



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

TESIS

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA
PARA AUMENTAR LA PRODUCCIÓN DE
ESTRIBOS METÁLICOS CON DIÁMETRO DE
HASTA 3/8 DE PULGADA PARA LA EMPRESA
“VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C.” – HUANCAYO**

**PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor (es):

Bach. Huangal Quiroz Manuel Armando
<https://orcid.org/0000-0001-5407-5137>

Bach. Vílchez López Kevin Elem Jordy
<https://orcid.org/0000-0003-4913-1565>

Asesor:

Mg. Vives Garnique Juan Carlos
<https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

**Línea de investigación
Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente**

**Pimentel – Perú
2020**

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA AUMENTAR LA PRODUCCIÓN DE ESTRIBOS METÁLICOS CON DIÁMETRO DE HASTA 3/8 DE PULGADA PARA LA EMPRESA “VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C.” – HUANCAYO

Aprobación del Jurado

Mg. Vives Garnique Juan Carlos
Asesor

Mg. Silvia Yvone Gastiaburú Morales
Presidente Jurado de Tesis

Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva
Secretario del Jurado de Tesis

Mg. Juan Carlos Vives Garnique
Vocal del Jurado de Tesis

DEDICATORIA

Al creador de todas las cosas, por darme fortaleza cuando he estado a punto de caer; por ello, dedico primeramente mi trabajo a Dios.

A mis padres Yovany Huangal Vásquez y Medalit Quiroz Sandoval por su apoyo, comprensión, amor, consejos, ayuda en los momentos difíciles y con los recursos necesarios para estudiar. A mis hermanos Yovany, Tayne y Yomed por estar siempre presentes, acompañándome para poderme realizar.

Por último, quiero dedicar este trabajo a mis abuelos Armando Huangal Castañeda, Carmelina Vásquez Chavarry, Manuel Quiroz (QEPD) y Rosa Sandoval Flórez, por quererme y apoyarme siempre.

Para todos ustedes que son parte de esta meta, es este logro.

Huangal Quiroz Manuel Armando

El presente proyecto se lo dedico a mi querida madre la señora Celfia Liliana López Fernández, a su esposo el señor Cesar Enrique Torres Mayanga y a mi pequeño hermano Jordan Nicolás Enrique Torres López por todo el apoyo brindado durante el proceso de mi educación superior, por los consejos desinteresados que me brindaron, por el sustento en todo sentido hacia mi persona y sobre todo por la guía espiritual, moral y psicológica en todo el proceso de mi formación.

Vílchez López Kevin Elem Jordy

AGRADECIMIENTO

Nuestro enorme agradecimiento para cada uno de nuestros familiares, debido a que por su ayuda incondicional y desinteresada se pudo hacer realidad este trabajo a cabalidad. A la señora Medalit Quiroz madre de Manuel, el señor Yovani Huangal padre de Manuel, a Yovany, Tayne y Yomed hermanos de Manuel, y demás familiares; a la señora Liliana madre de Kevin, al señor Cesar y el pequeño Nicolás familiares cercanos de Kevin. A todos ellos nuestra infinita gratitud por no perder la esperanza, confianza y sobre todo su amor hacia cada uno de los autores de este proyecto.

Los autores

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA DE ESTRIBOS METÁLICOS
CON DIÁMETRO DE HASTA 3/8 DE PULGADA PARA LA EMPRESA “VIMAQ
CONSTRUCTORA S.A.C.” – HUANCAYO**

**DESIGN OF AN AUTOMATED METAL STIRRUP MACHINE WITH A
DIAMETER OF UP TO 3/8 INCH FOR THE COMPANY “VIMAQ
CONSTRUCTORA S.A.C.” – HUANCAYO**

Manuel Armando Huangal Quiroz ¹

Kevin Elem Jordy Vílchez López ²

Resumen

En la presente tesis se realizó el diseño una máquina automatizada para elaborar estribos metálicos con diámetro de 3/8 de pulgada para solucionar el problema principal que tiene la empresa “VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C.”.

Se inició planteándose 4 conceptos de solución, los mismos que se analizaron mediante una matriz de pesos ponderados, para luego seleccionar el concepto que mejor se adecue a las necesidades de la empresa. Basándose en el mismo y apoyándose en las entrevistas realizadas, se dimensionó la máquina e identificó los sistemas críticos para realizar el diseño paramétrico.

Luego se realizó la estimación de cargas de diseño, obteniendo un momento para doblar la varilla de $M_f = 232,55$ N, además las fuerzas que afectan al eje a diseñar tienen los siguientes valores $F_{IA} = 1937,882$ N; $F_{rA} = 498,745$ N; $F_{xA} = 498,745$ N; $F_{ID} = 2067,074$ N y $F_{rD} = 752,354$ N. Con esto se selecciona el motor el cual es de 1 HP de potencia y 1800 rpm, el reductor a usar tendrá una relación de transmisión de $i = 25$; conectándose con una relación de $i_1 = 1$ con el eje y entregando el mismo la potencia con una relación de transmisión $i_2 = 3$. Seguidamente se realizó el dimensionamiento del eje, obteniendo los siguientes diámetros para los diferentes puntos de análisis $D_A = 2$ cm; $D_B = 3$ cm; $D_{BC} = 3,175$ cm; $D_C = 3$ cm; $D_D = 2$ cm.

Finalmente se concluye que el presente diseño es moderno, compacto y acorde con los requerimientos de la empresa y tanto el eje como los componentes estándar cumplen con los requisitos para realizar trabajo sin fallar.

Palabras clave: *Acero de refuerzo, doblado en frío, dobladora, estribos, estribadora automática, máquina automatizada.*

¹ Adscrito a la Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Pregrado, Universidad Señor de Sipán, Pimentel, Perú, email: hquirozm@crece.uss.edu.pe, código ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5407-5137>

² Adscrito a la Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Pregrado, Universidad Señor de Sipán, Pimentel, Perú, email: vlopezkelem@crece.uss.edu.pe, código ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4913-1565>

Abstract

In this thesis was design an automated machine for making metal Stirrups with 3/8-inch diameter to solve the main problem that has the company "VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C".

It started thinking about 4 solution concepts, which were analyzed using a weighted weights matrix, then select the concept that best suit the needs of the company. On the same basis and relying on interviews, it chose the machine and identified critical systems to perform parametric design.

Then he was the estimation of design loads, getting a moment to bend the rod of $M_f=232,55$ N, also the forces affecting the axis design have values $F_{tA}=1937,882$ N; $F_{rA}=498,745$ N; $F_{xA}=498,745$ N; $F_{tD}=2067,074$ N y $F_{rD}=752,354$ N. This selects the engine which is 1 HP of power and 1800 rpm, the reducer to use will have a ratio of transmission $i = 25$; connecting with a ratio of $i_1 = 1$ with the axis and delivering the same power ratio transmission $i_2 = 3$. Then held the dimensioning of shaft, obtaining the following diameters for different points of analysis gives $D_A = 2$ cm; $D_B = 3$ cm; $D_{BC} = 3,175$ cm; $D_C = 3$ cm; $D_D = 2$ cm.

It is finally concluded that this design is modern, compact and consistent with the requirements of the company and both the shaft and standard components meet the requirements to carry out work without fail.

Keywords: *Steel reinforcement, cold bending, bending machine, stirrups, automatic stirrup bender, automated machine.*

ÍNDICE

<i>Resumen</i>	v
<i>Abstract</i>	vi
I. INTRODUCCIÓN	14
1.1. Situación problemática	14
1.2. Formulación del problema	18
1.3. Objetivos	18
1.3.1 Objetivo general	18
1.3.2 Objetivos específicos	18
1.4. Justificación	18
1.5. Antecedentes de investigación	19
1.6. Marco teórico	24
1.6.1 Estribos	24
1.6.1.1 Clasificación y uso	25
1.6.1.2 Presentación de los estribos	28
1.6.1.3 Materiales para estribos	29
1.6.2 Fabricación de estribos	30
1.6.2.1 Fabricación manual con dispositivo de sujeción	30
1.6.2.2 Fabricación automatizada	30
1.6.2.3 Fabricación automática	30
1.6.3 Análisis económico TIR, VAN y ROI	30
1.6.3.1 Tasa Interna de Retorno	30
1.6.3.2 Valor actual neto	31
1.6.3.3 Retorno de inversión	31
1.6.4 Software de apoyo en el diseño	32
1.6.4.1 MATLAB	32
1.6.4.2 SOLIDWORKS	34
1.6.4.3 ARDUINO	35
1.6.4.4 AUTODESK	36
1.6.5 Principio de funcionamiento de una máquina estribadora	37
1.6.5.1 Doblado	37
1.6.6 Diseño de máquina estribadora	39
1.6.6.1 Fórmulas de diseño de máquinas estribadoras	39

1.7.	Estado del arte.....	50
1.8.	Definición de los términos básicos	54
II.	MATERIAL Y MÉTODO.....	55
2.1	Tipo y diseño de investigación	55
2.1.1	Tipo de Investigación.....	55
2.1.2	Diseño de Investigación	55
2.2	Métodos de investigación.....	56
2.3	Población y muestra.....	57
2.4	Variables y operacionalización	58
2.4.1	Variables.....	58
2.4.2	Operacionalización	60
2.5	Técnicas e instrumentos de recolección de información	61
2.5.1	Técnicas de recolección de datos	61
2.5.2	Instrumentos de recolección de datos	61
III.	RESULTADOS.....	62
3.1	Identificación de Necesidades de la Empresa.....	62
3.2	Normativa para Fabricación de Estribos	67
3.2.1	Requisitos del Código de Construcción para Concreto Estructural y Comentario (Aci 318-08).....	67
3.2.2	Tabla de Necesidades de la Empresa	70
3.2.3	Conceptos de Solución a las Necesidades de la Empresa	71
3.2.1.	Concepto 1: Estribadora Eléctrica Tipo D24LP	71
3.2.2.	Concepto 2: Estribadora Eléctrica Tipo COMBI32/36.....	72
3.2.3.	Concepto 3: Estribadora Neumática	74
3.2.4.	Concepto 4: Dobladora P3	75
3.2.4	Selección del Concepto de Solución	76
3.2.5	Diseño de Configuración	77
3.2.6	Dimensionamiento de la Máquina.....	79
3.3	Identificación de Sistemas Críticos.....	80
3.3.1	Estimación de Cargas de Diseño	81
3.3.2	Optimización de Diseño mediante GUI MATLAB®.....	84
3.3.3	Optimización de Diseño mediante Simulaciones en Solidworks Corp ...	95
3.4	Selección de Componentes Estándar	103

