las exigencias presentadas por la empresa y realizar una matriz morfológica, prolongar la vida útil de la máquina, realizar el diseño y probar su funcionamiento mediante programas de simulación de diseño CAD y evaluar y presupuestar su costo beneficio, con el fin de incrementar la rentabilidad de la empresa(Cabrera y Rodríguez, 2018, p.12; 42 y 115).

Existen teorías relacionadas al tema como eficiencia que es la relación de los esfuerzos frente a los resultados obtenidos, nos dicen también que: si se emplean menos recurso y se obtienen mejores resultados entonces, la eficiencia se habrá incrementado. Esto es elegir alternativas que generen mayor beneficio permitiendo alcanzar sus objetivos. Es el recurso de tal que se satisfagan la mayoría de necesidades o fines ya sea cuantitativo o cualitativo. Es la adecuada utilización de los recursos para conseguir la mayor cantidad posible del producto con lo que se cuenta, un número de personas emplea una cierta cantidad de materia prima siendo

esto empleado para producir ciertos productos, servicios o bienes, siendo calificado como eficiente al grupo que produzca más empleando la menor cantidad de recursos (Lam y Hernández 2008, p.1)

La máquina, es el uso de elementos en conjunto o partes para desarrollar una actividad, siendo un elemento para aplicar potencia o cambiar dirección, la definición de momento de torsión, fuerza, potencia y trabajo son conceptos que predominan y describen a una maquina (Alva y Alva, 2016, p.12).

Diseño mecánico, “Es diseñar elementos y sistemas de naturaleza mecánica como: maquinaria, estructuras, elementos mecánicos, piezas, empleando fórmulas matemáticas, mecánica aplicada, ciencia de los materiales. Su fin es crear dispositivos seguros, económicos, eficientes, y prácticos” (Alva y Alva, 2016, p.12). De acuerdo a la Norma DIN8582 describe el curvado como un proceso en el que se da la deformación temporal o permanente que se da en un material después de someterlo a un determinado momento flector (Bustamante 2010, p.87)

Las formas mecánicas como barras simples, vigas y etc, son analizadas con demasiada simplicidad empleando cálculos básicos en la ingeniería mecánica facilitándonos posibles resultados siendo estos muy aproximados. No obstante, no siempre estas piezas son simples, siendo forzado el diseñador a calcular aproximaciones menos, eficaces empleando métodos numéricos, experimentación o soluciones cercanas. Actualmente existe variedad de artificios numéricos que se pueden emplear en las aplicaciones de ingeniería, para los cuales una computadora es imprescindible durante el diseño de elementos, en el cual se emplea considerablemente el CAD (Software de diseño asistido por computadora), este método de análisis se complementa con el CAD es el análisis de elemento finito por sus siglas en ingles FEA.

Dado que el cálculo de método de elementos finitos es una técnica numérica que transforma el dominio de una estructura continua en valores discretos, los errores son inevitables. Estos suelen ser:

Errores Computacionales, se generan en base a fallas al redondear que provienen de los cálculos de los puntos flotantes de la computadora y de las formulaciones de los esquemas de integración numérica que se utilizaron.

Errores de conversión discreta, la forma y distribución del desplazamiento de una estructura real varían constantemente. El uso de un numero finito de elementos

para modelar la estructura introduce fallas al igualar la geometría y distribución del desplazamiento debido a las limitaciones matemáticas propias. (Budynas 2012,921p.)

Existen herramientas CAD que ayudan el diseño de piezas o elementos 3D dimensionados además cuentan con una interfaz de programación que nos permiten vincular los parámetros del objeto estudiado con modelos matemáticos de diversa índole. (Solorzano, Castillo, Ambuludí, 2019, 225p.)

Las actividades de investigación se basan en dos componentes importantes: teórico y experimental. Las simulaciones por computadora son una herramienta ampliamente utilizada por investigadores en muchos campos de estudio para emular experimentos físicos que, cuando se modelan adecuadamente, permiten obtener resultados de manera más rápida y rentable con niveles aceptables de precisión comparables a los obtenidos experimentalmente. Uno de los métodos de simulación por computadora más populares es el método de elementos finitos. (Mendoza, Suárez, Higuera, Flórez, 2020).

La deformación plástica, se presenta al superar la tensión de fluencia de cada material.

Al ser la deformación elástica reversible, el material regresa en cierto porcentaje a su forma inicial después del curvado. El resultado de estos procesos genera ciertas fallas colaterales, pudiendo ser pérdidas en el espesor, ovalización de la forma circular, alargamiento del tubo, reducción del ángulo de curvado, etc (Bustamante 2010, p.3)

Para Norton, (2011), Teniendo como consideración a una viga en flexión pura la misma que fibras sometidas a esfuerzos que superan el límite de proporcionalidad generaremos las siguientes hipótesis:

- Las fibras serán sometidas a una simple compresión o tensión.
- Las secciones planas de la viga, inicialmente planas, permanecerán planas.

Flexión elástica de una viga, cuando sus fibras alcanzan el límite elástico y la distribución de tensiones es lineal, el momento flector vendrá dado por la siguiente fórmula

$$M_y = \sigma_y \cdot \frac{I}{y} \quad (1.1)$$

Dónde:

M_y = Momento flector

σ_y = Esfuerzos de Fluencia.

I = Inercia del Área de Sección Transversal.

y = Longitud del eje neutro hasta la fibra externa.

Para calcular el momento de inercia se aplicará la siguiente formula:

$$I_x = \frac{b \cdot d^3}{12} \quad (1.2)$$

Dónde:

I_x = Momento de inercia

b = base

d = distancia

(Beer, 2010). Distancia desde el centro que a su vez es centroide hasta la fibra externa tomada en secciones transversales estará dada por:

$$y = \frac{d}{2} \quad (1.3)$$

Reemplazando las ecuaciones (1.2) y (1.3) en la ecuación (1.1) tenemos:

$$M_y = \sigma_y \cdot \frac{b d^2}{6} \quad (1.4)$$

En la siguiente imagen se grafica las distribuciones de esfuerzos que corresponden a esta circunstancia en la cual todas sus fibras si encuentran en la zona elástica y al sobrepasar esta condición llegan a la zona plástica.

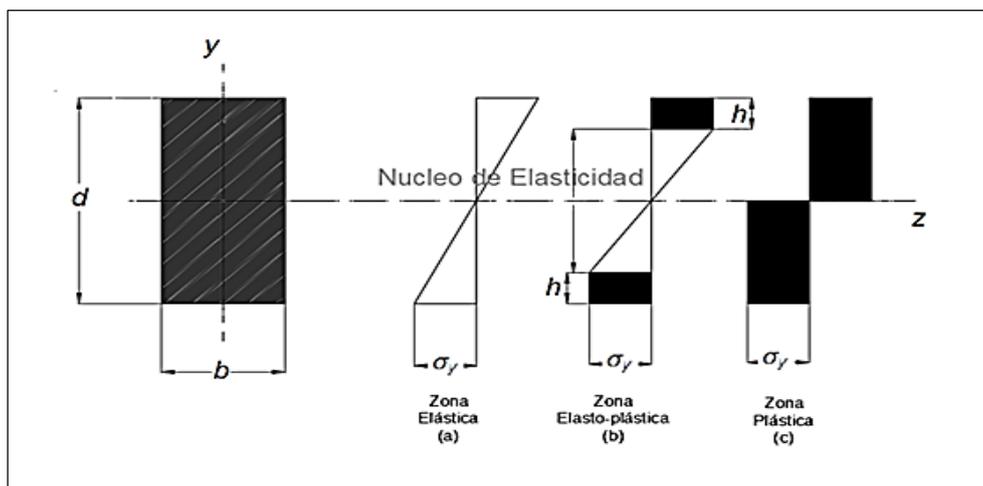


Figura 1. Distribución de los esfuerzos

Elevando el momento de flexión sobre el valor demostrado en la fórmula (1.4), algunas de estas fibras ya sean superiores e inferiores en la viga de estudio empiezan a ceder y a su vez el diagrama de tensiones adecuado para el material es alterado figura 2. (b).

Aumentando el momento de flexión, la deformación plástica va ingresando hacia la parte interna de la viga (Figura 2. b). A esta condición se le conoce como estado de Esfuerzos Elástico – Plástico.

Al alcanzar su máximo valor el momento flector, se tiene el estado plástico el cual se muestra en la figura 2 (c).

El momento flector está definido por:

$$M = \int \sigma_y dA$$

El componente elástico del momento, se encuentra a partir de la fórmula (1.4) en el cual, ahora profundidad es $(d - 2h)$, teniendo:

$$M_1 = \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot (d - 2h)^2}{6}$$

el componente plástico del momento, que se observa en la figura 2(c), y está dado:

$$M_2 = \sigma_Y \cdot b \cdot h \cdot (d - h)$$

Entonces, el momento total es:

$$M = \sigma_Y \cdot b \cdot h \cdot (d - h) + \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot (d - 2h)^2}{6}$$

$$M = \frac{\sigma_Y \cdot b \cdot d^2}{6} \left[1 + 2 \cdot \frac{h}{d} \left(1 - \frac{h}{d} \right) \right] \quad (1.5)$$

A la distancia $\left(\frac{1}{2} * d - h\right)$ desde el eje neutro el esfuerzo en la fibra alcanza el valor de σ_y ; dándose que, si R es el radio de la curvatura, se obtiene

$$\sigma_Y = \frac{E \left(\frac{1}{2} d - h \right)}{R} \quad \frac{1}{R} = \frac{\sigma_Y}{E \left(\frac{1}{2} d - h \right)} \quad (1.6)$$

Los valores del momento total y $1/R$ hallado a partir de las fórmulas (1.5) y (1.6) se muestran en el gráfico de la figura 1. 2.

Siendo la relación M y $1/R$ lineal hasta llegar al valor $M = M_Y$. Sobrepasando este valor, la relación ya no es lineal y la pendiente empieza a disminuir conforme aumenta la profundidad de h del estado Plástico. Si h es el mismo que $d/2$, la distribución de los esfuerzos es mostrado en las figuras 2 (c) siendo así calculado el mayor momento flector.

Para disposición de un momento flector netamente plástico M_p para $h = d/2$, obtenemos la ecuación:

$$M_p = \frac{3}{2} \cdot \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot d^2}{6} = \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot d^2}{4} \quad (1.7)$$

$$M_p = \frac{3}{2} \cdot M_Y \quad (1.8)$$

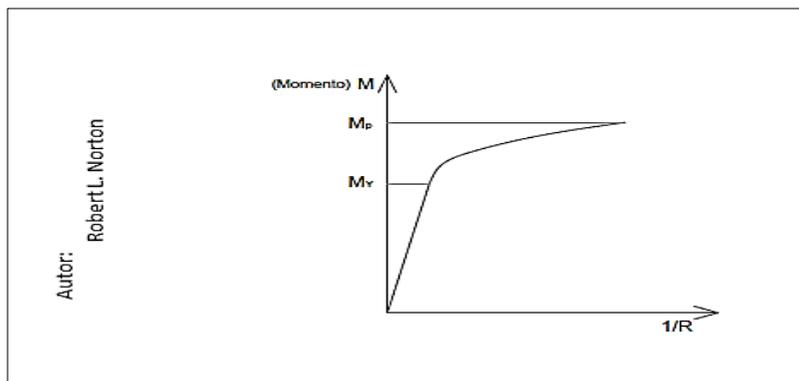


Figura 2. Gráfica de momento plástico y momento flector

La teoría de la plasticidad es una rama de la mecánica que se ocupa del cálculo de tensiones y deformaciones en un cuerpo, hecho de un material dúctil, permanentemente deformado por un conjunto de fuerzas aplicadas. Se basa en ciertas observaciones experimentales del comportamiento macroscópico de los metales en estados uniformes de tensiones combinadas. Los resultados observados luego se idealizan en una formulación matemática para describir el comportamiento de los metales bajo tensiones complejas.

En la teoría matemática de la plasticidad, generalmente se supone que el material permanece isotrópico durante la deformación, independientemente del grado de

endurecimiento por trabajo. Dado que la característica de endurecimiento por deformación de un metal en un estado complejo de tensión se puede relacionar con la de tensión o compresión uniaxial, es necesario examinar en detalle el comportamiento tensión-deformación uniaxial antes de considerar la teoría general de la plasticidad". (Chakrabarty, 2006.)

Teniendo en cuenta la existencia de diferentes curvadoras de perfiles en el área de metal-mecánica se tomarán en cuenta 3 tipos de curvadoras con el fin de conceptualizar el diseño más óptimo que se adecue a las necesidades planteadas por la empresa IPROMEL SAC.

- Curvadora manual o mecánica, son empleadas para perfiles pequeños donde no se necesite fuerza para llegar a curvarlos, son impulsadas por medio de una manivela, teniendo un nivel de producción bajo.
- Curvadora Electromecánica, empleadas para una gama media de perfiles, la fuerza que permite curvar al perfil es generada por un tornillo el cual ejerce presión al eje que deforma al perfil y el desplazamiento de las rulas está dado por medio de un motorreductor. Reduciendo así el esfuerzo de operador considerablemente.
- Curvadora Electro hidráulica, diseñadas para perfiles de gran dimensión, la fuerza generada por los cilindros hidráulicos permite ejercer elevadas presiones permitiendo curvar los perfiles, esta curvadora cuenta con motor reductor o motoredutores que se encargan de hacer girar las rulas permitiendo así el desplazamiento de la pieza, en este tipo de curvadoras el operador emplea un mínimo de esfuerzo para curvar.

Empleando una matriz de proyección se procede a calificar el desempeño de cada tipo de curvadora a fin de obtener un diseño eficiente y acorde a la necesidad de la empresa.

Para la calificación de los criterios se empleará la simbología:

- Mejor que (+) (se emplea para calificar una puntuación alta)
- Igual que (0) (se emplea para calificar una puntuación media)
- Menor que (-) (se emplea para calificar una puntuación baja)

Tabla 1. Matriz De Proyección

| | CRITERIOS | PORCENTAJE % | ELECTRO HIDRAULICA | ELECTRO MECANICA | MECANICA |
|-----------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------------|-------------------------|-----------------|
| DESEMPEÑO | Facilidad de operación | 9% | + | 0 | - |
| | Ventaja mecánica | 9% | + | 0 | - |
| | Eficacia | 14% | + | + | 0 |
| | Productividad/ tiempo | 9% | + | + | - |
| | Eficiencia | 14% | + | 0 | - |
| TAMAÑO | Tamaño | 4% | - | 0 | + |
| MANTENIBILIDAD | Durabilidad | 9% | + | + | 0 |
| | Fácil limpieza | 9% | + | + | + |
| | Fácil consecución de Repuestos | 9% | 0 | 0 | + |
| SEGURIDAD | Riesgos al operario | 9% | + | + | 0 |
| COSTO | Económico | 5% | 0 | + | + |
| | Aceptación | | 82% | 55% | 27% |
| | <i>sumar (+)</i> | | 8 | 6 | 4 |
| | <i>sumar (0)</i> | | 2 | 5 | 3 |
| | <i>sumar (-)</i> | | 1 | 0 | 4 |

Fuente: Elaboración propia

Al realizar las comparaciones entre los tres diseños se llegó a la conclusión de que el diseño de una curvadora hidráulica sería la mejor opción de diseño, ya que es una máquina que permite reducir tiempos al ejecutar la actividad, reduce sobre esfuerzos para el operador, y es eficaz.

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

Tipo de Investigación: Aplicada

Poque se planteó solucionar la problemática enfocándose en la búsqueda y estabilización del conocimiento para su aplicación y, por ende, para el enriquecimiento del desarrollo científico.

Diseño de la investigación:

Diseño No Experimental. Debido a que describe la realidad sin distorsionar las variables, es decir se estudiarán las variables tal y cual se presenten en la realidad. De hecho, no hay condiciones o estímulos a los cuales se expongan los sujetos de estudio. Los sujetos son observados en su realidad sin alterar su ambiente.

3.2. Variables y operacionalización

Variable Independiente: Diseño de curvadora de perfiles metálicos.

Definición conceptual: La principal función en una curvadora es arquear un elemento. Sin embargo la simplicidad de esta máquina no conlleva a ignorar el sistema que hace posible su funcionamiento y cuan es importante es este equipo para las empresas metalmecánicas(Wiches 2008,p.58).

Definición operacional: Máquina herramienta con la cual se podrá curvar piezas de diferentes formas.

Indicadores: Se tomaron en cuenta los siguientes indicadores Tipos de material a curvar, calidad del material a curvar, retrasos por material curvado, tamaño del perfil mas robusto.

Escala de medición: Desde el punto de vista matemático las escalas de razón admiten el cálculo de todo tipo de operaciones aritméticas, obtener razones y proporciones, así como la estimación de un buen numero de estimadores estadísticos (Padilla ,2008)

Variable dependiente: Eficiencia en la producción.

Definición conceptual: Es el empleo de los medios de tal forma que satisfagan un máximo cuantitativo o cualitativo de fines o necesidades humanas. Consiste en un buen uso de los recursos, en lograr lo mayor posible con aquello que contamos”Lam y Hernández (2008, p.1).

Definición operacional: Reducir procesos en la producción y minimizar tiempos muertos en la misma.

Indicadores: Se tomaron en cuenta los siguientes indicadores, Fallas en los procesos de curvado, Frecuencia de defectos en los proyectos realizados, Pérdidas horas hombre en el curvado.

Escala de medición: Desde el punto de vista matemático las escalas de razón admiten el cálculo de todo tipo de operaciones aritméticas, obtener razones y proporciones, así como la estimación de un buen numero de estimadores estadísticos (Padilla ,2008)

3.3. Población, muestra, muestreo y unidad de análisis

Población: La población perteneciente a este estudio está constituido por la empresa IPROMEL S.A.C. en la provincia de Rioja.

Criterio de inclusión: se optó por considerar el área de producción ya que es el área más involucrada en el estudio, y es la que tiene mayor conocimiento en las necesidades de producción.

Muestra: el área de producción de la empresa IPROMEL S.A.C se tomó la muestra por conveniencia ya que permite seleccionar aquellos casos accesibles que acepten ser incluidos. Esto, fundamentalmente en la conveniente accesibilidad y proximidad de los sujetos para ser investigada. (Otzen y Manterola,2017, p.230)

Muestreo: no probabilístico, tiene su aplicación en estudios exploratorios, cuando las muestras se seleccionan de manera no aleatoria y solo es posible hacer afirmaciones del tipo descriptivo sobre la muestra. (Gonzalo Tamayo,2001, p.4)

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Tabla 2. *Técnicas e instrumentos de recolección de datos*

| Dimensión | Indicador / Atributo | Técnicas de recolección | Instrumentos | Validación |
|---|---|--------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| Retrasos en la línea de producción | Reducir procesos en la producción | Encuesta, Recolección de datos | Cuestionarios, Fichas de datos | Asesor especialista |
| Estimar pérdidas por falta de una curvadora de perfiles | Minimizar costo en la línea de producción | | | |
| Estimar tamaño y tipos de perfiles a curvar | Brindar servicios a terceros | | | |
| Dimensionamiento para el diseño de la curvadora de perfiles | Reducir incidentes y accidentes | | | |

Fuente: Elaboración propia

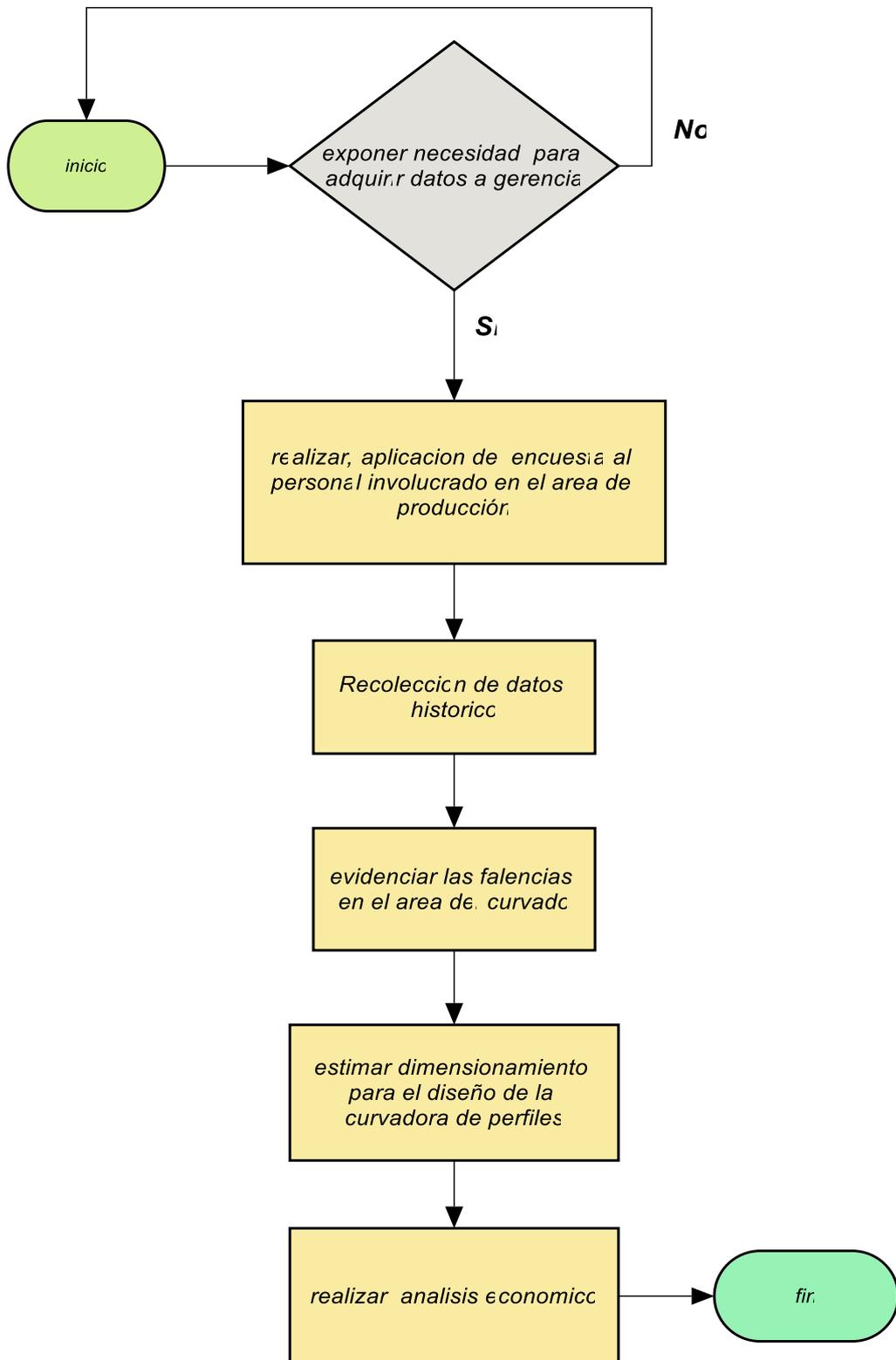
La técnica de entrevista que “desde el punto de vista del método, es una forma específica de interacción social que tiene por objeto recolectar datos para una investigación, donde el investigador formula preguntas a las personas capaces de aportar datos de interés, estableciendo un dialogo peculiar donde una de las partes busca recoger información...” Sabino, 1992p,95).

Recolección de datos mediante información proporcionada por el área involucrada.

Validez y confiabilidad: La validez de los instrumentos empleados fue aprobada por tres especialistas en el área, los cuales verificaron en que parámetros se realizó el diseño.

Este diseño es confiable debido a los resultados coherentes y consistentes que generaron la aplicación de los instrumentos.

3.5. Procedimientos



3.6. Métodos de análisis de datos

El procesamiento de datos y su análisis se realizó empleando el software IBM SPSS Statistics v23 y el programa Microsoft Office Professional Plus Excel 2016 considerando el procedimiento que a continuación se detalla:

- **Elaboración de datos:** Se diseñó una vista de variables del instrumento de medida que permitió contar y procesar las respuestas dadas por los procesados.
- **Diseño de Gráficos:** Se precedió a diseñar gráficos de columnas para representar las frecuencias obtenidas a través de la tabulación.
- **Análisis Estadísticos:** Se realizó el análisis con estadística descriptiva (análisis de frecuencia y medidas de tendencia central: promedio) para demostrar el logro de los objetivos y la respectiva prueba de hipótesis.
- **Interpretación:** Se destacó por escrito el significado de los datos por medio de las deducciones que permiten explicar y argumentar resultados útiles para la formulación de las respectivas conclusiones y recomendaciones.

En el análisis de las variables, Diseño de Curvadora de Perfiles Metálicos, eficiencia en la producción, se ha considerado la siguiente escala:

Tabla 3. *Escala De Medición*

| RESULTADOS | MEDICIÓN |
|-------------------|-----------------|
| SI | ALTO |
| TALVEZ | MEDIO |
| NOSE | MEDIO |
| NO | BAJO |

Fuente: Elaboración propia

3.7. Aspectos éticos

La propuesta de diseño y estudio de la investigación, se realizó con el completo conocimiento del Gerente general y dueño de la empresa, siendo a su vez informados del estudio a realizar los colaboradores involucrados en el proceso de producción, estando de acuerdo por participar en el mismo, teniendo muy presente emplear la veracidad de los resultados durante las entrevistas realizadas.

El diseño a realizar es un proyecto que es muy amigable con el medio ambiente, pues este no dañará de manera significativa al medio en que lo rodea, a su vez es un diseño de máquina que no emite un alto índice de ruido y mucho menos gases contaminantes para su entorno.

IV. RESULTADOS.

4.1 Diagnosticar el proceso de curvado de perfiles, y la implicancia que representa la no existencia de dicha máquina, en la empresa IPROMEL SAC. Rioja.

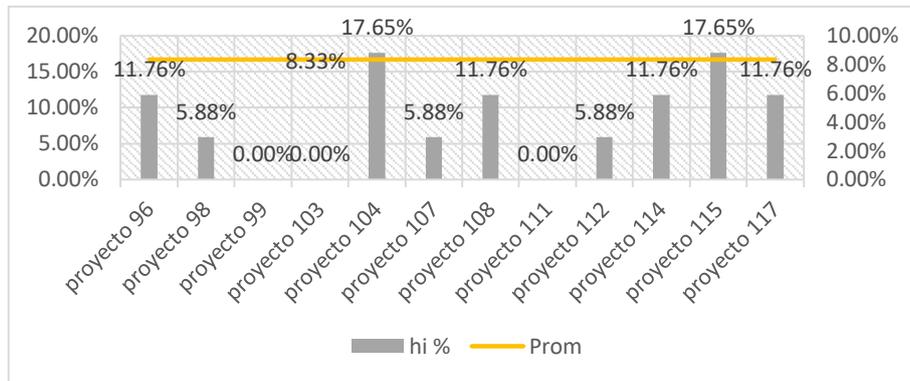


Figura 3. Promedio de fallas en los proyectos

INTERPRETACIÓN: Se observa en la figura 3, que de los 12 proyectos analizados el 8.3% en promedio por proyecto tiene fallas presentes en el curvado, siendo esto un total de 17 fallas en los 12 proyectos.

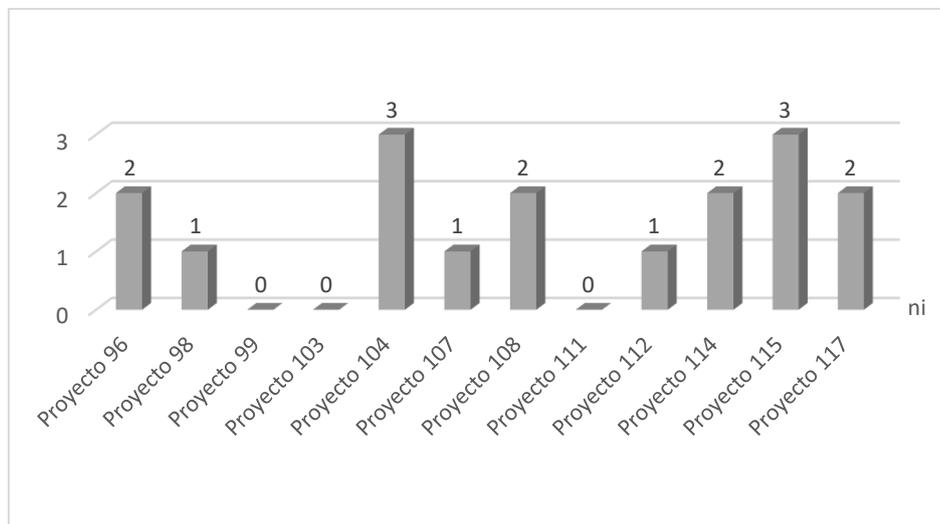


Figura 4. Proyectos con algún tipo de fallas

INTERPRETACIÓN: Se observa en la figura 4 que, de los 12 proyectos analizados, en 9 existe algún tipo de falla siendo esto el 75% de los proyectos estudiados.

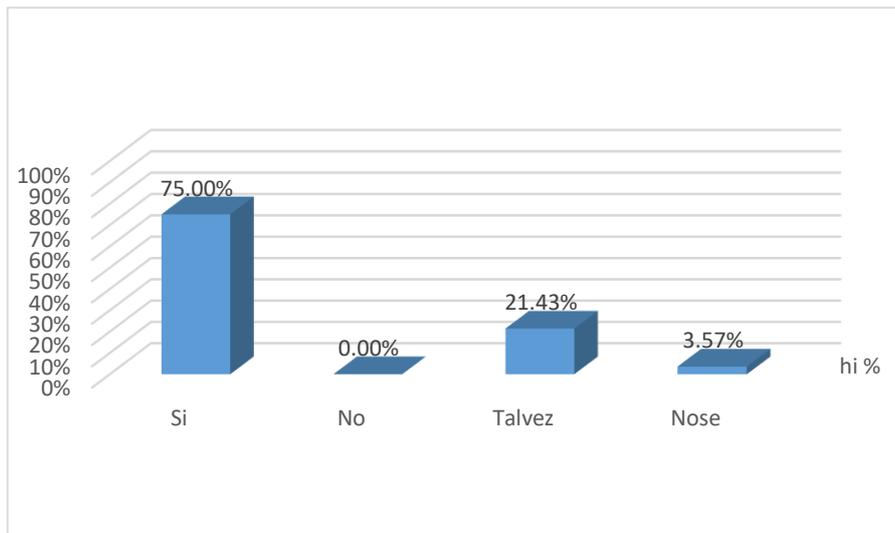


Figura 5. Porcentajes a la respuesta de mejoras en el proceso de curvado

INTERPRETACIÓN: Se observa en la figura 5. que de los 28 trabajadores en la empresa IPROMEL, el 75% cree que se puede optimizar el proceso de curvado siendo 21 de los 28 trabajadores, el 21.43% cree que tal vez se puede mejorar siendo 6 de ellos, y el 3.57% no sabe siendo 1 de ellos.

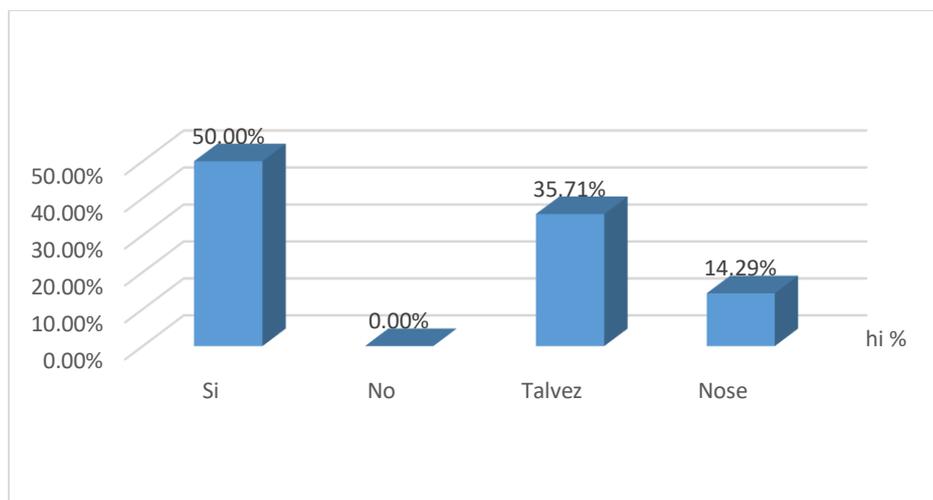


Figura 6. Porcentaje de insatisfacción en el acabado del curvado

INTERPRETACIÓN: Se observa en la figura 6, de los 28 colaboradores de la empresa, de los 14 trabajadores que ejecutaron el trabajo no quedaron satisfecho con el acabado estético del curvado, sin embargo; cumplen con la actividad con la que fue diseñada.

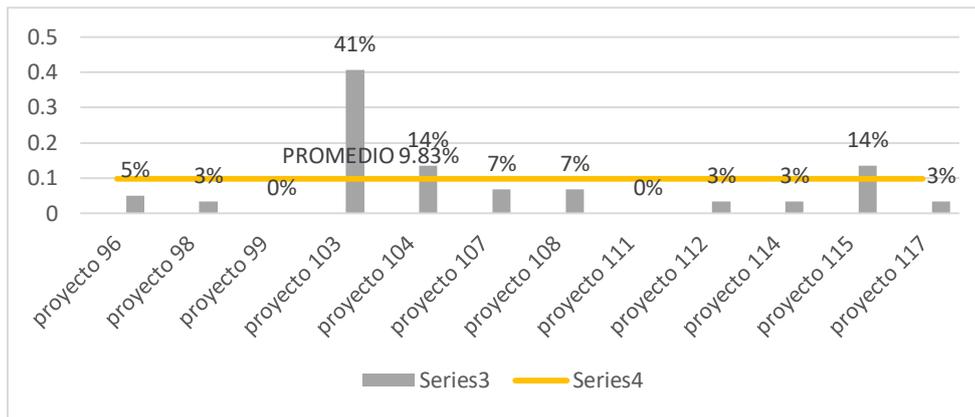


Figura 7. Promedio de horas perdidas en los proyectos

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 7 de los 12 proyectos estudiados, se generaron 118 horas perdidas, siendo 9.83 horas en promedio por proyecto.

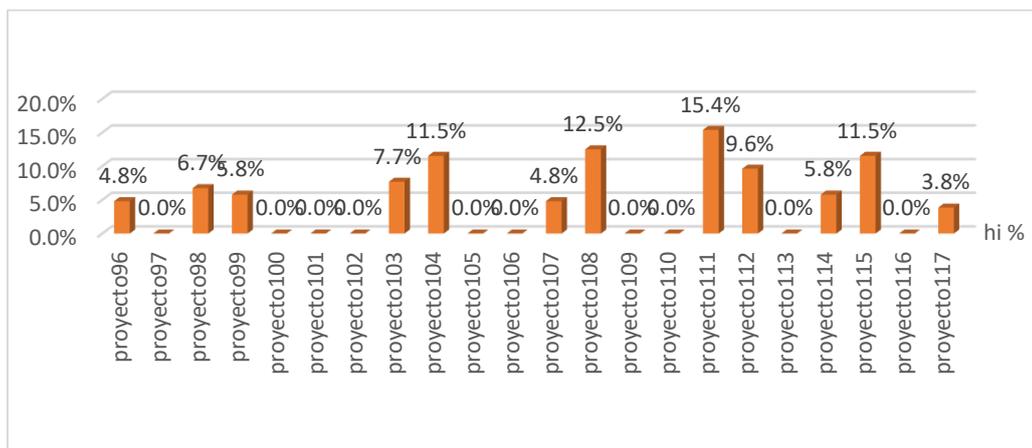


Figura 8. Porcentaje de las actividades de curvado en cada proyecto

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 8, de los 22 proyectos estudiados existen 12 proyectos con trabajo de curvado, observando el porcentaje de cada uno de los proyectos, en base al total involucrado en el estudio.

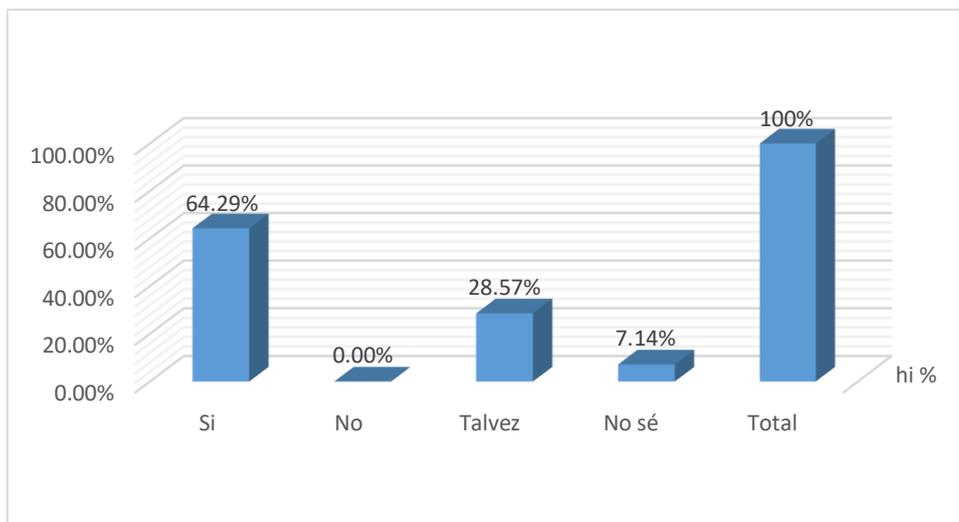


Figura 9. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 08

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 9 de los 28 trabajadores, 18 de ellos aseguran que, al implementar una curvadora en el taller, se optimizaría el proceso de curvado, 8 creen que tal vez se optimizaría y 2 de ellos no sabe.

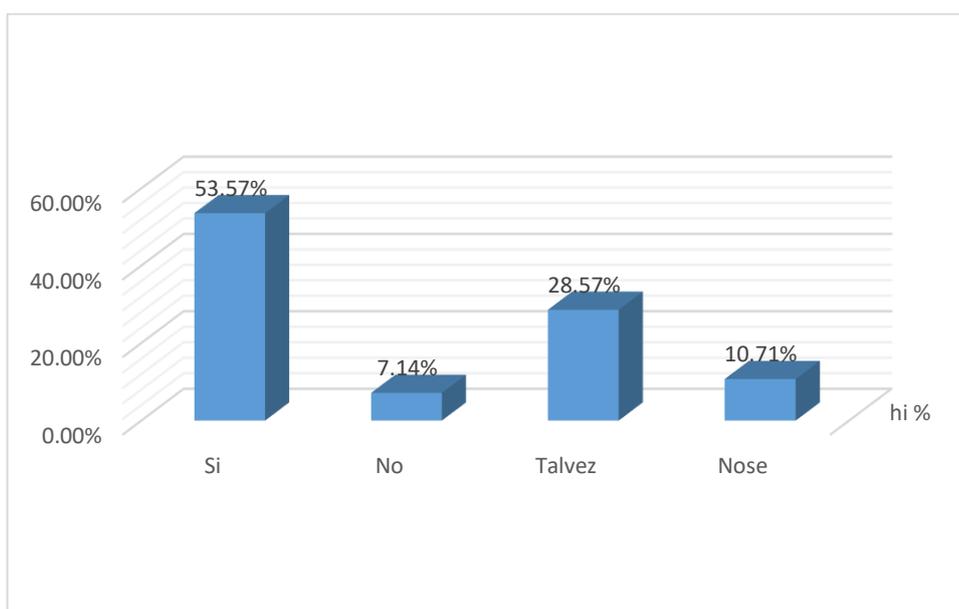


Figura 10. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 09

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 10, de los 28 trabajadores, 15 de ellos creen que es de mayor beneficio contar con una curvadora de perfiles en el taller, en comparación a otra máquina industrial, 8 de ellos creen que tal vez sea de mayor beneficio y 2 de ellos no lo consideran beneficioso.

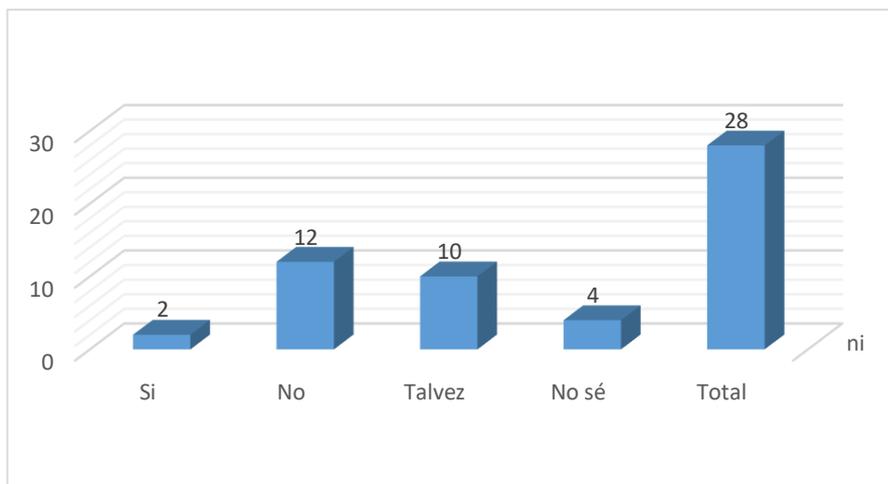


Figura 11. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 10

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 11 de los 28 trabajadores, 2 de ellos creen que es de mayor beneficio contratar el servicio de curvado, a comparación de implementar una curvadora de perfiles, 12 de ellos creen que no sería beneficioso contratar el servicio para el curvado, y 10 creen que tal vez sería beneficioso.

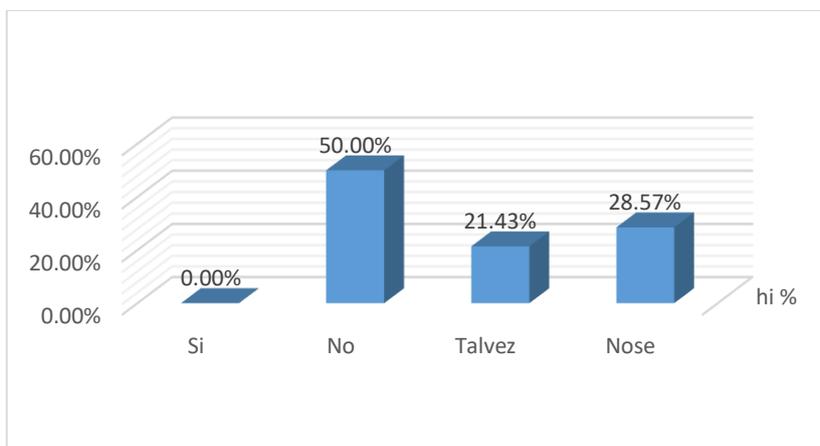


Figura 12. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 11

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 12, de los 28 trabajadores, 14 de ellos desconocen si algunas empresas de la provincia usan una curvadora de perfiles en sus proyectos, 6 de ellos creen que quizás se emplee una curvadora en otra empresa de la provincia y 8 de ellos no saben.

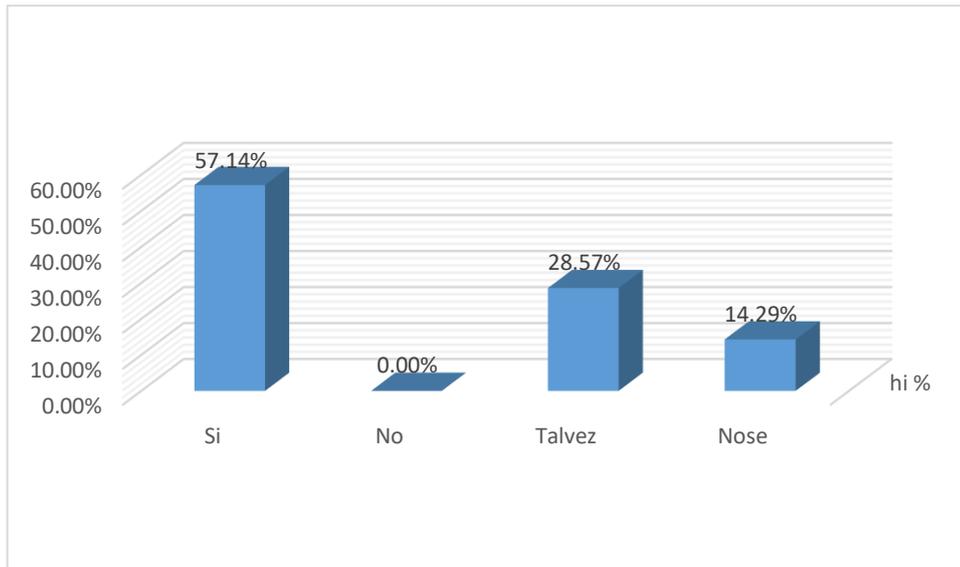


Figura 13. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 12

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 13, de los 28 trabajadores, 16 de ellos piensan que se debería contar con una curvadora de perfiles, 8 creen que tal vez se debería contar con la curvadora de perfiles y 4 de ellos no saben.