3.5	Diseño de Detalle de la Máquina	105
3.6	Análisis Económico de Fabricación del Proyecto	110
IV.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	111
4.1	Conclusiones	111
4.2	Recomendaciones	112
	REFERENCIAS.....	113
	ANEXOS.....	118
	ANEXO N° 1: MODELO DE ENTREVISTA	118
	ANEXO N° 2: ENTREVISTAS REALIZADAS	121
	ANEXO N° 3: NORMA DE FABRICACIÓN DE ESTRIBOS	127
	ANEXO N° 4: CALCULOS DE ESTIMACION DE CARGAS	130
	ANEXO N° 5: CALCULOS DE DISEÑO PARAMETRICO	132
	ANEXO N° 6: CÁLCULOS Y CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN.....	173
	ANEXO N° 7: CATALOGOS DE COMPONENTES ESTANDAR.....	182
	ANEXO N° 8: PLANOS GENERALES	191
	ANEXO N° 9: PLANOS DE FABRICACION	192
	ANEXO N° 10: PLANO DE VISTA EXPLOTADA	196
	ANEXO N° 11: DETALLE DE AUTOMATIZACION	197
	ANEXO N° 12: CÁLCULOS ECONOMICOS.....	203
	ANEXO N° 13: AUTORIZACIÓN PARA EL RECOJO DE INFORMACIÓN...	208

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla producción hombre / máquina.....	17
Tabla 2: Presentación de los estribos.....	28
Tabla 3: Propiedades mecánicas.....	29
Tabla 4: Factor de acabado superficial.....	46
Tabla 5: Factor de temperatura.....	47
Tabla 6: factor de confiabilidad.....	48
Tabla 7: Factores de carga para selección de rodamientos.....	49
Tabla 8: Operacionalización de variables.....	60
Tabla 9: Resumen de entrevistas de necesidades de la empresa.....	63
Tabla 10: Recomendaciones de diseño.....	68
Tabla 11: Necesidades de la empresa.....	70
Tabla 12: Matriz de selección por pesos ponderados.....	76
Tabla 13: Matriz morfológica.....	78
Tabla 14: Sistemas críticos.....	80
Tabla 15: Resumen de cargas que afectan al eje.....	83
Tabla 16: Variables y Valores para elaborar la parametrización en MATLAB.....	84
Tabla 17: Resultados de cálculos en carga estática.....	87
Tabla 18: Resultados de cálculos en carga de fatiga.....	87
Tabla 19: Valores de las variables para simulación paramétrica.....	96
Tabla 20: Matriz Gráfica Paramétrica para las deformaciones.....	98
Tabla 21: Matriz Gráfica Paramétrica para los esfuerzos equivalentes.....	99
Tabla 22: Matriz Gráfica Paramétrica para el factor de seguridad para carga estática.....	100
Tabla 23: Matriz Gráfica Paramétrica para el factor de seguridad para carga en fatiga.....	101
Tabla 24: Matriz Gráfica Paramétrica para los ciclos de vida.....	102
Tabla 25: Resumen de componentes a utilizar.....	103
Tabla 26: Resumen de costos de fabricación de la máquina.....	110
Tabla 27: Relación de revoluciones-Tiempo.....	132
Tabla 28: Diagrama de caja de flujos.....	206

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1: Estribos	14
Ilustración 2: Plegadora manual para hacer estribos.....	15
Ilustración 3: Trampa usada para elaborar estribos de forma manual	17
Ilustración 4: Estribos de acero.....	25
Ilustración 5: Estribos clase C	26
Ilustración 6: Estribos clase V	26
Ilustración 7: Estribo clase E	27
Ilustración 8: Logo de inicio de MATLAB	32
Ilustración 9: Interfaz de programación de GUI – MATLAB	33
Ilustración 10: Logo de SOLIDWORKS	34
Ilustración 11: logo de ARDUINO	36
Ilustración 12: Logos de productos de Autodesk.....	37
Ilustración 13: Efecto del doblado	37
Ilustración 14: Modelo básico de una máquina estribadora	39
Ilustración 15: Estribadora automática – Modelo EBA S20.....	51
Ilustración 16: Estribadora automática – Modelo HGTW6-16	52
Ilustración 17: Máquina estribadora – Format 16 3D HS PLUS.	52
Ilustración 18: Máquina automatizada 3D – AFM-3D13Sd.....	53
Ilustración 19: Diseño de investigación.....	55
Ilustración 20: Metodología de diseño.....	57
Ilustración 21: Caja Negra	59
Ilustración 22: Modelo de concepto N° 1	71
Ilustración 23: Modelo de concepto N° 2	73
Ilustración 24: Modelo de concepto N° 3	74
Ilustración 25: Modelo de concepto N° 4	75
Ilustración 26: Representación gráfica de las dimensiones de la máquina.	79
Ilustración 27: Aplicación del momento en el plato de doblado.....	82
Ilustración 28: Fuerzas que afectan al eje	83
Ilustración 29: Interfaz de presentación de GUI	86
Ilustración 30: Interfaz de inicio a los cálculos detallados del dimensionamiento del eje de la máquina.....	86

Ilustración 31: Dimensionamiento de eje en condición de carga estático	87
Ilustración 32: Dimensionamiento de eje en condición de carga por fatiga	88
Ilustración 33: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución	89
Ilustración 34: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución	90
Ilustración 35: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución	91
Ilustración 36: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución	92
Ilustración 37: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución	93
Ilustración 38: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución	94
Ilustración 39: Vista isométrica de la máquina	105
Ilustración 40: Vista Frontal de la máquina	106
Ilustración 41: Corte de Vista Frontal de la máquina	107
Ilustración 42: Vista superior de la máquina	108
Ilustración 43: Circuito eléctrico de la máquina	109

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1	31
Ecuación 2	31
Ecuación 3	38
Ecuación 4	38
Ecuación 5	40
Ecuación 6	40
Ecuación 7	40
Ecuación 8	41
Ecuación 9	41
Ecuación 10	42
Ecuación 11	42
Ecuación 12	42
Ecuación 13	43
Ecuación 14	43
Ecuación 15	43
Ecuación 16	44
Ecuación 17	45
Ecuación 18	45
Ecuación 19	45
Ecuación 20	46
Ecuación 21	46
Ecuación 22	46
Ecuación 23	47
Ecuación 24	48
Ecuación 25	48
Ecuación 26	49
Ecuación 27	50

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Situación problemática

La industria de la construcción a nivel mundial siempre es un tema de importancia debido a las necesidades de vivienda e industria. Debido a ello cualquier innovación en la reducción de tiempos de trabajo contribuirá a la mejora del margen de ganancias. En particular, la fabricación de concreto armado requiere de una armadura metálica que en su versión más simple involucra una red tridimensional de alambres corrugados de acero dulce unidos mediante anclajes metálicos denominados estribos (Ilustración 1(a)). En el mercado de Palestina uno de los problemas existentes es que no hay disponibilidad de máquinas automáticas dobladoras de estribos; lo que se indica con esto es que existen pero con un alto costo, ocasionando esto que el constructor no pueda comprarlo optando por utilizar plegadoras manuales (Ilustración 2), provocando esto pérdida de tiempo, mayor esfuerzo y coste al elaborar los estribos (Marwan, Arda , & Bani Oudeh , 2020). Con el fin de liberar personal que de otro modo estaría fabricando manualmente (Ilustración 1(b)) dichos elementos de unión, en los E.E.U.U., China, Alemania y España algunas de las industrias cuentan con modelos que poseen una patente con un costo alto predefinido para así permitir su uso ((USA Patente n° US10411570B2, 2019), (China Patente n° CN204996882U, 2016), (China Patente n° CN205253971U, 2016)).

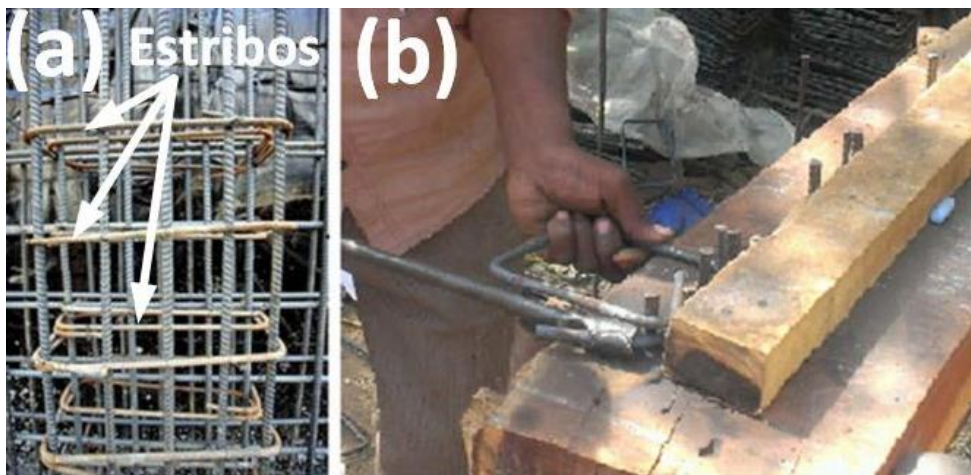


Ilustración 1: Estribos: (a) Estructura Tridimensional para concreto armado unida mediante estribos (b) Fabricación manual de estribos

Fuente: (Virani, Vekariya, Sheth, & Tamboli, 2013)



Ilustración 2: Plegadora manual para hacer estribos

Fuente: (Marwan, Arda , & Bani Oudeh , 2020)

En Latinoamérica el tema de las máquinas de fabricación de estribos en los últimos años se ha visto levemente como es el caso de Colombia y Ecuador; en dichos países en su industria cuenta con gran variedad de máquinas que cumplen la función de doblar y cortar de forma automática las cuales son exportadas del extranjero, también cuentan con máquinas manuales para doblar varillas pero con el inconveniente que estas dependen mucho de la experiencia del operario y de la disponibilidad que tenga al momento de realizar dicho trabajo. ((Malaver Martinez & Velez Moreno, 2019), (Gerrero Lomas, 2017) , (Chávez Bonito, 2016))

En el Perú el tema de las máquinas de fabricación de estribos es un área poco explorada pues en las referencias revisadas ((Farfán Collao, 2019); (Mio, 2017); (Barboza Huamán & Silva Sandoval, 2015)) solo se hace mención de la existencia e importancia de estos equipos en el rubro de construcción indicando sus bondades y capacidad de ahorro de tiempo. Además de estas referencias se conoce que empresas

dedicadas a la venta de aceros para construcción poseen este tipo de máquinas que han sido adquiridas al extranjero (Arequipa, 2017).

En la región Lambayeque el problema referente a los estribos es mayor debido a que se hacen netamente de forma manual y las empresas constructoras no optan por comprar estribos elaborados, en las obras de construcción se puede observar a los operarios elaborando estribos de forma manual, provocando esto pérdidas irre recuperables de tiempo en la elaboración de las columnas y como consecuencia en la construcción general.