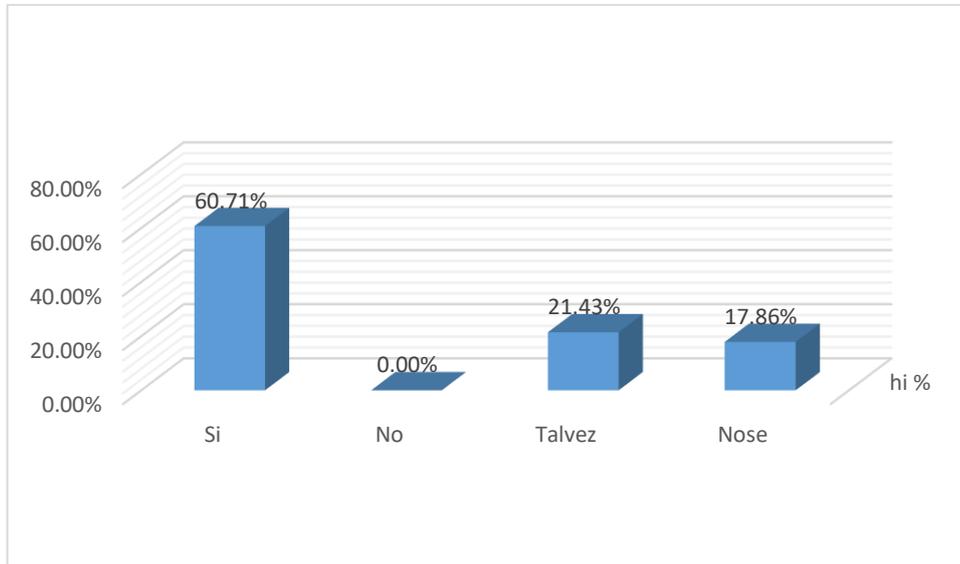


Figura 14. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 13.

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 14, de los 28 trabajadores, 17 de ellos creen que, al agregar una curvadora de perfiles en la línea de producción de la empresa, se brindaría un servicio de calidad, 6 de ellos creen que tal vez y 5 de ellos no saben.

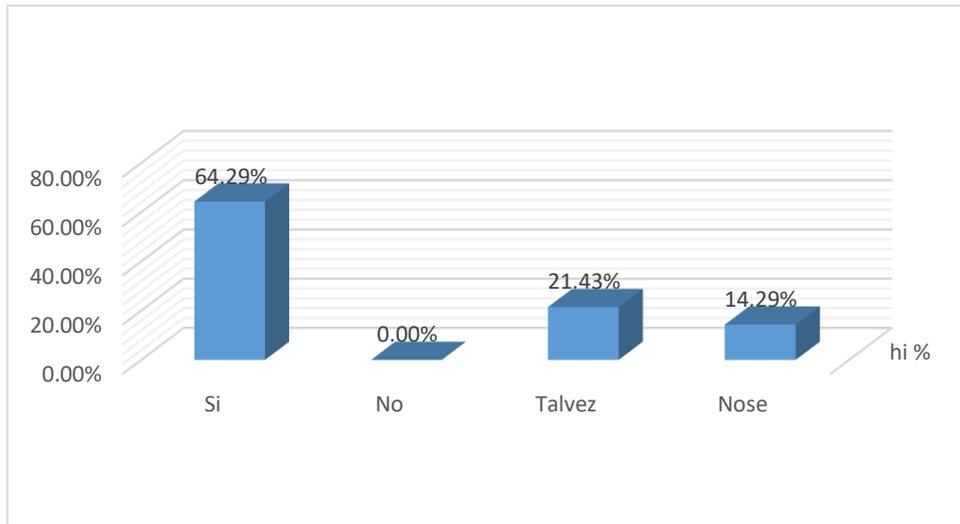


Figura 15. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 14.

INTERPRETACIÓN: Se puede observar en la figura 15, de los 28 trabajadores, 18 de ellos piensan que al implementar una curvadora en la línea de producción la empresa elevaría sus ingresos, 6 de ellos creen que tal vez elevarían los ingresos y 4 de ellos no saben.

4.2 Analizar la capacidad de producción de elementos curvados en función a los proyectos que se ejecutan.

La tercerización del servicio de curvado, es una labor constante, según los registros, se tiene que curvar perfiles de diferentes ángulos, existiendo hasta 8 perfiles por cada proyecto, tal como se muestra en la tabla 4.14.

Tabla 4. Perfiles empleados

| Perfiles | Veces por proyecto |
|-----------------------------------|--------------------|
| <i>perfil C 4" x 5.4 lb/pie</i> | 3 |
| <i>Ángulo 2" x 3/16"</i> | 2 |
| <i>ángulo 2" 1/4"</i> | 3 |
| <i>tubo redondo 2"</i> | 4 |
| <i>tubo redondo 1 1/2"</i> | 4 |
| <i>barra cuadrada 1"</i> | 1 |
| <i>tubo cuadrado 60mm x 2.5mm</i> | 1 |
| <i>eje liso 3/4"</i> | 1 |

| | |
|----------------------------|---|
| <i>pletina 2" x 3/8"</i> | 2 |
| <i>tubo galvanizado 2"</i> | 1 |
| <i>eje liso 1"</i> | 1 |

Fuente: Elaboración propia

INTERPRETACIÓN: Observamos en la tabla 4.1, de los 11 diferentes perfiles estudiados, los que se curvan con más frecuencia son el tubo redondo de 2", tubo redondo de 1 ½", canal U 4" x 5.4lb/pie y ángulos de 2" x ¼".

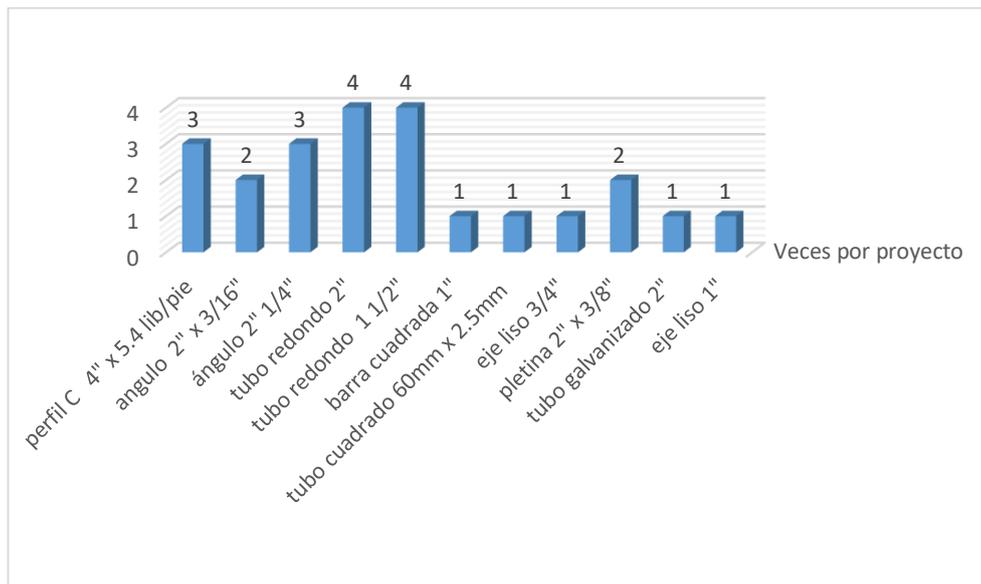


Figura 16. Número de veces de perfiles involucrados por el global de los proyectos

Tabla 5. Material de los perfiles

| Perfil | Tipo de Acero |
|-----------------------------------|----------------------|
| <i>perfil C 4" x 5.4 lb/pie</i> | ASTM A36 |
| <i>Ángulo 2" x 3/16"</i> | ASTM A36 |
| <i>Ángulo 2" 1/4"</i> | ASTM A 36 |
| <i>Tubo redondo 2"</i> | ASTM A 36 |
| <i>Tubo redondo 1 1/2"</i> | ASTM A500 |
| <i>Barra cuadrada 1"</i> | ASTM A 36 |
| <i>Tubo cuadrado 60mm x 2.5mm</i> | ASTM A500 |
| <i>Eje liso 3/4"</i> | ASTM A 36 |

| | |
|----------------------------|-----------|
| <i>Pletina 2" x 3/8"</i> | ASTM A 36 |
| <i>Tubo Galvanizado 2"</i> | ASTM A 36 |
| <i>Eje liso 1"</i> | ASTM A 36 |

Fuente: Elaboración propia

INTERPRETACIÓN: Observamos que en la tabla 4.2, de los 11 distintos perfiles estudiados todos se fabrican bajo la norma ASTM A 36.

Tabla 6. *Uso de perfiles en los proyectos*

| <i>¿Qué tipo de perfil es el que emplean de manera regular en sus proyectos?</i> | <i>n_i</i> | <i>h_i %</i> |
|--|----------------------|------------------------|
| <i>Ángulos</i> | 10 | 35,71% |
| <i>Tee</i> | 0 | 0,00% |
| <i>Tubos</i> | 10 | 35,71% |
| <i>Solidos</i> | 0 | 0,00% |
| <i>Canal U</i> | 0 | 0,00% |
| <i>Pletinas</i> | 8 | 28,57% |
| <i>Total</i> | 28 | 100% |

Fuente: Elaboración propia

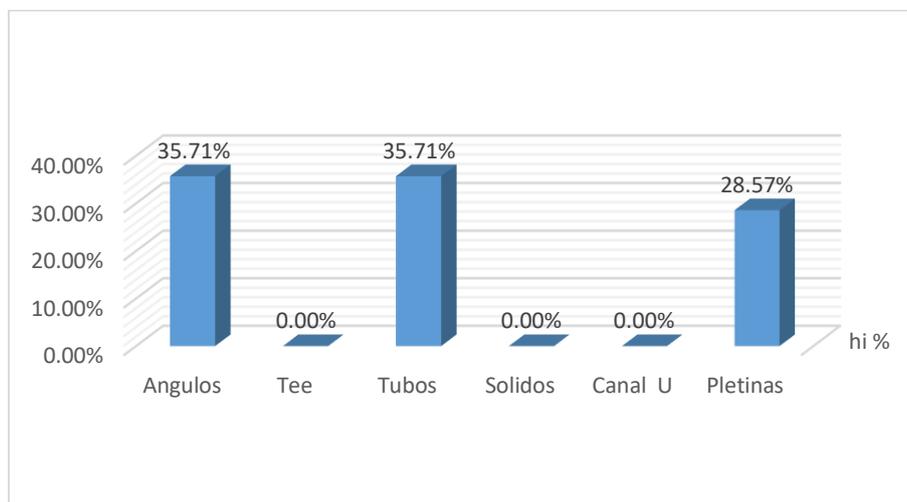


Figura 17. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla 4.16.

Tabla 7. Perfil más robusto empleado

| ¿Cuál es el perfil más robusto que ha necesitado curvar? | n_i | h_i % |
|---|----------------------|------------------------|
| Ángulos | 8 | 28,57% |
| Tee | 0 | 0,00% |
| Tubos | 6 | 21,43% |
| Solidos | 0 | 0,00% |
| Canal U | 12 | 42,86% |
| Pletinas | 2 | 7,14% |
| Total | 28 | 100% |

Fuente: Elaboración propia

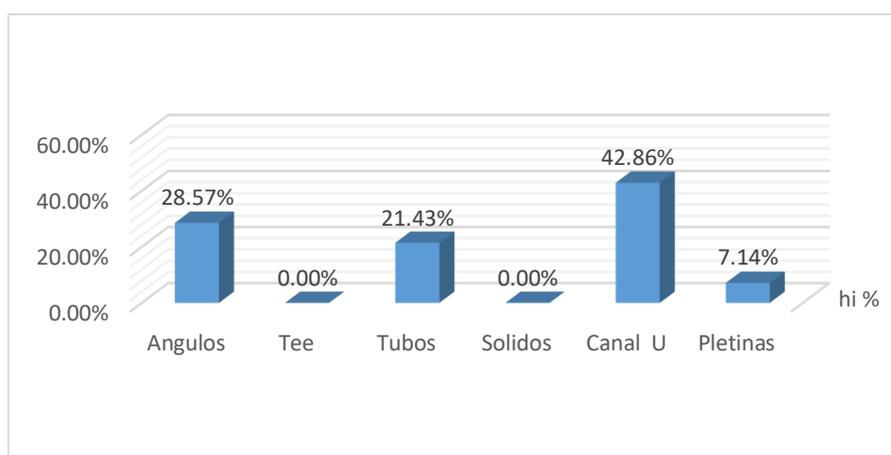


Figura 18. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 18.

De las tablas anteriores (4.1 a 4.4), se deduce que de los datos obtenidos y de la mayoría de los encuestados, indican que tenían **un alto nivel de elementos curvados en el desarrollo de los proyectos realizados, ya que según el estudio 4.1** los perfiles con más frecuencia en ser curvados son, tubo redondo de 2" tubo redondo de 1 1/2", canal U 4" x 5.4 lb/pie. Y ángulo 2" x 1/4, el estudio 4.2 todos los perfiles pertenecen a la norma ASTM A36., en la interrogante 4.13 creen emplear con mayor regularidad ángulos y tubos y la interrogante 4.4 creen que el perfil más robusto a curvar es el Canal U.

4.3 Diseñar los componentes de la máquina curvadora, de acuerdo a las teorías científicas existentes y a los niveles de producción en la empresa IPROMEL SAC - Rioja.

Por Demanda de Elementos curvados.

Actualmente se tiene la siguiente demanda de productos curvados, tal como se muestra en la tabla 19, los cuales son de mayor utilización.

Tabla 4.5. Tipo de perfiles empleados

| Tipo de Perfiles | AREA |
|-----------------------------------|-------------------------|
| <i>perfil C 4" x 5.4 lb/pie</i> | 1006.00 mm ² |
| <i>Ángulo 2" x 3/16"</i> | 241.94 mm ² |
| <i>Ángulo 2" 1/4"</i> | 606.00 mm ² |
| <i>Tubo redondo 2"</i> | 378.00 mm ² |
| <i>Tubo redondo 1 1/2"</i> | 303.00 mm ² |
| <i>Barra cuadrada 1"</i> | 645.00 mm ² |
| <i>Tubo cuadrado 60mm x 2.5mm</i> | 600.00 mm ² |
| <i>Eje liso 3/4"</i> | 188.00 mm ² |
| <i>Pletina 2" x 3/8"</i> | 483.87 mm ² |
| <i>Tubo galvanizado 2"</i> | 378.00 mm ² |
| <i>Eje liso 1"</i> | 250.70 mm ² |

Fuente: Elaboración propia

INTERPRETACIÓN: Observamos en la tabla 4.5 de los diferentes perfiles estudiados el que cuenta con mayor área transversal es el perfil C de 4" x 5.4 lb/pie.

Tabla 8. Dimensión del perfil a curvar

| Al contar con una curvadora de perfiles. ¿De qué medidas sería el perfil más grande y común a curvar en sus proyectos? | n_i | h_i % |
|---|----------------------|------------------------|
| <i>1" hasta 2"</i> | 0 | 0,00% |
| <i>2" hasta 3"</i> | 12 | 42,86% |
| <i>3" hasta 4"</i> | 16 | 57,14% |
| <i>4" a más.</i> | 0 | 0,00% |
| Total | 28 | 100% |

Fuente: Elaboración propia

INTERPRETACIÓN: Observamos en la tabla 4.6 que 16 de los 28 colaboradores creen que el perfil más grande sería de 3 a 4 pulgadas.

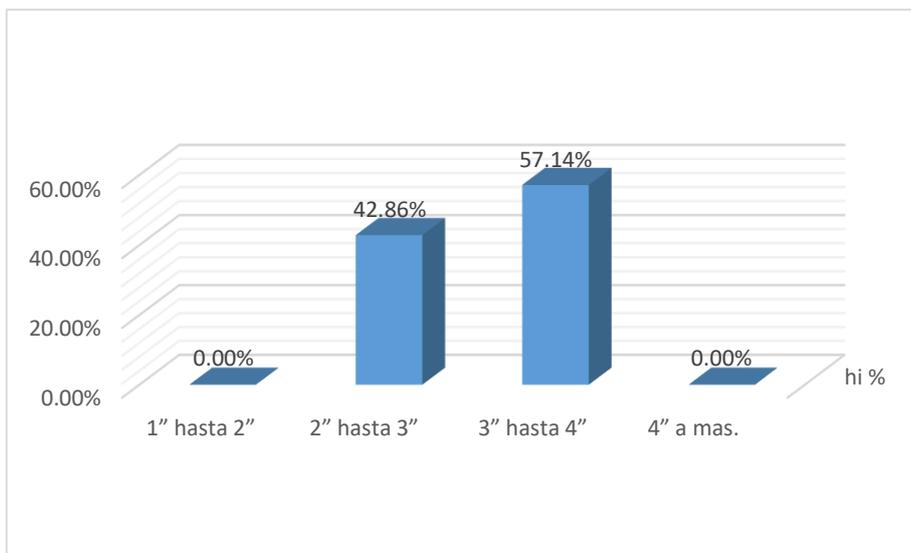


Figura 19. Porcentaje en base al estudio realizado en la pregunta de la tabla N° 20.

De las tablas anteriores (4.5 y 4.6), **para dimensionamiento del diseño de la curvadora de perfiles**, se concluye que de los datos obtenidos que el perfil de mayor sección y área es el perfil C 4" x 5.4 lb/piel y la interrogante 4.6 creen que el perfil más grande y común a curvar en sus proyectos es de 3" hasta 4". Teniendo los datos necesarios se procederá a dimensionar el diseño de la maquina curvadora de perfiles.

ANÁLISIS DE CARGA PARA EL CURVADO

El disponer de manera adecuada la ubicación de los rodillos es esencial ya que esto nos permite deformar al perfil de la manera que se necesita.

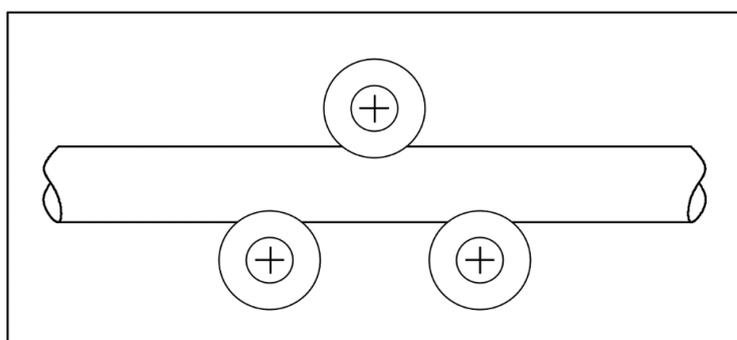


Figura 20. Disposición inicial de los rodillos

Al accionar la máquina y el rodillo superior empiece a bajar se ejercerá una fuerza “x” en el perfil, que permita deformar su forma por medio del proceso del curvado.

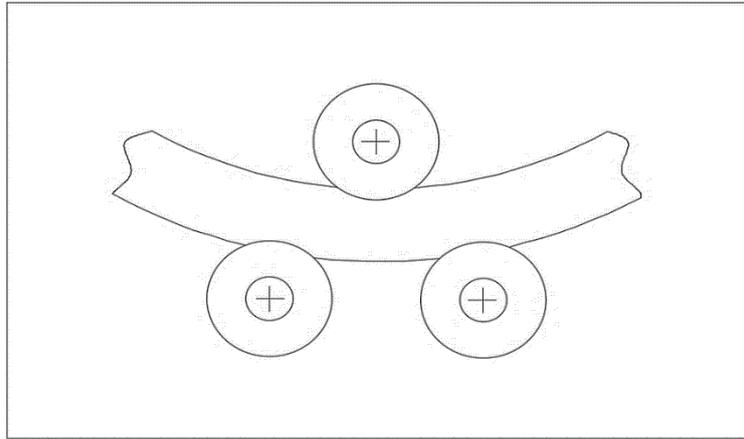


Figura 21. Disposición final de los rodillos al curvar

Para el cálculo de los esfuerzos necesarios en el diseño de la curvadora de perfiles se grafica como una viga apoyada en ambos extremos y con carga en su centro de apoyos.

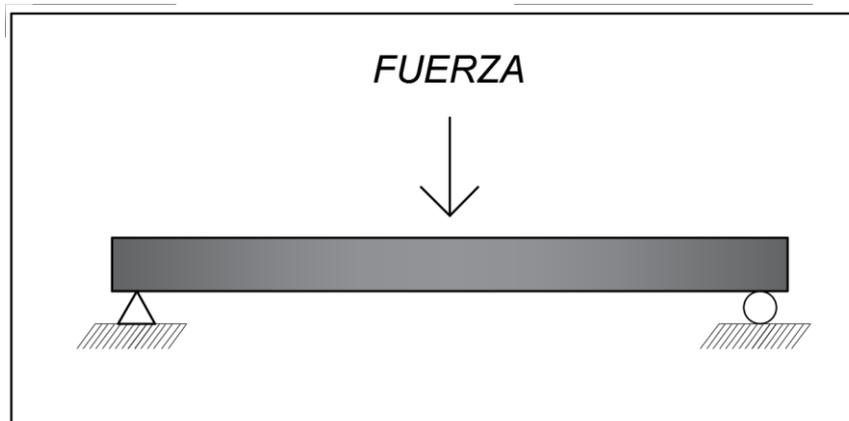


Figura 22. Viga simplemente apoyada

Al realizar nuestro diagrama de cuerpo libre o DLC se grafica de esta manera:

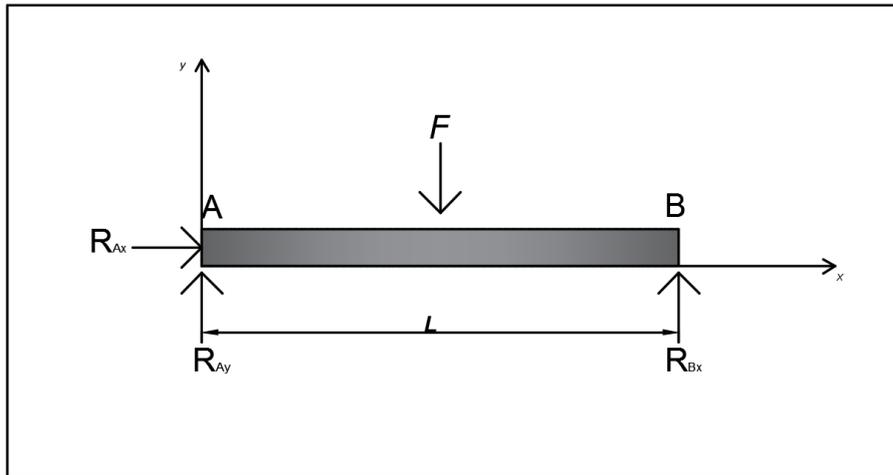


Figura 23. DLC de viga

Para encontrar la(s) reacción(es) de apoyo, estas están ligadas a las fuerzas \$F\$, obteniendo dos fórmulas de fuerza y una fórmula de momento como se demuestra en la *figura 23*.

$$(\Sigma_{Fx} = 0) \quad R_{Ax} = 0 \quad (4.1)$$

$$(\Sigma_{Fy} = 0) \quad R_{Ay} - F + R_{By} = 0 \quad (4.2)$$

$$(\Sigma_{MA} = 0) \quad -F * \frac{L}{2} + R_{By} * L = 0 \quad (4.3)$$

Dónde:

\$F\$ = Fuerza necesaria para curvar

\$M\$ = Momento

\$L\$ = Distancia entre los apoyos

\$R_{Ax} = R_{Ay} = R_{By}\$ = Reacciones de apoyo

Teniendo Como resultado después de despejar \$R_{By}\$ de la ecuación (4.3):

$$R_{By} = \frac{F}{2} \quad (4.4)$$

Teniendo Como resultado después de despejar \$R_{By}\$ de la ecuación (4.2):

$$R_{Ay} = F - R_{By} \quad (4.5)$$

Teniendo Como resultado después de despejar \$R_{By}\$ de la ecuación (4.4):

$$R_{Ay} = F - R_{By} \quad (4.6)$$

De esta manera es factible encontrar el momento justo en el punto central de la viga, donde se ubica la fuerza de curvado, teniendo así el punto donde se da el momento mayor en la viga.

Para realizar el cálculo del momento flector se inicia por cortar el perfil de estudio justo antes del punto donde se realiza la aplicación de la fuerza.

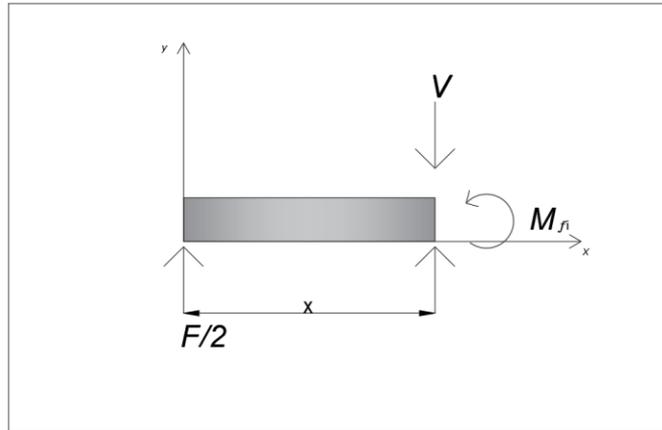


Figura 24. DLC de viga donde se da el mayor punto de esfuerzo

Siendo: $0 \leq x < \frac{L}{2}$

V = Fuerza cortante

De esta manera, el momento en $x = \frac{L}{2}$ se puede definir como:

$$M_{fi} = \frac{F * L}{4} \quad (4.7)$$

Dónde:

M_{fi} = Momento flector interno

ANALIZANDO LA FUERZA DEL CURVADO

Para el análisis en la fuerza de curvado es muy importante calcular el esfuerzo de fluencia normal por flexión, el cual aparece en la viga a causa del momento flector actuando este en el punto donde se ejerce la fuerza.

$$\sigma_f = \frac{M_f * c}{I} \quad (4.8)$$

Siendo:

σ_f = Esfuerzo de fluencia normal por flexión

M_f = Momento Flector

c = Distancia del eje neutro a la fibra de estudio más lejana

I =Momento de Inercia.

Despejando el momento flector de la ecuación se tiene:

$$M_f = \frac{\sigma_f * I}{c} \quad (4.9)$$

De acuerdo a lo demostrado en el marco teórico, se debe encontrar una fuerza que pueda deformar la viga, ocasionando que el perfil supere la zona elástica, llegando a su zona de plasticidad, así el momento generado en el punto de aplicación de la fuerza será considerado como momento plástico

Dónde:

$$M_p = \frac{3}{2} * M_f \quad (4.10)$$

M_p = Momento Plástico

Reemplazamos la ecuación (4.9) en (4.10), obteniendo:

$$M_p = \frac{3 * \sigma_f * I}{2 * c} \quad (4.11)$$

Siendo el momento creado en la viga por medio de la fuerza aplicada, expresada en la formula (4.8), ahora se le nombrará como momento plástico, ya que es la fuerza que la deformará, haciendo que pase a su zona plástica, obteniéndola de la siguiente manera:

$$M_p = \frac{F * L}{4} \quad (4.12)$$

Al encontrar el momento flector plástico, mediante la ecuación (4.12) y (4.11) procedemos a igualar ambas ecuaciones obteniendo:

$$\frac{F * L}{4} = \frac{3 * \sigma_f * I}{2 * c} \quad (4.13)$$

Despejando la fuerza aplicada en la ecuación (4.13) obtenemos:

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{c * L} \quad (4.14)$$

Calculando la fuerza para realizar el curvado

Para calcular la fuerza de curvado empleamos la fórmula (4.14) previamente conociendo la sección transversal mayor de los perfiles metálicos a curvar y el material del que están hecho. De esta manera se puede encontrar las diferentes fuerzas a ejercer mediante el proceso de curvado, por consiguiente, diseñar las piezas para la curvadora de perfiles

Los perfiles de mayor sección transversal y tamaño se eligieron de acuerdo a la información recauda en la ficha de datos, teniendo en cuenta sus propiedades mecánicas para poder realizar los cálculos.

Tabla 9. *Propiedades mecánicas del acero*

| Grado del Acero | Resistencia a la Tracción σ_r | | Límite de fluencia σ_f | | Alargamiento % 200 mm |
|------------------------|--|------------|---|------------|------------------------------------|
| | <i>Kg/mm²</i> | <i>Mpa</i> | <i>Kg/mm²</i> | <i>Mpa</i> | |
| A36 | 25,31 | 248,1 | 56,3 | 551,14 | 20 |
| A572 | 35,2 | 345,2 | 56,3 | 551,14 | 20 |
| A500 | 23,5 | 230 | 31,6 | 310,3 | |

Fuente: Elaboración propia

Perfil U

El perfil U de mayor sección transversal empleado será:

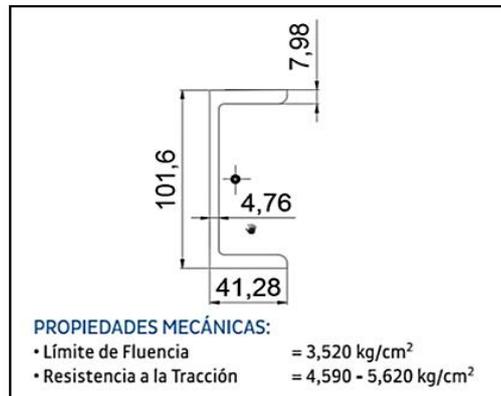


Figura 25. Vista transversal del Perfil U detallando sus propiedades mecánicas en base al catálogo de productos de ACEROS AREQUIPA siendo un Acero

Para el cálculo de la fuerza a ejercer para que el canal U pueda deformarse debemos emplear la ecuación (4.14), esta fuerza está relacionada con el material a usar, así como el momento de inercia, la distancia entre apoyos y la distancia a la fibra de estudio más alejada.

- **Calculando el Centro de Gravedad**

Por motivo del estudio el Canal U se dividirá en 3 secciones rectangulares respectivamente.

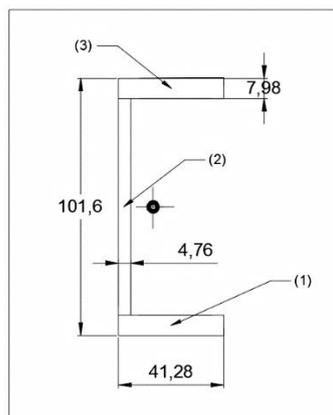


Figura 26. División del canal U con fines de estudio

Para el cálculo del centro de gravedad se tiene que:

Para "x"

$$x_{c.g} = \frac{A_1 * x_1 + A_2 * x_2 + \dots + A_n * x_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad (4.15)$$

Para "y"

$$y_{c.g} = \frac{A_1 * y_1 + A_2 * y_2 + \dots + A_n * y_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad (4.16)$$

Teniendo como centro de gravedad:

Para "x"

$$x_{c.g} = 0,013 \text{ m}$$

Para "y"

$$y_{c.g} = 0,058 \text{ m}$$

- **Calculando el momento de Inercia**

Empleando el teorema de Steiner nos dice que:

$$I_{tx} = I_x + A * d_y^2 \quad (4.17)$$

Dónde:

I_{tx} = Inercia total con respecto a "x"

I_x = Inercia total con respecto a "y"

A = Área

d_x = Diferencia de distancias en el eje x

d_y = Diferencia de distancias en el eje y.

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad (4.18)$$

Dónde: Reemplazando los valores con respecto a la figura 27.a se obtiene los valores:

En la sección (1):

$$I_{tx} = 7,2 * 10^{-7} \text{ m}$$

En la sección (2):

$$I_{tx} = 2,5 * 10^{-7} m$$

En la sección (3):

$$I_{tx} = 7,2 * 10^{-7} m$$

Sumando los resultados de las tres secciones en "x" tenemos:

$$I_{tx} = 1,69 * 10^{-6} m$$

- **Calculando la distancia del centro a la fibra más alejada que está en estudio**

Tal y como se observa en la *FIGURA 27*, el eje neutro se ubica justo en la mitad de la altura del perfil de modo que la distancia a la fibra de estudio será:

$$c = \frac{0,101}{2} = 0,05 m$$

- **Calculando distancias entre centros**

Para el cálculo se consideró una distancia entre los ejes de:

$$L = 0,73 m$$

Teniendo los datos imprescindibles para el cálculo de la fuerza para el curvado del perfil U de 4 * 5.4 *lib/pie*, se tiene:

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{c * L} \quad F = \frac{6 * 345 * 10^6 * 1,69 * 10^{-6}}{0,05 * 0,73} = 95 843,8 N$$

Aproximando sería 96 000 N

PERFIL ANGULAR

El perfil angular de mayor sección transversal empleado será:

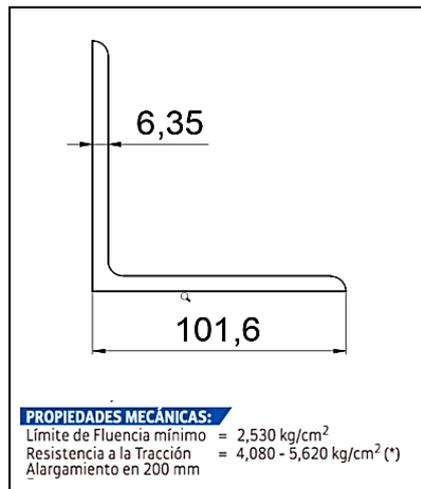


Figura 27. Vista transversal del Perfil Angular detallando sus propiedades mecánicas en base al catálogo de productos de ACEROS AREQUIPA

Para el cálculo de la fuerza a usar para que el perfil angular pueda deformarse emplearemos la ecuación (4.14), esta fuerza es dependiente del material a emplear, así como el momento de inercia, la distancia entre apoyos y la distancia a la fibra de estudio más alejada.

Calculando el centro de gravedad

Por motivo del estudio el Perfil angular se dividirá en 2 secciones rectangulares respectivamente.

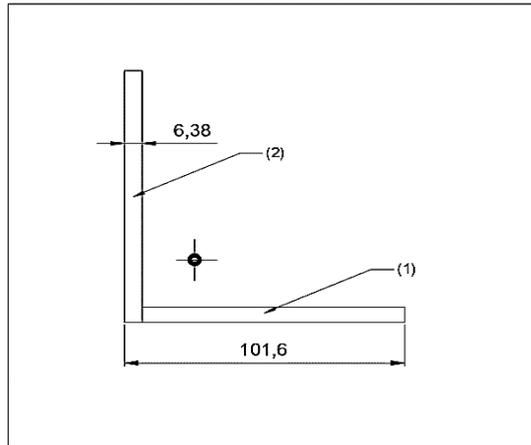


Figura 28. División del Perfil Angular con fines de estudio

Para el encontrar el centro de gravedad aplicamos la fórmula (4.15) para "x" y (4.16) para "y"

Teniendo como centro de gravedad:

Para "x"

$$x_{c.g} = 0,0277 \text{ m}$$

Para "y"

$$y_{c.g} = 0,0277 \text{ m}$$

- **Calculando el momento de Inercia**

Empleando el teorema de Steiner nos dice que:

$$I_{tx} = I_x * A * d_y^2 \quad (4.17)$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad (4.18)$$

Reemplazando los valores con respecto a la figura 27.a se obtiene los valores:

En la sección (1):

$$I_{tx} = 3,6 * 10^{-7} \text{ m}$$

En la sección (2):

$$I_{tx} = 8,97 * 10^{-7} \text{ m}$$

Sumando los resultados de las tres secciones en "x" tenemos:

$$I_{tx} = 1,26 * 10^{-6} m$$

- **Calculando la distancia del centro a la fibra más alejada que está en estudio**

Tal y como se observa en la *Figura 29*, el eje neutro se ubica justo en la mitad de la altura del perfil, de tal manera que la distancia a la fibra de estudio será:

$$c = \frac{0,101}{2} = 0,05 m$$

- **Calculando la distancia entre centros**

Para el cálculo se consideró una distancia entre los ejes de:

$$L = 0,73 m$$

Teniendo los valores indispensables se procede a reemplazar los datos en la ecuación, obteniendo la fuerza para el curvado del perfil angular de 4 * 1/4", se tiene:

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{c * L}$$

$$F = \frac{6 * 253 * 10^6 * 1,26 * 10^{-6}}{0,05 * 0,73} = 51 784,16 N$$

Aproximando sería 52 000 N

Perfil Pletina

El perfil angular de mayor sección transversal empleado será:

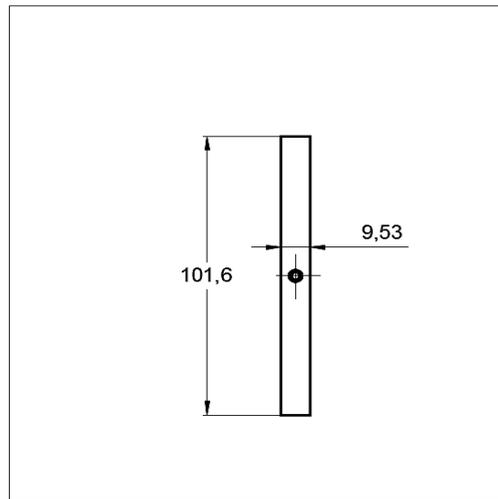


Figura 29. Vista transversal de la Pletina teniendo las mismas propiedades Mecánicas que el perfil Angular ya que es del mismo tipo de acero ASTM A36

Para el cálculo de la fuerza a aplicar para que la pletina pueda curvarse debemos emplear la ecuación (4.14), esta fuerza varía de acuerdo al material a emplear, así como el momento de inercia, la distancia entre apoyos y la distancia a la fibra de estudio más alejada.

- **Calculando de Momento de Inercia**

Para calcularlo, teniendo en cuenta que es una pieza, rectangular aplicamos:

$$I_{tx} = \frac{b * h^3}{12}$$

Reemplazando los valores con respecto a la figura 28 se obtiene el valor:

$$I_{tx} = 8,3 * 10^{-7} m$$

- **Calculando la Distancia del Centro a la Fibra más Alejada que está en estudio**

Basándonos en la *Figura 30*, el eje neutro está ubicado justo en la mitad de la altura del de la pieza, de tal manera que la distancia a la fibra de estudio será:

$$c = \frac{0,101}{2} = 0,05 \text{ m}$$

- **Calculando la Distancia entre Centros**

Para el cálculo se consideró la longitud entre los ejes de acuerdo al diseño de la máquina:

$$L = 0,73 \text{ m}$$

Teniendo los valores que se emplearán para el hallar la fuerza para el curvado del perfil angular de 4 * 1/4", se tiene:

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{c * L}$$

$$F = \frac{6 * 253 * 10^6 * 8,3 * 10^{-7}}{0,05 * 0,73} = 34\ 073,54 \text{ N}$$

Aproximando seria 35 000 N

Perfil Tubular

El perfil tubular de mayor sección transversal empleado será:

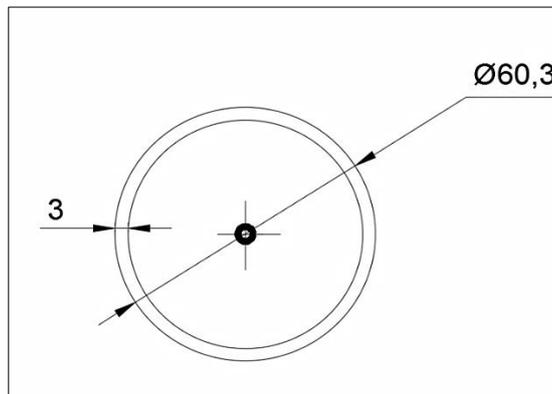


Figura 30. Vista transversal del perfil tubular

Tabla 10. Propiedades mecánicas ASTM A500/A500M grados A y B

| SECCION | GRADO | LÍMITE DE FLUENCIA (Mpa) | RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (Mpa) |
|-------------|-------|--------------------------|---------------------------------|
| REDONDO | A | 230 | 310 |
| CUADRADO Y | A | 270 | 310 |
| RECTANGULAR | B | 315 | 400 |

Fuente: Aceros Arequipa

- **Calculando el Momento de Inercia**

Para calcularlo teniendo en cuenta que es una pieza tubular, tenemos:

$$I = \frac{\pi * (\phi_e^4 - \phi_i^4)}{64} \quad (4.19)$$

Dónde:

ϕ_e =Diámetro exterior

ϕ_i = Diámetro interior

Reemplazando los valores con respecto a la figura 29 se obtiene el valor:

$$I_{tx} = 2,22 * 10^{-7} \text{ m}$$

- **Calculamos la Distancia del Centro a la Fibra más Alejada que Está en Estudio**

Tal y como se Observa en la *FIGURA 31*, el eje neutro está ubicado justo en la mitad del diámetro del perfil, de tal manera que la distancia a la fibra de estudio es:

$$c = \frac{0,06}{2} = 0,03 \text{ m}$$

- **Calculando la Distancia Entre Centros**

Para el cálculo se consideró una distancia entre los ejes de acuerdo al diseño de la:

$$L = 0,508 \text{ m}$$

Una vez obtenidos los valores esenciales para calcular la fuerza para el curvado del perfil tubular de 3" tenemos:

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{c * L}$$

$$F = \frac{6 * 230 * 10^6 * 2,22 * 10^{-7}}{0,05 * 0,50} = 20\ 102,36 \text{ N}$$

Aproximando sería 21 000 N

Diseño y Selección de Componentes

En esta etapa se concreta la parte más importante de esta propuesta, el cual consiste en la selección de accesorios y el diseño de los mismos en base a esto se podrá avanzar de manera asertiva al modelo final y mecanismos a emplear, los mismos que podrán forma de acuerdo a los requerimientos deseados en la maquina curvadora a diseñar.

Movimiento de las rulinas

El movimiento de las rulinas inferiores tiene dos tipos de movimientos los que son de manera rotatoria y angular. Se ha considerado este tipo de movimiento ya que se curvará gran variedad en tamaño de perfiles, con respecto a su sección transversal.

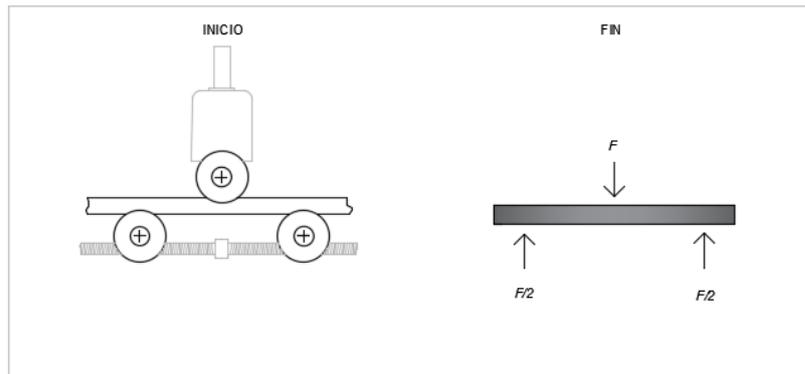


Figura 31. Movimiento longitudinal de las rulinas inferiores

Como se muestra en la figura las rulinas inferiores se moverán de manera radial en base al eje central de los brazos guidores. Estos permitirán subir y además acercarse a la rulina superior el cual solo tendrá movimiento giratorio.

- **Movimiento radial.**

El movimiento de las rulinas será de manera radial por medio de un sistema mecánico que será accionado por el gato hidráulico que a su vez ejercerá la presión del eje superior.

- **Movimiento rotatorio**

El movimiento giratorio de las rulinas inferiores se dará empleando un Motorreductor, ya que el torque necesitado es muy alto y además la velocidad de giro es muy baja.

Fuerza ejercida por gato hidráulico

La fuerza que debe ejercer el gato hidráulico debe ser la misma o mayor que la que ejerce la rulina superior por este motivo se consideró emplear un gato hidráulico de 12 toneladas ya que es con el que se cuenta en el Taller de la empresa.

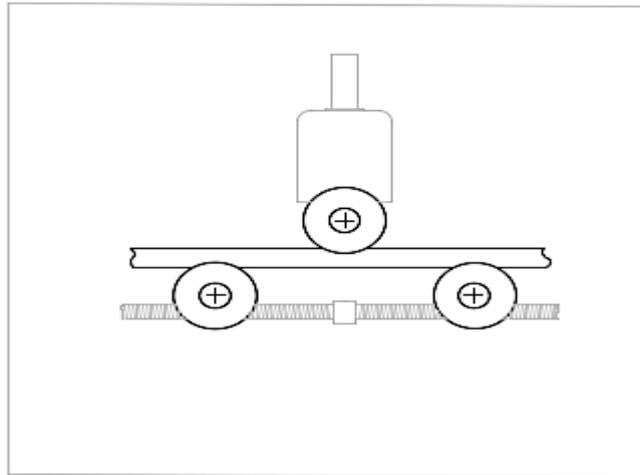


Figura 32. Ubicación del gato hidráulico

Teniendo los datos del esfuerzo de los perfiles a curvarse se elige el mayor

| TIPO DE PERFIL | ESFUERZO NECESARIO PARA CURVAR EL PERFIL |
|------------------------------|---|
| Canal U 4"x5.4lb/pie | 96 000 N |
| Perfil angular 4" x 4" x1/4" | 52 000 N |
| Pletina de 4" x 3/8" | 35 000 N |
| Perfil tubular 2" x 1/8" | 20 102,36 N |

Fuente: Elaboración Propia

Teniendo como perfil elegido el Canal U de 4" x 5.4 lb/pie.

Dónde:

F_g =Fuerza de Gato hidráulico

F = mayor fuerza necesaria para realizar el curvado

$$F = 96\ 000\ N$$

$$F_g = 12\ 000\ Kg * 9.81\ m/s^2$$

$$F_g = 117\ 720\ N$$

Encontramos que el gato hidráulico a emplear es más que suficiente para el perfil de mayor resistencia al ser curvado.

Cálculo del torque

Otro movimiento que se da en las rulinas es la rotación, siendo este el que genera un torque al momento de desplazar al perfil durante el giro.