VIMAQ CONSTRUCTORA SAC (Ubicania, 2020) es una empresa dedicada a actividades de arquitectura e ingeniería y actividades conexas de consultoría técnicas tanto para el sector público como para el sector privado; se encuentra ubicada en Junín – Huancayo. La empresa cuenta con 3 áreas que son las encargadas del control administrativo, los recursos humanos y las licitaciones de la empresa, cuenta con un aproximado de 100 trabajadores tanto en oficina como en campo, además la empresa dispone de 2 sucursales ubicadas en Huancayo y Lima correspondientemente.

En tal sentido, la empresa VIMAQ CONSTRUCTORA SAC realiza la fabricación de estribos de forma manual lo cual involucra mucho tiempo. En este proceso el operador utiliza un bloque de madera como plataforma de soporte, junto con un arreglo de trozos de perfiles angulares (“trampa”) y clavos para producir el doblez permanente que le dé la forma final al estribo (Ilustración 3). De esta manera, el operador realiza todas las curvas necesarias para elaborar un estribo. Debido a todo lo explicado la empresa consideró la obtención de una máquina para elaborar estribos el menor tiempo posible.



Ilustración 3: Trampa usada para elaborar estribos de forma manual

Fuente: Propia

Tabla 1

Tabla producción hombre / máquina

Diámetro de la Varilla 3/8	Dobles manual	Dobles maquina
Estribos por día	250 Und.	250 Und.
Personas designadas	1	1
Tiempo de trabajo	5h 30 min.	1h 45 min.
Tiempo por estribo	1 min. 20 s.	25 s.

Nota: El presente trabajo plantea diseñar una máquina estribadora de fácil uso, para así lograr disminuir el tiempo que conlleva elaborar estribos de forma manual y aumentar la precisión de doblado. Los datos obtenidos en el dobles manual fueron tomados de la empresa VIMAQ CONSTRUCTORA SAC y se compararon con los datos los cuales fueron calculados ya que el tiempo de fabricación de un estribo será de 25 segundos.

Fuente: Propia

1.2. Formulación del problema

¿Cuál será la configuración geométrica y especificaciones técnicas para el diseño de una máquina automatizada para el aumento en la producción de estribos metálicos con diámetro de hasta 3/8 de pulgada de la empresa VIMAQ SAC?

1.3. Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar una máquina automatizada de estribos metálicos con diámetro de 3/8 de pulgada para reducir tiempos de fabricación, incrementar la comodidad de instalación de columnas y acelerar la instalación de las mismas.

1.3.2 Objetivos específicos

- Identificar las necesidades primordiales que tiene la actividad de estribar varillas de acero en la empresa mediante entrevistas.
- Obtener la solución de diseño optima aplicando la metodología del diseño conceptual.
- Identificar el sistema o sistemas críticos que requieran un diseño paramétrico de las variables involucradas para su optimización aplicando GUI.
- Seleccionar los componentes estándar de la máquina estribadora.
- Realizar el diseño de detalle considerando el plano general, el plano de fabricación y el plano de vista explotada.
- Realizar el análisis de fabricación del proyecto: presupuesto, TIR, VAN, ROI.

1.4. Justificación

En el ámbito tecnológico, el uso de una máquina automatizada contribuirá a la promoción de equipos de manejo programado y repetitivo en reemplazo de agentes

humanos, ayudando así a la innovación en el método de obtención de los diferentes implementos metálicos necesarios en una construcción.

En el aspecto económico, tenemos que hasta la actualidad se continúan realizando los estribos de forma manual, generando esto un gasto de tiempo y dinero innecesarios; con este diseño de máquina estribadora, se busca aumentar la producción de estribos, generando ganancias a la empresa constructora, comparando el tiempo que le toma a un operario elaborar los estribos, con respecto al uso de la máquina.

En el aspecto ambiental, se busca obtener la mínima contaminación al elaborar los estribos, y se puede lograr gracias a que el funcionamiento será estrictamente eléctrico y no habrá desechos tóxicos.

En el aspecto social, la fabricación de esta máquina conllevaría un incremento en puestos de trabajo dentro de la fábrica, por otro lado, dentro de una obra tan solo se afectaría el operario que se encargaba de realizar los estribos ya que tendría que hacer otras actividades con el tiempo que ahorraría con la máquina.

1.5. Antecedentes de investigación

Son trabajos que anteceden al presente proyecto los que se mencionan a continuación:

Alexander E. Farfán C.,(2019) Para realizar el diseño de la maquina dobladora de tubería elaboró una lista de requerimientos y matriz morfológica. Por otro lado, las condiciones de funcionamiento fueron establecidas por el cliente lo que permitió calcular las especificaciones técnicas mínimas para poder realizar el doblado de tubería ASTM A192 y se realizó una simulación del mecanismo obtenido en SolidWorks. De tal modo, obtuvo que es necesario una fuerza de 54,16 kN y un torque de 18,96 kNm para deformar los tubos plásticamente. Las condiciones de trabajo del sistema

hidráulico para el doblado de perfiles son 12 MPa y 64 l/min lo cual resultó en una potencia hidráulica de 12,5 HP. Es necesario que el sistema de accionamiento pueda transmitir los 8 HP requeridos por el doblado, por ello se empleó un sistema engranaje/cremallera de acero AISI 4340 con un ancho de cara de 95 mm y módulo 6 mm. Debido a las cargas, el diámetro del eje de doblado es de 100 mm. La selección de los componentes de los sistemas de transmisión de potencia e hidráulico se fundamenta en la teoría de falla de Von Mises y el presupuesto para su fabricación será de S./32314,35 soles. Concluyó que los diámetros de los émbolos de los actuadores hidráulicos serán 125 y 80 mm para la transmisión de potencia y soporte respectivamente trabajando a una presión de 12 MPa y con una caudal de 64 l/min, lo que genera un requerimiento de potencia de 12,05 HP. El motor eléctrico seleccionado tiene una potencia de 12,5 HP y trabaja en sistemas eléctricos trifásico 380 V, la cual genera una corriente de 25,4 A. Usó SolidWorks para realizar la evaluación de esfuerzos y deformaciones. La evaluación de la estructura de soporte del sistema de doblado entregó un factor de seguridad mínimo de 1,2. El material empleado es un acero A 36.

Julián D. Malaver M., et. Al., (2019) Diseñaron de una máquina cizalladora y dobladora de láminas metálicas para prácticas de laboratorio. Evaluaron máquinas similares en la industria y los laboratorios, para definir los parámetros de diseño, evaluar las alternativas de diseño del sistema de sujeción de la lámina, realizar la simulación por el método de elementos finitos de la estructura, elaborar manuales de ensamble, montaje y operación y realizar la evaluación financiera del proyecto.

El sistema de corte tendrá una potencia mecánica de 9,33 HP, la potencia necesaria para la bomba de corte 3,27 HP y la potencia del motor para el sistema de corte será de 3,42 HP. La potencia necesaria de la bomba para el doblado 2,3 HP, El sistema de doblado tendrá una potencia mecánica de 1,2 HP y la potencia del motor para el sistema de doblado será de 2,13 HP. El costo total de la máquina será de 24290791,18 pesos colombianos. La máquina realiza dos operaciones, razón por la cual se aprovecha de mejor manera el espacio, aunque por motivos de seguridad resultó imposible permitir realizar las dos operaciones simultáneamente. Esta máquina es económicamente factible considerando que su valor presente neto es positivo, el

análisis estructural de la maquina mediante elementos infinitos se realizó con el programa Solid Edge y se observa que el factor de seguridad de esta parte de la estructura tiene en algunas partes puntos muy críticos con un factor de seguridad considerablemente elevado y en otras todo lo contrario, lo que quiere decir que en términos de elementos finitos el factor está bastante variable y esto puede llegar a involucrar una reestructuración de la máquina.

Diego F. Guerrero L., (2017) Realizó una máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados de varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro. Diseñó los mecanismos necesarios para construir la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados, utilizando el software CAD SolidWorks para realizar simulaciones de esfuerzos de la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados y elaborando los manuales de operación y mantenimiento de la maquina dobladora para garantizar el buen funcionamiento y utilización de la misma. El material usado en este tipo de estructuras es el acero al carbono ASTM A36, la maquina tendrá las siguientes dimensiones 180 cm de largo, 150 cm de altura y 60 cm de ancho, para el eje transmisión acero AISI 1018 con un diámetro de 1 in, seleccionó por cuestiones de diseño un motor monofásico de 1 Hp, el costo de elaboración de la maquina será de 2157,32 dólares. El CAD SolidWorks fue de vital importancia durante la realización del proyecto, ya que mediante su uso se pudo diseñar virtualmente y simular los diferentes sistemas mecánicos que posee la máquina, para de esta forma comprobar si será viable o no diseñar determinada pieza, con lo que se evitaron gastos innecesarios de fabricación.

Mio Odar, (2017) Diseñaron una maquina electrohidraulica automatica con sistema de corte y empaquetado para optimizar el proceso de doblado de estribos en el taller Blackline – Chiclayo. Las principales características para el motor y los componentes son: el momento flector con equivalente a 87,97 Kg.cm, la fuerza que se ejerce en el doblado es de 87,97 Kg.cm, la fuerza para el doblado es de 29,32 Kg, la torsión es de 115,2226 Kg.cm, las revoluciones por minuto es de 23 rpm, la potencia requerida es 0,0365, la tensión para el corte de la varilla es de 35185,83 KN,

Finalmente, se elaboró la simulación de los distintos elementos que conforman la máquina (tornillo extrusión, tornillo mezclador, cámara de mezclado, etc.), evaluando factor de seguridad, fatiga y deformación, consecutivamente selección de material y selección de componentes (motorreductor para mezclado y extrusión, rodamientos, etc.); elaboración de planos de fabricación y análisis de costos de la máquina.

Carlos E. Chávez B., (2016) Realizó el cálculo de las fuerzas necesarias para doblar la tubería, se diseñó el sistema hidráulico y la selección de los componentes y accesorios para su correcto funcionamiento, se diseñó el mecanismo para el proceso de doblado y una estructura para que soporte las cargas generales. Calculó la fuerza de doblado para tuberías de 4 pulgadas que es de 65846,883 N, La bomba seleccionada deberá proporcionar un caudal mayor a 11,27 l/min, La central hidráulica mediante el actuador hidráulico, puede generar una presión y fuerza máxima de 23 MPa y 165 KN respectivamente. El motor tendrá una potencia de 3 HP y el costo total de la elaboración de la máquina dobladora es de 5118,5 dólares. Los materiales más comunes fueron acero ASTM A36 (Estructura, matrices, etc.), AISI 1018 y AISI 4340 (ejes), la estructura está diseñada para resistir una carga de 70 KN, con un factor de seguridad $n = 2,1$., El actuador hidráulico es accionado por una electroválvula (Válvula direccional) por lo que fue necesario el diseño de un circuito de mando.

R. Vigithra et al., (2015) Realizaron el diseño y análisis de una máquina estribadora automática, el objetivo es implementar una máquina automática de estribos con un menor costo a los existentes, asimismo evitar el pandeo o extender el refuerzo longitudinal. La carga de diseño es de 284,2 N, con una potencia de 50 w, con una tensión debido a la flacidez de 121,45N y con un factor de seguridad de 2.34. Concluyeron que en lugar de diseños complicados se utiliza el sistema cinemático simple, la máquina puede ser manejada por cualquier operador y debido a su bajo costo y diseño simple puede ser comercializado.

Saish D Amonkar et. al., (2015) Diseñaron y desarrollaron una máquina fabricadora de estribos, se hizo el diseño de una transmisión de engranajes, la selección

de engranajes la disposición general de los ejes, la reducción de velocidad, la potencia a transmitir la velocidad de entrada y el costo de la máquina. La potencia del motor es de ½ HP, de 340 W, 1440 rpm. La máquina puede doblar la barra de hasta 6 mm, el tiempo para hacer un estribo es de 55 segundos y el costo total de la instalación es de 18000 rs.

Barboza H., Silva S., (2015) Diseñaron una máquina dobladora controlada por accionamiento electrohidráulico, se planteó que la máquina sea controlada por accionamientos electrohidráulicos para perfiles estructurales LAC y tubos SCH 40. La fuerza necesaria para doblar el tubo es de 283.43 kN, la potencia del motor es de 70.11 kW, la presión de la bomba hidráulica es de 31 Mpa, el costo total del diseño de la máquina es de \$ 22.289,39 dólares, el radio de curvatura mínimo del tubo que es directamente proporcional al factor de curvatura y este debe ser mayor de 2, y aproximadamente 5 debe ser el ángulo de transición para evitar la recuperación elástica, el cálculo tomando como muestra el tubo SCH 40 de mayor dimensión que para este caso es de 4 pulgadas obteniendo una fuerza mínima de 283.43 KN con un factor de curvatura de 2. Se obtuvo de los elementos principales los siguientes resultados: factores de seguridad mayores a 1.5, los desplazamientos son menores a 0.5 mm y las tensiones generadas se encuentran dentro del límite elástico, todos estos datos se obtuvieron con el software FEA de SOLIWORKS.

Elvis F. Idrovo. C., (2015) Diseño y construyó de una dobladora oleo-hidraulica de tubos circulares de hasta 50 mm de diametro exterior, analizó los diferentes equipos con sus características utiles para el doblado de tubos, con el fin de seleccionar la mejor alternativa en funcion del trabajo a realizar, se diseñó una herramienta de trabajo de facil manejo donde se pueda controlar el ángulo de doblado y el acabado, se construirá una maquina que permita un facil mantenimiento y que permita ser transportada de un lugar a otro y de comprobar mediante pruebas mecanicas la confiablilidad del equipo. La fuerza de doblado resultó ser de 10022,4 N; según las maquinas en el mercado y por las recomendación de fabricantes el ciclindro hidráulico tendría un diametro de 100 mm, tendra un caudal de 2 gl/mino, la carga critica que puede resistir es de

$8,76 \times 10^6 \text{ N}$ y su fuerza admisible es de $12,92 \times 10^6 \text{ N}$, se utilizará un motor eléctrico de 1.5 HP a 110 V y tendrá un costo de fabricación de \$ 2873,87. Llegó a la conclusión que la manera más práctica es mediante un sistema hidráulico con matrices para los diámetros de los tubos requeridos, los que permiten a su vez optimizar el tiempo de trabajo, comprobó mediante pruebas mecánicas que el accionamiento del brazo hidráulico, la bomba, el motor, no presentan fallas y que la presión es estable, en las pruebas efectuadas al doblar tubos se comprobó que no existe deformación, que el proceso no presenta inconvenientes y que la estructura soporta todos los elementos que componen la máquina.

1.6. Marco teórico

1.6.1 Estribos

Los estribos o también conocidos como anillos para construcción, en Perú son elaboradas en su mayoría de varillas de acero de 3/8 de pulgada.

Los estribos sirven principalmente para dar refuerzo ante los esfuerzos cortantes al que puede estar sometido una columna o viga, también sirven para posicionar y sujetar las varillas de construcción. Dichos estribos se fijan a las varillas de manera transversal y de manera longitudinal a lo largo de la columna o viga. Estos estribos aumentan la resistencia de las columnas o vigas, por lo que obtenerlos de manera sencilla y rápida sería de gran utilidad. En la actualidad se elaboran de manera manual. En la Ilustración 4 se puede apreciar la configuración general de los estribos, teniendo en cuenta que las dimensiones de los mismos varían dependiendo del uso al que estarán sometidos y las dimensiones de las columnas o vigas.

El propósito de los estribos es minimizar el tamaño de las grietas de tensión diagonal o llevar el esfuerzo de tensión diagonal de un lado de la grieta al otro. Los estribos llevan muy poca tensión hasta que comienza a formarse una grieta. Antes de que las grietas inclinadas comiencen a formarse, la tensión en los estribos es igual a la tensión en el concreto adyacente (...). Los estribos deben llevarse tan cerca de las caras de compresión y tensión de las vigas como lo permitan la cubierta especificada y el

refuerzo longitudinal. Los extremos de las patas del estribo deberían tener ganchos de 135° o 180° doblados alrededor de barras longitudinales (...). (McCormac & Brown, 2013, pág. 231)



Ilustración 4: Estribos de acero

Fuente: ACEROS AREQUIPA, S.A

1.6.1.1 Clasificación y uso

Los estribos tienen la siguiente clasificación:

Estribos clase C.

Estos estribos generalmente se usan en columnas que soportan a dos tipos de muros los de cabeza (24 cm) y los de soga (13 cm), los estribos de esta clase se elaboran con aceros de 6 y 8 mm y estos se pueden apreciar en la Ilustración 5. (Aceros Arequipa, S.A)



Ilustración 5: Estribos clase C

Fuente: ACEROS AREQUIPA, S.A

Estribos clase V

Esta clase de estribos por lo general se usan para vigas solteras (se coloca en lo alto del muro y entre columnas, Sirve de apoyo a las losas y reparte la carga de los techos a los muros portantes), y estos estribos se elaboran con acero de 6 y 8 mm, los mismos que se aprecian en la Ilustración 6. (Aceros Arequipa, S.A)



Ilustración 6: Estribos clase V

Fuente: ACEROS AREQUIPA, S.A

Estribos clase E

Esta clase de estribos generalmente se usan para columnas y vigas y se elaboran con aceros de 3/8 de pulgada, los que se aprecian en la Ilustración 7. (Aceros Arequipa, S.A). A continuación, se explica los tipos de columnas y vigas en las que se usan este tipo de estribos:

Columnas aisladas. La que se encuentra separada de un muro o cualquier elemento vertical de la edificación.

Columnas de confinamiento. Es aquella que trabaja de manera conjunta con los muros de una edificación, estas columnas van en muros portantes.

Vigas peraltadas. Puede ser: viga colgante, viga invertida, viga de amarre.

Vigas de confinamiento: Son las que van encima de los muros, son importantes pues ayuda a confinar estos y le otorgar más resistencia a fuerzas sísmicas.



Ilustración 7: Estribo clase E

Fuente: ACEROS AREQUIPA, S.A

1.6.1.2 Presentación de los estribos

Los estribos usualmente tienen los diseños geométricos mostrados en la Tabla 2; esto se debe a que dichos diseños dependen considerablemente de la sección de concreto que tendrá la viga o columna en la que se utilizará dicho estribo.

Tabla 2

Presentación de los estribos

Diseño estribo	Sección del concreto	Tamaño de gancho	Clasificación	Uso	Diámetro de acero
17x17	25x25	11 cm	E1	C/V	3/8"
17x22	25x30	11 cm	E2	C/V	3/8"
17x27	25x35	11 cm	E3	C/V	3/8"
17x32	25x40	11 cm	E4	C/V	3/8"
17x37	25x45	11 cm	E5	C/V	3/8"
17x42	25x50	11 cm	E6	C/V	3/8"
18x12.5	25x17	8 cm	V1	V	6mm
18x15	25x20	8 cm	V2	V	6mm
18x20	25x25	8 cm	V3	V	6mm
18x12.5	25x17	10 cm	V4	V	8mm
18x15	25x20	10 cm	V5	V	8mm
18x18	24x24	8 cm	C1	C	6mm
26x8.5	30x13	8 cm	C2	C	6mm
31x8.5	35x13	8 cm	C3	C	6mm
36x8.5	40x13	8 cm	C4	C	6mm
21x8.5	25x13	21 cm	C5	C	6mm
18x18	24x24	10 cm	C6	C	8mm
26x8.5	30x13	8 cm	C7	C	8mm

Nota: El diseño de estribo es referencial. C: columnas; V: vigas

Fuente: Propia

1.6.1.3 Materiales para estribos

Para la elaboración de estribos en el Perú se utiliza la Barra Corrugada ASTM A615/A615M Grado 60. Estas barras, con resalte, son utilizadas como refuerzo para concreto armado y normalmente no son soldadas. Dichas barras están disponibles en nuestro mercado en presentación de 9 metros de longitud, según los diámetros nominales.