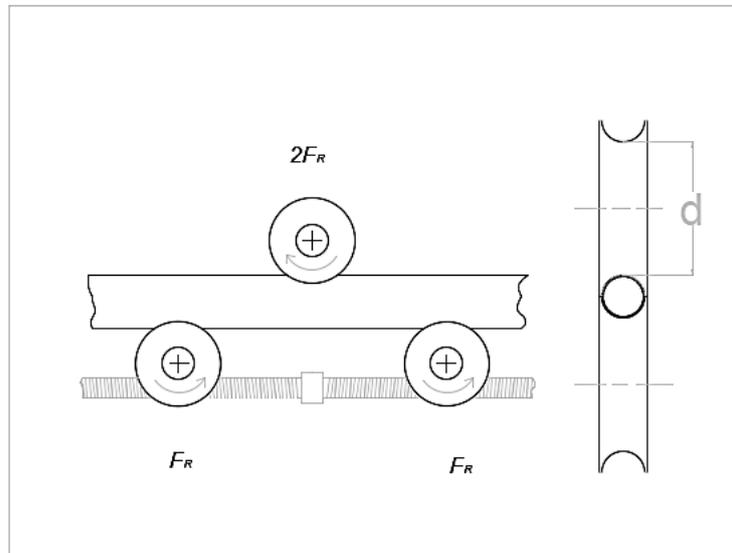


Figura 33. Movimiento rotatorio de las rullas

El torque está dado por:

$$T_i = F_r * \frac{d}{2} \quad (4.20)$$

Dónde:

T_i = Torque

F_r = Fuerza de roce

d = Diámetro de rulina

Para el diseño del rodillo se considerará diámetro del:

$$d = 0,19 \text{ m}$$

Para obtener la fuerza de rozamiento se emplea:

$$F_r = F * \mu \quad (4.21)$$

Dónde:

F_r = Fuerza de rozamiento

μ =Coeficiente de rodadura

El coeficiente de rodadura para acero sobre acero es:

$$\mu = 0,0053$$

De acuerdo a los puntos dados anteriormente se representa en la figura 32 la manera de generarse la fuerza de rozamiento por medio de su coeficiente.

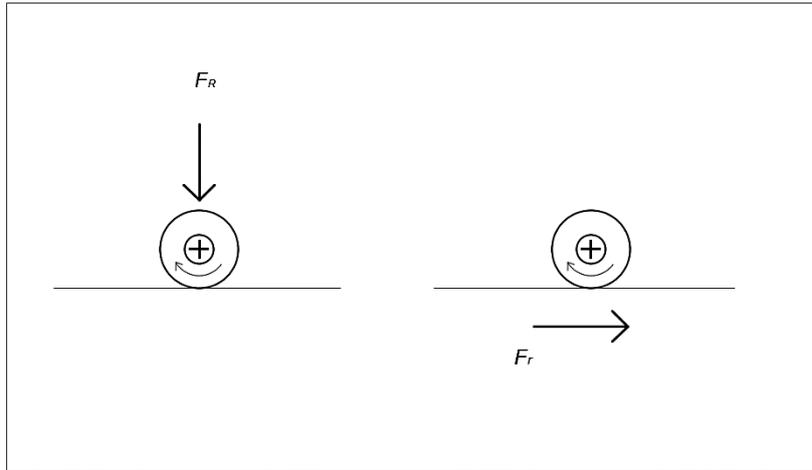


Figura 34. Generación de la fuerza de rozamiento por rodadura

- **Torque en la rulina Superior**

Para poder encontrar el torque que se necesita, debemos hallar la fuerza de rozamiento en la ecuación (4.21), teniendo:

$$F_r = 9\,785.93 * 0,0052$$

$$F_r = 51,87 \text{ Kgf}$$

$$F_r = 51,87 * 9.81 = 508,8 \text{ N}$$

$$T_s = 508.8 * 95 = 48\,336 \text{ Nmm}$$

Dónde:

T_s = Torque de rulina superior

- **Torque en la rulinas inferiores**

Para encontrar el torque que se necesita para poder girar las inferiores se tiene que hallar la fuerza de rozamiento, teniendo en cuenta que en la parte inferior existen dos rulinas, el cálculo se realizará para una rulina inferior.

Empleando la ecuación de torque (4.20) reemplazamos los valores, tenemos:

$$T_i = \frac{F_r}{2} * 95$$

$$T_i = \frac{508,8}{2} * 95$$

$$T_i = 24,16 \text{ Nm} \tag{4.20}$$

Dónde:

T_i = Torque de una rulina inferior

- **Torque de Potencia motor**

Para el cálculo del motor se considerará una fuerza de rodamiento estática ya que el motor será el que active la máquina y pase de pasiva a activa, la velocidad de giro de la maquina se consideró a 10 revoluciones por minuto.

$$F_m = T_s * R_e \quad (4.22)$$

$$P = F_m * v \quad (4.23)$$

$$v = \frac{rpm * 2\pi}{60} \quad (4.24)$$

Dónde:

F_m = Fuerza del motor

$R_e = 0.15$ Coeficiente de rozamiento estático

v = Velocidad

P_m = Potencia de motor

Reemplazando en la formula se tiene:

Fuerza de motor:

$$F_m = 96\,000 * 0,15$$

$$F_m = 14\,400\, N$$

Velocidad de giro:

$$v = \frac{10 * 2\pi * 0.095}{60}$$

$$v = 0,0995\, m/seg$$

Potencia de motor

$$P_m = 14\,400 * 0,0995$$

$$P_m = 1\,432\, W$$

$$P_m = 1,432\, kW$$

Teniendo en cuenta la eficiencia al 0.85 se necesitaría una potencia en el motor de:

$$P_r = \frac{1,43}{0,85}$$

$$P_r = 1,69 \text{ Kw}$$

Calculo y Elección de Cadena y engranaje

Para el sistema motriz, empleando cadenas de rodillos y ruedas, presenta un excelente método para transmisión de energía mecánica. Para tener un óptimo resultado es necesario elegir de manera adecuada y precisa los componentes.

Este tipo de transmisión tiene las siguientes ventajas:

- ✓ Su rendimiento es elevado: 98%
- ✓ Mantiene constante la relación de velocidades
- ✓ No produce resbalamientos.
- ✓ La carga distribuida en la mayor cantidad de dientes del piñón alarga la vida de la cadena.
- ✓ La elasticidad de la cadena sumado a la lubricación de la misma en sus partes móviles, mitiga golpes por cargas intermitentes.

- **Procedimiento para Seleccionar mando a Cadena**

- ✓ Encontrar la relación de transmisión de las RPM del eje motriz entre las PRM del eje seleccionado.
- ✓ Corregir la potencia a transmitir empleando la tabla de factores de servicio.

Tabla 11. Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad

| Factores para calcular el margen Compensatorio de seguridad | | | |
|--|---|----------------------------------|---|
| | Clase de la fuente de potencia | | |
| Tipo de carga | Motor de combustión interna con convertidor hidráulico | Motor eléctrico o turbina | Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica |

| | | | |
|-----------------------|------------|------------|------------|
| Uniforme | 1.0 | 1.0 | 1.2 |
| Fluctuante | 1.2 | 1.3 | 1.4 |
| Muy fluctuante | 1.4 | 1.5 | 1.7 |

Fuente: INTERMEC

- Ubicar las tablas de potencias teniendo como base las revoluciones por Minuto del piñón, el número de cadena y el número de dientes que son imprescindibles para transmitir los HP ya corregidos.
- Multiplicar los dientes del piñón por la relación de transmisión para establecer los dientes de la rueda, de dar como resultado un número de dientes que no es normal aproximar al siguiente mayor.
- Tener en cuenta las dimensiones de los engranajes elegidos como, el diámetro exterior, diámetro de la maza adecuada donde se colocará el eje motriz y ancho máximo que no exceda el disponible.
- Se optará por cadenas doble o triple hilera de ser muy elevada la potencia a transmitir o que el espacio donde se coloquen sea muy reducido.

Dimensionado de cadena, piñón y Catarina

Para realizar la transmisión de cadena se dispondrá de la potencia calculada 1,7 KW.

Datos:

Velocidad de eje motriz: 11 rpm

Velocidad de eje accionamiento: 10rpm

Se considera un Motor eléctrico de 3 HP laborando a 8 h/d en condición de servicio pesado

Relación:

$$\frac{11}{10} = 1,1$$

Potencia corregida:

$$2,26HP * 1,5 = 3,39HP$$

Se busca en la tabla el piñón que girando a 10 rpm pueda transmitir más de 3,42 HP de potencia.

- Se encontró en tabla que piñones simples de 45 dientes y paso de 1 ¼" en adelante podían transmitir esta potencia.

Para considerar piñones dobles se divide la potencia corregida por el factor 1.7

- Se encontró en tabla que piñones dobles de 26 dientes y paso 1 ¼" en adelante podrían transmitir esta potencia.

Para considerar piñones triples se divide la potencia corregida por el factor 2.5

- Se encontró en tabla que piñones triples de 18 dientes y paso 1 ¼" en adelante podrían transmitir esta potencia.

Se consideró un piñón triple de 20 dientes, ya que al ser pequeño podría aproximarse más entre las rulinas, sin ningún tipo de inconveniente, sin dejar de lado la masa de la catarina, ya que ahí es donde se fijará el canal chavetero y el eje.

Cadena:

1 ¼" y piñón de 20 dientes (ASA 100) triple.

Se consideró

Catarina del eje accionado:

$$20 * 1,1 = 22$$

22 Dientes

Teniendo calculados los dientes del piñón y catarina, se corroborará en la tabla de "dimensiones de ruedas y piñones para cadenas de rodillo con paso de 1 ¼"

- **Torque requerido por el piñón**

Se calcula el torque que requiera el piñón, de tal manera que se emplee como dato para elegir el torque del motorreductor a usar.

Para poder encontrar el torque del piñón es necesario hallar el diámetro primitivo de la catarina y piñón para esto se sabe que:

$$\phi_p = \frac{p}{\sin 180/z} \quad (4.25)$$

Dónde:

p = Paso

n = Velocidad del giro.

z = Numero de dientes

ϕ_p = Diámetro Primitivo

Teniendo como diámetro primitivo del piñón:

$$\phi_p = \frac{20}{\sin 180/31.75} = 202.45 \text{ mm}$$

Teniendo como diámetro primitivo de la catarina:

$$\phi_p = \frac{22}{\sin 180/31.75} = 222.7 \text{ mm}$$

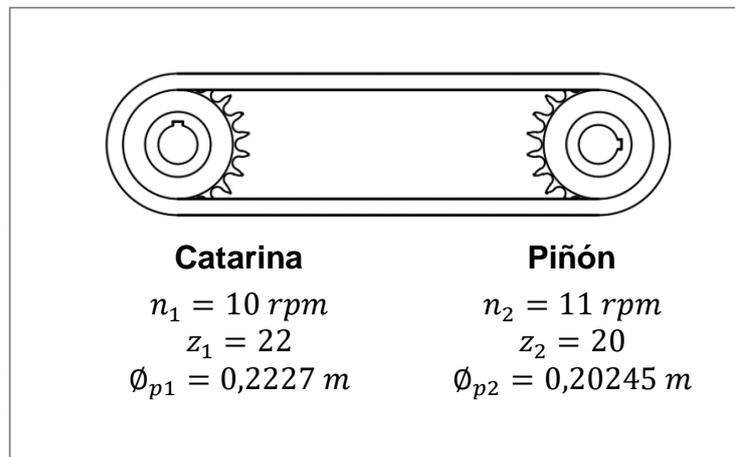


Figura 35. Dimensión del piñón y catarina

Se empleará la siguiente formula de ecuación de torque para encontrar la fuerza requerida por la cadena:

$$T = F * \frac{\phi_{p1}}{2} \quad (4.26)$$

Reemplazando datos y Despejando la formula (4.22) en base a la fuerza tenemos:

$$T = \frac{14\,400 * 0,223}{2}$$

$$T = 1\,606,4 \text{ Nm}$$

Se procede a calcular el torque del piñón del motor para seleccionar el motor:

$$T_1 = 14\,400 * \frac{0,203}{2}$$

$$T_1 = 1\,461,46 \text{ Nm}$$

Distribución de rodillos

Mediante un motorreductor se realizará el giro de los rodillos.

La distribución de los rodillos y el motorreductor se representarán el siguiente esquema.

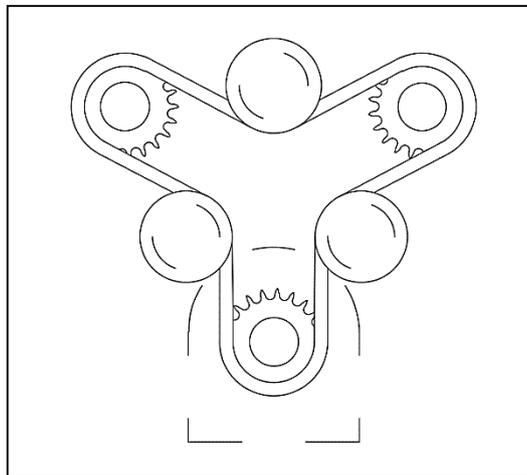


Figura 36. Distribución de rodillos y motor

El esquema muestra la manera en que el motorreductor se ubicará para distribuir la fuerza a ambos rodillos inferiores mediante el uso de cadena.

Para poder mantener tensa la cadena se emplearán piñones locos ya que los rodillos inferiores se moverán durante el proceso de curvado.

Selección del motor reductor

El torque que se empleará para accionar a los rodillos inferiores será el toque total antes encontrado.

Según parámetros de diseño la velocidad del motorreductor será de:

$$n = 11 \text{ rpm}$$

El torque requerido por el motorreductor deberá estar sobre:

$$T = 1\,466\text{ Nm}$$

Se seleccionará mediante catalogo el motorreductor SEW EURODRIVE de la compañía SEW

| | |
|--------------------|-------------------------------------|
| Modelo | : $R/RF\ 97\ DV\ 100M4$ |
| Potencia | : $P_m = 2,2\text{Kw} = 3\text{HP}$ |
| Velocidad | : $n_a = 11\text{ rpm}$ |
| Torque | : $M_a = 1850\text{ Nm}$ |
| Reducción | : $i = 123,93$ |
| Factor de servicio | : $SEW_{f_B} = 2,3$ |

Cálculos de ejes

En el diseño de esta máquina se consideraron tres ejes, un eje superior y dos ejes inferiores, estos dos ejes inferiores transmitirán el torque suministrado por el motor eléctrico a través de una catarina en cada eje.

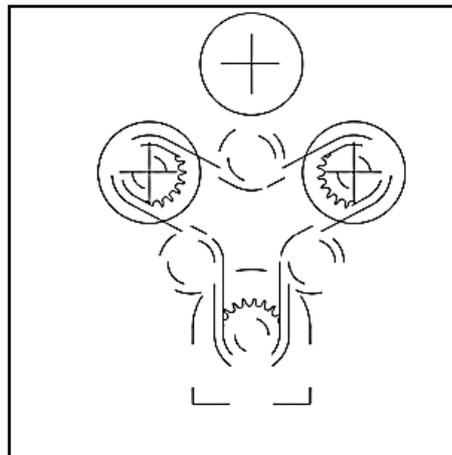


Figura 37. Distribución de ejes en el diseño

- **Ecuación del Código ASME**

Esta ecuación se emplea para calcular ejes o árboles que trabajan bajo esfuerzos de torsión y flexión, en especial cuando se genera una concentración de esfuerzos al haber presencia de un chavetero.

Para un eje sólido con carga axial pequeña o nula, está dada por:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * S_{sd}} \sqrt{(K_m \cdot M_b)^2 + (K_t \cdot M_t)^2} \quad (4.27)$$

Dónde:

| | | |
|----------|---------------------------------------|----------------|
| d | = Diámetro | mm |
| S_{sd} | = Esfuerzo permisible | Kgf/mm^2 |
| K_m | = Factor de carga del momento flector | $Kg \cdot mm$ |
| K_t | = Factor de carga de torsión | $Kgf \cdot mm$ |
| M_b | = Momento flector | |
| M_t | = Momento torsor | |

El valor de K_t y K_m son mostrados en la tabla 4.23

Tabla 12. Tipos de carga en el eje giratorio

| TIPO DE CARGA EN EJE GIRATORIO | K_m | K_t |
|--|-----------|-----------|
| Carga aplicada gradual mente | 1,5 | 1,0 |
| Cargas constantes | 1,5 | 1,0 |
| Cargas súbitamente aplicadas con choque menor | 1,5 – 2,0 | 1,0 – 1,5 |
| Carga súbitamente aplicada con choques fuertes | 2,0 – 3,0 | 1,5 – 3,0 |

Fuente: Elaboración propia

El esfuerzo permisible se acostumbra a tomar el menor valor de:

$$S_{sd} \left\{ \begin{array}{l} 0,3\sigma_f \\ 0,18\sigma_r \end{array} \right.$$

Dónde:

| | | |
|------------|--|------------|
| σ_f | = Esfuerzo de fluencia de un material. | Kgf/mm^2 |
| σ_r | = Esfuerzo de ruptura de un material. | Kgf/mm^2 |

Teniendo en cuenta que si en el eje existe cana chavetero o rosca se multiplicará por 0,75.

- **Esfuerzo normal invertido y repetido**

Para comprobar que el diámetro elegido es correcto se aplicó la ecuación de diseño.

$$K_t * \sigma_{max} < \sigma_d = S'_n/n \quad (4.28)$$

Dónde:

| | | |
|----------------|--|------------|
| K_t | = Factor de concentración de esfuerzos. | |
| n | = Factor de diseño. | |
| S'_n | = Resistencia a la fatiga real estimada. | Kgf/mm^2 |
| σ_{max} | = Esfuerzo máximo | Kgf/mm^2 |

- **Resistencia a la fatiga real estimada**

Para conocer el valor se procede a emplear la ecuación:

$$S'_n = S_n \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad (4.29)$$

Dónde:

| | | |
|-------|---|------------|
| K_a | = Factor de modificación de la condición superficial | |
| K_b | = Factor de modificación del tamaño | |
| K_c | = Factor de carga | |
| K_d | = Factor de modificación de la temperatura | |
| K_e | = Factor de confiabilidad | |
| K_f | = Factor de efectos diversos | |
| S_n | = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria | Kgf/mm^2 |

Para encontrar K_a se aplica:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (4.30)$$

Dónde:

S_{ut} = Resistencia mínima a la tensión. Kgf/mm^2
 a y b = Valor tomado de tabla, anexo 1.1
acabado superficial

Para encontrar K_b se aplica:

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

Dónde:

d = Diámetro de eje mm

Para encontrar K_c se aplica:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Para encontrar K_d se tomará el valor de tabla, anexo 1.2:

Para encontrar K_e se tomará el valor de tabla, anexo 1.3

Para encontrar K_f se aplica:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (4.31)$$

Dónde:

K_t = factores teóricos de concentración del esfuerzo (anexo 1.4)

Para hallar la sensibilidad a la muesca se emplea la ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (4.32)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} \sqrt{a} &= \text{Constante de Neuber} && \text{Kgf/mm}^2 \\ r &= \text{Radio de la muesca} \end{aligned}$$

Para hallar la constante de Neuber se aplica la siguiente ecuación ingresando el S_{ut} en *Kpsi* en el caso del acero

$$\begin{aligned} \sqrt{a} = & 0.245\,799 - 0.307\,794(10^{-2})S_{ut} \\ & + 0.150\,874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266\,978(10^{-7})S_{ut}^3 \end{aligned} \quad (4.33)$$

Para determinar el nro de ciclos N en un esfuerzo puramente reversible, donde ($S_f = \sigma_a$) se aplica la ecuación:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} \quad (4.34)$$

Donde las constantes a y b se hallan empleando las siguientes ecuaciones

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad (4.35)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f S_{ut}}{S_e} \right) \quad (4.36)$$

Cuando la resistencia última S_{ut} es menor a 200 *Kpsi* y mayor a 70 *Kpsi* se emplea la tabla (anexo 1.5) para hallar la fracción de la resistencia a la fatiga f

MATERIAL A EMPLEAR.

Se empleó un acero SAE 1045 ya que es un acero comercial y de fácil adquisición, teniendo en cuenta su bajo costo en comparación a otros aceros como son el SAE 4140 o SAE 4340. Además, sus propiedades son aceptables para este diseño.

Tabla 13. *Propiedades mecánicas SAE 1045*

| Propiedades mecánicas | |
|---------------------------|-----------------------------|
| | Laminado en caliente |
| Resistencia a la tracción | 63 - 73 kgf/mm ² |
| Límite de fluencia | 40 kgf/mm ² |
| Elongación | 16% |
| Reducción de área | 40% |
| Maquinabilidad | 55% |
| Dureza (HB) | 163 |

Fuente: Aceros Bravo

- **Cálculo del eje de Rulina Superior**

Para hallar el diámetro del eje nos basaremos en los esfuerzos calculados anteriormente realizando el diagrama de cuerpo libre.

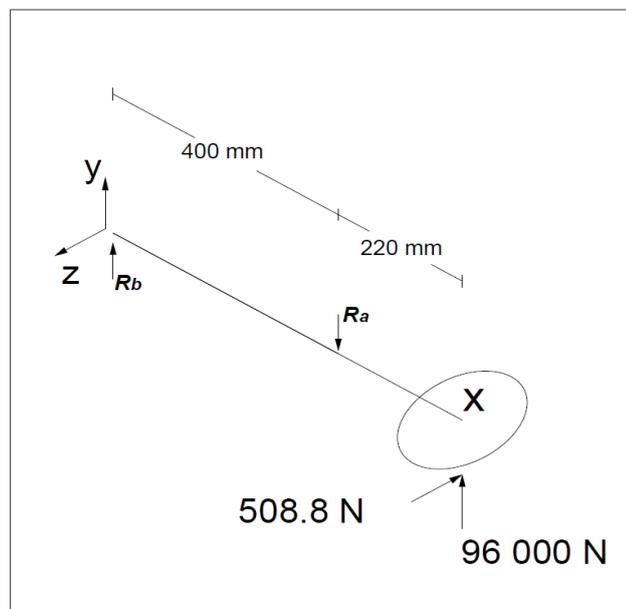


Figura 38. Diagrama de cuerpo libre eje superior

Con los valores ya encontrados procedemos a realizar a realizar el desarrollo del diagrama de cuerpo libre.

$$\begin{aligned}(\Sigma F_y = 0) & \quad 0 = 96\,000 \text{ Kgf} + R_b + R_a \\(\Sigma M_x = 0) & \quad 0 = 96\,000 * 0.62 - R_a * 0.4 \\ & \quad 96\,000 * 0.62 = R_a * 0.4\end{aligned}$$

Al desarrollar las ecuaciones se obtuvo la reacción:

$$\begin{aligned}R_a &= 148\,800, N \\R_a &= 15\,168,2 \text{ Kgf} \\R_b &= 52\,800, N \\R_b &= 5\,382,26 \text{ Kgf}\end{aligned}$$

Obteniendo todos los datos se realizaron los diagramas de corte y momento flector en los respectivos planos.

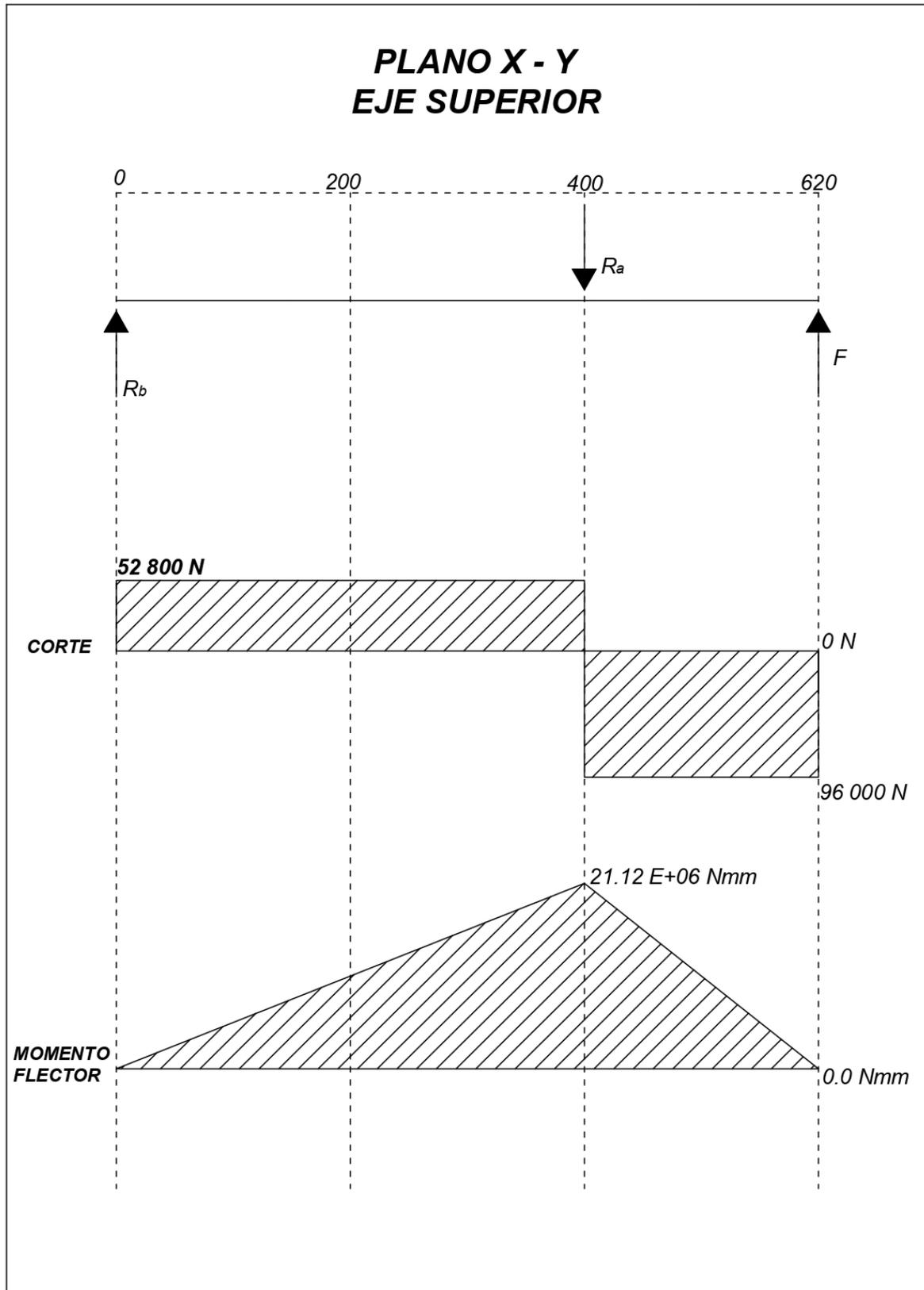


Figura 39. Diagrama de Corte y Momento Flector en el plano x – y mostrándose en la Reacción Ra el mayor momento flector

Mediante los datos obtenidos en el diagrama, el mayor momento flector se encuentra en el punto Ra.

Empleamos la ecuación de ASME, donde se requiere reconocer primero los coeficientes K_m y K_t y el esfuerzo permisible del material

$$K_m = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

$$S_{sd} \left\{ \begin{array}{l} 0,3 * 40 = 12 \\ 0,18 * 68 = 12.24 \end{array} \right.$$

De modo que:

$$S_{sd} = 12 \text{ Kgf/mm}^2$$

Obteniendo todos los valores se procede a calcular el diámetro del eje mediante la fórmula (4.23)

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 12} \sqrt{(1,5 * 2\ 112\ 000)^2 + (1,5 * 48\ 336)^2}$$

$$d = 111,08 \text{ mm}$$

$$d = 112 \text{ mm}$$

Por motivos de diseño se tomará el eje 120 milímetros, para verificar que el diámetro elegido es el adecuado, se emplea la siguiente ecuación (4.28):

$$K_t * \sigma_{max} < \sigma_d = S'_n / N$$

Al no tener cambio de diámetros en el eje $K_t = 1$

Sabiendo que:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = \frac{M * c}{\frac{\pi * D^4}{64}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{21\ 120\ 000 * 60}{126563043} = \frac{N * mm * mm}{mm^4}$$

$$\sigma_{max} = 124.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 124.5 \text{ MPa}$$

Aplicando la fórmula de la ecuación (4.29)

$$S'_n = S_n \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

Sabiendo que:

$$S_n = 0.504 \cdot S_{ut}$$

$$S_n = 0.504 \cdot 666.85 \text{ MPa}$$

$$S_n = 336.09 \text{ MPa}$$

Sabiendo que el eje tendrá un acabado superficial pulido $K_a = 1$

Teniendo el diámetro del eje se calcula K_b

$$K_b = 1.51 \cdot 120^{-0.157}$$

$$K_b = 0.72$$

Como el eje se encuentra a flexión $K_c = 1$, teniendo en cuenta que el eje trabaja en una temperatura ambiente y bajo sombra $K_d = 1$, se asumirá un factor de confiabilidad de $K_e = 0.86$. Para poder hallar K_f es necesario hallar K_t y q

Para hallar K_t es necesario $\frac{D}{d}$ y $\frac{r}{d}$

$$\frac{D}{d} = \frac{127}{120} = 1.05$$

$$\frac{r}{d} = \frac{4}{120} = 0.03$$

$$K_t = 1.95$$

Para hallar q se emplea la ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Para poder hallar q , es necesario también hallar \sqrt{a} , sabiendo que $666.85 \text{ MPa} = 96.692 \text{ Kpsi}$

$$\sqrt{a} = 0.245\,799 - 0.307\,794(10^{-2})96.692 + 0.150\,874((10^{-4})96.692^2 - 0.266\,978(10^{-7})96.692^3$$

$$\sqrt{a} = 0.0651$$

Reemplazando tenemos:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.0651}{\sqrt{4}}} = 0.968$$

Reemplazamos valores en la ecuación (4.31)

$$K_f = 1 + 0.968(1.9 - 1)$$

$$K_f = 1.87$$

Reemplazamos la ecuación (4.29)

$$S'_n = 336.09 * 1 * 0.72 * 1 * 1 * 1 * 1.43$$

$$S'_n = 388.97 \text{ MPa}$$

Sabiendo que

$$\sigma_{max} = \frac{21\,120\,000 * 60}{10\,178\,511} = 124.5 \text{ MPa}$$

Reemplazamos los valores en la ecuación (4.28) asumiendo un factor de diseño de $n = 2.5$

Teniendo en cuenta que es un eje se encuentra en un esfuerzo invertido y repetido donde ($\sigma_{max} = \sigma_a$) y $K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_a}$ entonces $K_t = 1$

$$1 * 124.5 < \sigma_d = 388.97 / 2.5$$

$$124.5 \text{ MPa} < 155.59 \text{ MPa}$$

cumpliendo con el metodo normal invertido repetitivo

Para determinar el numero de ciclos N se empleó la ecuacion (4.34) despejando las constantes a y b

$$a = \left[\frac{0.857 * 48.746}{48.3} \right]^2 = 140.864$$

$$b = -\frac{1}{3} * \log \left[\frac{0.857 * 48.746}{48.3} \right]^2 = -0.07681$$

$$N = \left[\frac{124.5}{140.864} \right]^{\frac{1}{-0.07681}}$$

$$N = 4.4 * 10^{11}$$

Considerandose un eje de vida infinita

- **Cálculo del eje de Rulina Inferior**

Se determinará el diámetro del eje mediante los esfuerzos calculados anteriormente realizando el diagrama de cuerpo libre.

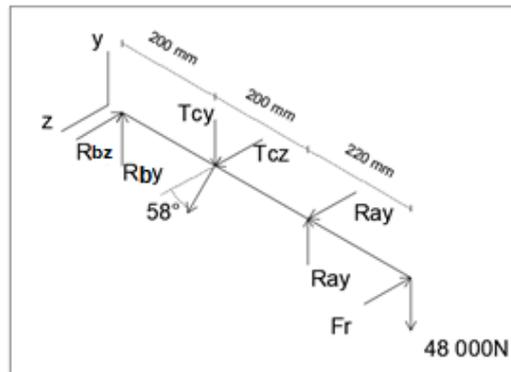


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre eje inferior

Teniendo los valores procedemos a realizar el desarrollo del diagrama de cuerpo libre.

$$\begin{aligned} (\Sigma F_y = 0) \quad 0 &= -48\,000 - 6\,105,95 + R_b + R_a \\ &-54\,105,95 = -R_b - R_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\Sigma F_z = 0) \quad 0 &= 254,4 + R_b + R_a - 3\,815,92 \\ &-3\,561,02 = -R_b - R_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\Sigma M_y = 0) \quad M_b &= -6\,105,95 * 0,2 - 48\,000 * 0,62 + R_a * 0,4 \\ &77\,452,97 = R_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\Sigma M_z = 0) \quad 0 &= -3\,815,92 * 0,2 + 254,4 * 0,62 + R_a * 0,4 \\ &1\,513,39 = R_a \end{aligned}$$

Al desarrollar las ecuaciones se obtuvo la reacción:

En x-y

$$R_a = 77\,452,97\,N$$

$$R_a = 7\,895,3\,Kgf$$

$$R_b = -23\,347,03\,N$$

$$R_b = 2\,379,9\,Kgf$$

En x-z

$$R_a = 1\,513,39\,N$$

$$R_a = 154,32\,Kgf$$

$$R_b = 2\,047,63\,N$$

$$R_b = 208,8,63\,Kgf$$

Teniendo todos los datos se realizaron los diagramas tanto de corte y momento flector ambos con sus respectivos planos.

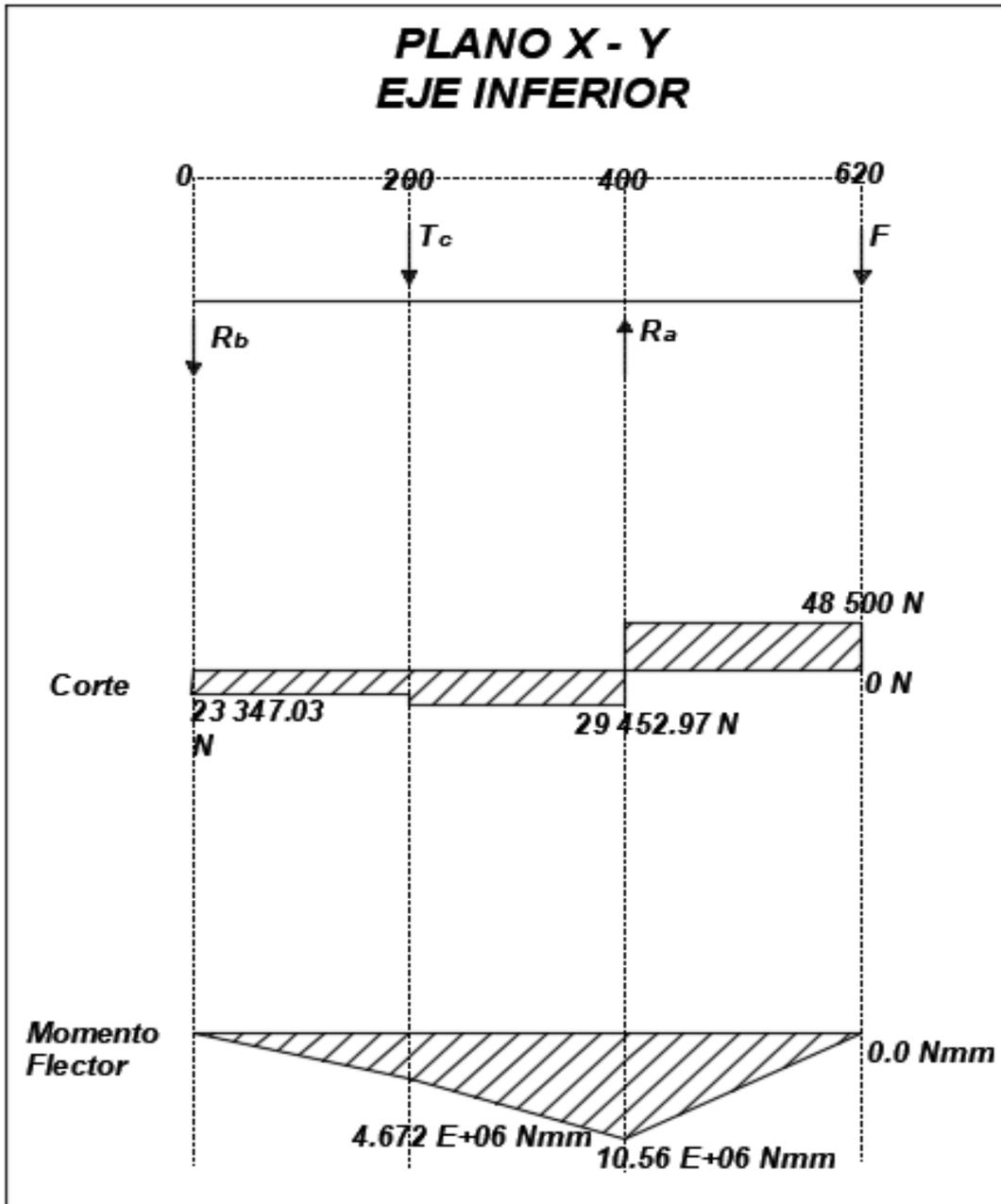


Figura 41. Diagrama de Corte y Momento Flector en el plano x- y en el eje inferior mostrándose en la Reacción Ra el mayor momento flector

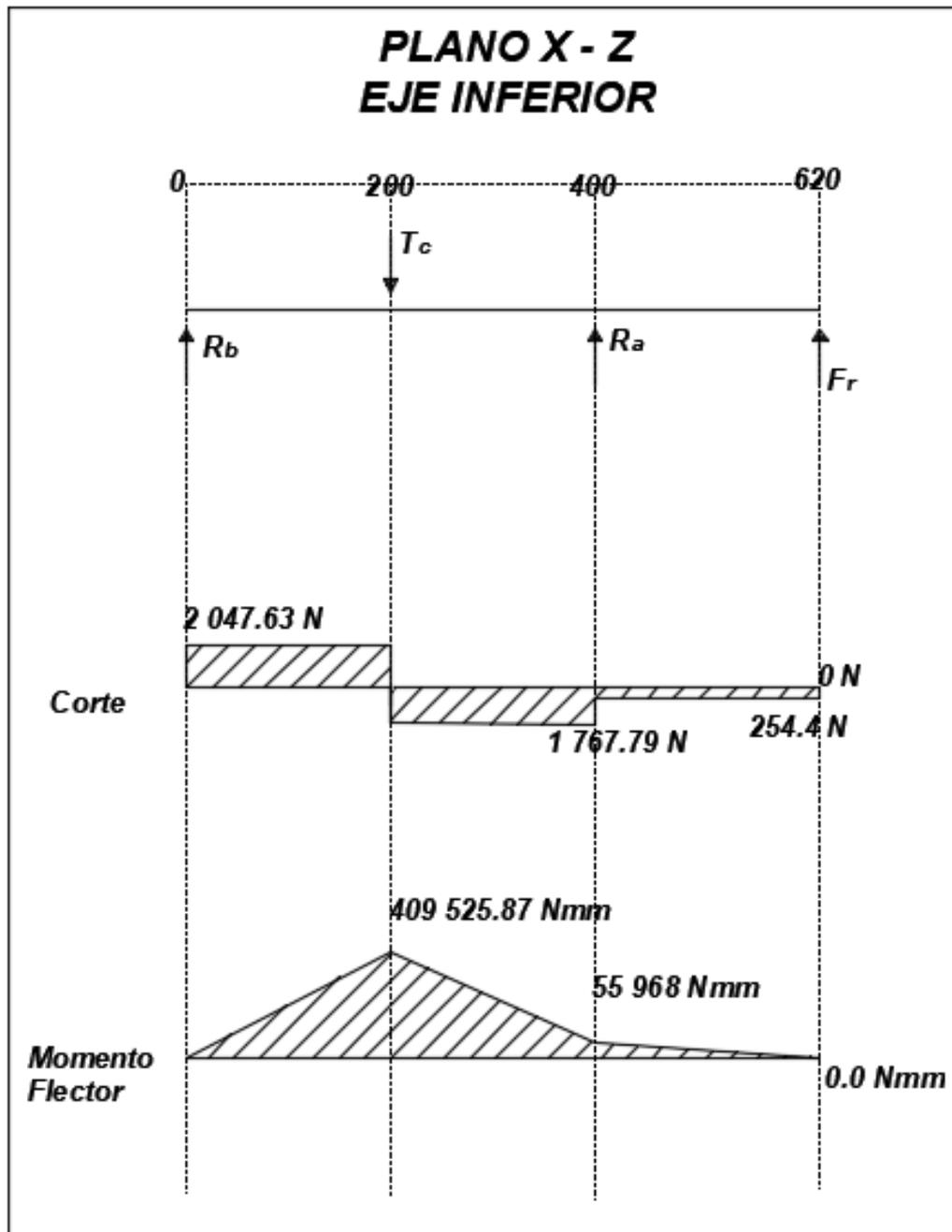


Figura 42. Diagrama de Corte y Momento Flector en el Plano x-z en el eje inferior mostrándose en la Fuerza Ta el mayor momento flector

Para obtener el momento flector, se aplica Pitágoras en los dos momentos mayores y – z:

$$\sqrt{10\,560^2 + 55,968^2}$$

$$10\,560,1\,Nm$$

$$1\,076\,830,52\,Kgfmm$$

Según los datos obtenidos en el diagrama, el mayor momento flector encuentra en el punto R_a .

Empleamos la ecuación de la ASME, se necesita reconocer primero los valores K_m y K_t y el esfuerzo permisible del material.

$$K_m = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

$$S_{sd} \left\{ \begin{array}{l} 0,3 * 40 = 12 \\ 0,18 * 68 = 12.24 \end{array} \right.$$

De modo que:

$$S_{sd} = 12 \text{ Kg}f/mm^2$$

Según los datos obtenidos en el diagrama, el mayor momento flector se encuentra en el punto R_a .

Empleamos la ecuación de la ASME, se necesita reconocer primero los valores K_m y K_t y el esfuerzo permisible del material.

$$K_m = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

$$S_{sd} \left\{ \begin{array}{l} 0,3 * 40 = 12 \\ 0,18 * 68 = 12.24 \end{array} \right.$$

De modo que:

$$S_{sd} = 12 \text{ Kg}f/mm^2$$

Con los datos obtenidos, calcularemos el diámetro del eje empleando la formula (4.23).

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 12} \sqrt{(1,5 \cdot 1\,076\,395)^2 + (1,5 \cdot 81\,875,23)^2}$$

$$d = 88.24\text{mm}$$

$$d = 89\text{ mm}$$

Por motivos de diseño se tomará un eje mayor de 90 milímetros, para verificar que el diámetro elegido es el adecuado se emplea la ecuación (4.28):

$$K_t * \sigma_{max} < \sigma_d = S'_n / N$$

Al no tener cambio de diámetros en el eje $K_t = 1$

Sabiendo que:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = \frac{M * c}{\frac{\pi * D^4}{64}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{21\,120\,000 * 60}{126563043} = \frac{N \cdot mm * mm}{mm^4}$$

$$\sigma_{max} = 124.5\text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 124.5\text{ MPa}$$

Aplicando la fórmula de la ecuación (4.29)

$$S'_n = S_n \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

Sabiendo que:

$$S_n = 0.504 * S_{ut}$$

$$S_n = 0.504 * 666.85\text{ MPa}$$

$$S_n = 336.09\text{ MPa}$$

Sabiendo que el eje tendrá un acabado superficial pulido $K_a = 1$, teniendo el diámetro del eje se calcula K_b

$$K_b = 1.51 * 90^{-0.157}$$

$$K_b = 0.74$$

Como el eje se encuentra a flexión $K_c = 1$, teniendo en cuenta que el eje trabaja en una temperatura ambiente y bajo sombra $K_d = 1$, se asumirá un factor de confiabilidad de $K_e = 0.86$.

Para poder hallar K_f , es necesario hallar K_t y q

Para hallar K_t es necesario $\frac{D}{d}$ y $\frac{r}{d}$

$$\frac{D}{d} = \frac{90}{80} = 1$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{90} = 0.02$$

$$K_t = 1.95$$

Para hallar q se emplea la ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Para poder hallar q es necesario hallar \sqrt{a} , sabiendo que $666.85 \text{ MPa} = 96.692 \text{ Kpsi}$

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})96.692 + 0.150874((10^{-4})96.692^2 - 0.266978(10^{-7})96.692^3$$

$$\sqrt{a} = 0.0651$$

Reemplazando tenemos:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.0651}{\sqrt{2}}} = 0.956$$

Reemplazamos valores en la ecuación (4.31)

$$K_f = 1 + 0.956(1.95 - 1)$$

$$K_f = 1.86$$

Reemplazamos la ecuación (4.29)

$$S'_n = 336.09 * 1 * 0.72 * 1 * 1 * 1 * 1.43$$

$$S'_n = 386.64 \text{ MPa}$$

Sabiendo que:

$$\sigma_{max} = \frac{10\,560\,148 * 45}{3\,220\,544} = 147.5 \text{ MPa}$$

Reemplazamos los valores en la ecuación (4.28), asumiendo un factor de diseño de $n = 2$. Teniendo en cuenta que es un eje, donde se encuentra un esfuerzo invertido y repetido donde ($\sigma_{max} = \sigma_a$) y $K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_a}$ entonces $K_t = 1$

$$1 * 147.5 < \sigma_d = 300.9/2$$

$$147.5 \text{ MPa} < 155.49 \text{ MPa}$$

cumplandose con el metodo normal invertido repetitivo

Para determinar el numero de ciclos N , se empleó la ecuacion (4.34) despejando las constantes a y b

$$a = \left[\frac{0.857 * 48.746}{48.3} \right]^2 = 140.864$$

$$b = -\frac{1}{3} * \log \left[\frac{0.857 * 48.746}{48.3} \right]^2 = -0.07681$$

$$N = \left[\frac{147.5}{140.864} \right]^{\frac{1}{-0.07681}}$$

$$N = 4.5 * 10^{10}$$

- **Selección de Rodamientos**

Para seleccionar los rodamientos, se empleará la tabla del catálogo SKF, del cual también se conseguirán sus apoyos, el cálculo de los rodamientos no es necesario, debido que en la tabla se encuentran las cargas permisibles y de rupturas especificadas en los catálogos de SKF (observar anexos de rodamientos), de esta manera no debería tener problemas de fallas.