Estas barras se clasifican de acuerdo a cuatro niveles de resistencia a la fluencia mínima, y son designadas como grado 40 [280 MPa], grado 60 [420 MPa], grado 75 [520 MPa] y grado 80 [550 MPa] respectivamente. Las barras utilizadas en este estudio son las de grado 60 [420 MPa], puesto que son las que se usan de forma obligatoria en nuestro mercado local. (Hurtado Espejo, 2011)

Las propiedades mecánicas requeridas para la barra corrugada grado 60 se muestran en la Tabla 3 (Siderperú, S.A, 2013):

Tabla 3

Propiedades mecánicas

PROPIEDADES MECANICAS – Acero ASTM A615					
DIÁMETRO NOMINAL		CARACTERISTICAS MECÁNICAS (Valores mínimos)			DOBLADO A 180°
mm	pulg	F MPa (kgf/mm²)	R MPa (kgf/mm²)	%A Lo=203 mm	Diámetro de mandril de doblado
8	.				
.	3/8"				
12	.				3.5 d
.	1/2"	420 (42.8)	621 (63.3)	9	
.	5/8"				
.	3/4"				
.	1"			8	5d
.	1 3/8"			7	7d

Nota: F: Límite de fluencia; R: Resistencia a la tracción; A: Alargamiento; Lo: Longitud calibrada de la probeta de ensayo; d: Diámetro de barra

Fuente: SIDERPERU, S.A, 2013

1.6.2 Fabricación de estribos

1.6.2.1 Fabricación manual con dispositivo de sujeción

Los estribos elaborados de forma manual son realizados por un operario el cual utiliza diversas herramientas para producir el doblado de los aceros y así dar la forma al estribo, entre ellos tenemos:

La trampa, que se encarga de sujetar la varilla a doblar, tubo de metal, que se usan como palanca en el extremo libre de la varilla, y algunos clavos, los mismos que se usan como apoyo en las medidas requeridas para los estribos. (Propia)

1.6.2.2 Fabricación automatizada

Dotadas de varios mecanismos y de una fuente de poder, en la mayoría de los casos un motor eléctrico, las máquinas automatizadas se caracterizan por reducir los tiempos de trabajo y el esfuerzo físico de los operarios con la participación obligatoria de los mismos. (Propia)

1.6.2.3 Fabricación automática

Los avances tecnológicos han permitido realizar máquinas automáticas que trabajan completamente con la programación de un software que dirige todo el proceso de elaboración de estribos. Estos mecanismos de alta tecnología tienen precisiones milimétricas que reducen los márgenes de error en un gran porcentaje. Por lo que no es necesario la intervención humana en el proceso mecánico, solamente al momento de programar la máquina hay intervención humana, luego de eso la máquina realiza todo el proceso. (Propia)

1.6.3 Análisis económico TIR, VAN y ROI

1.6.3.1 Tasa Interna de Retorno

Es llamado también tasa de rentabilidad con su símbolo TIR, de una inversión es la medida geométrica de los rendimientos a futuro de dicha inversión. Se puede

utilizar también como un indicador de la rentabilidad de un proyecto, o sea a mayor TIR mayor rentabilidad. La Ecuación 1 muestra la fórmula de cálculo.

Ecuación 1

$$VAN = -I + \frac{Q1}{(1+i)^1} + \frac{Q2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Qn}{(1+i)^n} = 0$$

DONDE:

VAN: valor actual neto

i: Tasa de interés (%)

I: Inversión (NS)

Q: Representa el flujo de caja de cada periodo (NS)

n: Número de periodos (meses)

1.6.3.2 Valor actual neto

Cuyo símbolo es VAN (en inglés Net Present Value NPV), es un procedimiento que permite encontrar el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Si el valor actual neto es positivo si se lleva a cabo la inversión. Otra forma de calcular lo mismo es mirar la tasa de retorno (TIR) que viene a ser el tipo de interés en el que el VAN se hace cero. Si el TIR es alto, estamos ante un proyecto empresarial rentable.

1.6.3.3 Retorno de inversión

El retorno de la inversión (ROI) es una razón financiera que compara el beneficio o utilidad obtenida en relación a la inversión realizada.

Ecuación 2

$$ROI = \frac{\text{Beneficio} - \text{Inversión}}{\text{Inversión}}$$

1.6.4 Software de apoyo en el diseño

1.6.4.1 MATLAB.

Es el nombre abreviado de “**Matriz Laboratory**”. Es un programa para realizar cálculos numéricos con vectores y matrices, y por tanto se puede trabajar con números escalares (tanto reales como complejos), con cadenas de caracteres y con otras estructuras de información más complejas. A parte del cálculo matricial y álgebra lineal, también puede manejar polinomios, funciones, ecuaciones diferenciales ordinarias, gráficos, entre otras. En la Ilustración 8 se puede apreciar el logo al iniciar el programa.

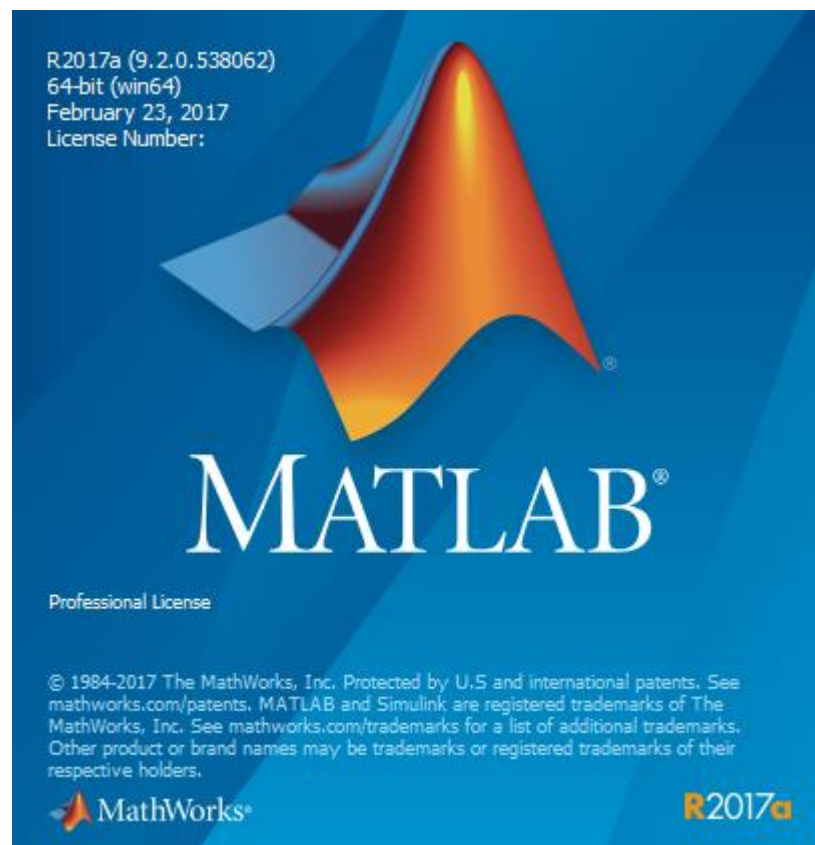


Ilustración 8: Logo de inicio de MATLAB

Fuente: Propia

Matlab es un lenguaje de alto rendimiento para cálculos técnicos, es al mismo tiempo un entorno y un lenguaje de programación. Uno de sus puntos fuertes es que permite construir nuestras propias herramientas reutilizables. Podemos crear fácilmente nuestras propias funciones y programas especiales (conocidos como M-archivos) en código Matlab, los podemos agrupar en Toolbox (también llamadas librerías). (Baez López, 2007)

GUI.

Proviene del nombre en inglés “Graphical User Interface”, es una interfase grafica que consiste de botones, menús, ventanas, etc., que permiten utilizar de manera muy simple y en ocasiones casi intuitiva. Existen diferentes lenguajes de programación que permite crear GUIs, todos ellos permiten usar diferentes controles y tienen distintas maneras de programarlos. MATLAB nos permite realizar GUIs de una manera sencilla usando una herramienta llamada GUIDE (GUI Development Environment). Se puede apreciar en la Ilustración 9 que se hizo uso de la herramienta GUIDE y aparece una ventana en blanco en la cual se puede empezar a programar.

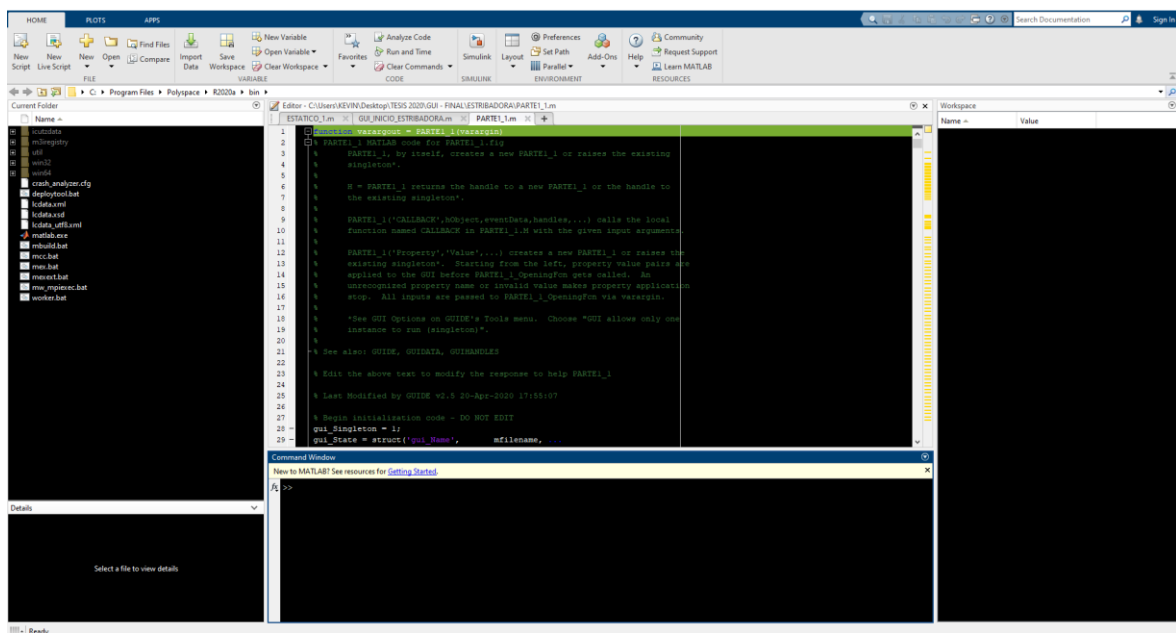


Ilustración 9: Interfaz de programación de GUI – MATLAB

Fuente: Propia

1.6.4.2 SOLIDWORKS.

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp. para el sistema operativo Microsoft Windows. Es un modelador de sólidos paramétrico. Fue introducido en el mercado en 1995.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

El software de diseño en 3D SolidWorks le ayuda a diseñar mejores productos con mayor rapidez. Cuando existen buenas ideas para un producto, dispondrá de las herramientas que precisa para diseñarlo en menos tiempo y a un menor coste. (Geovanny, 2015)



Ilustración 10: Logo de SOLIDWORKS

Fuente: Propia

1.6.4.3 ARDUINO

Arduino es una plataforma electrónica de código abierto basada en hardware y software fácil de usar. Las placas Arduino pueden leer entradas (luz en un sensor, un dedo en un botón o un mensaje de Twitter) y convertirlo en una salida: activar un motor, encender un LED, publicar algo en línea. Puede decirle a su placa qué hacer enviando un conjunto de instrucciones al microcontrolador de la placa. Para hacerlo, utiliza el lenguaje de programación Arduino (basado en el cableado) y el software Arduino (IDE), basado en el procesamiento.

Con los años, Arduino ha sido el cerebro de miles de proyectos, desde objetos cotidianos hasta instrumentos científicos complejos. Una comunidad mundial de creadores (estudiantes, aficionados, artistas, programadores y profesionales) se ha reunido en torno a esta plataforma de código abierto, sus contribuciones se han sumado a una increíble cantidad de conocimiento accesible que puede ser de gran ayuda para principiantes y expertos por igual.