- **Soporte y rodamiento eje superior**

De acuerdo a los cálculos realizados, se consideró un eje con 120 mm de diámetro, por lo cual se usará como punto base para los valores de las reacciones encontradas como carga radial aplicada en el rodamiento.

$$C_r = 15,4 \text{ kN}$$

Dónde:

$$C_r = \text{Carga radial.}$$

Se eligió un rodamiento de rodillos a rotula con código

$$23024 \text{ cc/w } 33$$

- **Rodamiento eje inferior**

De acuerdo a los cálculos realizados, se consideró un eje con 90 mm de diámetro por lo cual se empleará como punto base el valor de las reacciones encontradas como carga radial aplicada en el rodamiento.

$$C_r = 15,4 \text{ kN}$$

Dónde:

$$C_r = \text{Carga radial.}$$

Se escogió un rodamiento de rodillos a rotula con código

$$23024 \text{ cc/w } 33$$

Cálculo de chavetas

Las partes del eje donde van a estar colocadas las rulinas y la catarina, se les considero canal chavetero, debido a que será sometido a un torque. Por este motivo se dimensionarán chavetas, porque estas serán las encargadas de conectar al eje con la rulina y catarina

La fuerza generada en la chaveta, al ser accionado el eje, se visualiza en la siguiente figura

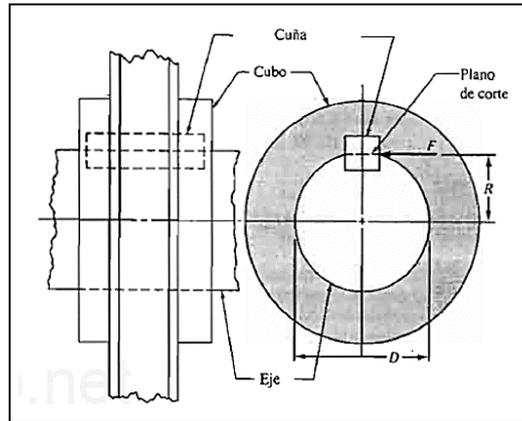


Figura 43. Fuerza que actúa en chaveta

En base a la figura 43, la chaveta tiende a ser cizallada por las fuerzas que actúan sobre ella, de manera que se generará un esfuerzo cortante. Esta área de corte se representa en la siguiente figura.

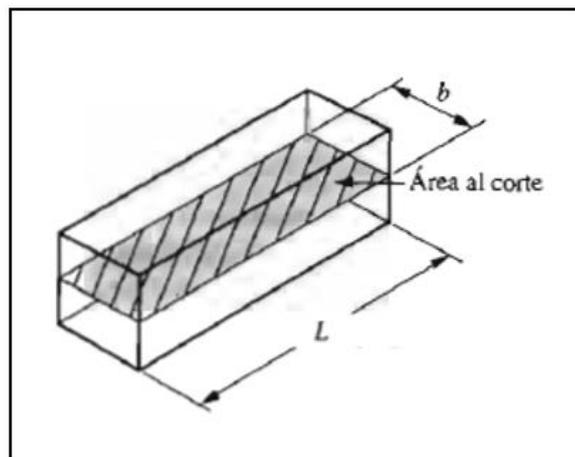


Figura 44. Área de cizallamiento en la chaveta

Se expresará como (4.37) el esfuerzo a calcular:

$$F = \frac{T}{r} \quad (4.37)$$

Dónde:

r = Radio de diam. de eje

Material a Emplear

Sera de acero ASTM A36 el material a fabricar la chaveta. La tabla 4.12 detalla a continuación las propiedades mecánicas de dicho material.

Tabla 14. Propiedades mecánicas ASTM A 36

| PROP. MEC. DE ACERO AL CARBONO ASTM A36 | | |
|---|----------------------------------|------------------|
| Resistencia a la tracción σ_r | Límite de Fluencia σ_f | Dureza (Brinell) |
| Kgf/mm^2 | Kgf/mm^2 | |
| 40.80 | 25.50 | - |

Fuente: Elaboración propia

Esfuerzo de corte acero ASTM A36

Aplicando la teoría de Falla de Tresca empleando un factor de seguridad se tiene:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_f}{2 * k} \quad (4.38)$$

Siendo:

τ_{adm} = Esfuerzo cortante adm.

K = Factor de seguridad

De modo que al reemplazar el valor tenemos:

$$\tau_{adm} = \frac{25,5}{2 * 3} = 4,25 \text{ Kg}f/mm^2$$

- **Cálculo de chaveta en eje superior**

En base norma DIN 6885 (ver anexo de tablas) se dimensionó el alto y ancho de la chaveta, tomando como punto base el diámetro del eje superior en el punto deseado ($d = 100 \text{ mm}$), en largo de la chaveta se estimó según diseño.

Datos:

$$b = 28 \text{ mm}$$

$$h = 16 \text{ mm}$$

$$l = 120 \text{ mm}$$

Dónde

$$b = \text{Ancho}$$

$h =$ Altura

$l =$ Largo

El esfuerzo cortante que actúa sobre la chaveta será calculado con las medidas preestablecidas. Evaluándose en base al esfuerzo cortante que aporta el material del que será fabricadas

Empleando esta fórmula (4.24) el esfuerzo actuante sobre la chaveta será de:

$$F = \frac{4\,978,57}{50} = 99,57 \text{ Kgf}$$

Para hallar el esfuerzo cortante que actúa sobre la chaveta se conoce que:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.39)$$

Dónde:

$\tau =$ Esfuerzo cortante

Reemplazando los valores en la fórmula (4.26) tenemos:

$$\tau = \frac{99,57}{28 * 120} = 0.03 \text{ Kgf/mm}^2$$

Sabiendo que el esfuerzo cortante necesitado, deberá ser inferior que le esfuerzo cortante adm. Brindado por el material. Se verifica que:

$$4,25 \text{ Kgf/mm}^2 > 0.03 \text{ Kgf/mm}^2$$

Siendo verdadero se acepta la chaveta de material ASTM A36

- **Cálculo de chaveta en eje inferior lado del rodillo**

Se empleará los mismos pasos que se emplearon, en el cálculo de la chaveta del eje superior en el punto requerido ($d = 100 \text{ mm}$), en largo de la chaveta se estimó según diseño.

Datos:

$b = 22 \text{ mm}$

$h = 14 \text{ mm}$

$l = 120 \text{ mm}$

El esfuerzo cortante que actúa en la chaveta será calculado con las medidas preestablecidas. Evaluándose en base al esfuerzo cortante que aporta el material del que serán fabricadas.

Para hallar el esfuerzo cortante actuante en la chaveta se sabe que:

$$F = \frac{2\,489,27}{40} = 62,23 \text{ Kgf}$$

Dando los valores a la fórmula (4.26) tenemos:

$$\tau = \frac{62,23}{22 * 120} = 0,023 \text{ Kgf/mm}^2$$

Sabiendo que el esfuerzo cortante necesitado, deberá inferior al esfuerzo administrado por el material. Se verifica que:

$$4,25 \text{ Kgf/mm}^2 > 0,023 \text{ Kgf/mm}^2$$

Siendo así aceptada la chaveta del material ASTM A36

- **Cálculo de chaveta en eje inferior lado de rodillo**

Las medidas tanto del espesor y la altura de la chaveta se dieron en base a la norma DIN 6885 (ver anexo de tablas), la misma que toma como base el diámetro del eje superior en el punto necesitado ($d = 100 \text{ mm}$), en largo de la chaveta se estimó según diseño.

Datos:

$$b = 25 \text{ mm}$$

$$h = 14 \text{ mm}$$

$$l = 50 \text{ mm}$$

Se procede a calcular el esfuerzo cortante, que se aplicará a la chaveta con las medidas ya especificadas y se evaluará en proporción al esfuerzo cortante que entregué el material del que se fabricará.

Utilizando la ecuación (4.24) la fuerza que resistirá la chaveta es de:

$$F = \frac{1\,483,18}{45} = 32,96 \text{ Kgf}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (4.26) tenemos

$$\tau = \frac{32,96}{25 * 50} = 0.023 \text{ Kg}f/\text{mm}^2$$

Se sabe que el esfuerzo necesitado tiene que ser menor que el esfuerzo de corte adm. Otorgado por el material. Mediante el uso de operaciones matemáticas se observó que:

$$4,25 \text{ Kg}f/\text{mm}^2 > 0.03 \text{ Kg}f/\text{mm}^2$$

Siendo así aceptada la chaveta de material ASTM A36

Diseño de rodillos para curvar

La forma de los rodillos se basa principalmente de las especificaciones del material a deformar; teniendo en cuenta la forma y tamaño de este. Para lograr un buen desempeño de los rodillos es necesario tener un mismo tamaño entre ellos, el cual hará que tenga velocidad correcta para que el material se deslice sin problemas, todos los rodillos serán elaborados con material SAE 1045.

- **Rodillos para curvar formas tubulares**

Están elaborados de tal forma que la periferia de dicho rodillo tenga mayor contacto con el material, como se muestra en la figura 45. Logrando un mejor acabado, evitando deformaciones y grietas en el material.

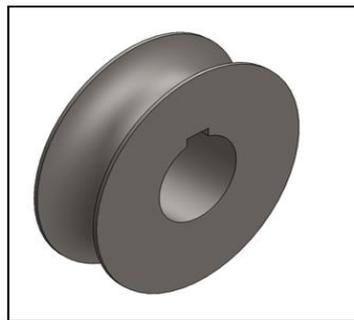


Figura 45. Rodillo para perfil tubular

- **Rodillos para curvar Perfiles rectangulares, cuadrados y canales**

El modelo de estos rodillos está elaborado de tal manera que sean exactos e iguales, que al momento de ser colocados en el mismo eje puedan curvar perfiles rectangulares, cuadrados y canales

Al colocar el material en las esquinas de los perfiles de los dos rodillos, podemos obtener una deformación homogénea del material. Su amplia superficie externa permite que las fuerzas logren ser aplicadas en todo el contexto del perfil a curvar.

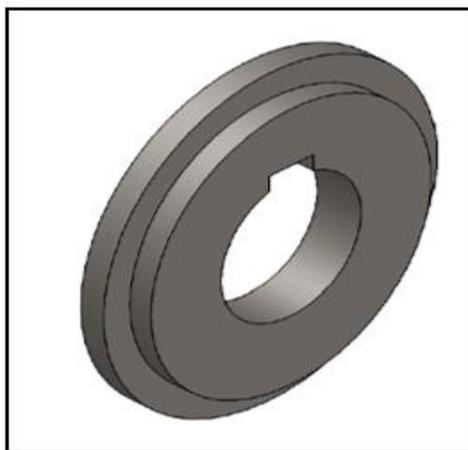


Figura 46. Rodillo para perfiles 1

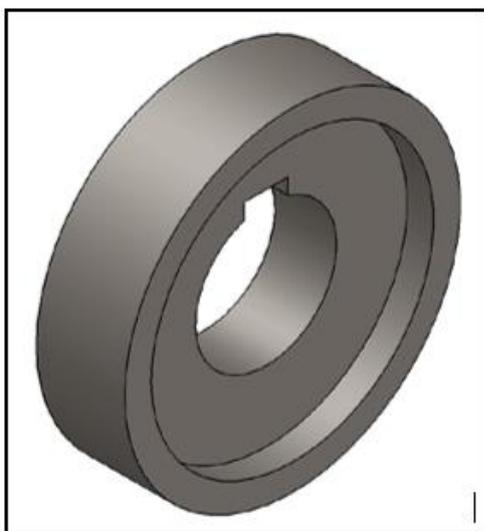


Figura 47. Rodillo para perfiles 2

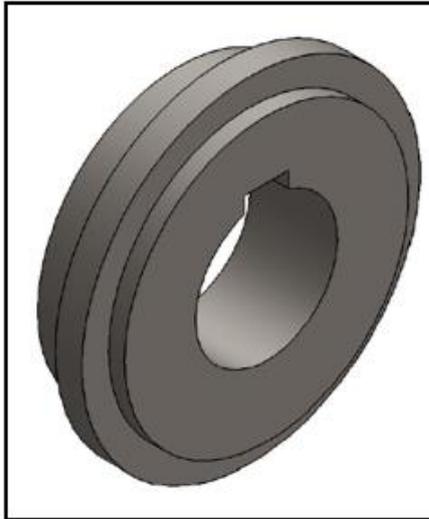


Figura 48. Rodillo para perfiles 3

Buje de apriete para las rulinas

Se diseñaron unos bujes los cuales ayudaran a ajustar el rodillo cuando la tuerca que lo fija no llega al extremo de este. Su diseño se centra en las piezas y perfiles más delgados ya que estos tienen menos tamaño con referencia a su sección transversal.

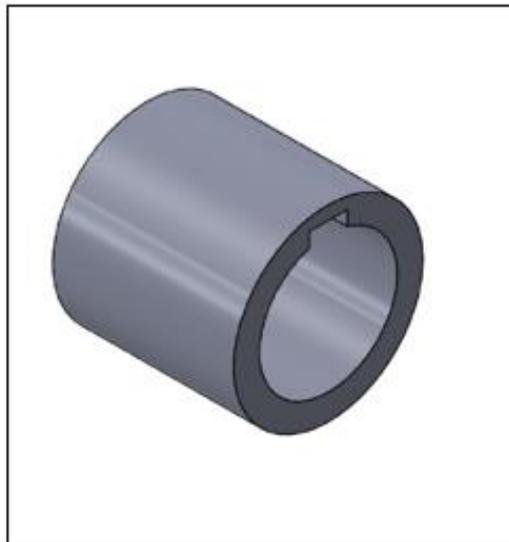


Figura 49. Buje corto de fijación de rulinas

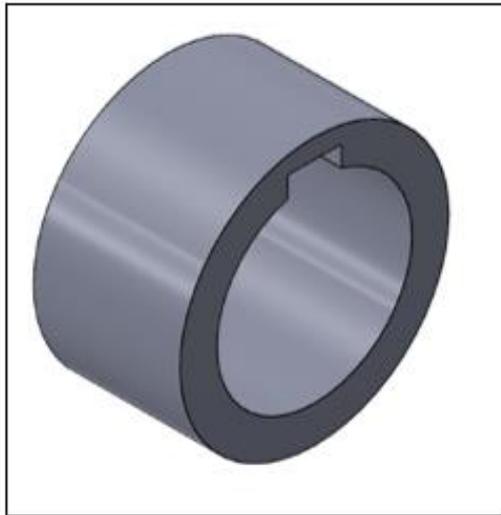


Figura 50. Buje corto de fijación

Cálculo de tornillo perno regulador de rulinas inferiores

Para realizar la elección del diámetro y paso del tornillo regulador, se tuvo en cuenta como más importante dato el esfuerzo al que se someterían las caras laterales del hilo, se seleccionó una rosca cuadrada por su mejor resistencia.

Para poder encontrar la fuerza ejercida sobre el hilo, se tuvo en cuenta el ángulo en que formaría como punto máximo al desplazar en su totalidad el eje de la rulina superior. Ilustrándose en la figura 51

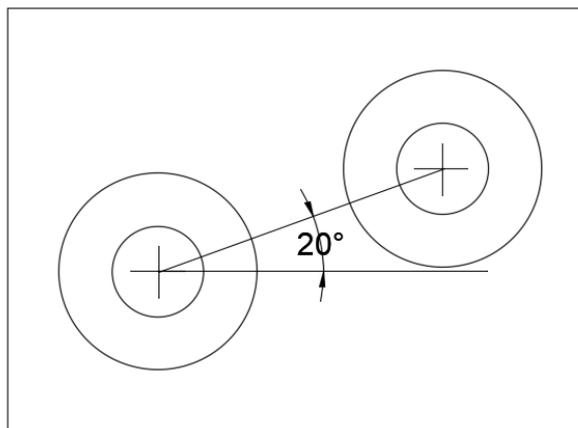


Figura 51. Rodillo para perfiles

Para fabricar el perno el material será de acero SAE 1045 La tabla 4.13 detalla a continuación las propiedades mecánicas de dicho material.

Tabla 15. Propiedades mecánicas SAE 1045

| Propiedades Mecánicas del acero al carbono SAE1045 | | |
|---|---------------------------|-------------------------|
| Resistencia a la tracción | Límite de Fluencia | Dureza (Brinell) |
| σ_r | σ_f | |
| Kgf/mm^2 | Kgf/mm^2 | |
| 63 -73 | 40 | 140 |

Fuente: Elaboración propia

Se asumirá un perno de rosca cuadrada, con diámetro exterior de 220 mm, paso de 4 mm y una longitud en la tuerca de 60 mm. Para el análisis de sus esfuerzos se tomará la rosca como una viga en voladizo, proyectada desde el núcleo. Teniendo en cuenta que los esfuerzos siguientes:

$$s_a = 0,9\sigma_f \quad (4.40)$$

$$s_t = 0,6\sigma_f \quad (4.41)$$

Dónde:

s_a = Esfuerzo de diseño Por aplastamiento.

s_t = Esfuerzos de diseño por flexión.

De modo que al reemplazar el valor tenemos:

$$s_a = 0,9 * 40 = 36 \text{ Kgf}/mm^2$$

$$s_t = 0,6 * 40 = 24 \text{ Kgf}/mm^2$$

Teniendo que calcular el esfuerzo de aplastamiento en las roscas del tornillo se tiene:

$$\sigma_a = \frac{W}{A_a} \quad (4.42)$$

$$A_a = \pi * d_m * h * N \quad (4.43)$$

Dónde:

A_a = Area de la rosca

d_m =Diámetro primitivo del tornillo

h =Altura de la rosca del tornillo

N =Numero de hilos sometidos al esfuerzo

Para calcular el esfuerzo de flexión en las roscas del tornillo se tiene:

$$\sigma_f = \frac{M * c}{I} \quad (4.44)$$

$$(4.45)$$

$$M = \frac{W * h}{2}$$

$$I = \frac{(\pi * d_m * N) * b^2}{12} \quad (4.46)$$

$$(4.47)$$

$$C = \frac{b}{2}$$

Dónde:

σ_f = Esfuerzo de flexión

M = Momento flexionante

I = Inercia

C = Distancia desde el eje neutro a la fibra de estudio.

b =Espesor de la raíz de la rosca

Considerando la fuerza máxima que se genera al curvar los perfiles, se consideró el ángulo de 45°, pues desde ese momento inicia a recibir mayor carga el tornillo regulador.

$$W = 97\,000 * \cos 45^\circ = 68\,589,4 \text{ N}$$

$$W = 96\,589 \text{ N} = 6\,991,8 \text{ Kgf/mm}^2$$

Despejando la fórmula de esfuerzo de aplastamiento

$$A_a = \pi * 20 * 2 * 15 = 1\,884,96 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_a = \frac{6\,991,8}{1\,884,96} = 3,71 \text{ Kgf/mm}^2$$

Cumpléndose que:

$$\sigma_a < S_a$$

Despejando la fórmula de flexión se tiene:

$$I = \frac{(\pi * 20 * 15) * 2^2}{12} = 314,16 \text{ mm}^4$$

$$C = \frac{2}{2} = 1 \text{ mm}$$

$$M = \frac{6\,991,8 * 2}{2} = 6\,991,8 \text{ Kgf. mm} \quad (4.45)$$

$$\sigma_f = \frac{6\,991,8 * 1}{314,16} = 22,26 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (4.44)$$

Cumpléndose que:

$$\sigma_f < S_t$$

$$p = 0,2 * D_{ext}$$

Tamaño de perfiles máximos a curvar:

Tabla 16. *Dimensionamiento de perfiles a curvar*

| PERFILES | TAMAÑO | DISTANCIA MINIMA ENTRE EJES |
|---|----------------|------------------------------------|
|  | 5.4 Lb/ft | 0.76m |
|  | 2"x3mm | 0.56m |
|  | 4" x 4" x 1/4" | 0.56m |
|  | 4" x 3/8" | 0.56m |
|  | 4" x 4" x 3mm | 0.56m |
|  | 4"x 4" 3mm | 0.56m |

Fuente: Elaboración propia

DISEÑO DE PIEZAS MEDIANTE SOLID WORKS

Diseño y análisis de Armazón donde se montará los ejes y motor:

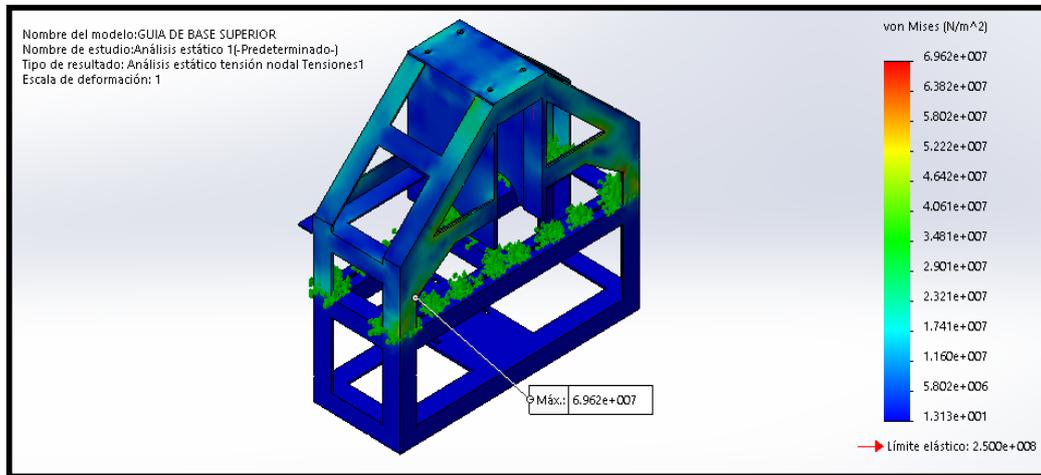


Figura 64. La máxima tensión que 69,6 MPa es está por debajo del límite elástico 250 MPa demostrando que el dimensionamiento del chasis es adecuado.

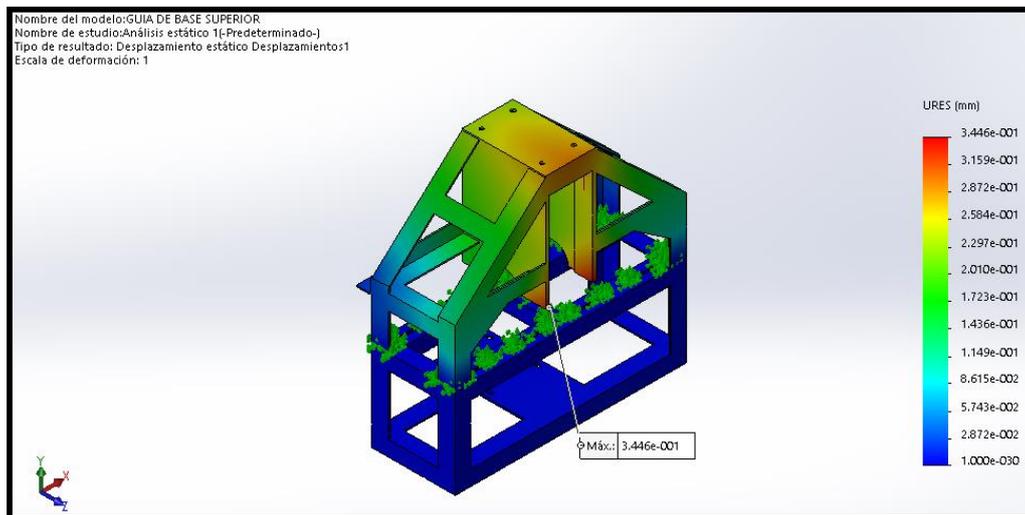


Figura 65. El desplazamiento que tiene el chasis en la parte donde se colocará la rulina es de 0.34mm siendo este aceptable para el diseño.

Análisis de tuerca

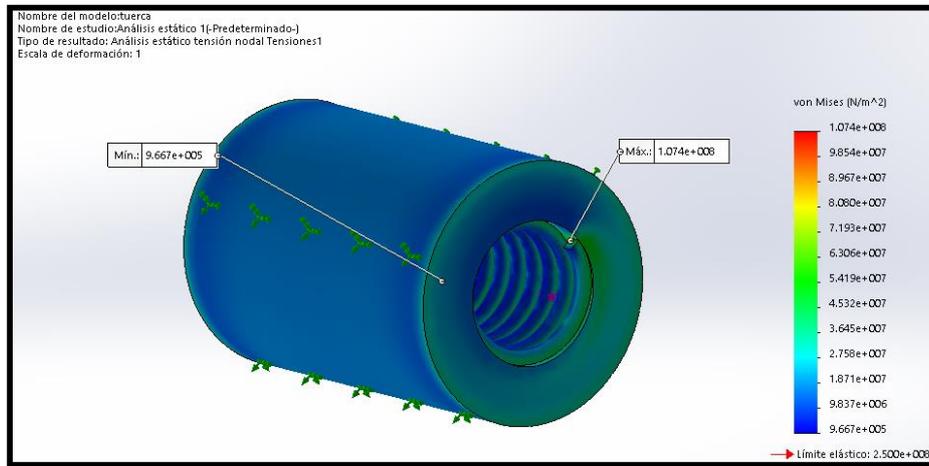


Figura 66. La máxima tensión que 107 MPa es está por debajo del límite elástico 250 MPa demostrando que el dimensionamiento de la tuerca es el adecuado.

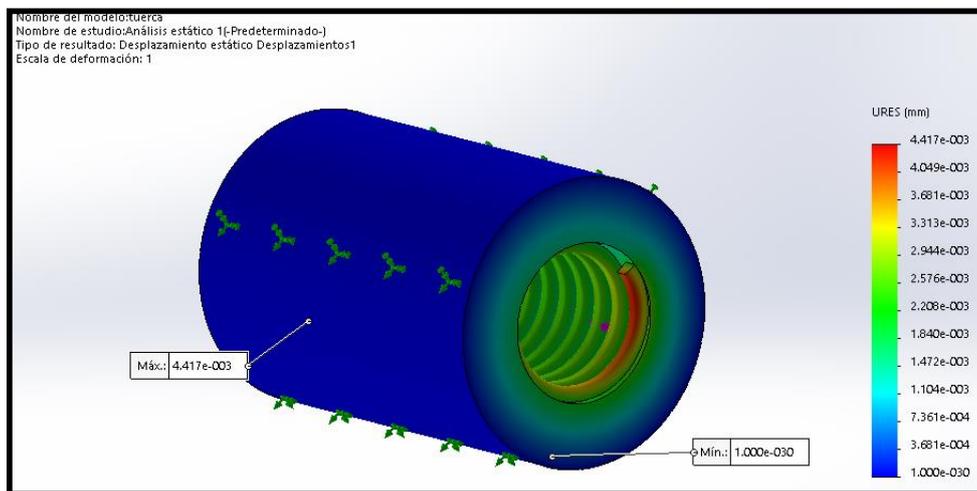


Figura 67. El desplazamiento que tiene la cresta al ejercerle la máxima fuerza es de 0.005mm siendo este muy aceptable para el diseño.

Conexión de motor trifásico con botonera triple con inversor de giro:

Para poder activar el motor y este a su vez activar el giro de las rulas en sentido horario y en sentido antihorario, se realizó el plano de conexión y alimentación de energía al motor, instalándole pulsadores para poder invertir el giro del mismo.

- **Elección de elementos para el circuito de fuerza:**

Teniendo en cuenta que el motor es trifásico y trabaja con una potencia $2.2KW$ y sabiendo que $P = v * I$ y al ser trifásico el voltaje se divide por la $\sqrt{3}$ y este a su vez se multiplicará por el factor de potencia teniendo:

$$I_n = \frac{P * 1000}{v * \sqrt{3} * f}$$

Reemplazando tenemos:

$$I_n = \frac{2.2 * 1000}{380 * \sqrt{3} * 0.8} = 4.2 A$$

considerando que la conexión es directa por tanto que existen corrientes de arranque que elevan hasta 8 veces como mínimo la corriente nominal al encender el motor y que el motor estará constantemente accionándose, con este dato se elige la llave termomagnética que sería de $10 A$ que se encuentra en el mercado, siendo de marca *Schneider Electric A9K24310*

Teniendo en cuenta la corriente nominal $4.2 A$ el Con este dato se procede a buscar el Relé, siendo de marca *Schneider Electric LR2-K0304* regulable de 0.36 a $0.54 A$

Para elegir los contactores, se procederá a emplear la potencia, la cual es de $2.2 Kw$ a $440 v$ entonces se elegiría contactores que a $380 v$ puedan resistir $2.2 Kw$. O elegir contactores en base a la corriente nominal, siendo este de marca *Schneider Electric LC1K610 6A*

Para elegir los conductores se busca en tabla de fabricante teniendo como referencia la corriente nominal, siendo este de marca *Schneider Electric LC1-K0910*

Basándonos en el anexo tabla de conductor THW – 90 AWG, se elegiría el conductor calibre 12 AWG que resiste hasta $35 A$

- **Elección de elementos para el circuito de Mando:**

Tomando la corriente nominal de 4.2 A, se procede a elegir llave termomagnética monofásica de 6 A . Encontrándose en el mercado, siendo este de marca *Schneider Electric* A9K24216

Para elegir los pulsadores, teniendo en cuenta la corriente nominal 4.2 A, se elegirá pulsadores de 5 A de acuerdo al modelo anexo

Basándonos en el anexo tabla de conductor THW- 90 AWG se elegiría el conductor calibre 14 AWG q resiste hasta 30 A

4.4 Evaluación económica del proyecto, empleando indicadores económicos tales como Tasa Interna de Retorno, Valor Actual Neto y relación Beneficio – Costo.

Tabla 17. Inversión Inicial del Proyecto.

| N° | Ítem | Cantidad | Unidad | Precio Unitario (S/.) | Precio Total (S/.) |
|----|---|-------------|--------|-----------------------|--------------------|
| 1 | acero ASTM A36 | 994 | kg | 6 | 7952 |
| 2 | SAE 1045 | 76 | kg | 8 | 684 |
| 3 | SAE 1045 | 136 | kg | 9 | 1224 |
| 4 | motor reductor | 1 | Unidad | 2500 | 2500 |
| 5 | Piñón | 3 | Unidad | 100 | 300 |
| 6 | Cadena 1 1/4" | 1 | Unidad | 250 | 250 |
| 7 | Tablero Eléctrico (Incluye Interruptor termomagnético, tablero, conductores eléctricos) | 1 | Unidad | 890 | 890 |
| 8 | Rodamiento | 2 | Unidad | 250 | 500 |
| 9 | Chumaceras | 4 | Unidad | 350 | 1400 |
| 10 | Gato hidráulico | 2 | Unidad | 150 | 300 |
| | | Total (S/.) | | | 16000 |

Fuente: Elaboración propia

- **Ingresos del proyecto.**

Los ingresos que resultarían de la implementación del presente proyecto de inversión, lo constituyen el ahorro que significaría la tercerización del servicio de curvado de perfiles.

Actualmente por cada servicio de curvado, la empresa cancela un monto de 25.00 soles por cada pieza, cada proyecto tiene aproximadamente 10 piezas, lo que constituye un ahorro por proyecto de 250.00 soles. Cada Mes se proyecta la elaboración de 10 Proyectos, por lo tanto, el ahorro mensual es de 2,500 soles.

- **Egresos del Proyecto.**

Los egresos del proyecto lo constituyen el costo de la energía eléctrica, los costos del mantenimiento. El costo de energía eléctrica, para curvar 10 piezas por proyecto, siendo 10 proyectos mensuales, resultan 100 piezas mensuales, la Potencia del Motor en KW (3 HP = 2.2 KW); la energía que consume el motor es de aproximadamente 50 KW-H por cada mes.

El costo promedio de 1 KW-H es de S/. 0.60, por lo cual el costo por la energía eléctrica mensual es de 30.00 soles por el uso de la máquina curvadora.

Tabla 18. Flujo de caja del proyecto.

| | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|-------------------------|-------------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Inversión Inicial (S/.) | | 16000 | | | | | | | | | | | | |
| Ingresos | | | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 |
| Egresos | Energía Eléctrica (S/.) | | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| | Mantenimiento (S/.) | | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| Utilidad (S/.) | | | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 | 2410 |

Fuente: Elaboración propia

- **Cálculo de Indicadores económicos.**

- ✓ **VAN Valor Actual Neto**

Los valores de los ingresos al año, llevándolos al año cero, siendo este donde se iniciaría el proyecto, Teniendo como tasa de interés el 18% anual (3.5% mensual), Que es la tasa promedio en el sector financiero del Perú durante los 5 últimos años.

Ingreso actualizado al año 0:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n} \quad (4.49)$$

Dónde:

I_0 = Inversión realizada en el momento inicial $t=0 = S/. 16\,000.00$

F_t = Flujo de dinero en cada periodo = $S/. 2\,500.00$

k = Tipo de interés exigido a la inversión 3.5%

n = Numero de periodos en el tiempo = 12

Reemplazando los valores en la fórmula obtenemos: $S/. 8,158.34$

Los costos de energía eléctrica y por mantenimiento sienten estos actualizados al año cero, se determinan aplicando la fórmula de VAN. Reemplazando estos valores, obtendremos que los costos actualizados en el año cero es de 869.70 soles.

El VAN neto del proyecto, se halla sumando los ingresos actualizados netos menos la sumatoria de los costos actualizados más la inversión realizada, es decir $S/. 8,158.34 - S/ 869.7 = S/. 7,288.64$.

- ✓ **TIR Tasa Interna De Retorno**

Para hallar el valor de la TIR, se emplea la siguiente fórmula la cual refiere que la sumatoria de los costos e ingresos ambos actualizados, con una tasa de interés a hallar, siendo esta igual a la inversión en el inicio del proyecto.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1 + TIR)} + \frac{F_2}{(1 + TIR)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1 + TIR)^n} = 0 \quad (24)$$

Dónde:

I_0 = Inversión realizada en el momento inicial $t=0$ = S/.16 000.00

F_t = Lujo de dinero en cada periodo = S/.2 500.00

k = Tipo de interés exigido a la inversión 3.5%

n = Numero de periodos en el tiempo = 12

Haciendo uso de la formula antes mostrada o empleando el programa *Microsoft Excel*, procedemos a calcular el monto de la *TIR*, este igualándose al 11% mensual, siendo el monto mayor que el interés bancario que se encuentra actualmente en el mercado el cual oscila entre 3 a 4% mensual.

✓ Relación Costo Beneficio

Esta Relación Beneficio - Costo es de $(8,158.34 - 869.70) / 16,000$, es de 0.46, valor que hace viable la ejecución de la propuesta del proyecto de implementación del diseño de la curvadora de perfiles.

4.5 Se diseñó la curvadora de perfiles metálicos para incrementar la eficiencia en la producción de la empresa IPROMEL – rioja

Se realizó un diagnóstico en el cual dio a conocer la importancia de contar con una curvadora de perfiles, así mismo se realizó un estudio para conocer la regularidad con que se emplearía una curvadora de perfiles durante la ejecución de los proyectos, demostrando que el uso de una curvadora de perfiles es necesaria en la gran mayoría de proyectos, al recabar toda la información se pudo aplicar el uso de las teorías existentes con el fin de seleccionar los componentes y dimensionar la maquina curvadora de perfiles

Sin dejar de lado la evaluación económica del proyecto se llegó a un diseño económico y factible para ser ejecutado por la empresa, siendo este es un punto muy importante para su posterior ejecución.

V. DISCUSIÓN:

Esta investigación tuvo como propósito identificar las falencias que existían con respecto al curvado de perfiles en la empresa IPROMEL SAC, proceso que generó falencias en la realización de proyectos de la empresa, mediante la recolección de datos se verificó que la falta de una curvadora de perfiles metálicos era la causa principal por lo cual se presentaban estas deficiencias, siendo este motivo por el cual se propuso contar con una curvadora de perfiles metálicos, al tener en cuenta la economía de la empresa se optó por no adquirir una curvadora de perfiles sino diseñarla de manera que supla las necesidades de la empresa con respecto a la ejecución de sus proyectos, ya que esta sería de bajo costo en comparación a las que existen en el mercado.

Partiendo de los resultados que se lograron obtener mediante esta investigación, se pudo aceptar la hipótesis mencionada diseño de curvadora de perfiles metálicos, que permite incrementar la eficiencia en la producción de la empresa IPROMEL SAC - Rioja.

El diseño planteado y realizado en esta curvadora de perfiles metálicos tiene algunas limitaciones en lo que respecta a perfiles para el curvado, ya que no se podrá realizar curvado de ejes de finos, que necesiten diámetros menores a 300 mm.

Esta limitación no es de gran impacto en la ejecución de los proyectos, ya que al ser ejes solidos de muy poco dimensionamiento se pueden emplear otros métodos para el curvado, métodos que no necesariamente se necesite un gran esfuerzo y el uso de una maquina motorizada, para la deformación de los ejes.

Por otra parte, Ganoa (2013, p.59) en su tesis de grado "Diseño de máquina curvadora de perfiles tubos y chapas". Aquí el autor propone combinar dos máquinas en una, una roladora de chapas y una curvadora de perfiles, a diferencia de esta investigación que se enfoca puramente en el diseño de una curvadora de perfiles.

Este diseño propuesto busca reducir costos y simplificar la máquina, ya que al implementar la curvadora de perfiles para la empresa IPROMEL SAC. los costos

serían menos elevados en comparación con una máquina que tenga funciones adicionales al curvado de perfiles, por otra parte, el hacer funcionar, darle mantenimiento y repararla en el futuro sería mucho más económico en comparación a una máquina más compleja.

De acuerdo a Cumbal y España (2016) en su tesis de grado “Diseño y construcción de una máquina hidráulica dobladora de tubos semiautomática con rodillos intercambiables” se concluye que al seleccionar los materiales y dimensiones de los elementos que forman parte de la máquina, tomándose en cuenta los esfuerzos, geometría de los materiales y factores de seguridad, lo que permitió diseñar una máquina sencilla de fabricar.

No estando de acuerdo en el tiempo de retorno de la inversión, puesto que, al contar con una dobladora de tubos semiautomática, no solo puede darle uso en sus proyectos a ejecutar sino también podría prestar servicios de doblado específicamente para terceros.

El diseño de la curvadora de perfiles no solo se puede aplicar en el contexto de la empresa IPROMEL SAC., sino también puede emplearse en el contexto de toda empresa que se dedique al rubro metalmecánica y ejecute trabajos donde tengan frecuencia y necesidad de curvar perfiles metálicos.

De acuerdo a Carrión (2014) en su tesis de grado “Diseño y Construcción de una Curvadora de Perfiles” se concluye con realizar un manual de mantenimiento preventivo, para que de esta manera se pueda alargar la vida útil de los elementos que constituyen la máquina curvadora de perfiles, la cual nos ayudará a brindar un mejor servicio a la industria metal mecánica.

No estando de acuerdo en solo implementar el manual de mantenimiento de la curvadora de perfiles, sino contar con un stock de elementos para así reemplazarlos en cuanto ocurra una falla en la máquina, evitando así generar pérdidas en el área de producción, aportando de esta manera, mayor eficiencia en producción en el área de curvado.

El diseño en esta investigación es accesible a su modificación ya sea para poder realizar una curvadora más robusta o modificarla para curvar perfiles de menor sección, recordemos que el diseño de esta curvadora, no cuenta con elementos de

elevado costo o elementos muy complejos de conseguir para su fabricación, esta curvadora se puede modificar con el fin de cumplir con el fin de suplir la necesidad de cada realidad a la que se desee aplicar en el campo de metal mecánica.

Teniendo en cuenta la actualización de la tecnología en el campo computacional y la existencia de programas que facilitan por hoy y en adelante el diseño de elementos estructurales y no solo elementos estructurales sino también piezas de máquinas y por qué no decir máquinas complejas en conjunto se optó por hacer uso de un programa de diseño CAD 3D, programa que ayudo a verificar la obtención de resultados

Comparando con el programa Solidworks, la obtención de resultados demuestra que los elementos de la curvadora de perfiles han sido diseñados correctamente, este programa ayuda de manera muy eficaz en el área de diseño ya que tiene como fin el mostrar el funcionamiento de piezas y ensambles 3D de una alta gama de materiales,

El programa Solidworks, facilita el diseño de cualquier máquina o estructura, en esta ocasión diseño de una curvadora de perfiles metálicos, en toda su estructura, indudablemente al simular esfuerzos de la máquina en el programa, ayuda a facilitar el diseño, siendo estos más precisos y más confiables. Teniendo como fin evitar inconvenientes futuros y ahorrar inconvenientes en la toma de tiempo en el diseño.

No obstante, se tiene que tener amplio conocimiento en las teorías relacionadas al tema de diseño, y de igual manera el cómo plasmar ese conocimiento e ingresar datos al programa Solidworks, ya que al ingresarlos de manera errada en las simulaciones nos daría resultados erróneos.

VI.CONCLUSIONES:

1. Con respecto al objetivo específico *“Diagnosticar la situación actual en los procesos de curvado”*, en base a los datos obtenidos de la empresa, se tiene un alto nivel de perdida por falta de una maquina curvadora, y al implementar dicha máquina, mejorará la calidad del curvado, al igual que sus ingresos. Se realizó el diagnóstico del proceso de curvado, y se estableció que existe deficiencias debido a los tiempos que se requieren para el curvado de los perfiles, la tercerización del servicio, involucra incremento del tiempo y baja calidad del proyecto, de ser ejecutado el diseño se podrá realizar un cuadro comparativo de costos, tiempos empleados para curvar antes y después de contar con la maquina curvadora.
2. Para el objetivo específico *“Capacidad de producción de elementos curvados en función a los proyectos que se ejecutan”*, se determinó el alto nivel de piezas curvados en el desarrollo de los proyectos realizados, así mismo; se determinó la capacidad de producción para determinar el tamaño de la máquina, estableciéndose que se realizará 120 Proyectos en el transcurso del año, dimensionándose con ello los componentes mecánicos y eléctricos de la máquina curvadora de perfiles.
3. En lo referente al objetivo específico *“Calcular y seleccionar los componentes de la maquina curvadora de acuerdo a las teorías científicas existentes y a los niveles de producción”*, se realizó la verificación de los componentes estáticos y dinámicos de la máquina curvadora, para lo cual, con el método de la fuerzas cortantes y momentos flectores, se determinó la propiedad mecánica tanto en el esfuerzo de tracción y de flexión de los elementos, tomando un factor de seguridad igual a dos. Así mismo se hizo la constatación con el uso del software SOLIDWORKS, el cual es de mucha ayuda al observar el modelo estático de las piezas, y corroborar por medio de la simulación el resultado de los cálculos, optimizando la elección de opciones durante el modelado de las piezas que comprenderán la maquina

4. Con respecto al objetivo específico *“Indicador económico, siendo la tasa interna de retorno, la Relación de costo – veneficio y el valor absoluto neto”* el VAN del Proyecto es 13 648.34 Soles, la TIR del 21% y como Relación beneficio- costo 1.38 siendo indicadores económicos que superan a los estándares mínimos, por lo cual el proyecto en el plazo de 12 meses es viable su ejecución.

5. Con respecto al objetivo general *“diseño la curvadora de perfiles metálicos para incrementar la eficiencia en la producción de la empresa IPROMEL – rioja”* se pudo diseñar los elementos que conforman la maquina curvadora de perfiles, siendo estos elementos confiables, contando con un factor de seguridad que respalda, al diseño de la misma.

VII. RECOMENDACIONES:

1. Es recomendable construir esta máquina, ya que representa una ventaja competitiva respecto a importar una máquina de similar capacidad, debido que el reemplazo de los elementos de la máquina se puede realizar fácilmente con material y accesorios disponibles en el Mercado Local.
2. Otro Aspecto Importante es que se incentiva el Desarrollo de la Tecnología en el Perú, con el uso de materiales y partes disponibles en el Mercado local, disminuyendo el Tiempo de Mantenimiento y reparación del equipo al construir con material y asistencia técnica local.
3. Así mismo; se recomienda la utilización de la misma en talleres de metal mecánica, para optimizar el ahorro de tiempo y ofrecer un trabajo de calidad hacia los clientes que la soliciten, la utilización de herramientas computacionales representa una gran ayuda, debido a que se puede analizar interferencias en el ensamblaje, así como también se puede calcular rápidamente los esfuerzos principales, las deformaciones y factores de seguridad del elemento.
4. Por último, se recomienda la fabricación de la máquina de acuerdo a la necesidad de la empresa, debido a que es más rentable la fabricación de la misma que adquirirla en una tienda especializada debido a los costos elevados en su adquisición y mantenimiento.

REFERENCIAS.