Arduino nació en el Instituto de Diseño de Interacción Ivrea como una herramienta fácil para la creación rápida de prototipos, dirigida a estudiantes sin experiencia en electrónica y programación. Tan pronto como llegó a una comunidad más amplia, la placa Arduino comenzó a cambiar para adaptarse a las nuevas necesidades y desafíos, diferenciando su oferta de placas simples de 8 bits a productos para aplicaciones IOT, dispositivos portátiles, impresión 3D y entornos integrados.

Todas las placas Arduino son completamente de código abierto, lo que permite a los usuarios construirlas de forma independiente y eventualmente adaptarlas a sus necesidades particulares. El software también es de código abierto y está creciendo a través de las contribuciones de los usuarios de todo el mundo. (Arduino, 2020)



Ilustración 11: logo de ARDUINO

Fuente: (Arduino, 2020)

1.6.4.4 AUTODESK

Es una corporación que fue fundada en 1982, la cual crea software para las industrias de arquitectura, ingeniería, construcción, medios, entretenimiento y fabricación. Autodesk desarrolló el primer programa CAD (Computer Aided Design) para Computadoras llamado AutoCAD® y entre otras más.

AutoCAD® es el software de diseño preferido por arquitectos, ingenieros y profesionales de la construcción, debido a que les permite diseñar y crear bocetos, dibujos, planos, estructuras y piezas que se pueden apreciar en 2D y 3D, también permite modificar sus diseños utilizando herramientas de diseño de forma libre y generando documentos inteligentes los cuales pueden ser editados.

Eagle (Easily Applicable Graphical Layout Editor) es un programa de diseño de diagramas y PCBs con auto enrutador famoso alrededor del mundo de los proyectos electrónicos DiY. En el editor de diagramas electrónicos, los componentes pueden ser colocados en el diagrama con un solo click y fácilmente enrutables con otros componentes a base de "cables" o etiquetas. El editor de PCBs es bastante eficiente. El editor es capaz de producir archivos GERBER y demás, que son utilizados en el momento de la producción.

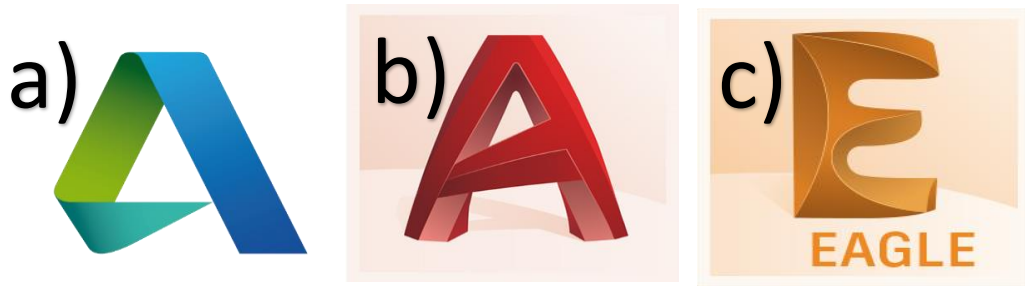


Ilustración 12: Logos de productos de Autodesk: a) Logo de la empresa Autodesk, b) Logo del programa o servicio de AutoCAD, c) Logo del programa o servicio de Eagle.

Fuente: (Autodesk, 2020)

1.6.5 Principio de funcionamiento de una máquina estribadora

1.6.5.1 Doblado

El doblado se define como la deformación del metal alrededor de un eje recto, como se muestra en la Ilustración 13. Durante la operación de doblado, el metal dentro del plano neutral se comprime, mientras que el metal por fuera del plano neutral se estira. Estas condiciones de deformación se pueden ver en la Ilustración 13-b). El metal se deforma plásticamente, así que el doblado toma una forma permanente al remover los esfuerzos que lo causaron. El doblado produce poco o ningún cambio en el espesor de la lámina metálica. (Groover, 2007)

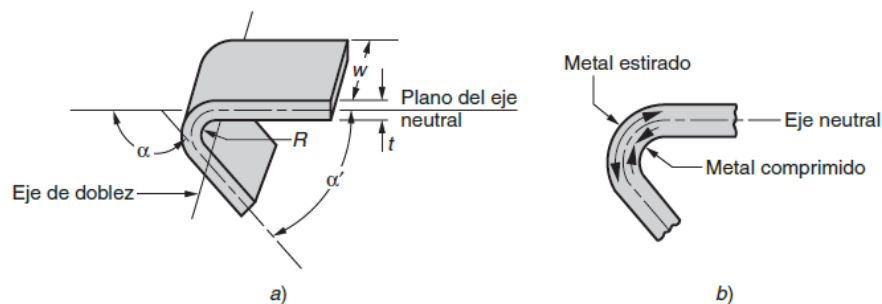


Ilustración 13: Efecto del doblado. (a) Doblado de lámina metálica; (b) En el doblado ocurre elongación a la tensión y a la compresión.

Fuente: (Groover, 2007)

Fórmulas de cálculos para doblado de alambres.

Para poder realizar el cálculo de la potencia necesaria para el doblado se utilizará la fórmula siguiente extraída del manual “Tool and Manufacturing Engineers Handbook” (Wick, Benedict, & Veilleux, 1983):

Ecuación 3

$$F_d = \frac{0,333 \cdot S_u \cdot w \cdot t^2}{D}$$

Donde:

F_d : Fuerza de doblado(N)

S_u : Esfuerzo ultimo(MPa)

w : Ancho del material(m)

t : Espesor de material(m)

D : Distancia entre topes de doblado(m)

Si multiplicamos a la fuerza de doblado de la Ecuación 3 por la distancia entre topes de doblado, se halla el momento flector necesario para efectuar el doblado del material, el mismo que se aprecia en la Ecuación 4:

Ecuación 4

$$M_f = 0,333 \cdot S_u \cdot w \cdot t^2$$

Donde:

M_f : Momento flector(N.m)

S_u : Resistencia ultima(MPa)

w: Ancho del material(m)

t: Espesor del material(m)

1.6.6 Diseño de máquina estribadora

En la actualidad se puede apreciar un modelo básico o típico en el ámbito de dobladoras eléctricas (Ilustración 14), el cual consta de un sistema de accionamiento eléctrico el mismo que se activa por medio de switch tipo pedal. Un sistema de doblado que está constituido por un plato de doblado el cual en medio tiene un soporte fijo y otro soporte que girará para realizar el doblado este, algunas dobladoras añaden un tope móvil conforme a las medidas deseadas para realizar los estribos.

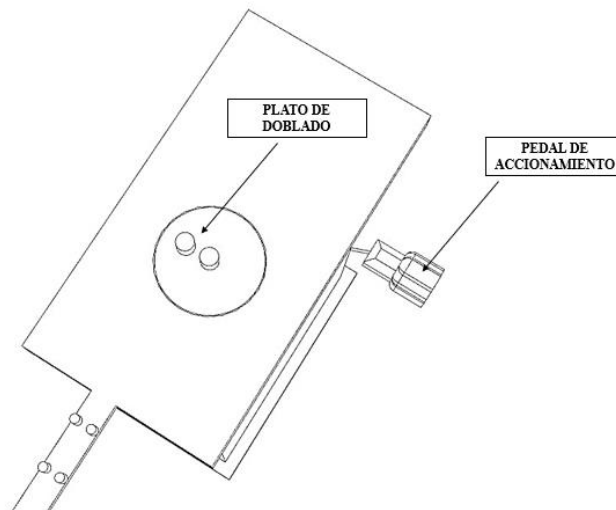


Ilustración 14: Modelo básico de una máquina estribadora

Fuente: Propia

1.6.6.1 Fórmulas de diseño de máquinas estribadoras

El diseño de la máquina estribadora se dividirá por sistemas como se muestra a continuación:

Sistema de transmisión de potencia.

La mejor opción para transmitir potencia con pérdidas mínimas son los engranajes, por lo tanto:

Engranajes

Para la transmisión del par de torsión tenemos que:

Ecuación 5

$$P = T * \omega = F_t * V$$

Donde:

P: potencia (W)

T: par de torsión (Nm)

ω : velocidad angular (rad/s)

F_t : fuerza tangencial (N)

V: velocidad lineal (m/s)

Despejando la Ecuación 5 obtenemos:

Ecuación 6

$$T = P / \omega$$

Para calcular las velocidades, número de dientes, la relación de transmisión, que se obtendrá tras la transmisión de potencia, se requiere una relación de transmisión:

Ecuación 7

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1} = r_t$$

Donde:

r_t : relación de transmisión

N_1 : velocidad de giro del engrane 1(rpm)

N_2 : velocidad de giro del engrane 2(rpm)

Z_1 : número de dientes del engrane 1

Z_2 : número de dientes del engrane 2

T_1 : torque o momento en el engrane 1

T_2 : torque o momento en el engrane 2

Esta transmisión de movimiento se debe realizar entre engranajes con el mismo paso y mismo módulo de dientes, por lo tanto:

Ecuación 8

$$P = \pi * M$$

Donde:

P: paso circular(m)

π : pi

M: módulo de dientes(m)

Ecuación 9

$$M = \frac{D_p}{Z}$$

Donde:

M: módulo de dientes(m)

D_p : diámetro primitivo del engranaje(m)

Z: número de dientes

Fuerzas en Engranajes Cónicos

Las fuerzas en los engranajes cónicos se distribuyen en tres, fuerza tangencial, fuerza radial y fuerza axial, las mismas que se calculan como se aprecia a continuación:

Ecuación 10

$$F_t = \frac{P}{V}$$

Ecuación 11

$$F_r = F_t * \tan \phi * \cos \gamma$$

Ecuación 12

$$F_x = F_t * \tan \phi * \sin \gamma$$

Donde:

F_t : fuerza tangencial(N)

F_r : fuerza radial(N)

F_x : fuerza axial(N)

P: potencia(kW)

V: velocidad lineal(m/s)

ϕ : ángulo de presión engranajes

γ : ángulo de paso piñon y rueda

Fuerzas en Engranajes Rectos

Por otro lado, las fuerzas en los engranajes rectos se distribuyen solamente en dos, fuerza tangencial y fuerza radial, las mismas que se calculan como se aprecia a continuación:

Ecuación 13

$$F_t = \frac{P}{V}$$

Ecuación 14

$$F_r = F_t * \tan \phi * \cos \gamma$$

Donde:

F_t : fuerza tangencial(N)

F_r : fuerza radial(N)

P: potencia(kW)

V: velocidad lineal(m/s)

ϕ : ángulo de presión engranajes

Eje

Para el cálculo de transmisión por medio de eje se realizará mediante el cálculo de los diámetros del mismo, bajo dos condiciones, falla estática y falla por fatiga. Las fórmulas correspondientes se aprecian a continuación:

Falla estática:

El cálculo del diámetro bajo estas condiciones no toma en consideración los diversos efectos de forma, tamaño, entre otros.