ACEROS al carbono. Suministro laminado y trefilado. Aceros al carbono

Disponible en:

<http://www.acerosbravo.cl/productos-pro.php?idcat=2&idpro=49>

ACEROS Arequipa. Ángulos Estructurales. Calidad ASTM A36

Disponible en:

<http://www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/HOJA-TECNICA-ANGULOS-ESTRUCTURALES.pdf>

ACEROS Arequipa. Canales U. Calidad ASTM A36/ A572 – G50

Disponible en:

<http://www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/HOJA-TECNICA-CANALES.pdf>

ACEROS Arequipa. Tubo LAC ASTM A500. Para estructuras

Disponible en:

<http://www.acerosarequipa.com/fileadmin/templates/AcerosCorporacion/docs/TUBO-LAC-A500.pdf>

EGOROV, Aleksey, Kozlov, Konstantin y Belogusev, Vladimir. A method for evaluation of the chain drive efficiency Istrazivanja i projektovanja za privredu, [en línea]. vol 13. 13 de abril de 2015, [fecha de consulta: 13 de setiembre de 2016].

Disponible en

https://www.researchgate.net/publication/293011255_A_method_for_evaluation_of_the_chain_drive_efficiency.

ISSN: 341, 277 – 282

ALVA, Fortunato y ALVA, Ismael. Diseño de Elementos de Máquinas. 3ra ed. Perú: Grupo universitario S.A.C, 2016. 394pp.

ISBN: 997250029-2

ALVA, Fortunato y ALVA, Ismael. Diseño de Elementos de Máquinas II. Perú: Grupo universitario S.A.C, 2016. 515pp.

Análisis por elementos finitos del proceso de presión calibrada restringida en la deformación de láminas de hierro armco, [en línea]. Julio- diciembre 2021. n.º2. [Fecha de consulta: 30 de julio del 2021].

Disponible en <https://doi.org/10.25100/iyc.v23i2.11262>

ISSN:0123-3033

Aničić, Dušan, Aničić, Jugoslav, Cost management concept and project evaluation methods. Journal of Process Management. New Technologies. Agosto 2019, [en línea]. vol 7. n° 2 [Fecha de Consulta: 19 septiembre 2019].

Disponible en <http://dx.doi.org/10.5937%2Fjouproman7-21143>.

Aplicación para el diseño paramétrico de un prototipo de bomba de pistón alternativa y sumergible, [en línea]. Enero-junio 2020.nº.9. [Fecha de consulta: 02 de febrero del 2020].

Disponible en: <http://dx.doi.org/10.35381/r.k.v5i9.645>

ISSN: 2542-3088

ÁVILA, Kimberly, RODRÍGUEZ, Rodolfo, ESPEJO, Édgar, Análisis del rolado en planchas de acero estructural de alta resistencia (S690QL) Revista Ingenierías Universidad de Medellín [en línea] 2016, 15 (Enero-Junio): [Fecha de consulta:

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=75047635005>

ISSN 16923324

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9va ed. México: McGraw-Hill, 2008. 1067 pp.

ISBN: 9786071507716

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Shigley's Mechanical Engineering Design, ninth ed New York: McGraw-Hill Science,2010.1120 pp.

ISBN: 9780077753016

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Shigley's Mechanical Engineering Design. eighth ed the United States of America: McGraw-Hill Primis, 2008 1059pp.

ISBN: 0-390-76487-6

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8va ed. México: McGraw-Hill, 2008. 1096 pp.

ISBN: 9879701064047

CABRERA Pérez, Willington Arturo, RODRIGUEZ Alayo, Estalfer Juseym. Diseño de una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles Schudule 40 de 4" de diámetro en la empresa Solinpa EILR en la ciudad de Trujillo. Tesis (Ingeniero mecánico Electricista). Trujillo: Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, 2018. 140pp.

CARRIÓN Camacho, Yossemar Vicente. Diseño y construcción de una máquina curvadora de perfiles, Tesis (Ingeniero Electromecánico). Loja: Universidad Nacional de Loja, área de energía, las industrias y los recursos naturales no renovables, 2014. 106pp.

CANDO Merino, Danilo y HERNÁNDEZ Guilcapi Irma. Diseño y construcción de una máquina torcedora de varilla cuadrada hasta de 1/2 pulgada en frio. Tesis (Ingeniero Mecánico). Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 149pp.

CÉSPEDES, Nikita, LAVADO, Pablo, RAMÍREZ, Nelson. Productividad en el Perú: medición, determinantes e implicancias. Lima: Universidad del Pacifico, 2016. 314pp.

ISBN: 9789972573569

COMPARISON of Starting Current Characteristics for Three-Phase Induction Motor Due to Phase-control Soft Starter and Asynchronous PWM AC Chopper, [fecha de consulta: 13 de setiembre de 2019].

Disponible

en:

<https://www.koreascience.or.kr/article/JAKO201715853765472.page>

CUMBAL Yáñez, Raúl Esteban, España Gutiérrez, Héctor Jonathan. Diseño y construcción de una máquina hidráulica dobladora de tubos semiautomática con rodillos intercambiables. Tesis (Ingeniero Mecánico). Quito: Universidad Politécnica Salesiana. 2016. 85pp.

Diseños muestrales en la investigación, [en línea]. n°7 2001, [Fecha de consulta: 16 de febrero del 2017].

Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=5262273>

ISSN-e: 0120-6346

Finite element formulation of laminated beams with capability to model the thickness expansion, [en línea]. Julio-2016 3 [Fecha de consulta: 26 de junio de 2019].

Disponible en: <http://cybertesis.uni.edu.pe/handle/uni/3550>

ISSN: 13598368

FARRELL, M.J. The measurement of productive efficiency. Journal of the statistical society [en línea]. Agosto 2005, n° 3 [Fecha de consulta: 16 de julio de 2016].

Disponible en <https://www.jstor.org/journal/jroyastatsociser>

FARFÁN Collao, Alexander Enrique. Diseño de una máquina curvadora de tubería ASTM A-192 para calderas acuatubulares. Tesis (Ingeniero Mecánico). Trujillo: Universidad Nacional de Trujillo, Facultad de Ingeniería, 2019. 190pp.

GANOA Montes, Miriam. Diseño de máquina curvadora de perfiles, tubos y chapas. Tesis (Ingeniero Mecánico). Barcelona: Universidad Politécnica de Catalunya, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2013. 67pp.

GABRIEL Filho, L. A., Cremasco, C. P., Putti, F. F., Goes, B. C., & Magalhaes, M. M. (2016). Eometric Analysis of Net Present Value and Internal Rate of Return. Journal of Applied Mathematics & Informatics, [en línea]. vol. 34, no. 1_2, 30 january 2016. [fecha de consulta:25 de octubre de 2017]. págs. 75–84.

Disponible en <https://doi.org/10.14317/jami.2016.075>

ISSN-e 2234-8417

GARCIA Sabater, José p. (2020). Líneas de Producción. Nota Técnica. RIUNET Repositorio UPV.

Disponible en:

<http://hdl.handle.net/10251/138801>

INTERMEC. Piñones y Cadenas. Transmisión de Potencia.

Disponible en:

http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/06/manual_pinones_intermec.pdf

KADAROVA, Jaroslava, Cost in the project management. [en línea]. 17 de mayo 2013, vol 28, [Fecha de consulta: 09 de junio de 2017].

Disponible en

https://www.researchgate.net/publication/333163671_Cost_in_the_project_management

LAM, Rosa y HERNÁNDEZ, Porfirio. Los términos: eficiencia, eficacia y efectividad ¿son sinónimos en el área de la salud? Revista Cubana de Hematología, Inmunología y Hemoterapia [en línea]. Agosto 2008, n°24. [Fecha de consulta: 10 de junio de 2017].

Disponible en http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-02892008000200009

ISSN: 15612996

LLOACANA B, Milton Rodrigo. Implementación de un sistema de control automatizado del ángulo de dobles de tubos para incrementar el nivel de producción en el taller de accesorios para vehículos auto-krag. Tesis (Ingeniero Mecánico). Ambato: Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, 2010. 85pp.

LOBON Cuero, Andrés Felipe. Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles para la empresa estructuras metálicas acabados industriales S.A.S. Tesis (Ingeniero Mecánico). Santiago de Cali: Universidad Autónoma de Occidente, Facultad de Ingeniería, 2018. 76pp.

MATULIC, Iván. Introducción a los Sistemas Eléctricos de Potencia. RevActaNova. [online]. 2003, vol.2, n.2 [citado 2021-10-06], pp.208-215. Disponible en: <http://www.scielo.org.bo/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1683-07892003000100005&lng=es&nrm=iso>. ISSN 1683-0789.

MECÁNICA de materiales por Beer Ferdinand [*et al.*]. 5ta ed. México: McGraw-Hill, 2010. 788 pp. ISBN: 9786071502636

MOTT, Robert L. Diseño de Elementos De Máquinas. 4ta ed. México: Pearson Educación 2006. 944pp.
ISBN: 970260812-0

NORTON, Robert. Diseño de máquinas un enfoque integrado. 4ta ed. México: Pearson Educación, 2011. 888 pp.
ISBN: 9786073205894

PUCCIO Wendorff, Miguel Ángel Nicola Armando, Incremento de la Productividad en el área de telares de una empresa del sector plástico, Tesis

(Ingeniero Industrial). Lima: Universidad de ciencias aplicadas, Facultad de Ingeniería, 2007. 167pp.

Disponible en:

<https://repositorioacademico.upc.edu.pe/bitstream/handle/10757/273433/MArmando.pdf.;jsessionid=C372992555BA29A39FEA54C4E891D17D?sequence=1>

DT/DV Gearmotors, SEW eurodrive, marzo 2009

[fecha de consulta: 29 de abril de 2019].

Disponible en:

<https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11238003.pdf>

SCHNEÍDER Electric. 1.Distribución eléctrica en baja tensión. Lista de precios Distribución Eléctrica [en línea].Junio, n.º2 [Fecha de consulta:20 junio 2021].

Disponible en <https://www.se.com/pe/es/download/document/PE-PreciosDistElectrica/>

TÉCNICAS de Muestreo sobre una Población a Estudio, [fecha de consulta: 16 de abril de 2019].

Disponible en: <https://scielo.conicyt.cl/pdf/ijmorphol/v35n1/art37.pdf>

ANEXOS

Matriz de operacionalización de variables

| Variables de Estudio | Definición Conceptual | Definición Operacional | Dimensión | Indicadores | Escala de Medición |
|--|--|---|---|--|--------------------|
| <i>Curvadora de perfiles metálicos</i> | La función de la curvadora es Curvar una pieza. Sin embargo, la sencillez de esta máquina no implica ignorar el sistema que hace posible su funcionamiento y la importancia que tiene el equipo para los talleres metalmecánicos. (Wilches 2008, p. 58) | Máquina herramienta con la cual se podrá curvar piezas de diferentes formas | Estimar tamaño y tipos de perfiles a curvar | Tipos de material a curvar | Ordinal |
| | | | | Calidad del material a curvar | |
| | | | Dimensionamiento para el diseño de la curvadora de perfiles | Retrasos por material curvado | |
| | | | | Tamaño del perfil robusto | |
| <i>Eficiencia en la producción</i> | “Es el empleo de los medios de tal forma que satisfagan un máximo cuantitativo o cualitativo de fines o necesidades humanas. Consiste en un buen uso de los recursos, en lograr lo mayor posible con aquello que contamos”. Lam y Hernández (2008, p.1). | Reducir procesos en la producción y minimizar tiempos muertos en la misma. | Falencias en la línea de producción | Fallas en los procesos de curvado | Ordinal |
| | | | | Frecuencia de defectos en los proyectos realizados | |
| | | | Estimar pérdidas por falta de una curvadora de perfiles | Pérdidas horas hombre en el curvado | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|---|------------|----------------------------|------------|--------------------------|-------------|---------------------|-------------|------------------|-------------|------------------|-------------|-------------------|-------------|-----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------------|-------------|---------------------|
| 3.2 | que tipo de acero son los perfiles a curvar | proyecto96 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto99 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto103 | eje liso 3/4" 2" | proyecto104 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto107 | ángulo 2 x 3/16" | proyecto108 | pletina 2" x 3/8" | proyecto111 | eje liso 1 1/2" | proyecto112 | tubo 1 1/2" | proyecto114 | tubo 1 1/2" | proyecto115 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto117 | tubo galvanizado 2" |
| | | proyecto98 | barra cuadrada 1" | proyecto99 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto103 | tubo redondo 2" | proyecto104 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto107 | ángulo 2 x 3/16" | proyecto108 | ángulo 2 x 1/4" | proyecto111 | | proyecto112 | tubo 2" | proyecto114 | | proyecto115 | | proyecto117 | |
| | | | tubo cuadrado 60mm x 2.5mm | | | | tubo redondo 1 1/2" | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | tubo redondo 2" | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | tubo redondo 1 1/2" | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | ASTM A 572 | | ASTM A 36 | | ASTM A500 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 500 | | ASTM A 500 | | ASTM A 36 | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|--|------------|----------------------------|------------|--------------------------|-------------|---------------------|-------------|------------------|-------------|------------------|-------------|-------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------------|-------------|---------------|--|
| 4.1 | Qué tamaño de perfiles se curvan con mayor regularidad | proyecto96 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto99 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto103 | eje liso 3/4" 2" | proyecto104 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto107 | ángulo 2 x 3/16" | proyecto108 | pletina 2" x 3/8" | proyecto111 | eje liso 1" | proyecto112 | tubo 1 1/2" | proyecto114 | tubo 1 1/2" | proyecto115 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto117 | tubo negro 2" | |
| | | proyecto98 | barra cuadrada 1" | proyecto99 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto103 | tubo redondo 2" | proyecto104 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto107 | ángulo 2 x 3/16" | proyecto108 | ángulo 2 x 1/4" | proyecto111 | | proyecto112 | tubo 2" | proyecto114 | tubo 2" | proyecto115 | | proyecto117 | | |
| | | | tubo cuadrado 60mm x 2.5mm | | | | tubo redondo 1 1/2" | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | tubo redondo 2" | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | tubo redondo 1 1/2" | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | ASTM A 572 | | ASTM A 36 | | ASTM A500 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 500 | | ASTM A 500 | | ASTM A 36 | | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|------------------------|------------|----------------------------|------------|--------------------------|-------------|---------------------|-------------|------------------|-------------|------------------|-------------|-------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------|-------------|------------------|-------------|---------------|--|
| 4.1 | tamaño de perfil mayor | proyecto96 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto99 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto103 | eje liso 3/4" 2" | proyecto104 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto107 | ángulo 2 x 3/16" | proyecto108 | pletina 2" x 3/8" | proyecto111 | eje liso 1" | proyecto112 | tubo 1 1/2" | proyecto114 | tubo 2" | proyecto115 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto117 | tubo negro 2" | |
| | | proyecto98 | barra cuadrada 1" | proyecto99 | perfil C 4" x 5.4 lb/pie | proyecto103 | tubo redondo 2" | proyecto104 | ángulo 2" x 1/4" | proyecto107 | ángulo 2 x 3/16" | proyecto108 | ángulo 2 x 1/4" | proyecto111 | | proyecto112 | tubo 2" | proyecto114 | tubo 2" | proyecto115 | | proyecto117 | | |
| | | | tubo cuadrado 60mm x 2.5mm | | | | tubo redondo 1 1/2" | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | tubo redondo 2" | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | tubo redondo 1 1/2" | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | ASTM A 572 | | ASTM A 36 | | ASTM A500 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 36 | | ASTM A 500 | | ASTM A 500 | | ASTM A 36 | | | |

ANEXO 03

FICHA DE VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

- Apellidos y Nombres:

Dávila Cuera Daniel Esteban

- Profesión: Ingeniero Mecánico Electricista

- Grado académico: Ingeniero Mecánico Electricista - Colegado

- Actividad laboral actual:

Electrificación rural y sistema, utilización de media

y baja tensión.

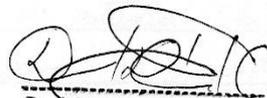
INDICACIONES AL EXPERTO.

En la tabla siguiente, se propone una escala del 1 al 5, que va en orden ascendente del desconocimiento al conocimiento profundo. Marque con una "X" conforme considere su conocimiento sobre el tema de la tesis evaluada.

| | | | | |
|--------------|-----------|--------------|---|---------------|
| 1 Ninguno | 2 Poco | 3 Regular | 4 Alto <input checked="" type="checkbox"/> | 5 Muy alto |
|--------------|-----------|--------------|---|---------------|

1. Sírvase marcar con una "X" las fuentes que considere han influenciado en su conocimiento sobre el tema, en un grado alto, medio o bajo.

| FUENTES DE ARGUMENTACIÓN | GRADO DE INFLUENCIA DE CADA UNA DE LAS FUENTES EN SUS CRITERIOS | | |
|---|---|-------------------------------------|-------------|
| | A (ALTO) | M (MEDIO) | B (BAJO) |
| a) Análisis teóricos realizados. (AT) | <input checked="" type="checkbox"/> | | |
| b) Experiencia como profesional. (EP) | <input checked="" type="checkbox"/> | | |
| c) Trabajos estudiados de autores nacionales. (AN) | | <input checked="" type="checkbox"/> | |
| d) Trabajos estudiados de autores extranjeros. (AE) | <input checked="" type="checkbox"/> | | |
| e) Conocimientos personales sobre el estado del problema de investigación. (CP) | <input checked="" type="checkbox"/> | | |



Daniel Esteban Dávila Cueva
ING. MECANICO ELECTRICISTA
REG. CIP. 113528

Firma del entrevistado

Anexo: Hoja de vida.

Estimado(a) experto(a):

El instrumento de recolección de datos a validar es un Cuestionario, cuyo objetivo "PROPUESTA DE DISEÑO DE CURVADORA DE PERFILES METÁLICOS PARA INCREMENTAR EFICIENCIA EN LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA IPROMEL S.A.C. – RIOJA".

Con el objetivo de corroborar la validación del instrumento de recolección de datos, por favor le pedimos responda a las siguientes interrogantes:

1. ¿Considera pertinente la aplicación de este cuestionario para los fines establecidos en la investigación?

Es pertinente: Poco pertinente: No es pertinente:

Por favor, indique las razones:

Enfoca de manera direccionada la propuesta.

2. ¿Considera que el cuestionario formula las preguntas suficientes para los fines establecidos en la investigación?

Son suficientes: Insuficientes:

Por favor, indique las razones:

Como objeto de estudio contempla las preguntas necesarias para la propuesta.

3. ¿Considera que las preguntas están adecuadamente formuladas de manera tal que el entrevistado no tenga dudas en la elección y/o redacción de sus respuestas?

Son adecuadas: Poco adecuadas: Inadecuadas:

Por favor, indique las razones:

Es darase el motivo de la propuesta.

4. Califique los ítems según un criterio de precisión y relevancia para el objetivo del instrumento de recolección de datos.

| Ítem | Precisión | | | Relevancia | | | Sugerencias |
|----------|-------------|--------------|---------------|---------------|----------------|-------------|-------------|
| | Muy precisa | Poco precisa | No es precisa | Muy relevante | Poco Relevante | Irrelevante | |
| ANEXO I | X | | | X | | | |
| ANEXO II | X | | | X | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |

5. ¿Qué sugerencias haría Ud. para mejorar el instrumento de recolección de datos?

Las observaciones fueron levantadas.

Le agradecemos por su colaboración.

Fecha de evaluación: 06/07/2019



Daniel Escobar Dávila Cueva
 Ing. MECÁNICO ELECTRICISTA
 N.º. Lic. 113588

Firma del Experto

ANEXO 03

FICHA DE VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS

DATOS GENERALES DEL EXPERTO.

- Apellidos y Nombres:

Reyes Tassara Pedro Demetrio

- Profesión:

Ing. Mecánico Electricista

- Grado

académico: Magister en Ingeniería Mecánica Eléctrica

- Actividad laboral actual:

Docente Universitario

INDICACIONES AL EXPERTO.

En la tabla siguiente, se propone una escala del 1 al 5, que va en orden ascendente del desconocimiento al conocimiento profundo. Marque con una "X" conforme considere su conocimiento sobre el tema de la tesis evaluada.

| | | | | |
|--------------|-----------|--------------|---|---------------|
| 1 Ninguno | 2 Poco | 3 Regular | 4 Alto <input checked="" type="checkbox"/> | 5 Muy alto |
|--------------|-----------|--------------|---|---------------|

1. Sírvase marcar con una "X" las fuentes que considere han influenciado en su conocimiento sobre el tema, en un grado alto, medio o bajo.

| FUENTES DE ARGUMENTACIÓN | GRADO DE INFLUENCIA DE CADA UNA DE LAS FUENTES EN SUS CRITERIOS | | |
|---|---|--------------|-------------|
| | A (ALTO) | M (MEDIO) | B (BAJO) |
| a) Análisis teóricos realizados. (AT) | X | | |
| b) Experiencia como profesional. (EP) | x | | |
| c) Trabajos estudiados de autores nacionales. (AN) | | X | |
| d) Trabajos estudiados de autores extranjeros. (AE) | | X | |
| e) Conocimientos personales sobre el estado del problema de investigación. (CP) | X | | |



Pedro Domínguez Reyes Jussara
INGENIERO MECÁNICO-ELECTRICISTA
REG. CIP. N° 63269

Firma del entrevistado

Anexo: Hoja de vida.

4. Califique los ítems según un criterio de precisión y relevancia para el objetivo del instrumento de recolección de datos.

| Ítem | Precisión | | | Relevancia | | | Sugerencias |
|-----------|-------------|--------------|---------------|---------------|----------------|-------------|-------------|
| | Muy precisa | Poco precisa | No es precisa | Muy relevante | Poco Relevante | Irrelevante | |
| ANEXO 2 | ✓ | | | ✓ | | | |
| ANEXO 002 | ✓ | | | ✓ | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |

5. ¿Qué sugerencias haría Ud. para mejorar el instrumento de recolección de datos?

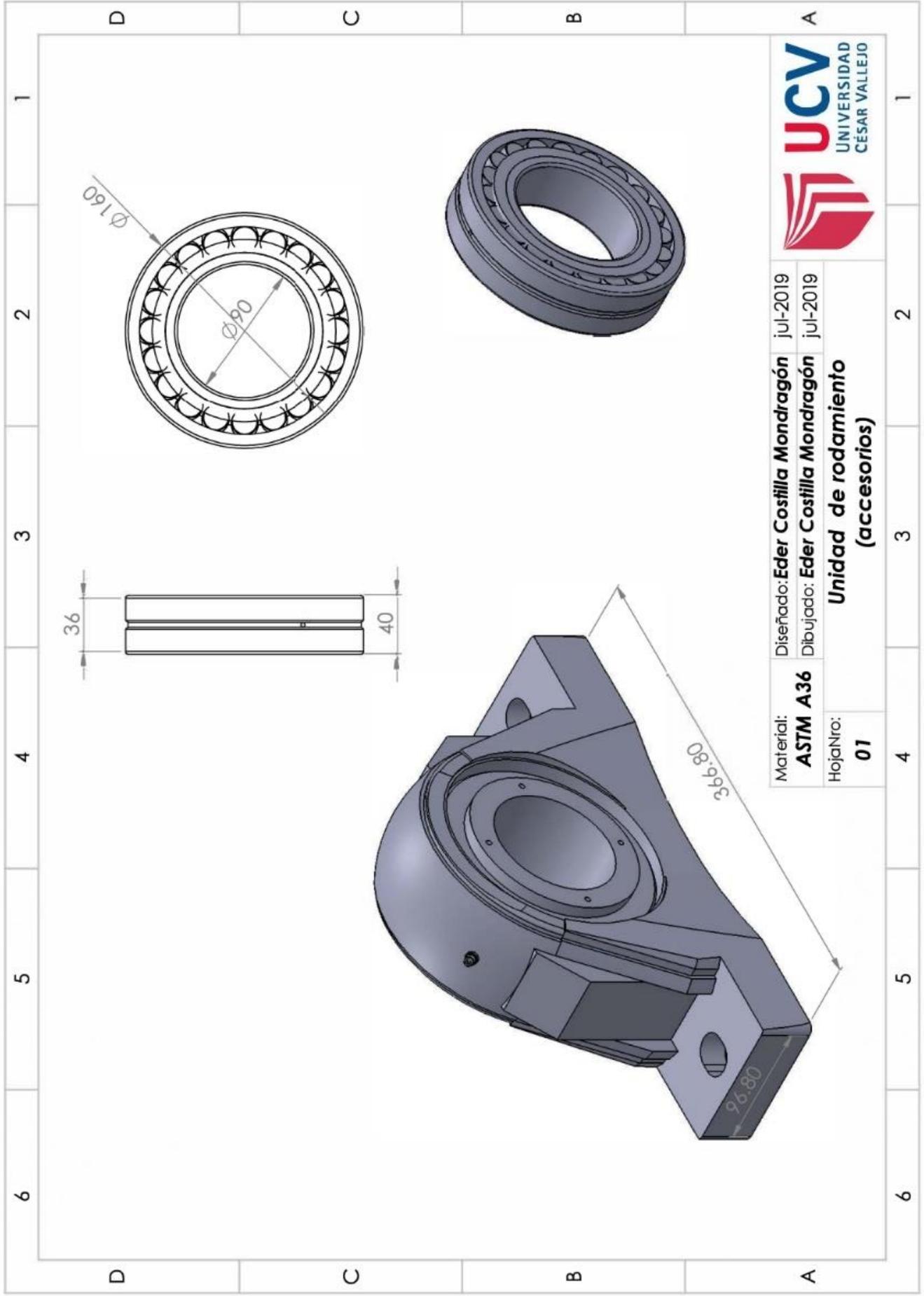
Le agradecemos por su colaboración.

Fecha de evaluación: 09/07/2019

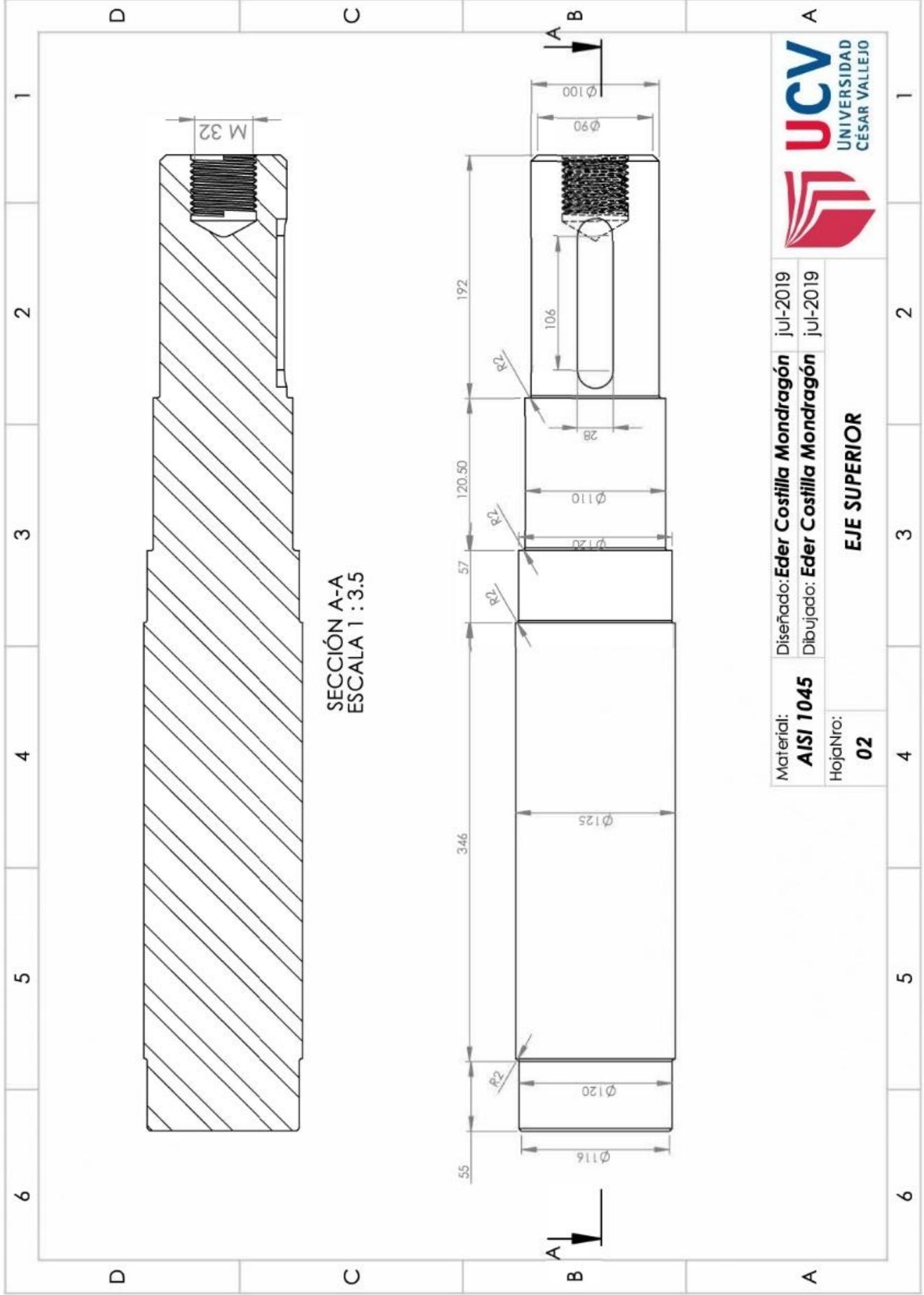



 Pedro Lencho Rojas Fajana
 INGENIERO MECÁNICO Y ELECTRICISTA
 REG. CIP. N° 83268

Firma del Experto



| | | |
|--|--------------------------------|----------|
| Material: | Diseñado: | Fecha: |
| ASTM A36 | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: | Dibujado: | Fecha: |
| 01 | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| Unidad de rodamiento (accesorios) | | |

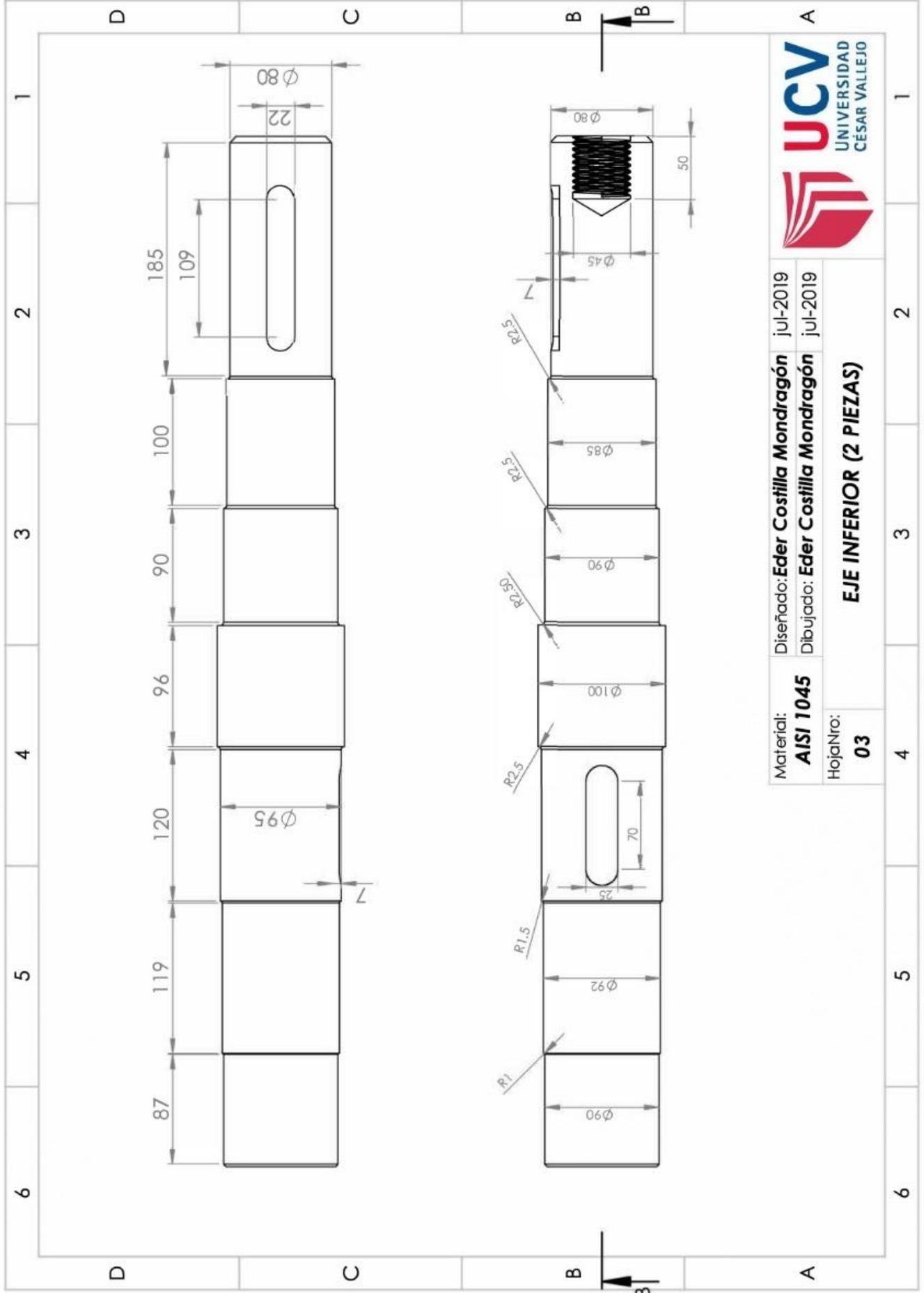


6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

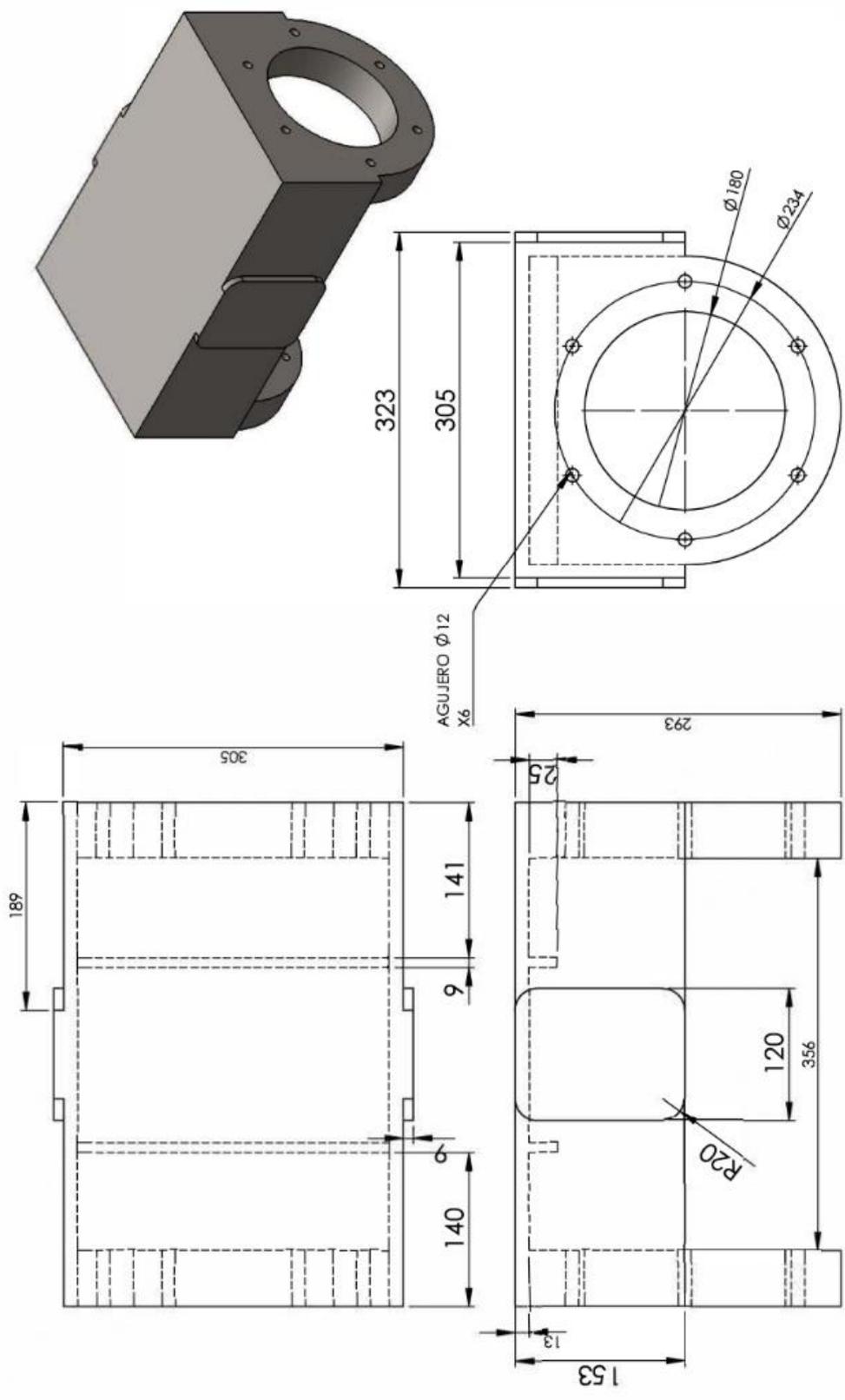
D C C D

A A



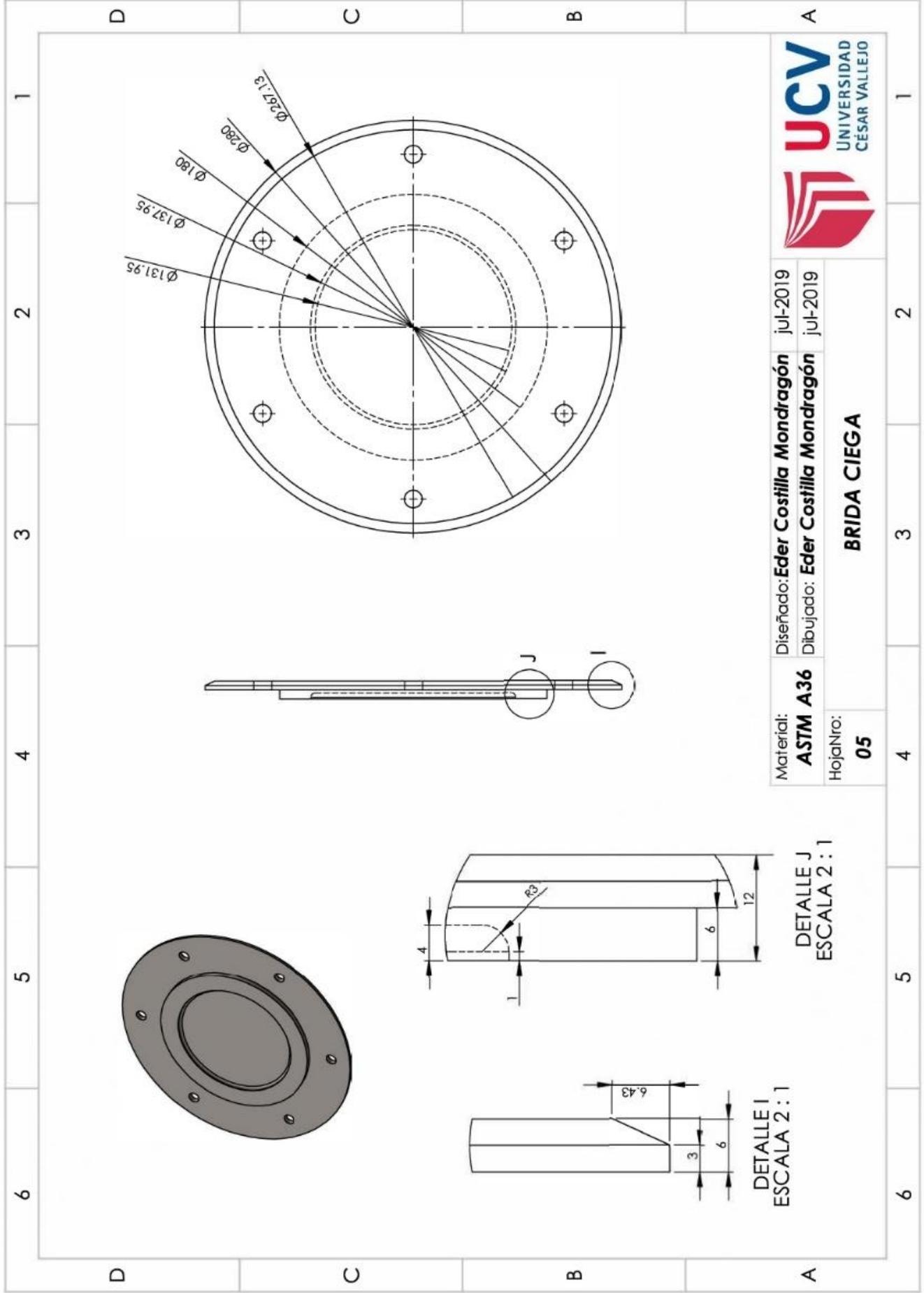
| | | | | |
|--------------------------------|------------------|-----------|--------------------------------|----------|
| Material: | AISI 1045 | Diseñado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: | 03 | Dibujado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| EJE INFERIOR (2 PIEZAS) | | | | |





| | | | | |
|--------------------------------|-----------------|-----------|--------------------------------|----------|
| Material: | ASTM A36 | Diseñado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: | 04 | Dibujado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| BASE MOVIL EJE SUPERIOR | | | | |

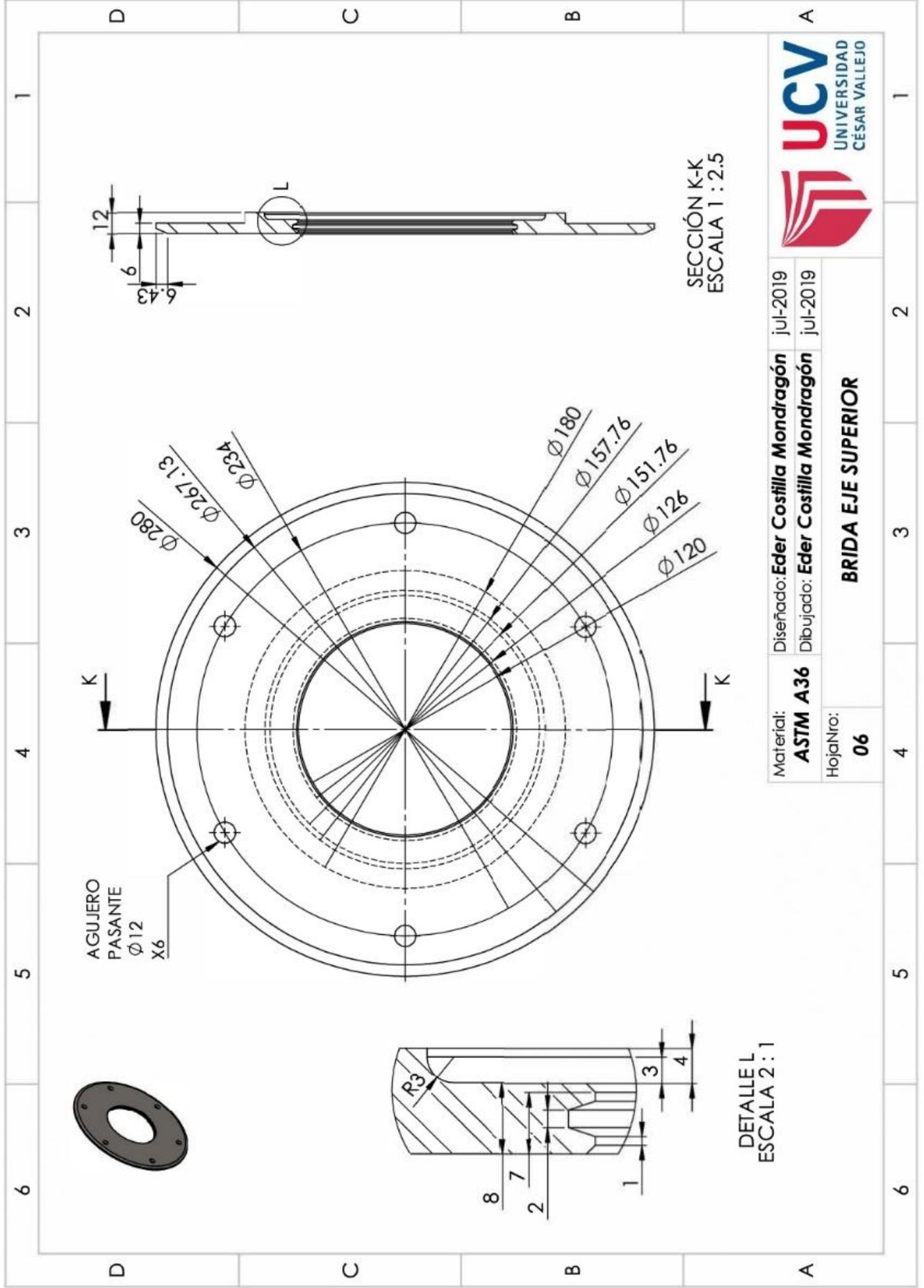




| | | |
|--------------------|--------------------------------|----------|
| Material: | Diseñado: | Fecha: |
| ASTM A36 | Eder Costilla Mondragón | Jul-2019 |
| Hoja/Nro: | Dibujado: | Fecha: |
| 05 | Eder Costilla Mondragón | Jul-2019 |
| BRIDA CIEGA | | |