Ecuación 15

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi * S_y} \sqrt{4M^2 + 3T^2}}$$

Donde:

D: diámetro(m)

N: factor de seguridad

S_y: límite de fluencia(MPa)

M: Momento flector(Nm)

T: torque(Nm)

Falla por fatiga:

El cálculo del diámetro bajo estas condiciones toma en consideración los diversos efectos de forma, tamaño, entre otros.

Ecuación 16

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(K_f * M)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{3(K_{fs} * T)^2}}{S_y} \right)}$$

Donde:

D: diámetro(m)

N: factor de seguridad

S_e: límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica(MPa)

S_y: límite de fluencia(MPa)

M: Momento flector(Nm)

K_f: factor de concentración de esfuerzo normal

T: torque(Nm)

K_{fs}: factor de concentración de esfuerzo cortante

De los cuales el límite de resistencia a la fatiga necesita calcularse, y se realiza de la siguiente manera:

Ecuación 17

$$S_e = S'_e * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e$$

Donde:

S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

K_a : factor de modificación por la condición superficial

K_b : factor de modificación por el tamaño

K_c : factor de modificación por la carga

K_d : factor de modificación por la temperatura

K_e : factor de confiabilidad

Así mismo, cada uno de estos factores tienen su forma de cálculo, los cuales se muestra seguidamente:

Ecuación 18

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 * S_u & S_u \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_u > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_u > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Ecuación 19

$$K_a = a * S_u^b$$

Tabla 4*Factor de acabado superficial*

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _u kpsi	S _u 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	-0,995

Fuente: (BUDYNAS & NISBETT, 2011)

Ecuación 20

$$K_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,87d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Ecuación 21

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Ecuación 22

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Tabla 5*Factor de temperatura*

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
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	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fuente: (BUDYNAS & NISBETT, 2011)

Ecuación 23

$$K_e = 1 - 0,08z_a$$

Tabla 6

Factor de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
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

Fuente: (BUDYNAS & NISBETT, 2011)

Rodamientos

Lo referente a los rodamientos es indispensable para su selección, para lo cual se debe tomar en cuenta el tiempo de vida del mismo, siendo necesario el uso de las siguientes fórmulas:

Ecuación 24

$$L_{10} = N * n * 60 * 10^{-6}$$

Donde:

L_{10} : relación Vida – Carga (Mrev)

N: número de horas de servicio(Horas)

n: velocidad del eje(rpm)

Ecuación 25

$$FR = (L_{10})^{\frac{1}{K}} * P_d$$

Donde:

FR: capacidad de carga básica del rodamiento(kN)

P_d: carga dinámica del rodamiento(kN)

K: constante de rodamiento $\begin{cases} 3 & \text{(rodamiento de bolas)} \\ \frac{10}{3} & \text{(demás rodamientos)} \end{cases}$

Ecuación 26

$$P_d = X * F_r + Y * F_a$$

Donde:

X: factor de carga radial

Y: factor de carga axial

F_r: carga radial(kN)

F_a: carga axial(kN)

Tabla 7

Factores de carga para selección de rodamientos

$\frac{f_0 F_a}{C_o}$	e	$\frac{F_a}{C_o} \leq e$		$\frac{F_a}{C_o} > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19				2,30
0,345	0,22				1,99
0,689	0,26				1,71
1,030	0,28				1,55
1,380	0,30	1	0	0,56	1,45
2,070	0,34				1,31
3,450	0,38				1,15
5,170	0,42				1,04
6,890	0,44				1,00

Fuente: (NSK, 2019)

Sistema de doblado.

Para este sistema se requiere la Ecuación 4 para calcular el momento flector y así doblar la varilla de acero para construcción.

Ecuación 27

$$M_f = 0,333 \cdot S_u \cdot w \cdot t^2$$

Donde:

M_f : Momento flector(N.m)

S_u : Resistencia ultima(MPa)

w : Ancho del material(m)

t : Espesor del material(m)

1.7. Estado del arte

En **Alemania** la empresa EBAWE Anlagentechnik (Ebawe, 2020) se encarga de fabricar máquinas para la producción de prefabricado de hormigón, entre las que destaca la EBA S20 Ilustración 15 la cual es una maquina compacta, robusta y potente, tiene un mecanismo automatizado que garantiza una alta productividad, también es un dispositivo de doblado 3D para la producción de estribos tridimensionales, tiene las siguientes características diámetro del hilo es de 10 - 20 mm, tiene una velocidad de avance de 140 m/min , es de accionamiento servoeléctrico,



Ilustración 15: Estribadora automática – Modelo EBA S20

Fuente: (Ebawe, 2020)

En **China** la empresa ELLSEN bending machine (Ellsen, 2017) se ha especializado en la fabricación y exportación de máquinas dobladoras de barras, entre sus modelos esta la HGTW4-10, cuenta con dos servos motores de 11 kW + 7,5 kW, con dimensiones 3500 x 950 x 2000 mm, un consumo de energía 5 kW/h y HGTW6-16 (Ilustración 16), con un consumo de energía de 17 kW con un voltaje de 380 V - 50 Hz con una dimensión de 10000 x 2650 x 3000 mm.



Ilustración 16: Estribadora automática – Modelo HGTW6-16

Fuente: (Ellsen, 2017)

En **Alemania** la empresa MEP (Group, 2016) tiene una serie de productos dedicados a facilitar la construcción, entre los cuales se ha destacado el avance que tiene en el tema de máquinas estribadoras como por ejemplo los modelos Format Line 16 3D, F13, Format 16 3D HS Plus y Planet 20 Plus. El modelo Format 16 3D HS Plus (Ilustración 17) además de otras características de la generación HS (como el sistema de enderezamiento AFS), este modelo ofrece la flexibilidad para producir formas tridimensionales gracias al exclusivo y patentado sistema 3D.



Ilustración 17: Máquina estribadora – Format 16 3D HS PLUS.

Fuente: (Group, 2016)

En **Atlanta** la empresa Wire Association International (Swindells, 2015) expone acerca de diversas marcas entre las cuales se destaca AIM Inc. De **USA** en la que nos muestra la tecnología usada en sus máquinas CNC para las máquinas dedicadas al doblado de alambres, este modelo es AFM-3D13Sd (Ilustración 18). El mismo que ofrece soluciones de doblado de alambre CNC 2D y 3D con modelos que van desde 2,5 hasta 25 mm, las soluciones automatizadas toman el alambre y lo cortan o enrollan; lo sueldan y arreglan sistemáticamente las piezas acabadas.



Ilustración 18: Máquina automatizada 3D – AFM-3D13Sd.

Fuente: (Swindells, 2015)

1.8. Definición de los términos básicos

Máquina. Es un conjunto de elementos móviles y fijos cuyo funcionamiento posibilita aprovechar, dirigir, regular o transformar energía, o realizar un trabajo con un fin determinado.

Cizallado. El cizallado es la separación sin arranque de viruta de láminas y perfiles, pero siempre en forma recta, longitudinal, transversal o diagonal a la placa.

Doblado. Es la deformación del metal alrededor de un eje recto, es decir, el metal dentro del plano neutral se comprime, mientras que el metal por fuera se estira. El metal se deforma plásticamente.

Claro de cizallado. Es la separación existente entre los dados de cizallado de este claro depende la perfecta realización del corte.

Engranajes. Mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina, Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

Motor. Es la parte sistemática de una máquina capaz de hacer funcionar el sistema, transformando algún tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, etc.), en energía mecánica capaz de realizar un trabajo.

Coefficiente de seguridad. También conocido como factor de seguridad, es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que va a ser sometido.

Estribo. También conocido como refuerzo transversal, son empleados en la construcción de columnas y vigas para resistir esfuerzos cortantes y de torsión.

Varilla corrugada. Barra larga y delgada de sección circular cuyo diámetro van desde los 8 hasta los 32 mm y tienen resaltes en su superficie exterior, los mismos que permiten la adherencia al hormigón en los trabajos de construcción.

II. MATERIAL Y MÉTODO

2.1 Tipo y diseño de investigación

2.1.1 Tipo de Investigación

Esta investigación es de tipo: **Cuantitativa**, debido a que los elementos que conforman el problema se pueden definir y limitarlo para así llegar a la solución del problema; **analítica**, porque mediante los cálculos necesarios se logrará la interpretación del camino que sigue la presente investigación; **descriptiva**, ya que se detallará los resultados de nuestra investigación.

2.1.2 Diseño de Investigación

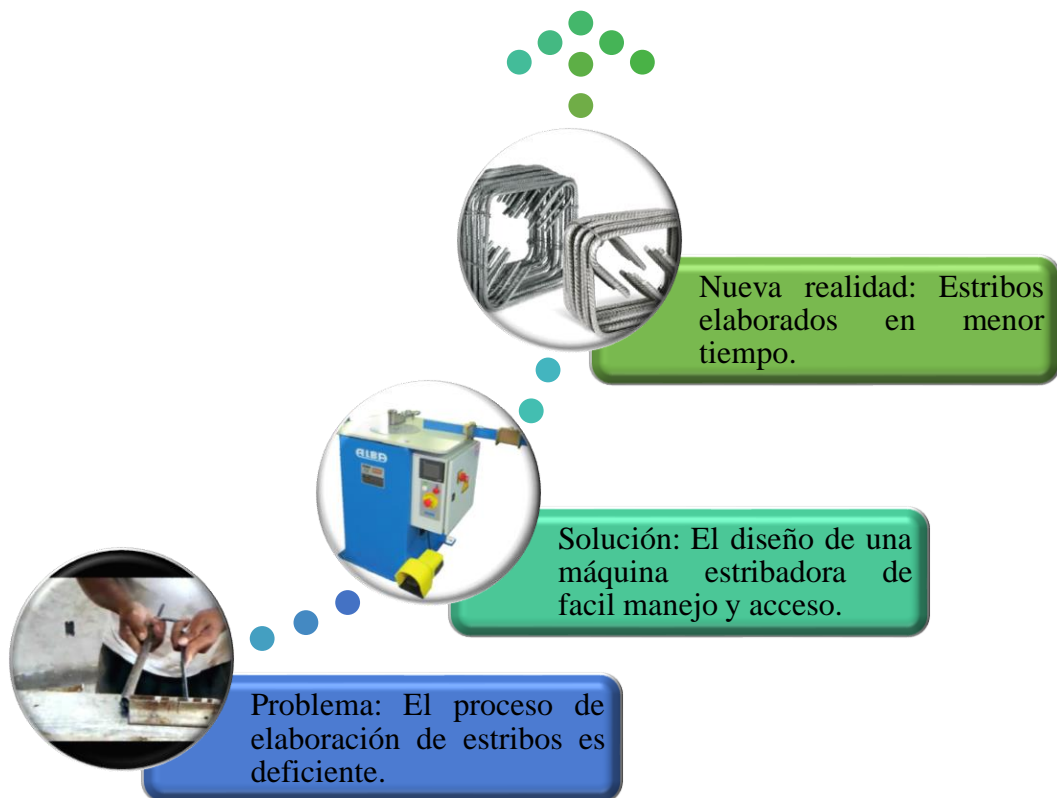


Ilustración 19: Diseño de investigación

Fuente: Propia

2.2 Métodos de investigación

La metodología a usar en el presente diseño se basa en el método descrito por Rudolph Eggert (Eggert, 2005) y George Dieter y Linda Schmidt (Dieter & Schmidt, 2013).