DETALLE J
ESCALA 2 : 1

DETALLE I
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 2.5

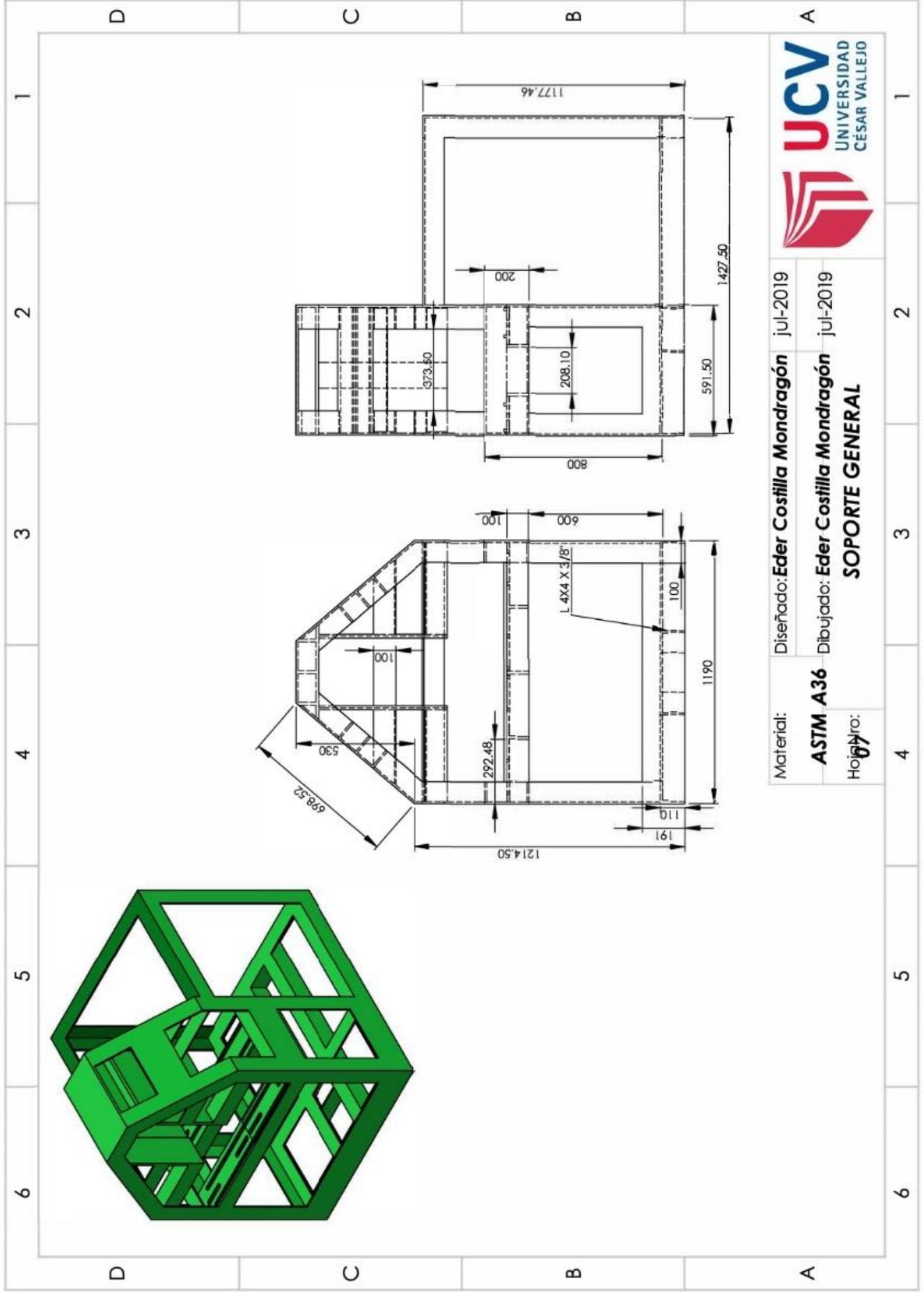
DETALLE L
ESCALA 2 : 1



| | | | |
|---------------------------|--|--|----------|
| Material: | Diseñado: Eder Costilla Mondragón | | jul-2019 |
| ASTM A36 | Dibujado: Eder Costilla Mondragón | | jul-2019 |
| HojaNro: | 06 | | |
| BRIDA EJE SUPERIOR | | | |

1 2 3 4 5 6

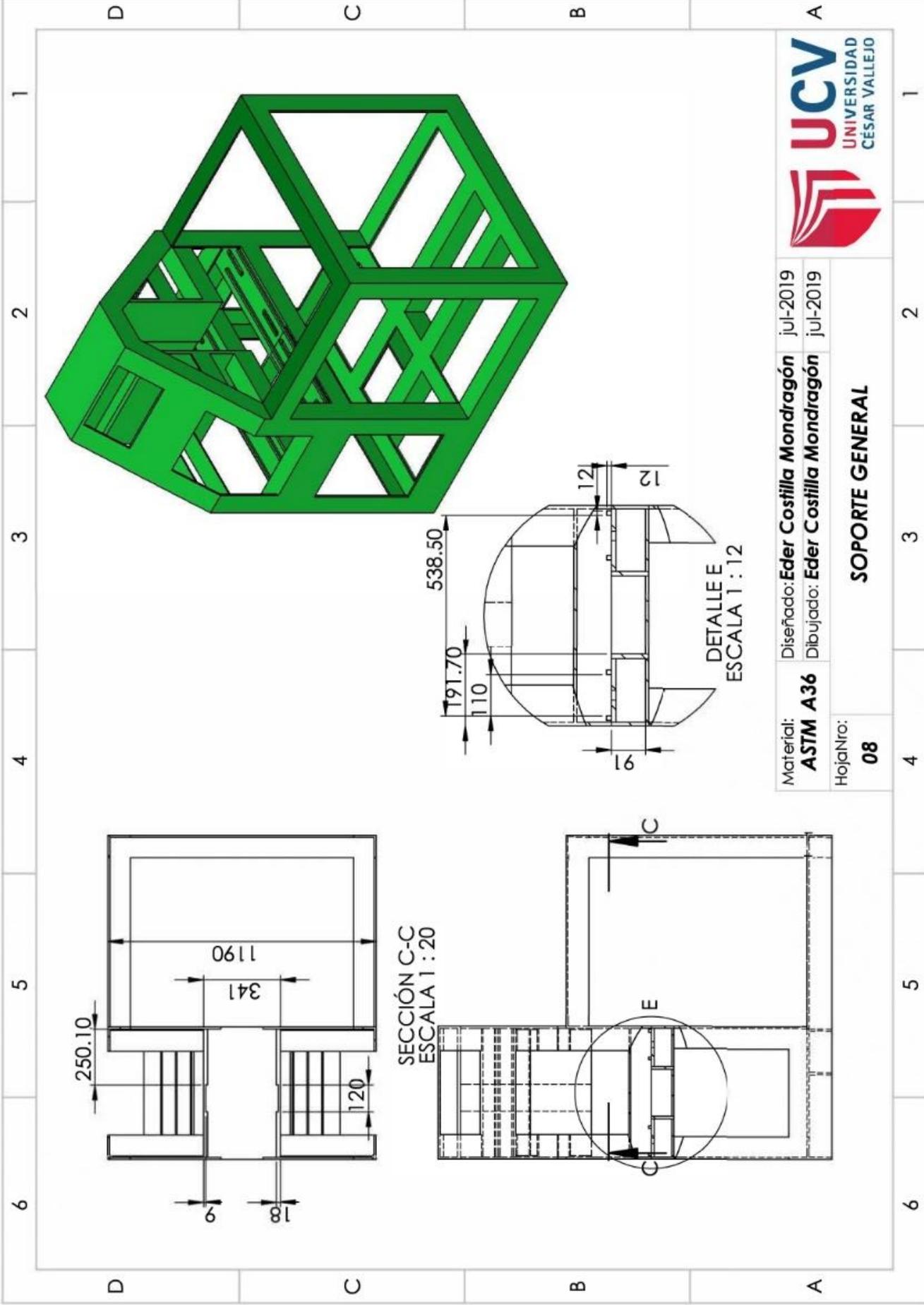
A B C D



Material: Diseñado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
ASTM A36 Dibujado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
 Hoja No: **07** **SOPORTE GENERAL**



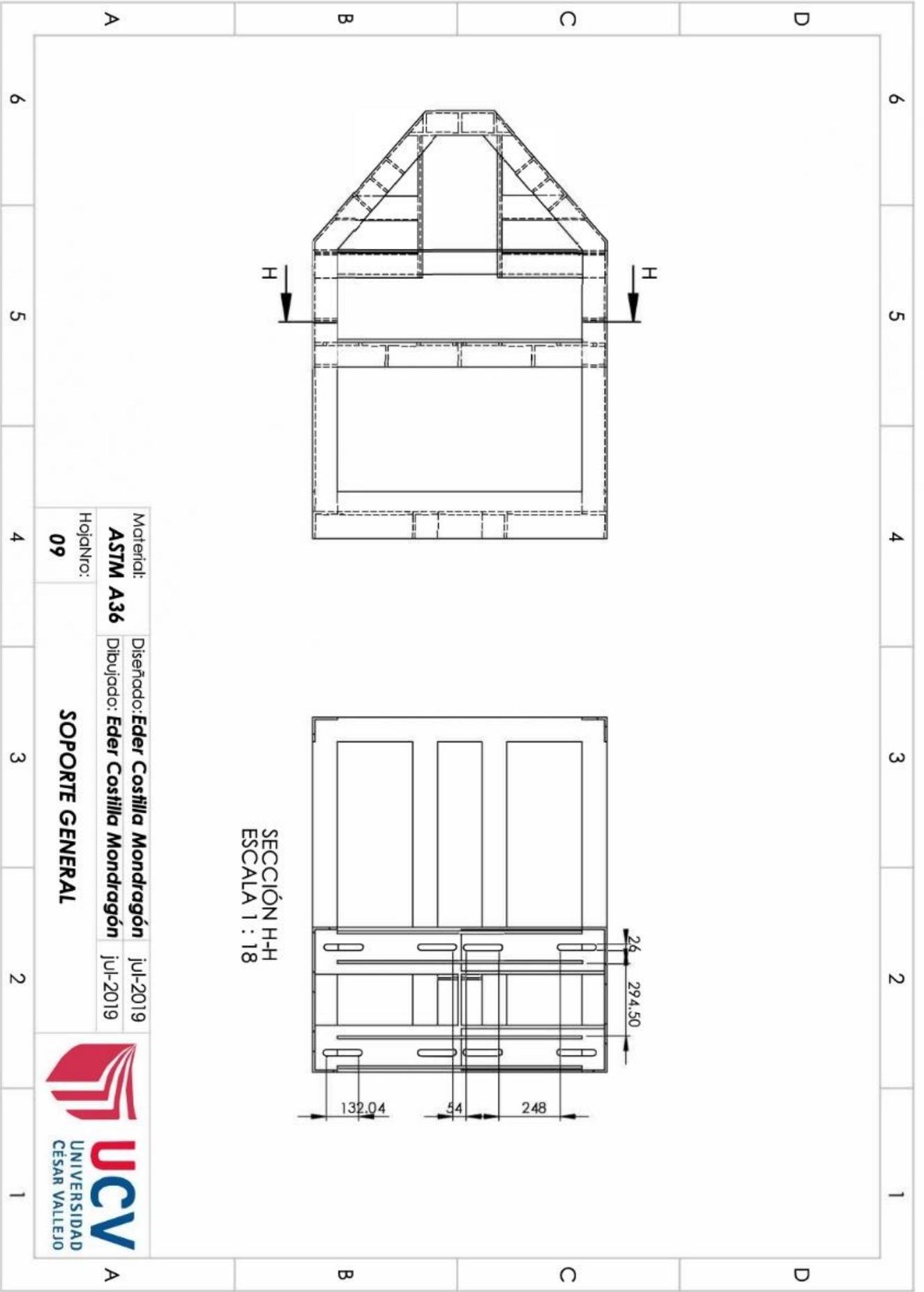
UCV
 UNIVERSIDAD
 CÉSAR VALLEJO



| | | | | |
|------------------------|-----------------|-----------|--------------------------------|----------|
| Material: | ASTM A36 | Diseñado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: | 08 | Dibujado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| SOPORTE GENERAL | | | | |

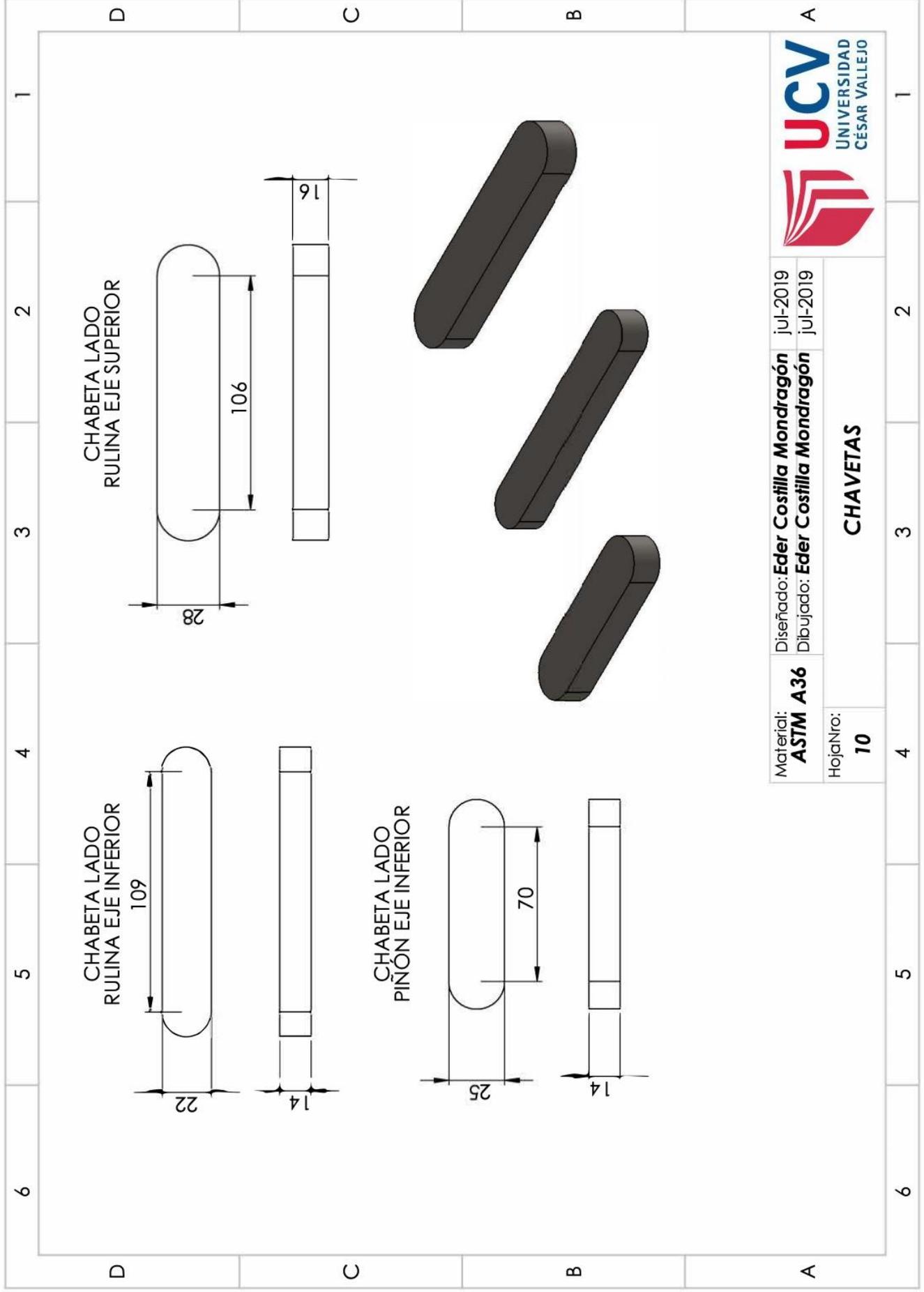
1 2 3 4 5 6

A B C D



SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 18

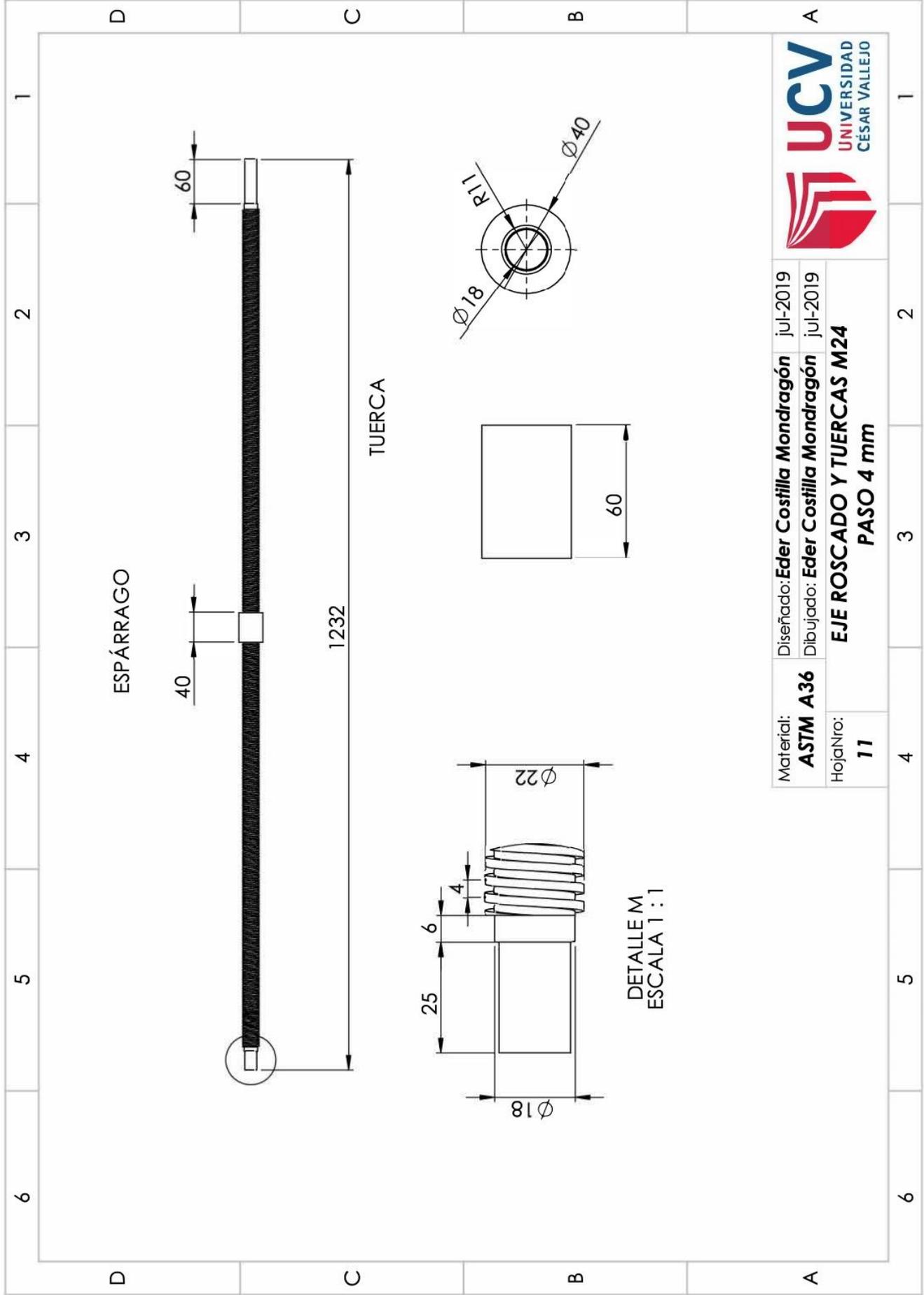
| | | | | | |
|------------------------|-----------------|--|--|--------------------------------|----------|
| Material: | ASTM A36 | | Diseñado por: | Eder Castilla Mondragón | Jul-2019 |
| HojasNo: | 09 | | Dibujado por: | Eder Castilla Mondragón | Jul-2019 |
| SOPORTE GENERAL | | |  UCV UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO | | |



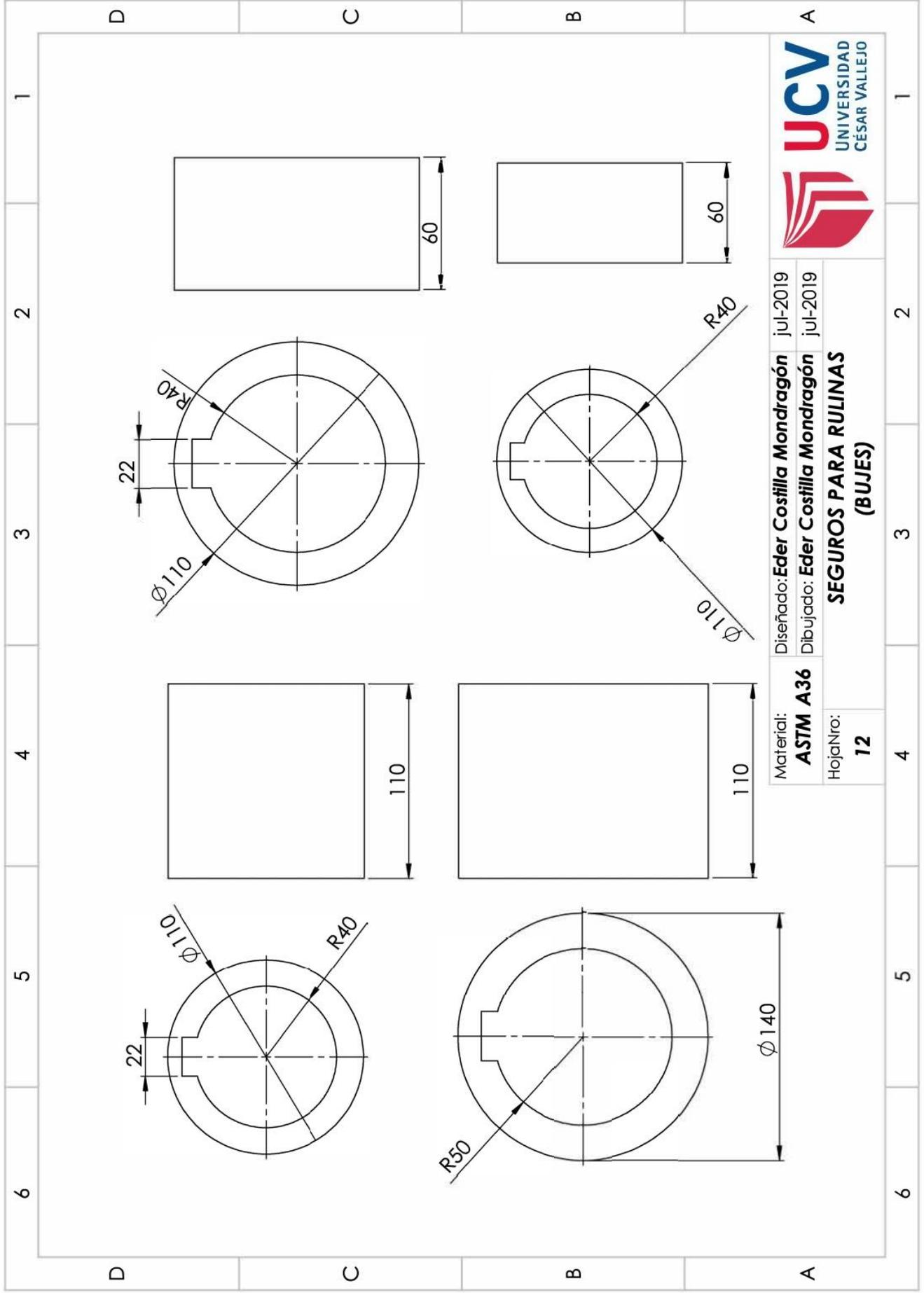
Material: **ASTM A36**
 Diseñado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
 Dibujado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019

HojaNro: **10**
CHAVETAS

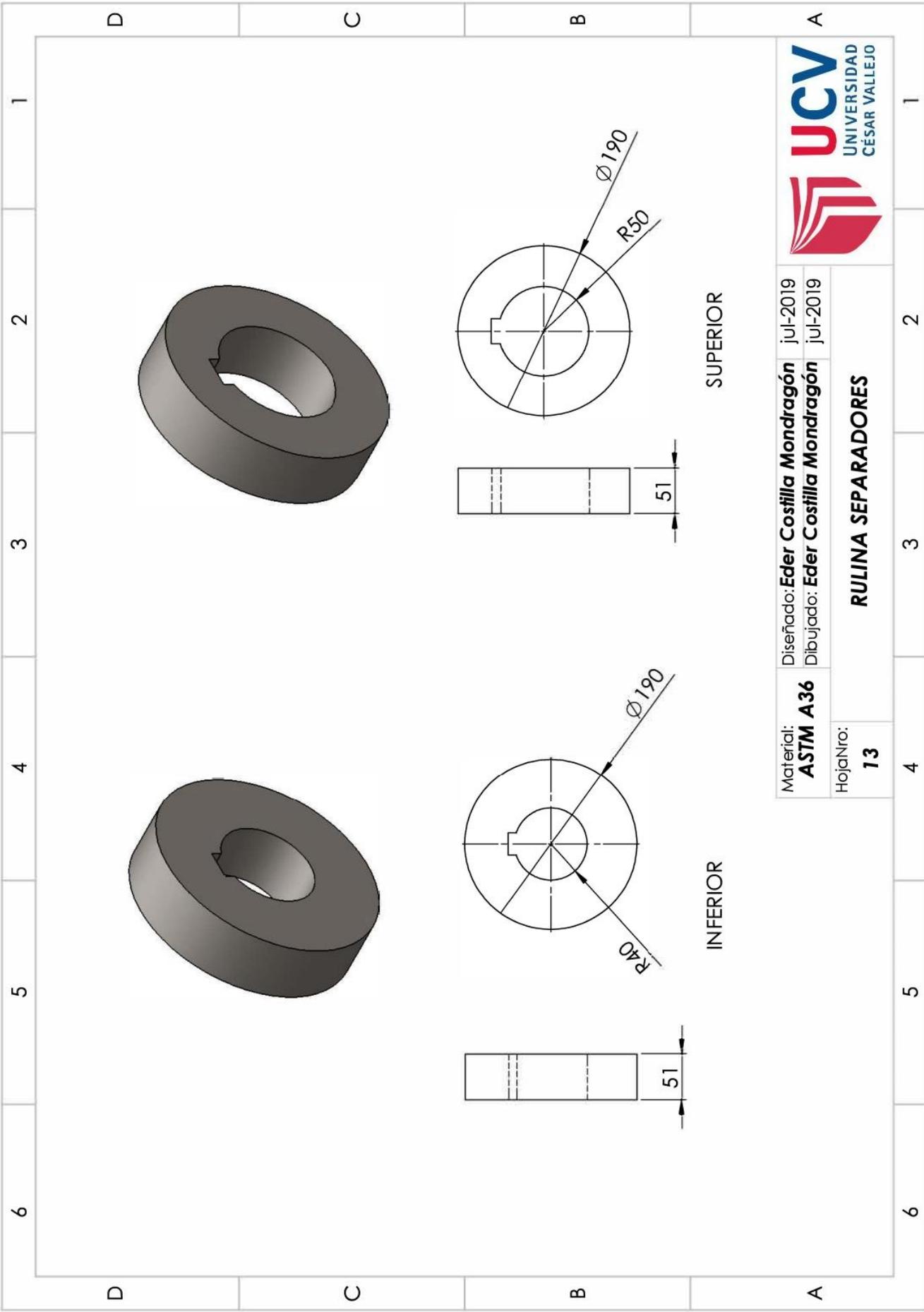
| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |
| D | C | B | A | | |
| 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |



| | | | | |
|-----------|-----------------|----------------------------------|--------------------------------|----------|
| Material: | ASTM A36 | Diseñado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: | 11 | Dibujado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| | | EJE ROSCADO Y TUERCAS M24 | | |
| | | PASO 4 mm | | |



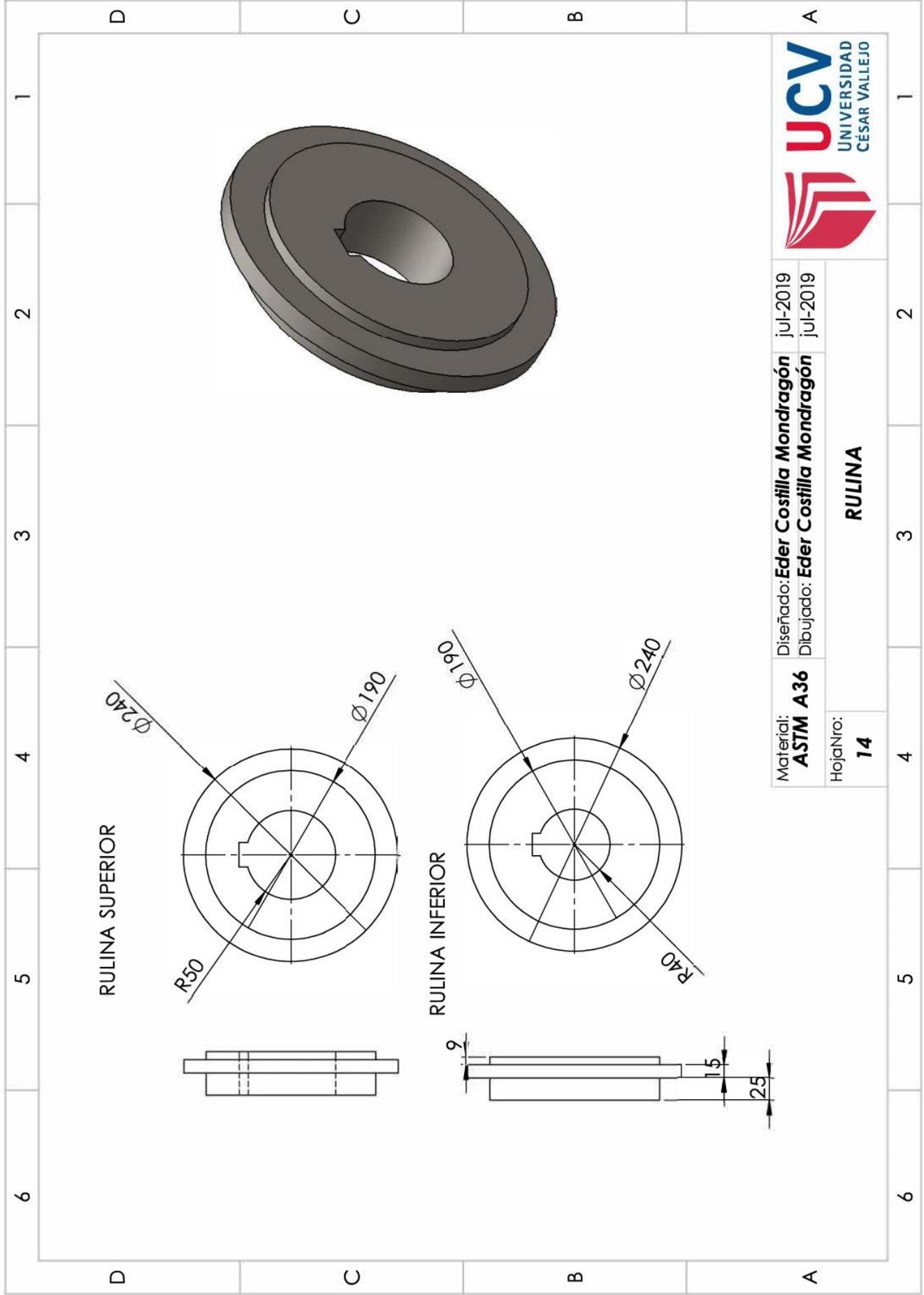
| | | | | |
|---|-----------------|-----------|--------------------------------|----------|
| Material: | ASTM A36 | Diseñado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: | 12 | Dibujado: | Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| SEGUROS PARA RULINAS (BUJES) | | | | |



Material: **ASTM A36** Diseñado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
 HojaNro: **13** Dibujado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019

RULINA SEPARADORES

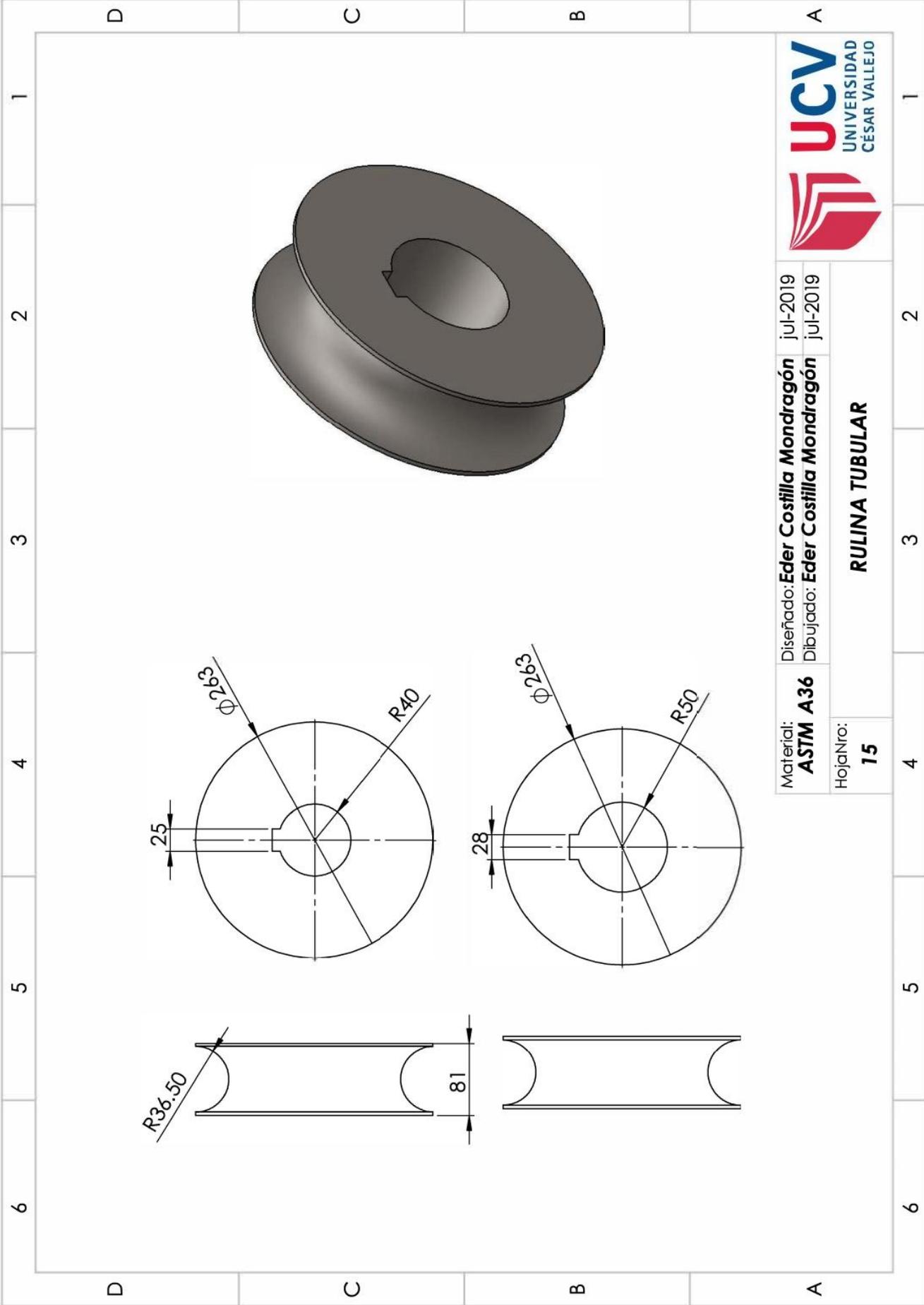
| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |
| D | C | B | A | | |
| D | C | B | A | | |
| 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |



Material: **ASTM A36**
 Diseñado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
 Dibujado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019

RULINA

UCV
 UNIVERSIDAD
 CESAR VALLEJO



Diseñado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
 Dibujado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019

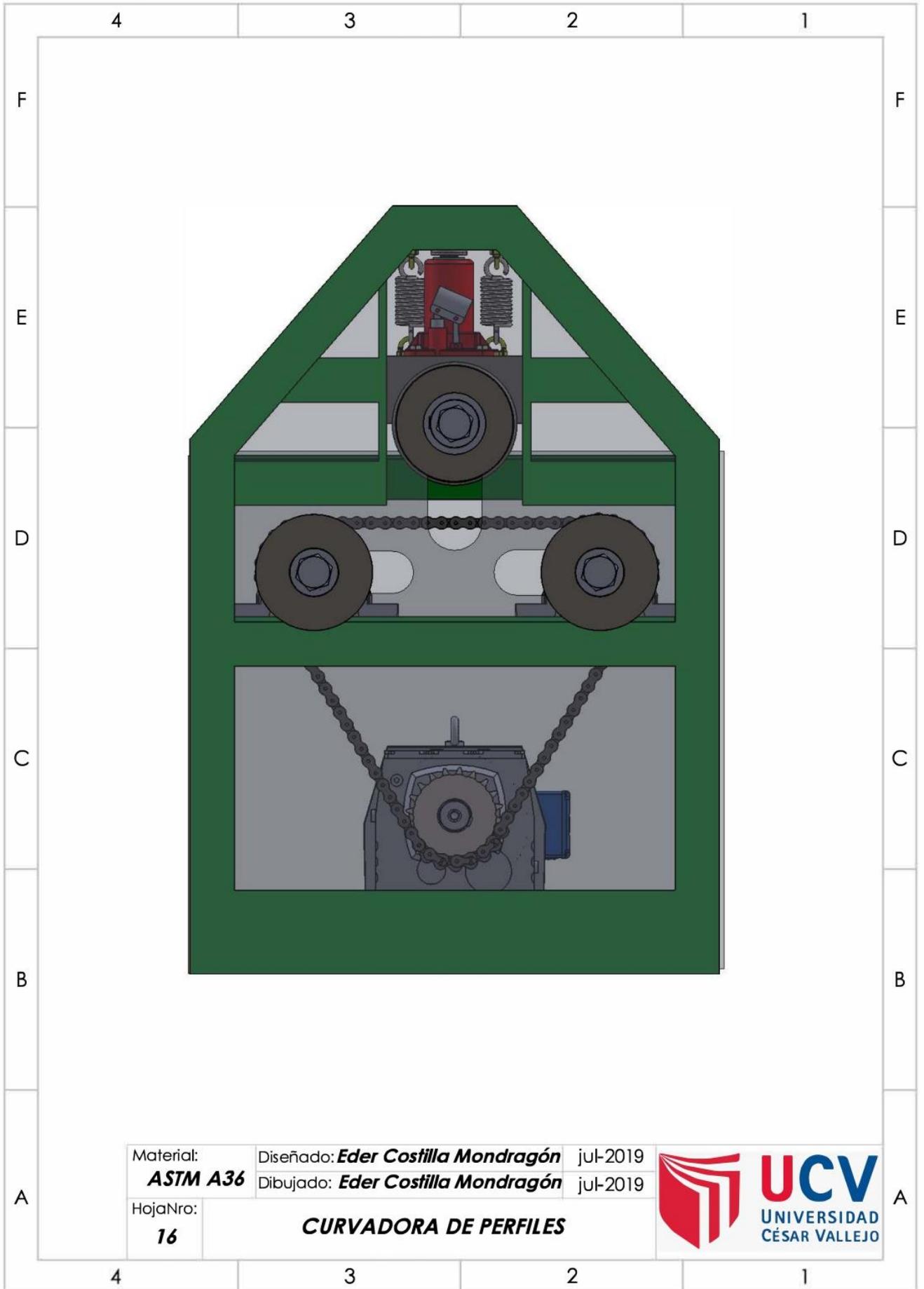
Material: **ASTM A36**
 HojaNro: **15**

RULINA TUBULAR

UNIVERSIDAD
CESAR VALLEJO

1 2 3 4 5 6

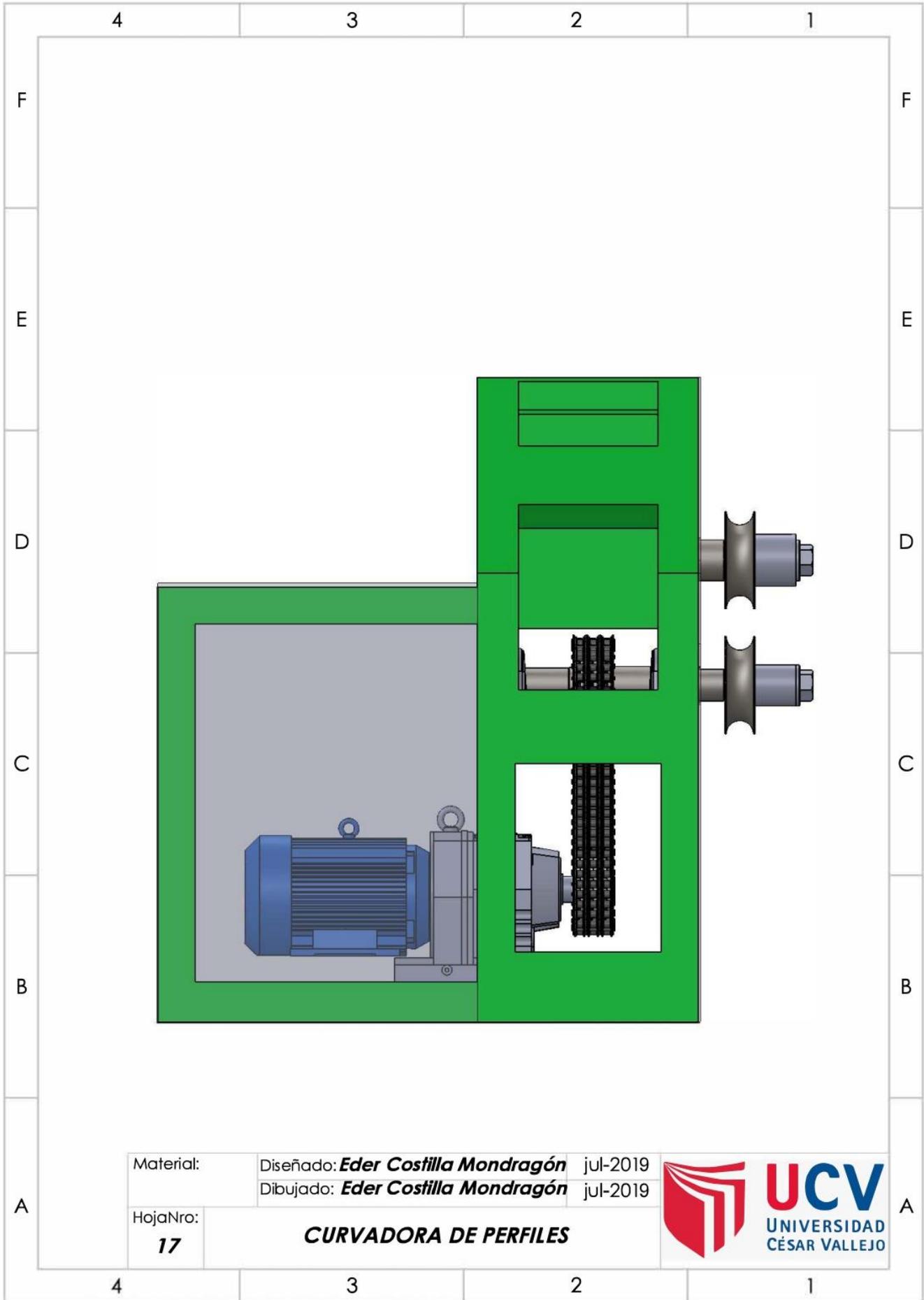
D C B A



| | | |
|------------------------------|--|----------|
| Material: ASTM A36 | Diseñado: Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| HojaNro: 16 | Dibujado: Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| CURVADORA DE PERFILES | | |



A



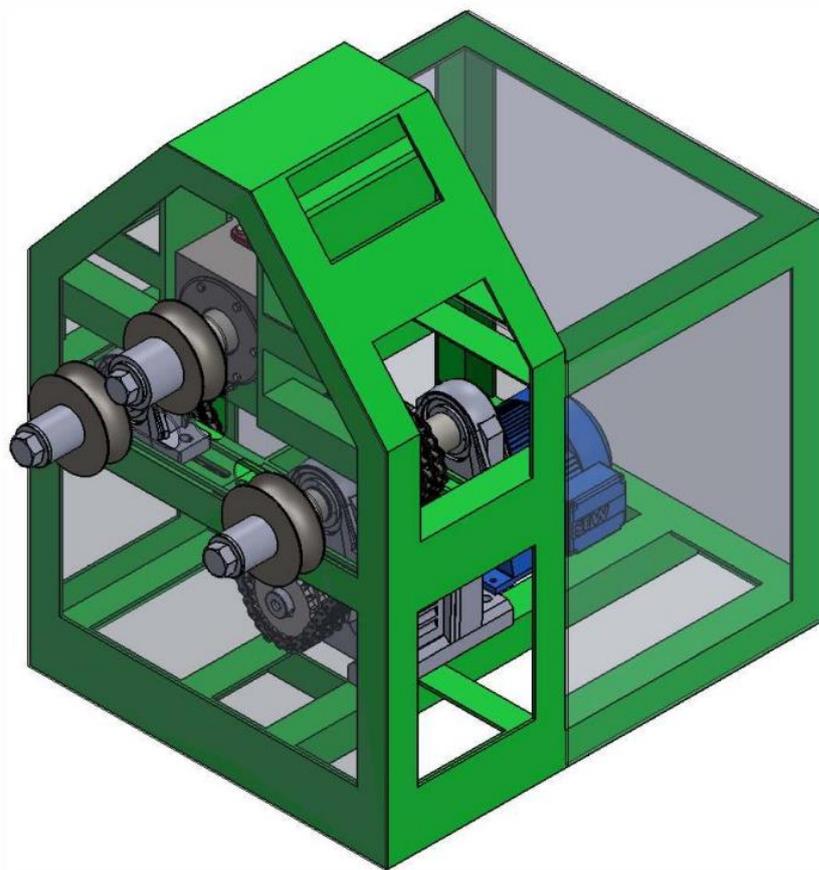
| | | |
|-----------|--|----------|
| Material: | Diseñado: Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| | Dibujado: Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |

HojaNro:
17

CURVADORA DE PERFILES



A



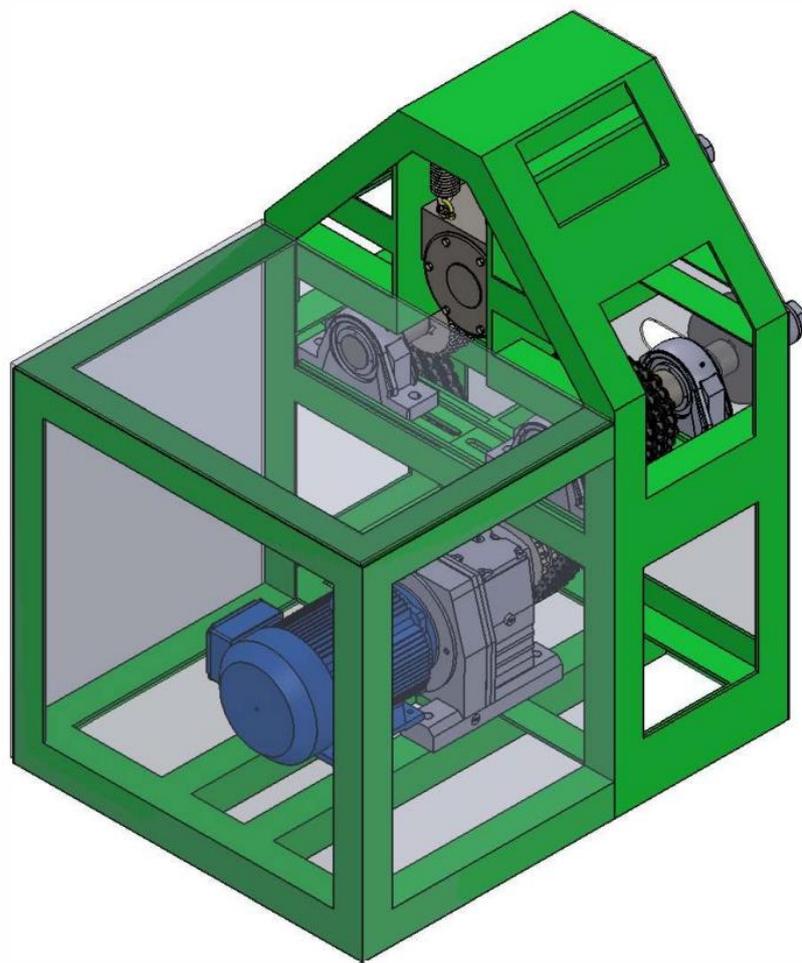
Material: Diseñado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019
Dibujado: **Eder Costilla Mondragón** jul-2019

HojaNro:
18

CURVADORA DE PERFILES



A



| | | |
|-----------|--|----------|
| Material: | Diseñado: Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |
| | Dibujado: Eder Costilla Mondragón | jul-2019 |

HojaNro:
19

CURVADORA DE PERFILES



| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 4 | 3 | 2 | 1 | |
| F | | | | | F |
| E | | | | | E |
| D | | | | | D |
| C | | | | | C |
| B | | | | | B |
| A | | | | | A |
| | 4 | 3 | 2 | 1 | |

DIAGRAMA DE FUERZA

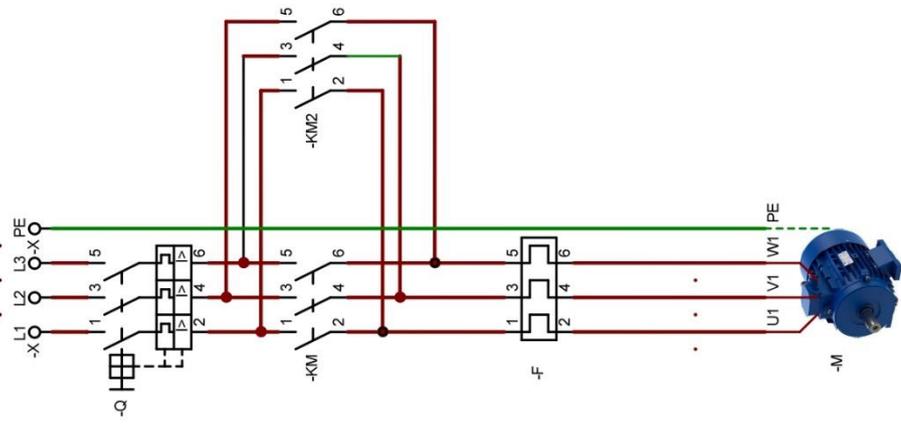
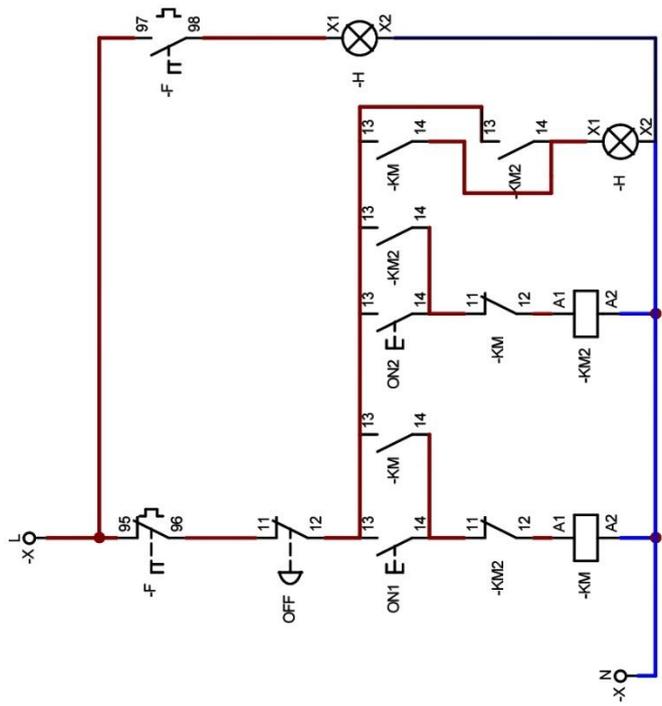


DIAGRAMA DE CONTROL



| | | | | | | | |
|---------------------|--|--------------|--|---------------------------|--|---------------------|--|
| Fecha | | 22-Nov-2019 | | Núm: | | 1 de 1 | |
| Dibujado | | 21-Nov-2019 | | Eder Costill | | CURVADORA DE PERFIL | |
| Comprobado | | 22-Nov-2019 | | Eder Costill | | CURVADORA DE PERFIL | |
| Entidad | | | | Titulo | | | |
| UNIV. CESAR VALLEJO | | | | PLANO ELECTRICO CURVADORA | | | |
| Firmas | | Nombre | | Fecha | | Núm: | |
| | | Eder Costill | | 21-Nov-2019 | | 1 de 1 | |
| | | Eder Costill | | 22-Nov-2019 | | CURVADORA DE PERFIL | |

ACABADO SUPERFICIAL K_a

| Acabado superficial | Factor a | | Exponente b |
|------------------------------|----------------|---------------|---------------|
| | S_{utr} kpsi | S_{utr} MPa | |
| Esmerilado | 1.34 | 1.58 | -0.085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2.70 | 4.51 | -0.265 |
| Laminado en caliente | 14.4 | 57.7 | -0.718 |
| Como sale de la forja | 39.9 | 272. | -0.995 |

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

1.1 FACTOR DE TEMPERATURA K_d

Tabla 6-4

| | Temperatura, °C | S_T/S_{RT} | Temperatura, °F | S_T/S_{RT} |
|--|-----------------|--------------|-----------------|--------------|
| Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.* (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$) | 20 | 1.000 | 70 | 1.000 |
| | 50 | 1.010 | 100 | 1.008 |
| | 100 | 1.020 | 200 | 1.020 |
| | 150 | 1.025 | 300 | 1.024 |
| | 200 | 1.020 | 400 | 1.018 |
| | 250 | 1.000 | 500 | 0.995 |
| | 300 | 0.975 | 600 | 0.963 |
| | 350 | 0.943 | 700 | 0.927 |
| | 400 | 0.900 | 800 | 0.872 |
| | 450 | 0.843 | 900 | 0.797 |
| | 500 | 0.768 | 1 000 | 0.698 |
| | 550 | 0.672 | 1 100 | 0.567 |
| 600 | 0.549 | | | |

*Fuente de datos: figura 2-9.

1.2 FACTOR DE CONFIABILIDAD K_e

| Confiabledad, % | Variación de transformación z_α | Factor de confiabilidad |
|-----------------|--|-------------------------|
| 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 |

1.3 FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

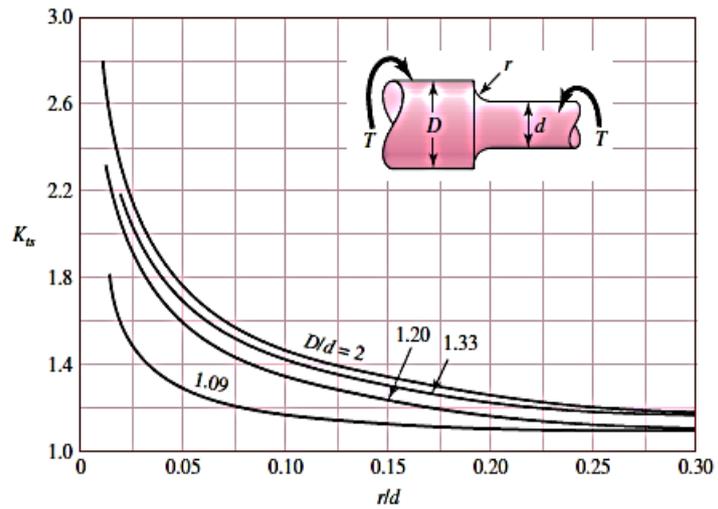
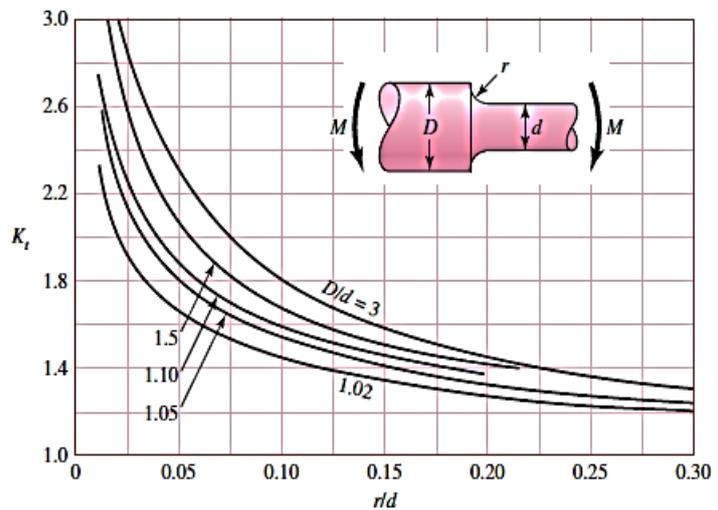


Figura A-15-9

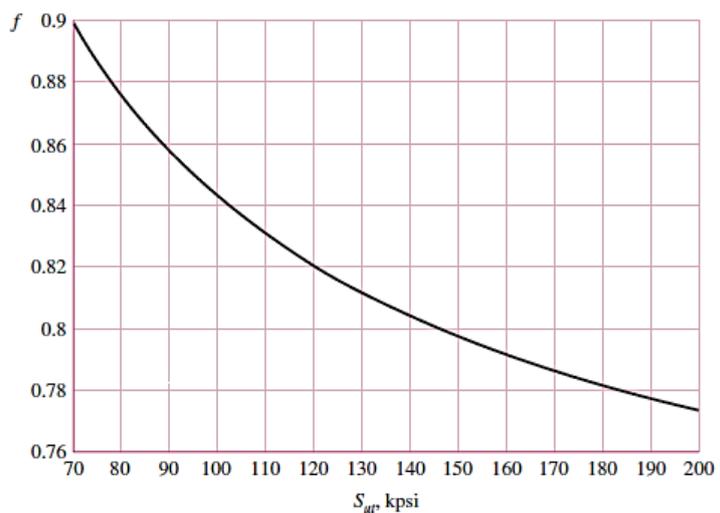
Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



1.5 FRACCION DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Figura 6-18

Fracción de resistencia a la fatiga, f , de S_{ur} a los 10^3 ciclos para $S_e = S'_e = 0.5S_{ur}$.



TIPOS DE PERFILES Y PROPIEDADES MECÁNICAS

Canales U

CALIDAD: ASTM A36/ A572 - G50

DENOMINACIÓN:

C (U) DUAL A36/A572 -G50

DESCRIPCIÓN:

Producto laminado en caliente con sección en forma de "U" (con alas paralelas), de calidad dual porque cumple con las normas ASTM A36 y ASTM A572 Grado 50 simultáneamente.

USOS:

En la fabricación de estructuras metálicas, puertas grandes, rejas y cercos de mayor tamaño, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

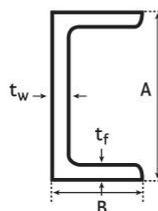
- Composición Química: ASTM A36/A36M y ASTM A572/A572M
- Tolerancia Dimensional: ASTM A36/A36M y ASTM A572/A572M
- Calidad Superficial: ASTM A6/A6M

PRESENTACIÓN:

Se produce en barras de 6 metros de longitud. Se suministra en paquetes de 2TM.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES:

| DESIGNACIÓN | ÁREA (pulg ²) | DIMENSIONES (pulg) | | | | PESO NOMINAL | |
|-------------------|---------------------------|--------------------|-------|-------------------|-------------------|--------------|-------|
| | | (A) | (B) | (t _w) | (t _f) | Kg/m | Kg/6m |
| 2" x 2.58 lbs/pie | 0.76 | 2.00 | 1.000 | 0.187 | 0.187 | 3.82 | 22.92 |
| 3" x 4.10 lbs/pie | 1.21 | 3.00 | 1.410 | 0.170 | 0.273 | 6.12 | 36.72 |
| 3" x 5.0 lbs/pie | 1.47 | 3.00 | 1.498 | 0.258 | 0.273 | 7.43 | 44.58 |
| 4" x 5.4 lbs/pie | 1.59 | 4.00 | 1.584 | 0.184 | 0.296 | 8.03 | 48.18 |
| 4" x 7.25 lbs/pie | 2.13 | 4.00 | 1.721 | 0.321 | 0.296 | 10.77 | 64.62 |



COMPOSICIÓN QUÍMICA EN LA CUCHARA (%):

| %C máx | %Mn máx | %Si máx | %P máx | %S máx | Tipo 1 %Nb | Tipo 2 %V |
|--------|---------|---------|--------|--------|---------------|-------------|
| 0.23 | 1.35 | 0.40 | 0.04 | 0.05 | 0.005 - 0.050 | 0.01 - 0.15 |

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia = 3,520 kg/cm²
- Resistencia a la Tracción = 4,590 - 5,620 kg/cm²
- Alargamiento en 200 mm = 20.0% mínimo
- Soldabilidad = Buena

TOLERANCIAS:

| DIMENSIÓN NOMINAL | ALTURA (A) (pulg) | ANCHO (B) (pulg) | ESPESOR (t _w) ⁽¹⁾ (pulg) | DIFERENCIA ENTRE ANCHOS (ΔB - mm) ⁽¹⁾ | DESVIACIÓN MÁXIMA DE RECTITUD (mm/m) | LONGITUD (mm) |
|-------------------|-------------------|------------------|---|--|--------------------------------------|---------------|
| 2" x 2.58 lbs/pie | ± 1/16 | ± 1/16 | ± 0.015 | 1.59 | 4.1 | +50 - 0 |
| 3" x 4.10 lbs/pie | + 3/32 - 1/16 | ± 1/8 | - (**) | 3.18 | | |
| 3" x 5.0 lbs/pie | + 3/32 - 1/16 | ± 1/8 | - (**) | 3.18 | | |
| 4" x 5.4 lbs/pie | + 3/32 - 1/16 | ± 1/8 | - (**) | 3.18 | | |
| 4" x 7.25 lbs/pie | + 3/32 - 1/16 | ± 1/8 | - (**) | 3.18 | | |

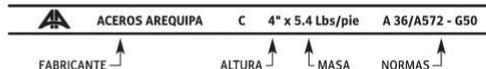
(1) La máxima diferencia entre anchos es 50% de la tolerancia total de longitud de anchos, respectivamente, según la dimensión del canal.

(*) La norma ASTM A6 no especifica una tolerancia para t_w ni para t_f, en canales mayores o iguales a 3"; tolerancia sugerida: ± 0.015.

(**) Para perfiles de 3" o más, el peso métrico no debe variar más allá de + 3 / -2.5%.

IDENTIFICACIÓN:

Los canales son identificados con marcas estampadas que indican el fabricante, las dimensiones nominales y las Normas, según el siguiente esquema:



QCQA01-F115 / 01 / NOV 15



LIMA: Av. Enrique Meiggs 297, Parque Internacional de la Industria y Comercio Lima y Callao - Callao 3-Perú. Tlf. (51) (1) 517-1800 / Fax Central (51) (1) 452-0059.

AREQUIPA: Calle Jacinto Ibáñez 111, Parque Industrial. Arequipa - Perú. Tlf. (51) (54) 23-2430 / Fax. (51)(54) 21-9796.

PISCO: Panamericana Sur Km.240. Ica - Perú. Tlf. (51) (56) 53 - 2967, (51)(56) 53-2969 / Fax. (51)(56) 53-2971.

www.acerosarequipa.com

Encuétranos en:

**ACEROS
AREQUIPA**

Tubo LAC ASTM A500

PARA ESTRUCTURAS

DENOMINACIÓN:

TNM RED ND A500, TNM RED OD A500, TGM RED ND A500.
TGM RED OD A500, TNM CUA A500, TNM REC A500, TGM CUA A500,
TGM REC A500.

DESCRIPCIÓN:

Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente (LAC), utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

USOS:

Diversas estructuras livianas y pesadas, carrocerías, tijerales, postes, etc.

NORMAS TÉCNICAS DE FABRICACIÓN:

Las dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500 – A y B.

PRESENTACIÓN:

- 1.- Longitud :- Redondos: 6.40 m y 6 m.
- Cuadrados y rectangulares: 6 m.
- Otras longitudes a pedido.
- 2.- Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpios de rebordes.
- 3.- Recubrimiento :- Negro.
- Galvanizado.
(mínimo de 120 gr/m²).

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:

| DESIGNACIÓN NOMINAL | DIMENSIÓN EXTERIOR (mm) | ESPEORES (mm) | | | | | | | | | | | |
|---------------------|-------------------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--|--|--|
| | | 1.5 | 1.8 | 2 | 2.5 | 3 | 4 | 4.5 | 6 | | | | |
| REDONDO NOMINAL | 1/2" | 21,3 | | 0,866 | 0,952 | 1,159 | | | | | | | |
| | 3/4" | 26,7 | | 1,105 | 1,218 | 1,492 | | | | | | | |
| | 1" | 33,4 | | 1,403 | 1,549 | 1,905 | 2,249 | | | | | | |
| | 1 1/4" | 42,2 | | 1,793 | 1,983 | 2,448 | 2,900 | | | | | | |
| | 1 1/2" | 48,3 | | 2,064 | 2,284 | 2,824 | 3,351 | | | | | | |
| | 2" | 60,3 | | 2,597 | 2,876 | 3,564 | 4,239 | | | | | | |
| | 2 1/2" | 73,0 | | | 3,502 | 4,347 | 5,179 | | | | | | |
| | 3" | 88,9 | | | 4,285 | 5,327 | 6,355 | | | | | | |
| 4" | 114,3 | | | 5,539 | 6,892 | 8,234 | | | | | | | |
| CUAD L.E. | - | 25x25 | 1,061 | | 1,460 | | | | | | | | |
| | - | 30x30 | 1,300 | | 1,700 | | | | | | | | |
| | - | 40x40 | 1,770 | | 2,244 | | 3,320 | | | | | | |
| | - | 50x50 | 2,250 | | 3,122 | 3,872 | 4,316 | | | | | | |
| | - | 2" | 50,8 | | 3,122 | 3,872 | 4,316 | | | | | | |
| | - | 75x75 | | | 4,500 | 5,560 | 6,810 | | | | | | |
| | - | 100x100 | | | 6,165 | 7,675 | 9,174 | 12,133 | 13,594 | 16,980 | | | |

■ Negro y Galvanizado

| DESIGNACIÓN NOMINAL | DIMENSIÓN EXTERIOR (mm) | ESPEORES (mm) | | | | | | | | | | | |
|---------------------|-------------------------|---------------|-------|---|-------|-------|-------|--------|---|--|--|--|--|
| | | 1.5 | 1.8 | 2 | 2.5 | 3 | 4 | 4.5 | 6 | | | | |
| RECT L.E. | - | 20x40 | 1,354 | | 1,700 | | | | | | | | |
| | - | 25x50 | 1,650 | | 2,261 | | | | | | | | |
| | - | 40x60 | 2,260 | | 3,033 | 3,600 | 4,250 | | | | | | |
| | - | 40x80 | 2,710 | | 3,660 | 4,390 | 5,190 | | | | | | |
| | - | 50x75 | | | | | 5,423 | | | | | | |
| | - | 50x100 | | | 4,500 | 5,560 | 6,600 | 8,590 | | | | | |
| | - | 50x150 | | | 6,165 | 7,676 | 9,174 | 11,730 | | | | | |

■ Negro y Galvanizado

PROPIEDADES MECÁNICAS (ASTM A500/A500M GRADOS A y B)

| SECCIÓN | GRADO | LÍMITE DE FLUENCIA (MPa) | RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (MPa) |
|-------------|-------|--------------------------|---------------------------------|
| REDONDO | A | 230 | 310 |
| CUADRADO Y | A | 270 | 310 |
| RECTANGULAR | B | 315 | 400 |

MATERIA PRIMA:

Acero laminado en caliente calidad estructural.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES

(Referidas a los valores nominales):

Espesor : + / - 10%

Longitud : +12.7 / -6.4 mm

Sección:

1.- Redondo:

| DIÁMETRO NOMINAL (pulg) | TOLERANCIA DIMENSIONAL + / - (pulg) |
|-------------------------|-------------------------------------|
| Menores 1 1/2" incl. | 0.5 % |
| Mayores 2" | 0.75 % |

2.- Cuadrados y Rectangulares:

| LADO EXTERIOR DEL TUBO (pulg) | VARIACIÓN MÁXIMA + / - (pulg) |
|-------------------------------|-------------------------------|
| Menores 1 1/2" incl. | 0.020 |
| 2 1/2" a 3 1/2" incl. | 0.025 |
| 3 1/2" a 4 incl. | 0.030 |

3.- Cuadrados y Rectangulares:

| LADO EXTERIOR DEL TUBO (pulg) | VARIACIÓN MÁXIMA + / - (pulg) |
|-------------------------------|---|
| Menores a 63.5 incl. | 0,51 |
| 63.5 a 88.9 incl. | 0,64 |
| 88.9 a 139.7 incl. | 0,76 |
| Mayores a 139.7 | 0.01 veces el largo de la dimensión plana |

QCQA01-F219 / 02 / MAY 16

ISO 9001
ISO 14001
OHSAS 18001
BUREAU VERITAS
Certification



LIMA: Av. Enrique Meiggs 297, Pque. Internacional de la Industria y Comercio Lima y Callao, Callao 3-Perú. Tlf.(51)(1) 517-1800 / Fax Central (51)(1) 452-0059.

AREQUIPA: Calle Jacinto Ibáñez 111, Pque. Industrial. Arequipa-Perú. Tlf.(51)(54) 23-2430 / Fax.(51)(54) 21-9796.

PISCO: Panamericana Sur Km.240. Ica-Perú. Tlf.(51)(56) 58-0830 / Fax.(51)(56) 58-0858.

www.acerosarequipa.com

Encuétranos en:

**ACEROS
AREQUIPA**

Ángulos Estructurales

CALIDAD: ASTM A36

DENOMINACIÓN:
L A36.

DESCRIPCIÓN:
Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:
En la fabricación de estructuras de acero para plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se utiliza para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:
• Sistema Inglés:- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M
- Tolerancias Dimensionales: ASTM A6 / A6M
• Sistema Métrico:- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M
- Tolerancias Dimensionales: ISO 657 / V

PRESENTACIÓN:
Se produce en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por paquetes de 1 TM c/u.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
• Límite de Fluencia mínimo = 2,530 Kg/cm².
• Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 Kg/cm² (*).
• Alargamiento en 200 mm = 15,0% mínimo.
2,0 mm, 2,5 mm, 3,0 mm, 1/8", 3/32", 4,5 mm y 3/16" = 17,0% mínimo.
6,0 mm = 20,0% mínimo.
1/4" = Buena.
5/16", 3/8" y 1/2" = Buena.
(* Para los espesores de 2,0 mm a 2,5 mm, la resistencia a la tracción mínima es de 3,500 kg/cm².
• Soldabilidad = Buena.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES:
SISTEMA INGLÉS

| DIMENSIONES (pulg) | PESO NOMINAL | | |
|----------------------|--------------|--------|---------|
| | Lb/pie | Kg/m | Kg/6m |
| 1 1/2 x 1 1/2 x 3/32 | 0.929 | 1.382 | 8.292 |
| 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 | 1.230 | 1.830 | 10.983 |
| 1 1/2 x 1 1/2 x 3/16 | 1.800 | 2.679 | 16.072 |
| 1 1/2 x 1 1/2 x 1/4 | 2.340 | 3.482 | 20.894 |
| 2 x 2 x 1/8 | 1.650 | 2.455 | 14.733 |
| 2 x 2 x 3/16 | 2.440 | 3.631 | 21.787 |
| 2 x 2 x 1/4 | 3.190 | 4.747 | 28.483 |
| 2 x 2 x 5/16 | 3.920 | 5.834 | 35.002 |
| 2 x 2 x 3/8 | 4.700 | 6.994 | 41.966 |
| 2 1/2 x 2 1/2 x 3/16 | 3.070 | 4.569 | 27.412 |
| 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 | 4.100 | 6.101 | 36.609 |
| 2 1/2 x 2 1/2 x 5/16 | 5.000 | 7.441 | 44.645 |
| 2 1/2 x 2 1/2 x 3/8 | 5.900 | 8.780 | 52.681 |
| 3 x 3 x 1/4 | 4.900 | 7.292 | 43.752 |
| 3 x 3 x 5/16 | 6.100 | 9.078 | 54.467 |
| 3 x 3 x 3/8 | 7.200 | 10.715 | 64.289 |
| 3 x 3 x 1/2 | 9.400 | 13.989 | 83.932 |
| 4 x 4 x 1/4 | 6.500 | 9.822 | 58.932 |
| 4 x 4 x 5/16 | 8.200 | 12.203 | 73.218 |
| 4 x 4 x 3/8 | 9.800 | 14.584 | 87.504 |
| 4 x 4 x 1/2 | 12.80 | 19.048 | 114.288 |

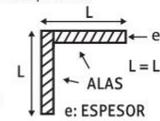
SISTEMA MÉTRICO

| DIMENSIONES (mm) | PESO ESTIMADO | |
|------------------|---------------|--------|
| | Kg/m | Kg/6m |
| 20 x 20 x 2.0 | 0.597 | 3.582 |
| 20 x 20 x 2.5 | 0.736 | 4.416 |
| 20 x 20 x 3.0 | 0.871 | 5.226 |
| 25 x 25 x 2.0 | 0.754 | 4.524 |
| 25 x 25 x 2.5 | 0.932 | 5.592 |
| 25 x 25 x 3.0 | 1.107 | 6.642 |
| 25 x 25 x 4.5 | 1.607 | 9.642 |
| 25 x 25 x 5.0 | 1.766 | 10.596 |
| 25 x 25 x 6.0 | 2.072 | 12.432 |
| 30 x 30 x 2.0 | 0.911 | 5.466 |
| 30 x 30 x 2.5 | 1.128 | 6.768 |
| 30 x 30 x 3.0 | 1.342 | 8.052 |
| 30 x 30 x 4.5 | 1.961 | 11.766 |
| 30 x 30 x 5.5 | 2.353 | 14.118 |
| 30 x 30 x 6.0 | 2.543 | 15.258 |
| 38 x 38 x 2.0 | 1.162 | 6.972 |

Los productos a partir de 1 1/2" se fabrican bajo la Norma Técnica ASTM A36/A572- G50

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN CUCHARA (%):

| NORMA | %C máx | %Si máx | %P máx | %S máx |
|---------------|--------|---------|--------|--------|
| ASTM A36/A36M | 0.26 | 0.40 | 0.04 | 0.05 |



TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA:

Sistema Inglés

| NORMA TÉCNICA | DIMENS. NOMINAL | LONG. DE ALA (L-mm) | DIFER. ENTRE ALAS (ΔL-mm) | ESPESOR (e - mm) | | | DESV. MÁX. DE RECTITUD (f'-mm/m) | LONG. (L-mm) |
|---------------|--------------------------|---------------------|---------------------------|------------------|--------------|--------|----------------------------------|--------------|
| | | | | e≤3/16" | 3/16"<e≤3/8" | e>3/8" | | |
| ASTM A6/A6M | 1 1/4, 1 1/2, 1 3/4 y 2" | +1.19 | 1.78 | ±0.25 | ±0.25 | ±0.30 | 4.16 | +50 |
| | 2 1/2" | +1.58 | 1.90 | ±0.30 | ±0.38 | ±0.38 | | |
| | 3" | +3.17 | 2.77 | (*) | (*) | (*) | 2.08 | -0 |
| | 3 1/2" | -2.38 | | | | | | |

(1) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/- 1.5".
(2) El peso métrico no deberá variar más de +3.0%/-2.5% del peso nominal.

SISTEMA MÉTRICO

| CARACTERÍSTICA DE CALIDAD | LONGITUD DE ALA (L) hasta 50 mm inclusive | ESPESOR DE ALA (e) hasta 50 mm inclusive | DIFERENCIA ENTRE ALAS (ΔL) hasta 50 mm inclusive | LONGITUD DE BARRA (l) hasta 12 mm inclusive | DESVIACIÓN MÁXIMA DE RECTITUD (f) (*) | FUERA DE ESCUADRA (k) hasta 50 mm inclusive |
|---------------------------|---|--|--|---|---------------------------------------|---|
| NORMA TÉCNICA ISO 657/V | +/- 1.00 mm | +/- 0.50 mm | 1.5 mm | 0/+50 mm | 4.0 mm/m máx. | 1 mm máx. |

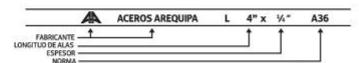
(*) No incluye puntas dobladas.

IDENTIFICACIÓN:

Los ángulos son identificados con marcas estampadas que indican el fabricante, las dimensiones nominales y la Norma, según los siguientes esquemas:



En el caso de ángulos de 4" x 4" el esquema de identificación del perfil será el siguiente:



QCQA01-F103 / 01 / NOV 15

ISO 9001
ISO 14001
OHSAS 18001
BUREAU VERITAS
Certification



LIMA: Av. Enrique Meiggs 297, Pque. Internacional de la Industria y Comercio Lima y Callao, Callao 3-Perú. Tlf.(51)(1) 517-1800 / Fax Central (51)(1) 452-0059.

AREQUIPA: Calle Jacinto Ibáñez 111, Pque. Industrial. Arequipa-Perú. Tlf.(51)(54) 23-2430 / Fax.(51)(54) 21-9796.

PISCO: Panamericana Sur Km.240. Ica-Perú. Tlf.(51)(56) 58-0830 / Fax.(51)(56) 58-0858.

www.acerosarequipa.com

Encuétranos en:



MATERIAL SELECCIONADO EN FABRICACIÓN DE EJES



CATÁLOGO DE PRODUCTOS

ACEROS AL CARBONO

SUMINISTRO LAMINADO Y TREFILADO

SAE 1045

Descripción: Acero de medio carbono, posee baja soldabilidad y buena maquinabilidad, responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Por su dureza y tenacidad es utilizado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Usos: Por sus características de temple, se tiene una amplia gama de aplicaciones automotrices y de maquinaria en general de resistencia media, tales como: ejes, semiejes, cigüeñales, engranajes, piñones, cuñas, tornillos, pernos, martillos, pasadores, remaches, partes de maquinaria y herramientas agrícolas.

SAE 1045

| Composición química (%) | |
|-------------------------|-------------|
| C | 0,43 - 0,50 |
| Mn | 0,60 - 0,90 |
| P | 0,04 Máx. |
| S | 0,05 Máx. |

| Tratamiento térmico | | |
|---------------------|------------|-----------|
| Valores en °C | | |
| Forjado | 850 - 1100 | |
| Normalizado | 850 - 880 | |
| Revenido | 550 - 650 | |
| Recocido | 650 - 700 | |
| Templado | Agua | 820 - 850 |
| | Aceite | 830 - 860 |

| Propiedades mecánicas | |
|---------------------------|-----------------------------|
| Laminado en caliente | |
| Resistencia a la tracción | 63 - 73 kgf/mm ² |
| Límite de fluencia | 40 kgf/mm ² |
| Elongación | 16% |
| Reducción de área | 40% |
| Maquinabilidad | 55% |
| Dureza (HB) | 163 |

Formas: Redonda, cuadrada y hexagonal



TABLA PARA SELECCIÓN DE PIÑÓN Y CATARINA



www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 100 PASO 1-1/4"

| No. de dientes piñón conductor | R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------------|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 10 | 25 | 50 | 100 | 150 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1300 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 | 2400 | 2600 | 2700 |
| 9 | 0.65 | 1.49 | 2.78 | 5.19 | 7.47 | 9.68 | 13.9 | 18.1 | 22.1 | 26.0 | 29.6 | 34.2 | 38.8 | 43.4 | 48.0 | 52.6 | 57.2 | 61.8 | 66.4 | 71.0 | 75.6 | 80.2 | 84.8 | 89.4 | 94.0 |
| 10 | 0.73 | 1.67 | 3.11 | 5.81 | 8.37 | 10.8 | 15.6 | 20.2 | 24.7 | 29.2 | 33.5 | 38.4 | 43.2 | 48.0 | 52.8 | 57.6 | 62.4 | 67.2 | 72.0 | 76.8 | 81.6 | 86.4 | 91.2 | 96.0 | 100.8 |
| 11 | 0.81 | 1.85 | 3.45 | 6.44 | 9.28 | 12.0 | 17.3 | 22.4 | 27.4 | 32.3 | 37.1 | 42.0 | 46.8 | 51.6 | 56.4 | 61.2 | 66.0 | 70.8 | 75.6 | 80.4 | 85.2 | 90.0 | 94.8 | 99.6 | 104.4 |
| 12 | 0.89 | 2.03 | 3.79 | 7.08 | 10.2 | 13.2 | 19.0 | 24.6 | 30.1 | 35.5 | 40.8 | 47.3 | 53.7 | 60.1 | 66.5 | 72.9 | 79.3 | 85.7 | 92.1 | 98.5 | 104.9 | 111.3 | 117.7 | 124.1 | 130.5 |
| 13 | 0.97 | 2.22 | 4.13 | 7.72 | 11.1 | 14.4 | 20.7 | 26.9 | 32.8 | 38.7 | 44.5 | 51.4 | 58.3 | 65.2 | 72.1 | 79.0 | 85.9 | 92.8 | 99.7 | 106.6 | 113.5 | 120.4 | 127.3 | 134.2 | 141.1 |
| 14 | 1.05 | 2.40 | 4.48 | 8.36 | 12.0 | 15.6 | 22.5 | 29.1 | 35.6 | 41.9 | 48.2 | 55.5 | 62.8 | 70.1 | 77.4 | 84.7 | 92.0 | 99.3 | 106.6 | 113.9 | 121.2 | 128.5 | 135.8 | 143.1 | 150.4 |
| 15 | 1.13 | 2.59 | 4.83 | 9.01 | 13.0 | 16.8 | 24.2 | 31.4 | 38.3 | 45.2 | 51.9 | 59.6 | 67.3 | 75.0 | 82.7 | 90.4 | 98.1 | 105.8 | 113.5 | 121.2 | 128.9 | 136.6 | 144.3 | 152.0 | 159.7 |
| 16 | 1.22 | 2.77 | 5.17 | 9.66 | 13.9 | 18.0 | 26.0 | 33.6 | 41.1 | 48.4 | 55.6 | 63.9 | 72.2 | 80.5 | 88.8 | 97.1 | 105.4 | 113.7 | 122.0 | 130.3 | 138.6 | 146.9 | 155.2 | 163.5 | 171.8 |
| 17 | 1.30 | 2.96 | 5.52 | 10.3 | 14.8 | 19.2 | 27.7 | 35.9 | 43.9 | 51.7 | 59.4 | 68.1 | 76.8 | 85.5 | 94.2 | 102.9 | 111.6 | 120.3 | 129.0 | 137.7 | 146.4 | 155.1 | 163.8 | 172.5 | 181.2 |
| 18 | 1.38 | 3.15 | 5.88 | 11.0 | 15.8 | 20.5 | 29.5 | 38.2 | 46.7 | 55.0 | 63.2 | 72.4 | 81.6 | 90.8 | 100.0 | 109.2 | 118.4 | 127.6 | 136.8 | 146.0 | 155.2 | 164.4 | 173.6 | 182.8 | 192.0 |
| 19 | 1.46 | 3.34 | 6.23 | 11.6 | 16.7 | 21.7 | 31.2 | 40.5 | 49.5 | 58.3 | 67.0 | 76.4 | 85.8 | 95.2 | 104.6 | 114.0 | 123.4 | 132.8 | 142.2 | 151.6 | 161.0 | 170.4 | 179.8 | 189.2 | 198.6 |
| 20 | 1.55 | 3.53 | 6.58 | 12.3 | 17.7 | 22.9 | 33.0 | 42.8 | 52.3 | 61.6 | 70.8 | 80.8 | 90.8 | 100.8 | 110.8 | 120.8 | 130.8 | 140.8 | 150.8 | 160.8 | 170.8 | 180.8 | 190.8 | 200.8 | 210.8 |
| 21 | 1.63 | 3.72 | 6.94 | 13.0 | 18.7 | 24.2 | 34.8 | 45.1 | 55.1 | 65.0 | 74.6 | 84.2 | 93.8 | 103.4 | 113.0 | 122.6 | 132.2 | 141.8 | 151.4 | 161.0 | 170.6 | 180.2 | 189.8 | 199.4 | 209.0 |
| 22 | 1.71 | 3.91 | 7.30 | 13.6 | 19.6 | 25.4 | 36.6 | 47.4 | 58.0 | 68.3 | 78.5 | 88.5 | 98.5 | 108.5 | 118.5 | 128.5 | 138.5 | 148.5 | 158.5 | 168.5 | 178.5 | 188.5 | 198.5 | 208.5 | 218.5 |
| 23 | 1.80 | 4.10 | 7.66 | 14.3 | 20.6 | 26.7 | 38.4 | 49.8 | 60.8 | 71.7 | 82.3 | 92.8 | 103.3 | 113.8 | 124.3 | 134.8 | 145.3 | 155.8 | 166.3 | 176.8 | 187.3 | 197.8 | 208.3 | 218.8 | 229.3 |
| 24 | 1.88 | 4.30 | 8.02 | 15.0 | 21.5 | 27.9 | 40.2 | 52.1 | 63.7 | 75.0 | 86.2 | 97.2 | 108.2 | 119.2 | 130.2 | 141.2 | 152.2 | 163.2 | 174.2 | 185.2 | 196.2 | 207.2 | 218.2 | 229.2 | 240.2 |
| 25 | 1.97 | 4.49 | 8.38 | 15.6 | 22.5 | 29.2 | 42.0 | 54.4 | 66.6 | 78.4 | 90.1 | 102 | 113.7 | 125.4 | 137.1 | 148.8 | 160.5 | 172.2 | 183.9 | 195.6 | 207.3 | 219.0 | 230.7 | 242.4 | 254.1 |
| 26 | 2.05 | 4.68 | 8.74 | 16.3 | 23.5 | 30.4 | 43.8 | 56.8 | 69.4 | 81.8 | 94.0 | 106 | 118.2 | 130.4 | 142.6 | 154.8 | 167.0 | 179.2 | 191.4 | 203.6 | 215.8 | 228.0 | 240.2 | 252.4 | 264.6 |
| 28 | 2.22 | 5.07 | 9.47 | 17.7 | 25.5 | 33.0 | 47.5 | 61.5 | 75.2 | 88.6 | 102 | 115 | 128.2 | 141.4 | 154.6 | 167.8 | 181.0 | 194.2 | 207.4 | 220.6 | 233.8 | 247.0 | 260.2 | 273.4 | 286.6 |
| 30 | 2.40 | 5.47 | 10.2 | 19.0 | 27.4 | 35.5 | 51.2 | 66.3 | 81.0 | 95.5 | 110 | 124 | 138.2 | 152.4 | 166.6 | 180.8 | 195.0 | 209.2 | 223.4 | 237.6 | 251.8 | 266.0 | 280.2 | 294.4 | 308.6 |
| 32 | 2.57 | 5.86 | 10.9 | 20.4 | 29.4 | 38.1 | 54.9 | 71.1 | 86.9 | 102 | 118 | 133 | 148 | 163 | 178 | 193 | 208 | 223 | 238 | 253 | 268 | 283 | 298 | 313 | 328 |
| 35 | 2.83 | 6.46 | 12.0 | 22.5 | 32.4 | 42.0 | 60.4 | 78.3 | 95.7 | 113 | 130 | 146 | 163 | 180 | 197 | 214 | 231 | 248 | 265 | 282 | 299 | 316 | 333 | 350 | 367 |
| 40 | 3.27 | 7.46 | 13.9 | 26.0 | 37.4 | 48.5 | 69.8 | 90.4 | 111 | 130 | 150 | 169 | 188 | 207 | 226 | 245 | 264 | 283 | 302 | 321 | 340 | 359 | 378 | 397 | 416 |
| 45 | 3.71 | 8.47 | 15.8 | 29.5 | 42.5 | 55.0 | 79.3 | 103 | 126 | 148 | 170 | 192 | 213 | 235 | 257 | 279 | 301 | 323 | 345 | 367 | 389 | 411 | 433 | 455 | 477 |

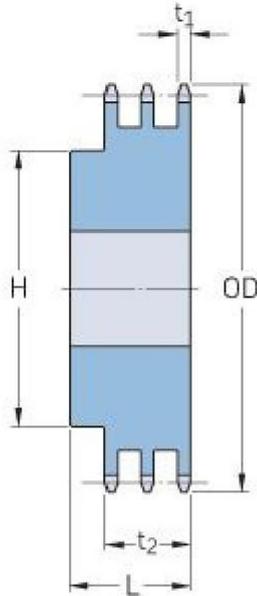
| Lubricación Tipo A | | | | Lubricación Tipo B | | | | Lubricación Tipo C | | | |
|--|--|--|--|---|--|--|--|--|--|--|--|
| Lubricación Tipo A : A mano, con aceituna o brocha | | | | Lubricación Tipo B : En baño de aceite o por salpique | | | | Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión. | | | |
| La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association) | | | | | | | | | | | |
| INFORMACIÓN INTERMEC | | | | | | | | | | | |
| * Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayes punteadas, considérese el uso de la cadenas silenciosa o Morse Hy. Vo. | | | | | | | | | | | |

| | | | |
|---|--------|----------------|--------|
| Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por: | | | |
| No. DE HILERAS | FACTOR | No. DE HILERAS | FACTOR |
| 2..... | 1.7 | 5..... | 3.9 |
| 3..... | 2.5 | 6..... | 4.6 |
| 4..... | 3.3 | | |

PIÑÓN TRIPLE PARA MOTOR

Sprockets
ANSI Triplex, Pilot Bore

PHS 100-3BH20



| | |
|----------------|------|
| Pitch P (in) | 1.25 |
| No. of teeth | 20 |
| Diameter (in) | 8.64 |
| Min. bore (in) | 1.25 |
| Max. bore (in) | 3.75 |
| Hub H (in) | 5.5 |
| Hub L (in) | 4.75 |
| Weight (lbs) | 47.9 |

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

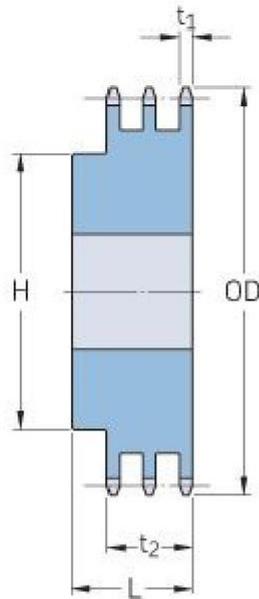
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

CATARINA TRIPLE PARA EJES ACCIONADOS

Sprockets
ANSI Triplex, Pilot Bore

PHS 100-3BH22



| | |
|----------------|------|
| Pitch P (in) | 1.25 |
| No. of teeth | 22 |
| Diameter (in) | 9.44 |
| Min. bore (in) | 1.25 |
| Max. bore (in) | 3.75 |
| Hub H (in) | 5.5 |
| Hub L (in) | 4.75 |
| Weight (lbs) | 57.5 |

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

TABLA PARA VERIFICACIÓN DE CADENAS

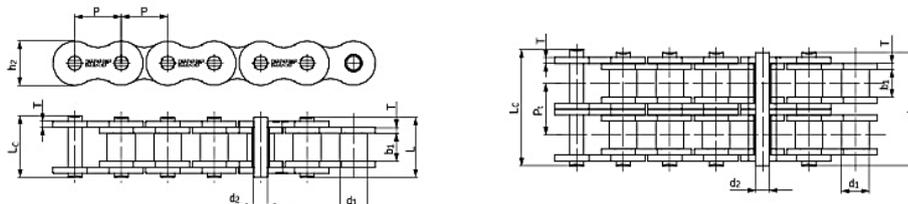
Cadenas americanas estándar

Las cadenas americanas estándar se fabrican según las normas ISO 606, ANSI B29.1 y DIN 8188.

Los tamaños de paso son de 1/4 a 3 pulgadas. El diámetro del pasador de estas cadenas es más pequeño que el equivalente europeo estándar. La resistencia al desgaste, por lo tanto, es menor, cuando se comparan con las cadenas europeas estándar, con una excepción, el paso de 5/8 pulgadas; en este caso, los diámetros del pasador y del buje son más grandes que los de la cadena europea equivalente.

Las cadenas americanas estándar se designan en general con el sistema de numeración de la norma ANSI, por ejemplo, una cadena de doble hilera de 1/2 pulgada sería ANSI 40-2.

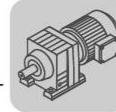
Sistema de numeración ANSI: El primer número es el tamaño del paso en 1/8 pulg, por ejemplo: 4/8 = paso de 1/2 pulg. El segundo número se refiere al tipo de cadena, por ejemplo: 0 = cadena de rodillos. El número 5 en reemplazo del 0 indica una cadena de bujes, y el número 1 indica una serie más estrecha. El sufijo, al igual que con la cadena estándar europea, se refiere a la cantidad de hileras de la cadena, es decir 2 = cadena duplex (doble hilera).



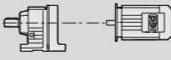
| N° Cadena Ansi | N° Cadena BS/ISO | Paso | | Diámetro del rodillo | Distancia entre placas interiores | | Diámetro del pasador | Longitud del pasador | | Longitud del pasador con chaveta | Altura de la placa interior | Espesor de la placa | Paso transversal | Carga límite de rotura | Carga de rotura promedio | Peso por metro | Designación |
|----------------|------------------|--------|--------|----------------------|-----------------------------------|--------|----------------------|----------------------|--------|----------------------------------|-----------------------------|---------------------|------------------|------------------------|--------------------------|----------------|-------------|
| | | P | d1 max | | b1 max | d2 max | | L max | Lc max | | | | | | | | |
| - | - | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | kN | kN | kg/m | - |
| 15-1* | 03C* | 4,7625 | 2,48 | 2,38 | 1,62 | 6,10 | 6,90 | - | 4,30 | 0,60 | - | 1,8 | 2,0 | 0,08 | PHC 15-1... | | |
| 25-1* | 04C-1* | 6,350 | 3,30 | 3,18 | 2,31 | 7,90 | 8,40 | - | 6,00 | 0,80 | - | 3,5 | 4,6 | 0,15 | PHC 25-1... | | |
| 35-1* | 06C-1* | 9,525 | 5,08 | 4,77 | 3,58 | 12,40 | 13,17 | - | 9,00 | 1,30 | - | 7,9 | 10,8 | 0,33 | PHC 35-1... | | |
| 41-1 | 085-1 | 12,700 | 7,77 | 6,25 | 3,58 | 13,75 | 15,00 | - | 9,91 | 1,30 | - | 6,7 | 12,6 | 0,41 | PHC 41-1... | | |
| 40-1 | 08A-1 | 12,700 | 7,95 | 7,85 | 3,96 | 16,60 | 17,80 | - | 12,00 | 1,50 | - | 14,1 | 17,5 | 0,62 | PHC 40-1... | | |
| 50-1 | 10A-1 | 15,875 | 10,16 | 9,40 | 5,08 | 20,70 | 22,20 | 23,30 | 15,09 | 2,03 | - | 22,2 | 29,4 | 1,02 | PHC 50-1... | | |
| 60-1 | 12A-1 | 19,050 | 11,91 | 12,57 | 5,94 | 25,90 | 27,70 | 28,30 | 18,00 | 2,42 | - | 31,8 | 41,5 | 1,50 | PHC 60-1... | | |
| 80-1 | 16A-1 | 25,400 | 15,88 | 15,75 | 7,92 | 32,70 | 35,00 | 36,50 | 24,00 | 3,25 | - | 56,7 | 69,4 | 2,60 | PHC 80-1... | | |
| 100-1 | 20A-1 | 31,750 | 19,05 | 18,90 | 9,53 | 40,40 | 44,70 | 44,70 | 30,00 | 4,00 | - | 88,5 | 109,2 | 3,91 | PHC 100-1... | | |
| 120-1 | 24A-1 | 38,100 | 22,23 | 25,22 | 11,10 | 50,30 | 54,30 | 54,30 | 35,70 | 4,80 | - | 127,0 | 156,3 | 5,62 | PHC 120-1... | | |
| 140-1 | 28A-1 | 44,450 | 25,40 | 25,22 | 12,70 | 54,40 | 59,00 | 59,00 | 41,00 | 5,60 | - | 172,4 | 212,0 | 7,50 | PHC 140-1... | | |
| 160-1 | 32A-1 | 50,800 | 28,58 | 31,55 | 14,27 | 64,80 | 69,60 | 69,60 | 47,80 | 6,40 | - | 226,8 | 278,9 | 10,10 | PHC 160-1... | | |
| 180-1 | 36A-1 | 57,150 | 35,71 | 35,48 | 17,46 | 72,80 | 78,60 | 78,60 | 53,60 | 7,20 | - | 280,2 | 341,8 | 13,45 | PHC 180-1... | | |
| 200-1 | 40A-1 | 63,500 | 39,68 | 37,85 | 19,85 | 80,30 | 87,20 | 87,20 | 60,00 | 8,00 | - | 353,8 | 431,6 | 16,15 | PHC 200-1... | | |
| 240-1 | 48A-1 | 76,200 | 47,63 | 47,35 | 23,81 | 95,50 | 103,00 | 103,00 | 72,39 | 9,50 | - | 510,3 | 622,5 | 23,20 | PHC 240-1... | | |
| 25-2* | 04C-2* | 6,350 | 3,30 | 3,18 | 2,31 | 14,5 | 15,0 | - | 6,00 | 0,80 | 6,40 | 7,0 | 8,6 | 0,28 | PHC 25-2... | | |
| 35-2* | 06C-2* | 9,525 | 5,08 | 4,77 | 3,58 | 22,5 | 23,3 | - | 9,00 | 1,30 | 10,13 | 15,8 | 19,7 | 0,63 | PHC 35-2... | | |
| 41-2 | 085-2 | 12,700 | 7,77 | 6,25 | 3,58 | 25,7 | 26,9 | - | 9,91 | 1,30 | 11,95 | 13,3 | 16,9 | 0,81 | PHC 41-2... | | |
| 40-2 | 08A-2 | 12,700 | 7,95 | 7,85 | 3,96 | 31,0 | 32,2 | - | 12,00 | 1,50 | 14,38 | 28,2 | 35,9 | 1,12 | PHC 40-2... | | |
| 50-2 | 10A-2 | 15,875 | 10,16 | 9,40 | 5,08 | 38,9 | 40,4 | 41,2 | 15,09 | 2,03 | 18,11 | 44,4 | 58,1 | 2,00 | PHC 50-2... | | |
| 60-2 | 12A-2 | 19,050 | 11,91 | 12,57 | 5,94 | 48,8 | 50,5 | 51,1 | 18,00 | 2,42 | 22,78 | 63,6 | 82,1 | 2,92 | PHC 60-2... | | |
| 80-2 | 16A-2 | 25,400 | 15,88 | 15,75 | 7,92 | 62,7 | 64,3 | 65,8 | 24,00 | 3,25 | 29,29 | 113,4 | 141,8 | 5,15 | PHC 80-2... | | |
| 100-2 | 20A-2 | 31,750 | 19,05 | 18,90 | 9,53 | 76,4 | 80,5 | 80,5 | 30,00 | 4,00 | 35,76 | 177,0 | 219,4 | 7,80 | PHC 100-2... | | |
| 120-2 | 24A-2 | 38,100 | 22,23 | 25,22 | 11,10 | 95,8 | 99,7 | 99,7 | 35,70 | 4,80 | 45,44 | 254,0 | 314,9 | 11,70 | PHC 120-2... | | |
| 140-2 | 28A-2 | 44,450 | 25,40 | 25,22 | 12,70 | 103,3 | 107,9 | 107,9 | 41,00 | 5,60 | 48,87 | 344,8 | 427,5 | 15,14 | PHC 140-2... | | |
| 160-2 | 32A-2 | 50,800 | 28,58 | 31,55 | 14,27 | 123,3 | 128,1 | 128,1 | 47,80 | 6,40 | 58,55 | 453,6 | 562,4 | 20,14 | PHC 160-2... | | |
| 180-2 | 36A-2 | 57,150 | 35,71 | 35,48 | 17,46 | 138,6 | 144,4 | 144,4 | 53,60 | 7,20 | 65,84 | 560,5 | 695,0 | 29,22 | PHC 180-2... | | |
| 200-2 | 40A-2 | 63,500 | 39,68 | 37,85 | 19,85 | 151,9 | 158,8 | 158,8 | 60,00 | 8,00 | 71,55 | 707,6 | 877,4 | 32,24 | PHC 200-2... | | |
| 240-2 | 48A-2 | 76,200 | 47,63 | 47,35 | 23,81 | 183,4 | 190,8 | 190,8 | 72,39 | 9,50 | 87,83 | 1020,6 | 1255,3 | 45,23 | PHC 240-2... | | |
| 25-3* | 04C-3* | 6,350 | 3,30 | 3,18 | 2,31 | 21,0 | 21,5 | - | 6,00 | 0,80 | 6,40 | 10,5 | 12,6 | 0,44 | PHC 25-3... | | |
| 35-3* | 06C-3* | 9,525 | 5,08 | 4,77 | 3,58 | 32,7 | 33,5 | - | 9,00 | 1,30 | 10,13 | 23,7 | 28,6 | 1,05 | PHC 35-3... | | |
| 40-3 | 08A-3 | 12,700 | 7,95 | 7,85 | 3,96 | 45,4 | 46,6 | - | 12,00 | 1,50 | 14,38 | 42,3 | 50,0 | 1,90 | PHC 40-3... | | |
| 50-3 | 10A-3 | 15,875 | 10,16 | 9,40 | 5,08 | 57,0 | 58,5 | 59,3 | 15,09 | 2,03 | 18,11 | 66,6 | 77,8 | 3,09 | PHC 50-3... | | |
| 60-3 | 12A-3 | 19,050 | 11,91 | 12,57 | 5,94 | 71,5 | 73,3 | 73,9 | 18,00 | 2,42 | 22,78 | 95,4 | 111,1 | 4,54 | PHC 60-3... | | |
| 80-3 | 16A-3 | 25,400 | 15,88 | 15,75 | 7,92 | 91,7 | 93,6 | 95,1 | 24,00 | 3,25 | 29,29 | 170,1 | 198,4 | 7,89 | PHC 80-3... | | |
| 100-3 | 20A-3 | 31,750 | 19,05 | 18,90 | 9,53 | 112,2 | 116,3 | 116,3 | 30,00 | 4,00 | 35,76 | 265,5 | 309,6 | 11,77 | PHC 100-3... | | |
| 120-3 | 24A-3 | 38,100 | 22,23 | 25,22 | 11,10 | 141,4 | 145,2 | 145,2 | 35,70 | 4,80 | 45,44 | 381,0 | 437,2 | 17,53 | PHC 120-3... | | |
| 140-3 | 28A-3 | 44,450 | 25,40 | 25,22 | 12,70 | 152,2 | 156,8 | 156,8 | 41,00 | 5,60 | 48,87 | 517,2 | 593,3 | 22,20 | PHC 140-3... | | |
| 160-3 | 32A-3 | 50,800 | 28,58 | 31,55 | 14,27 | 181,8 | 186,6 | 186,6 | 47,80 | 6,40 | 58,55 | 680,4 | 780,6 | 30,02 | PHC 160-3... | | |
| 180-3 | 36A-3 | 57,150 | 35,71 | 35,48 | 17,46 | 204,4 | 210,2 | 210,2 | 53,60 | 7,20 | 65,84 | 840,7 | 983,6 | 38,22 | PHC 180-3... | | |
| 200-3 | 40A-3 | 63,500 | 39,68 | 37,85 | 19,85 | 223,5 | 230,4 | 230,4 | 60,00 | 8,00 | 71,55 | 1061,4 | 1217,8 | 49,03 | PHC 200-3... | | |
| 240-3 | 48A-3 | 76,200 | 47,63 | 47,35 | 23,81 | 271,3 | 278,6 | 278,6 | 72,39 | 9,50 | 87,83 | 1530,9 | 1756,5 | 71,60 | PHC 240-3... | | |

SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTOR SEGÚN CATALOGO SEW 97 DV 100M4

Helical Gearmotors
Selection tables [kW]



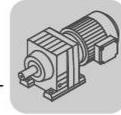
3

| P_m [kW] | n_a [1/min] | M_a [Nm] | i | $F_{Ra}^{(1)}$ [N] | SEW f_B |  | m [kg] |  | | |
|---------------|------------------|---------------|---------|-----------------------|--------------|--|-------------|---|-----|-----|
| 2.2 | 1.9 | 10000 | 730 | 33300 | 0.80 | | | | | |
| | 2.2 | 8610 | 629 | 51400 | 0.95 | | | | | |
| | 2.5 | 7730 | 560 | 54000 | 1.05 | | | | | |
| | 2.9 | 6720 | 490 | 55900 | 1.20 | | | | | |
| | 3.3 | 5860 | 428 | 57200 | 1.35 | R | 137 R77 | DV 100M4 | 305 | 167 |
| | 3.7 | 5260 | 381 | 58100 | 1.50 | RF | 137 R77 | DV 100M4 | 330 | 167 |
| | 4.4 | 4460 | 323 | 59000 | 1.80 | | | | | |
| | 4.8 | 4020 | 291 | 59500 | 2.0 | | | | | |
| | 5.5 | 3510 | 255 | 59900 | 2.3 | | | | | |
| | 6.3 | 3070 | 223 | 60300 | 2.6 | | | | | |
| | 4.4 | 4450 | 323 | 28600 | 0.95 | | | | | |
| | 4.9 | 3920 | 285 | 31400 | 1.10 | R | 107 R77 | DV 100M4 | 220 | 167 |
| | 5.6 | 3470 | 253 | 33300 | 1.25 | RF | 107 R77 | DV 100M4 | 225 | 167 |
| | 6.6 | 2940 | 214 | 35100 | 1.45 | | | | | |
| | 4.4 | 4540 | 325 | 28100 | 0.95 | R | 107 R77 | DV 100M4 | 215 | 167 |
| | | | | | | RF | 107 R77 | DV 100M4 | 220 | 167 |
| | 6.8 | 2880 | 209 | 21800 | 1.05 | R | 97 R57 | DV 100M4 | 145 | 167 |
| | | | | | | RF | 97 R57 | DV 100M4 | 165 | 167 |
| | 3.1 | 6680 | 222.60* | 55900 | 1.20 | | | | | |
| | 3.7 | 5660 | 188.45 | 57500 | 1.40 | | | | | |
| | 4.0 | 5230 | 174.40* | 58100 | 1.55 | R | 137 | DV 132S8 | 295 | 161 |
| | 4.5 | 4690 | 156.31 | 58800 | 1.70 | RF | 137 | DV 132S8 | 320 | 162 |
| | 5.0 | 4240 | 141.12* | 59300 | 1.90 | | | | | |
| | 5.5 | 3850 | 128.18 | 59600 | 2.1 | | | | | |
| | 6.2 | 3410 | 113.72 | 60000 | 2.3 | R | 137 | DV 132S8 | 295 | 161 |
| | 6.8 | 3100 | 103.20* | 60300 | 2.6 | RF | 137 | DV 132S8 | 320 | 162 |
| | 4.6 | 4540 | 203.16 | 28100 | 0.95 | | | | | |
| | 5.5 | 3850 | 172.34 | 31700 | 1.10 | R | 107 | DV 112M6 | 190 | 159 |
| | 5.9 | 3550 | 158.68 | 33000 | 1.20 | RF | 107 | DV 112M6 | 195 | 160 |
| | 6.6 | 3170 | 141.83 | 34400 | 1.35 | | | | | |
| | 5.6 | 3740 | 251.15 | 32200 | 1.15 | | | | | |
| | 6.1 | 3430 | 229.95 | 33500 | 1.25 | R | 107 | DV 100M4 | 180 | 159 |
| | 6.9 | 3030 | 203.16 | 34900 | 1.40 | RF | 107 | DV 100M4 | 185 | 160 |
| | 8.2 | 2570 | 172.34 | 36100 | 1.65 | | | | | |
| | 8.9 | 2360 | 158.68 | 36300 | 1.80 | | | | | |
| | 9.9 | 2110 | 141.83 | 36600 | 2.0 | | | | | |
| | 11 | 1900 | 127.68 | 36900 | 2.3 | R | 107 | DV 100M4 | 180 | 159 |
| | 12 | 1720 | 115.63 | 37000 | 2.5 | RF | 107 | DV 100M4 | 185 | 160 |
| | 14 | 1530 | 102.53 | 37200 | 2.8 | | | | | |
| | 15 | 1380 | 92.70 | 37300 | 3.1 | | | | | |
| | 6.5 | 3220 | 216.28 | 7030 | 0.95 | | | | | |
| | 7.6 | 2780 | 186.30 | 22500 | 1.10 | R | 97 | DV 100M4 | 125 | 157 |
| | 8.3 | 2530 | 170.02 | 23900 | 1.20 | RF | 97 | DV 100M4 | 140 | 158 |
| | 9.3 | 2250 | 150.78 | 25300 | 1.35 | | | | | |
| | 11 | 1890 | 126.75 | 26800 | 1.60 | | | | | |
| | 12 | 1740 | 116.48 | 27300 | 1.75 | | | | | |
| | 14 | 1540 | 103.44 | 27600 | 1.95 | | | | | |
| | 15 | 1380 | 92.48 | 27800 | 2.2 | | | | | |
| | 17 | 1240 | 83.15 | 28000 | 2.4 | R | 97 | DV 100M4 | 125 | 157 |
| | 20 | 1080 | 72.17 | 28200 | 2.8 | RF | 97 | DV 100M4 | 140 | 158 |
| | 22 | 970 | 65.21 | 27700 | 3.1 | | | | | |
| | 24 | 890 | 59.92 | 27000 | 3.4 | | | | | |
| | 27 | 795 | 53.21 | 26100 | 3.8 | | | | | |
| | 30 | 710 | 47.58 | 25300 | 4.2 | | | | | |
| | 11 | 1860 | 124.97 | 10100 | 0.85 | | | | | |
| | 12 | 1760 | 118.43* | 15200 | 0.90 | | | | | |
| | 14 | 1540 | 103.65 | 17000 | 1.00 | R | 87 | DV 100M4 | 82 | 154 |
| | 15 | 1390 | 93.38 | 17900 | 1.10 | RF | 87 | DV 100M4 | 89 | 155 |
| | 17 | 1220 | 81.92 | 18900 | 1.25 | | | | | |
| | 19 | 1080 | 72.57 | 19500 | 1.45 | | | | | |
| | 22 | 950 | 63.68* | 20000 | 1.65 | | | | | |
| | 23 | 900 | 60.35* | 20000 | 1.70 | | | | | |
| | 27 | 785 | 52.82 | 20000 | 1.95 | R | 87 | DV 100M4 | 82 | 154 |
| | 30 | 710 | 47.58 | 20000 | 2.2 | RF | 87 | DV 100M4 | 89 | 155 |
| | 34 | 620 | 41.74 | 19900 | 2.5 | | | | | |
| | 38 | 550 | 36.84* | 19200 | 2.8 | | | | | |
| | 43 | 485 | 32.66* | 18500 | 3.2 | | | | | |

3

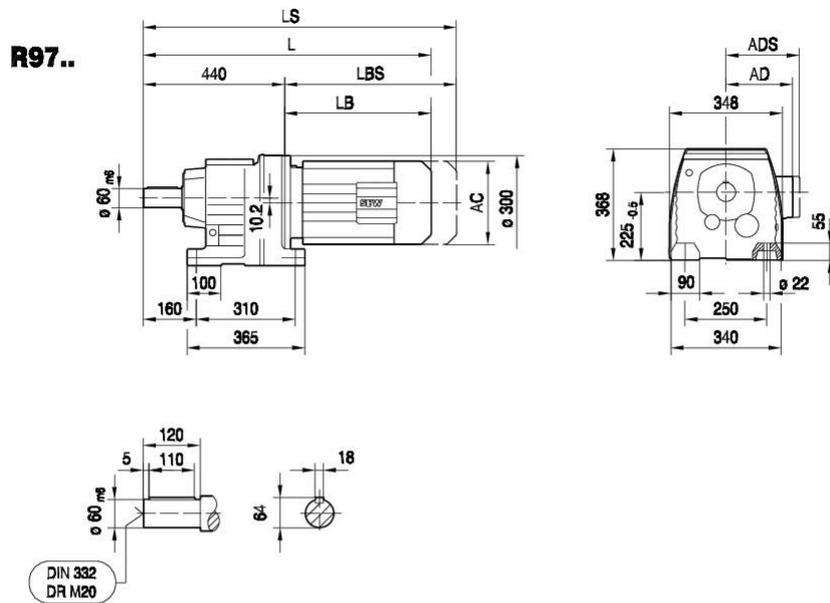
MEDIDAS DE MOTOR REDUCTOR SELECCIONADO

Helical Gearmotors
Dimension sheets [mm]



3

04 009 03 00

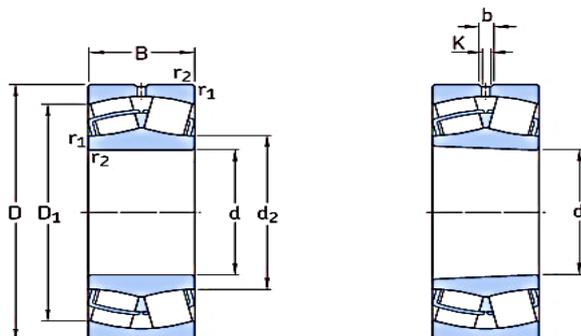


3

| (→ 14) | DT80.. | DT90.. | DV100M | DV100L | DV112M | DV132S | DV132M | DV132ML | DV160M | DV160L | DV180.. | DV200.. |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|---------|---------|
| AC | 145 | 197 | 197 | 197 | 221 | 221 | 275 | 275 | 275 | 331 | 331 | 394 |
| AD | 122 | 154 | 166 | 166 | 179 | 179 | 230 | 230 | 230 | 258 | 258 | 285 |
| ADS | 127 | 161 | 166 | 166 | 182 | 182 | 230 | 230 | 230 | 258 | 258 | 285 |
| L | 671 | 691 | 741 | 771 | 775 | 820 | 842 | 902 | 902 | 949 | 1021 | 1069 |
| LS | 735 | 776 | 826 | 856 | 855 | 900 | 954 | 1014 | 1014 | 1105 | 1177 | 1225 |
| LB | 231 | 251 | 301 | 331 | 335 | 380 | 402 | 462 | 462 | 509 | 581 | 629 |
| LBS | 295 | 336 | 386 | 416 | 415 | 460 | 514 | 574 | 574 | 665 | 737 | 785 |

RODAMIENTO SELECCIONADO PARA EJE SUPERIOR

8.1 Rodamientos de rodillos a rótula d 100 – 130 mm



Agujero cilíndrico

Agujero cónico

| Dimensiones principales | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga P_u | Velocidades nominales | | Masa | Designaciones | | | | |
|-------------------------|---------------------------|----------------|------------------------------|-------------------------|------------------|-------|-----------------------------------|----------------|----------------|-------------------|-------------------|
| | dinámica C | estática C_0 | | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | Rodamiento con agujero cilíndrico | agujero cónico | | | |
| d | D | B | kN | kN | r. p. m. | kg | – | – | | | |
| 100 | 150 | 50 | 285 | 415 | 45,5 | 2 800 | 4 000 | 3,15 | * 24020 CC/W33 | * 24020 CCK30/W33 | |
| | 165 | 52 | 365 | 490 | 53 | 3 000 | 4 000 | 4,55 | * 23120 CC/W33 | * 23120 CCK/W33 | |
| | 165 | 65 | 455 | 640 | 68 | 2 400 | 3 200 | 5,65 | * 24120 CC/W33 | * 24120 CCK30/W33 | |
| | 180 | 46 | 425 | 490 | 49 | 3 400 | 4 500 | 4,9 | * 22220 E | * 22220 EK | |
| | 180 | 60,3 | 475 | 600 | 63 | 2 400 | 3 400 | 6,85 | * 23220 CC/W33 | * 23220 CCK/W33 | |
| | 215 | 47 | 425 | 490 | 49 | 3 400 | 4 500 | 8,6 | * 21320 E | * 21320 EK | |
| | 215 | 73 | 815 | 950 | 88 | 2 400 | 3 000 | 13,5 | * 22320 E | * 22320 EK | |
| | 110 | 170 | 45 | 310 | 440 | 46,5 | 3 400 | 4 300 | 3,8 | * 23022 CC/W33 | * 23022 CCK/W33 |
| | | 170 | 60 | 415 | 620 | 67 | 2 400 | 3 600 | 5 | * 24022 CC/W33 | * 24022 CCK30/W33 |
| | | 180 | 56 | 430 | 585 | 61 | 2 800 | 3 600 | 5,75 | * 23122 CC/W33 | * 23122 CCK/W33 |
| 180 | | 69 | 520 | 750 | 78 | 2 000 | 3 000 | 7,1 | * 24122 CC/W33 | * 24122 CCK30/W33 | |
| 200 | | 53 | 560 | 640 | 63 | 3 000 | 4 000 | 7 | * 22222 E | * 22222 EK | |
| 200 | | 69,8 | 600 | 765 | 76,5 | 2 200 | 3 200 | 9,85 | * 23222 CC/W33 | * 23222 CCK/W33 | |
| 240 | | 80 | 950 | 1 120 | 100 | 2 000 | 2 800 | 18,5 | * 22322 E | * 22322 EK | |
| 120 | | 180 | 46 | 355 | 510 | 53 | 3 200 | 4 000 | 4,2 | * 23024 CC/W33 | * 23024 CCK/W33 |
| | 180 | 60 | 430 | 670 | 68 | 2 400 | 3 400 | 5,45 | * 24024 CC/W33 | * 24024 CCK30/W33 | |
| | 200 | 62 | 510 | 695 | 71 | 2 600 | 3 400 | 8 | * 23124 CC/W33 | * 23124 CCK/W33 | |
| | 200 | 80 | 655 | 950 | 95 | 1 900 | 2 600 | 10,5 | * 24124 CC/W33 | * 24124 CCK30/W33 | |
| | 215 | 58 | 630 | 765 | 73,5 | 2 800 | 3 800 | 8,7 | * 22224 E | * 22224 EK | |
| | 215 | 76 | 695 | 930 | 93 | 2 000 | 2 800 | 12 | * 23224 CC/W33 | * 23224 CCK/W33 | |
| | 260 | 86 | 965 | 1 120 | 100 | 2 000 | 2 600 | 23 | * 22324 CC/W33 | * 22324 CCK/W33 | |
| | 130 | 200 | 52 | 430 | 610 | 62 | 2 800 | 3 600 | 6 | * 23026 CC/W33 | * 23026 CCK/W33 |
| 200 | | 69 | 540 | 815 | 81,5 | 2 000 | 3 000 | 8,05 | * 24026 CC/W33 | * 24026 CCK30/W33 | |
| 210 | | 64 | 560 | 780 | 78 | 2 400 | 3 200 | 8,8 | * 23126 CC/W33 | * 23126 CCK/W33 | |
| 210 | | 80 | 680 | 1 000 | 100 | 1 700 | 2 400 | 11 | * 24126 CC/W33 | * 24126 CCK30/W33 | |
| 230 | | 64 | 735 | 930 | 88 | 2 600 | 3 600 | 11 | * 22226 E | * 22226 EK | |
| 230 | | 80 | 780 | 1 060 | 104 | 1 900 | 2 600 | 14,5 | * 23226 CC/W33 | * 23226 CCK/W33 | |
| 280 | | 93 | 1 120 | 1 320 | 114 | 1 800 | 2 400 | 29 | * 22326 CC/W33 | * 22326 CCK/W33 | |

* Rodamiento SKF Explorer

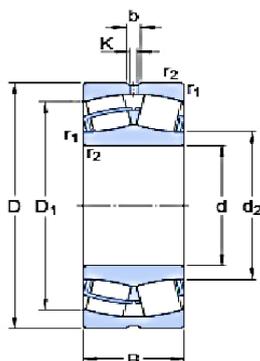
UNIDAD DE RODAMIENTO SELECCIONALDO PARA EJE INFERIOR

SKF

23024 CC/W33

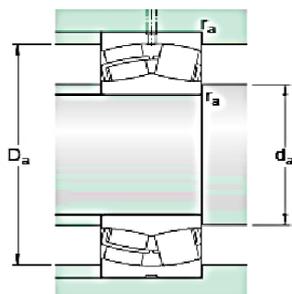
SKF Explorer

Dimensiones



| | | |
|------------------|--------|----|
| d | 120 | mm |
| D | 180 | mm |
| B | 46 | mm |
| d ₂ | ≈ 135 | mm |
| D ₁ | ≈ 163 | mm |
| b | 6 | mm |
| K | 3 | mm |
| r _{1,2} | min. 2 | mm |

Dimensiones de los resates



| | | |
|----------------|----------|----|
| d _a | min. 129 | mm |
| D _a | max. 171 | mm |
| r _a | max. 2 | mm |

Datos del cálculo

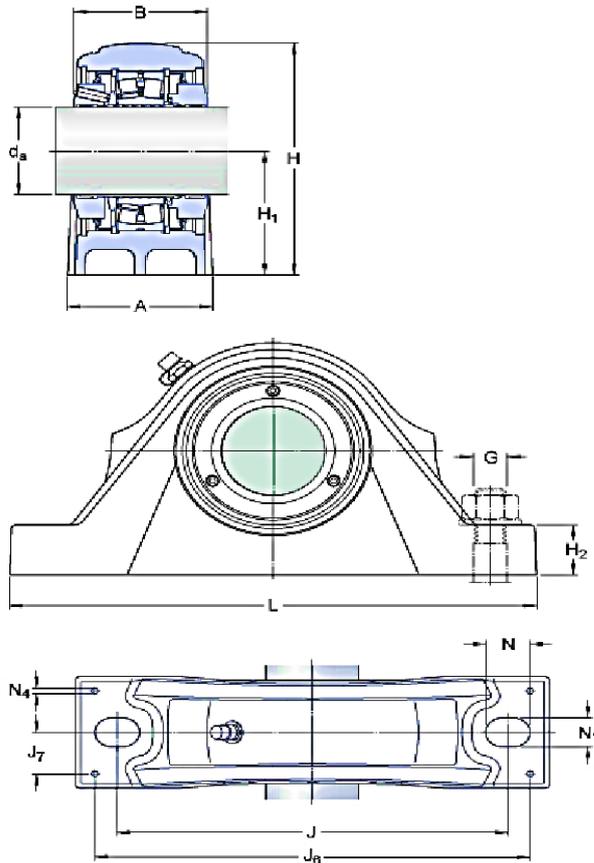
| | | | |
|------------------------------------|----------------|------|-------|
| Capacidad de carga dinámica básica | C | 366 | kN |
| Capacidad de carga estática básica | C ₀ | 500 | kN |
| Carga límite de fatiga | P _u | 52 | kN |
| Velocidad de referencia | | 3200 | r/min |
| Velocidad límite | | 4000 | r/min |
| Factor de cálculo | e | 0.22 | |
| Factor de cálculo | Y ₁ | 3 | |
| Factor de cálculo | Y ₂ | 4.6 | |
| Factor de cálculo | Y ₀ | 2.8 | |

Masa

| | | |
|------|-----|----|
| Masa | 4.2 | kg |
|------|-----|----|

SYNT 90 FTF

Dimensiones



| | | |
|-------|-----|----|
| d_a | 90 | mm |
| A | 110 | mm |
| B | 86 | mm |
| H | 216 | mm |
| H_1 | 112 | mm |
| H_2 | 40 | mm |
| J | 320 | mm |
| L | 380 | mm |
| N | 32 | mm |
| N_1 | 26 | mm |

Fijas de situación

| | | |
|-------|--------|----|
| J_6 | 355 | mm |
| J_7 | 40 | mm |
| N_4 | max. 8 | mm |

Datos del cálculo

| | | | |
|------------------------------------|-------|---------|-------|
| Capacidad de carga dinámica básica | C | 325 | kN |
| Capacidad de carga estática básica | C_0 | 375 | kN |
| Carga límite de fatiga | P_u | 39 | kN |
| Velocidad límite | | 1050 | r/min |
| Factor de cálculo | e | 0.24 | |
| Factor de cálculo | Y_1 | 2.8 | |
| Factor de cálculo | Y_2 | 4.2 | |
| Diámetro medio del rodamiento | d_m | 125 | mm |
| Designación básica del rodamiento | | 22218 E | |

Capacidad de carga

Características: 1/28
Referencias: 1/29
Accesorios: 1/30
Dimensiones: 1/31
Esquemas: 1/31

Minicontactores TeSys serie K

Para control de motores, 6 a 16 A en AC-3
Referencias



LC1-K0910●●

Minicontactores tripolares con bobina en corriente alterna

Fijación sobre perfil ancho 35 mm o por tornillos Ø 4.
Tornillos aflojados.

| Potencias normalizadas de los motores trifásicos 50/60 Hz en categoría AC-3 | | Corriente asignada de empleo en AC-3 hasta 440 V | Corriente asignada de empleo en AC-1 hasta 440 V | Contactos auxiliares instantáneos | Referencia básica a completar con el código de la tensión (1) (2) | Tensiones habituales | Peso | |
|---|------------------------|--|--|-----------------------------------|---|----------------------|----------|-------|
| 380 V | 440/500 V | A | A | | | | kg | |
| 415 V | 660/690 V | | | | | | | |
| kW | kW | | | | | | | |
| 2,2 | 3 | 6 | 20 | 1 | – | LC1-K0610●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| | | | | – | 1 | LC1-K0601●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| 4 | 4 | 9 | 20 | 1 | – | LC1-K0910●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| | | | | – | 1 | LC1-K0901●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| 5,5 | 4 (> 440) 5,5 (440) | 12 | 20 | 1 | – | LC1-K1210●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| | | | | – | 1 | LC1-K1201●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| 7,5 | 4 (> 440) 5,5 (440) | 16 | 20 | 1 | – | LC1-K1610●● | B7 F7 M7 | 0,180 |
| | | | | – | 1 | LC1-K1601●● | B7 F7 M7 | 0,180 |

Minicontactores tripolares con bobina en corriente continua

Fijación sobre perfil ancho 35 mm o por tornillos Ø 4.
Tornillos aflojados.

| kW | kW | A | | | | | kg |
|-----|----------------------------|----|---|---|-------------|-------|-------|
| 2,2 | 3 | 6 | 1 | – | LP1-K0610●● | BD GD | 0,225 |
| | | | – | 1 | LP1-K0601●● | BD GD | 0,225 |
| 4 | 4 | 9 | 1 | – | LP1-K0910●● | BD GD | 0,225 |
| | | | – | 1 | LP1-K0901●● | BD GD | 0,225 |
| 5,5 | 4 (> 440 V) 5,5 (440 V) | 12 | 1 | – | LP1-K1210●● | BD GD | 0,225 |
| | | | – | 1 | LP1-K1201●● | BD GD | 0,225 |

Minicontactores-inversores tripolares con bobina en corriente alterna

Condensación mecánica incorporada.

Es imprescindible conectar los contactos de la condensación eléctrica.

Conexión del circuito de potencia realizada en fábrica en los aparatos con tornillos de estribo.

Fijación sobre perfil ancho 35 mm o por tornillos Ø 4.
Tornillos aflojados.



LC2-K0910●●

| kW | kW | A | | | | | kg |
|-----|------------------------|----|---|---|-------------|----------|-------|
| 2,2 | 3 | 6 | 1 | – | LC2-K0610●● | B7 F7 M7 | 0,390 |
| | | | – | 1 | LC2-K0601●● | B7 F7 M7 | 0,390 |
| 4 | 4 | 9 | 1 | – | LC2-K0910●● | B7 F7 M7 | 0,390 |
| | | | – | 1 | LC2-K0901●● | B7 F7 M7 | 0,390 |
| 5,5 | 4 (> 440) 5,5 (440) | 12 | 1 | – | LC2-K1210●● | B7 F7 M7 | 0,390 |
| | | | – | 1 | LC2-K1201●● | B7 F7 M7 | 0,390 |

(1) Tensiones del circuito de control disponibles:

Minicontactor LC1-K, LC2-K (0,8...1,15 Uc) (0,85...1,1 Uc)

| Voltios ~ | 24 | 48 | 110 | 220/230 | 380/400 |
|-----------|----|----|-----|---------|---------|
| Código | B7 | E7 | F7 | M7 | Q7 |

Minicontactores LP1-K (0,8...1,15 Uc)

| Voltios = | 24 | 48 | 125 | 220 |
|-----------|----|----|-----|-----|
| Código | BD | ED | GD | MD |

(2) En caso de redes muy perturbadas (sobretensiones parásitas > 800 V), utilizar los módulos antiparasitarios LA4-KE1FC (50...129 V) o LA4-KE1UG (130...250 V).

Relés de protección térmica **TeSys serie K**

Regulables de 0,11 a 16 A
Referencias

Relés tripolares para redes equilibradas

Estos relés están destinados a la protección de motores. Están compensados y son sensibles a una pérdida de fase. El rearme puede ser manual o automático.

Montaje directo: únicamente debajo del mini-contactor serie K de conexión mediante tornillos de estribo.

Montaje por separado: utilizando el bornero LA7-K0064 (ver a continuación).

En la cara frontal:

- selección del modo de rearme: Manual (código H) o Automático (código A),
- pulsador rojo para la función Test de disparo,
- pulsador azul para las funciones Parada y Rearme manual,
- indicador mecánico amarillo de disparo del relé.

Protección mediante disyuntor magnético de tipo GV2-L, ver las páginas de guardamotores.

| Zona de reglaje del relé | Guarda Motor Magnético para asociar al Relé elegido U _e = 400 | Referencia | Peso kg |
|--------------------------|---|------------|------------|
|--------------------------|---|------------|------------|

Clase 10 A (la norma establece una duración de disparo a 7,2 I_n comprendida entre 2 y 10 segundos)

| | | | |
|-------------|-----------|-----------|-------|
| 0,11...0,16 | GV2-LE03 | LR2-K0301 | 0,145 |
| 0,16...0,23 | GV2-LE03 | LR2-K0302 | 0,145 |
| 0,23...0,36 | GV2-LE03 | LR2-K0303 | 0,145 |
| 0,36...0,54 | GV2-LE04 | LR2-K0304 | 0,145 |
| 0,54...0,8 | GV2-LE05 | LR2-K0305 | 0,145 |
| 0,8...1,2 | GV2-LE05 | LR2-K0306 | 0,145 |
| 1,2...1,8 | GV2-LE06 | LR2-K0307 | 0,145 |
| 1,8...2,6 | GV2-LE07 | LR2-K0308 | 0,145 |
| 2,6...3,7 | GV2-LE08 | LR2-K0310 | 0,145 |
| 3,7...5,5 | GV2-LE10 | LR2-K0312 | 0,145 |
| 5,5...8 | GV2-LE14 | LR2-K0314 | 0,145 |
| 8...11,5 | GV2-LE14 | LR2-K0316 | 0,145 |
| 10...14 | GV2-LE016 | LR2-K0321 | 0,145 |
| 12...16 | GV2-LE020 | LR2-K0322 | 0,145 |



LR2-K0301



LA7-K0064

Accesorio

| Designación | Conexión | Referencia | Peso kg |
|---|----------------------|------------|------------|
| Bornero para montaje separado del relé, por enganche sobre perfil " anchura 35 mm | Tornillos de estribo | LA7-K0064 | 0,100 |

DX³ termomagnéticos de 1 a 125 A

Protección de salidas



| | DX ³ 6000 - 10 kA | | | | | | DX ³ 10000 - 10 kA | |
|--|--|---------------------------|--------|--------|---------------------------|--------|-------------------------------|------------------------|
| Conexión | | | | | | | | |
| Bornes con tornillo: con guía de cables (bornes equipadas con un obturador) | • | | • | | • | | • | |
| Tipo de curva | C | | | | D | | C | |
| Número de polos | 1P | 2P | 3P | 4P | 2P | 3P | 1P | 2P |
| Calibre Intensidad asignada I _n (A) a 30 °C | 1 a 63 | 1 a 63 | 1 a 63 | 1 a 63 | 6 a 63 | 6 a 63 | 6 a 63 | 6 a 125 |
| Poder de corte | | | | | | | | |
| I _{cn} (A) según IEC 60898-1 127/230 V _~ y 230/400 V _~ (230 V _~ para los Ph+N) | 6000 | | | | | | 10000 | |
| I _{cu} (kA) según IEC 60947-2 | | | | | | | | |
| 230/400 V _~ (trifásico) | - | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | - | 16 |
| 230 V _~ (entre Ph y N) o en trifásico 230 V | 10 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 16 | 32 |
| Características de funcionamiento | | | | | | | | |
| Frecuencia nominal | 50/60 Hz | | | | | | | |
| Tensión nominal | 230/400 V _~ | 230/400 V _~ | | | 230/400 V _~ | | 230/400 VA | |
| Grado de protección | IP 20 - IK 02 | | | | | | | |
| Dimensiones (número de módulos) | 1 | 2 | 3 | 4 | 2 | 3 | < 80 A: 1 ≥ 80 A: 1,5 | < 80 A: 2 ≥ 80 A: 3 |
| Funcionalidades DX³ | | | | | | | | |
| Seccionamiento con corte plenamente aparente | Visualización del estado de los contactos por marcado de la maneta - I-ON sobre fondo rojo = contactos cerrados y O-OFF sobre fondo verde = contactos abiertos | | | | | | | |
| Portaetiquetas | Seguridad reforzada mediante una señalización de los circuitos integrada en los productos | | | | | | | |
| Temperatura de funcionamiento | De -25 °C a +70 °C | | | | | | | |
| Bloque diferencial adaptable | • | | • | | | • | | • |
| Auxiliarización común (a pedido) | Admiten los auxiliares comunes a toda la gama | | | | | | | |
| Mando a distancia (a pedido) | • | | • | | | • | | • |
| | Candado posible en posición abierta o cerrada (accesorio de candado) | | | | | | | |
| Normas | IEC 60898-1 | | | | | | | |

THW-90 AWG MENOR O IGUAL A 8 AWG
KOLLER
Características de uso

Temperatura máxima del conductor en corto-circuito

250 °C

DATOS ELÉCTRICOS

| ITEM | Calibre (AWG) | N° total alambres | Diam. Conductor [mm] | Mín. espes. Aislam. [mm] | Diam. Nom. Exterior [mm] | Peso aprox. [kg/km] |
|------|---------------|-------------------|----------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------|
| 01 | 8 | 7 | 3,33 | 1,1 | 5,6 | 97 |
| 02 | 10 | 7 | 2,78 | 0,8 | 4,5 | 59 |
| 03 | 12 | 7 | 2,2 | 0,8 | 3,9 | 40 |
| 04 | 14 | 7 | 1,75 | 0,8 | 3,4 | 27 |

DATOS ELÉCTRICOS

| ITEM | Calibre (AWG) | Max. DC Resist. Cond. 20°C [Ohm/km] | Amperaje aire 30°C [A] | Amperaje ducto 30°C [A] |
|------|---------------|-------------------------------------|------------------------|-------------------------|
| 01 | 8 | 2,231 | 70 | 50 |
| 02 | 10 | 3,547 | 50 | 35 |
| 03 | 12 | 5,65 | 35 | 25 |
| 04 | 14 | 8,97 | 30 | 20 |

LISTA DE PRODUCTOS

| Ref. Nexans | Nombre | Calibre (AWG) | Diam. Conductor [mm] | Mín. espes. Aislam. [mm] | Diam. Nom. Exterior [mm] | Peso aprox. [kg/km] |
|---|---------------|---------------|----------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------|
|  P00000945-5 | THW-90 14 AWG | 14 | 1,75 | 0,8 | 3,4 | 27 |
|  P00000105-3 | THW-90 12 AWG | 12 | 2,2 | 0,8 | 3,9 | 40 |
|  P00000944-2 | THW-90 10 AWG | 10 | 2,78 | 0,8 | 4,5 | 59 |
|  P00014407-1 | THW-90 8 AWG | 8 | 3,33 | 1,1 | 5,6 | 97 |

☎ = Realizar pedido, 📦 = Reservar stock

PULSADOR PARA MOTOR CON INVERSOR DE GIRO

[Inicio](#) / [Botonera Triple de uso rudo](#)



[Descripción](#)

[Opiniones \(0\)](#)

Características:

- Soporta voltajes de 5 a 250 volts.
- Corriente máxima de operación: 5A
- Temperatura de operación: -20 a 50 °C
- Grado de protección IP40
- Dimensiones 68x131x51 mm