Para lo cual se empezó realizando la identificación del problema principal de la empresa haciendo uso de entrevistas, para posteriormente poder realizar el planteamiento de conceptos potenciales guiándose por los requerimientos de la empresa y las recomendaciones recaudadas en diferentes fuentes bibliográficas, llegando así a la mejor opción de solución. Con estos datos se dimensionará la geometría de la máquina; seguidamente se identifica los puntos críticos de la máquina para poder realizar el diseño paramétrico luego de estimar las cargas de diseño. Después de esto se seleccionará los componentes estándar de la máquina para finalmente hacer el diseño de detalle y poder realizar el cálculo económico de fabricación del proyecto.

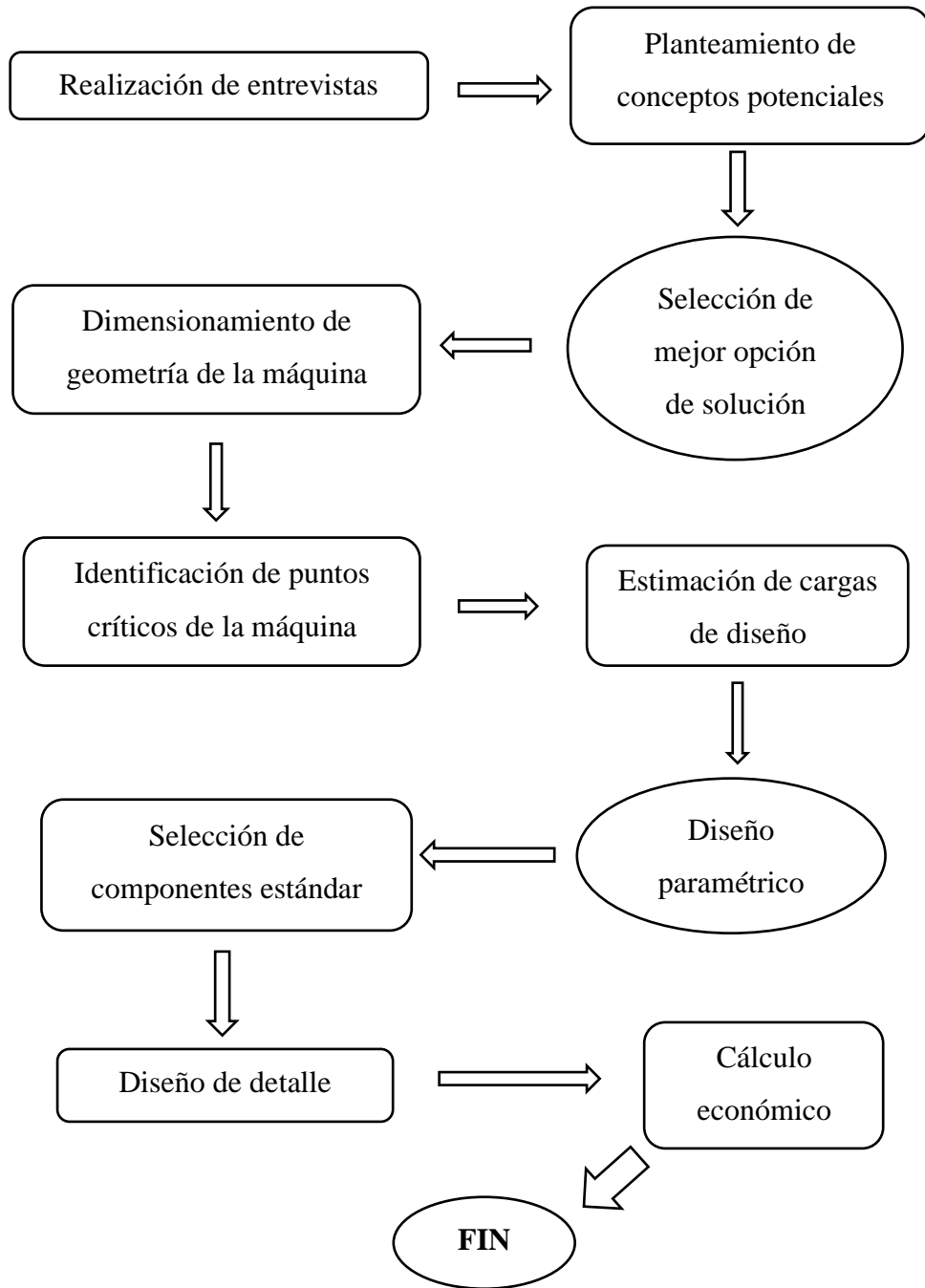


Ilustración 20: Metodología de diseño

Fuente: Propia

2.3 Población y muestra

No es aplicable a este tipo de investigación

2.4 Variables y operacionalización

2.4.1 Variables

Se considerará en el presente trabajo la metodología formal de diseño basándose en una adaptación de variables de los trabajos de Rudolph Eggert (Eggert, 2005), George Dieter y Linda Schmidt (Dieter & Schmidt, 2013), en donde proponen: Variables de Diseño, Variables de Solución, Parámetros de Definición de Problema y Variables Intervinientes.

Teniendo presente que en la sección 1.6.6 se indican los siguientes sistemas principales:

- Sistema de transmisión de potencia
- Sistema de doblado

Obteniendo las siguientes variables

Variables de diseño

- Diámetro de varilla a doblar
- Número de varillas a doblar
- Velocidad de doblado
- Material del eje
- Condiciones de carga

Variables de solución

- Potencia del Motor
- Factor de Seguridad
- Diámetros del eje

Variables intervinientes

- Temperatura del ambiente
- Resistencia del acero a doblar



Ilustración 21: Caja Negra

Fuente: Propia

2.4.2 Operacionalización

Tabla 8

Operacionalización de variables

VARIABLE	DEFINICIÓN	DIMENSIÓN	INDICADOR	ESC ALA	ÍND ICE
VARIABLES DE DISEÑO					
Diámetro de varilla a doblar	Es el diámetro de las varillas de construcción que son elaboradas con acero ASTM A 615	D_v	Diámetro de la varilla de acero ASTM A 615	m	D_v
Número de varillas a doblar	Es la cantidad de varillas que se doblarán a la vez	N_V	Cantidad de varillas de acero ASTM A 615	s/d	N_V
Velocidad de doblado	Es la rapidez con la que se efectúa el doblado	$V_d = r \cdot \omega$	Radio de giro Velocidad angular	m rad/s	r ω
Material del eje	Es el material con el que se fabricará el eje de transmisión	S_u S_y	Esfuerzo último Límite fluencia	MPa MPa	S_u S_y
Condición de carga	Es el tipo de análisis que se realizará al eje	Estático Fatiga	Análisis estático Análisis por fatiga	m m	d d
VARIABLES DE SOLUCIÓN					
Potencia del motor	Es la potencia que se requiere para realizar trabajo	$P = T \cdot \omega$	Torque Velocidad angular	N.m rad/s	T ω
Factor de seguridad	Es el valor que indica el nivel de seguridad del diseño	N	Número	s/d	N
Diámetro de eje	Es la dimensión o espesor que tendrá el eje diseñado, dependiendo de la configuración del mismo puede tener de dos a más diámetros	$d = \sqrt[3]{\frac{16N}{\pi S_y} \sqrt{4M^2 + 3T^2}}$	Factor seguridad Límite fluencia π Momento Torque	s/d MPa s/d N.m N.m	N S_y π M T
VARIABLES INTERVINIENTES					
Resistencia del acero a doblar	Es una propiedad mecánica del acero a doblar, y es conocida como resistencia a la fluencia	S_y	Límite fluencia	MPa	S_y
Temperatura del ambiente	Es la temperatura del lugar donde se ubica la máquina	T	Grados centígrados	°C	T

Nota: La condición de carga diferencia el tipo de análisis con el que se calculará el diámetro; s/d - Hace referencia a que es adimensional

Fuente: Propia.

2.5 Técnicas e instrumentos de recolección de información

2.5.1 Técnicas de recolección de datos

Se tendrá en cuenta la siguiente información:

- Entrevistas
- Observación
- Recursos bibliográficos

2.5.2 Instrumentos de recolección de datos

Modelo de entrevistas

Nuestra entrevista cuenta con los datos generales del entrevistado, instrucciones claras sobre cómo se debe llenar la entrevista, y 13 preguntas con sus respectivas alternativas. Ver ANEXOS

ANEXO N° 1

III. RESULTADOS

3.1 Identificación de Necesidades de la Empresa

Las necesidades de la empresa se determinaron mediante 6 entrevistas realizadas a ingenieros, arquitectos y maestros de obra (ver ANEXO N° 2) de la Empresa Constructora VIMAQ S.A.C. Las personas entrevistadas fueron: Juan Francisco Llanos Basilio (Gerente General), Marco Antonio Aquino Chipana (Ingeniero Civil), Martin Veliz Párraga (Arquitecto), Kevin Tadeo Martínez (Arquitecto), Wilker Pérez Medina (Maestro de Obra) y Manuel Ramírez Sauñi (Obrero).

Actualmente la Empresa VIMAQ S.A.C. no cuenta con una maquina la cual elabore o ayude en la fabricación de estribos. Por lo cual se siguen haciendo de forma tradicional la cual demanda de mucho tiempo y esfuerzo.

La empresa tiene como necesidad primordial acortar el tiempo y esfuerzo que se realiza al elaborar los estribos, con la implementación del diseño de una máquina estribadora se busca el facilitar la realización de estribos y disminuir el tiempo de los mismos.

En la Tabla 9 se reporta detalladamente todas las entrevistas realizadas.

Tabla 9

Resumen de entrevistas de necesidades de la empresa

N°	1	2	3	4	5	6
Entrevistado	Juan F. Llanos	Marco A.	Martin Veliz	Kevin Tadeo	Wilker Pérez Medina	Manuel Ramírez
Pregunta	Basilio	Aquino Chipana	Párraga	Martínez		Sauñi
¿Cómo obtiene usted los estribos?	Elabora	Elabora	Elabora	Elabora	Elabora	Elabora
Si la respuesta anterior fue COMPRA.	---	---	---	---	---	---
¿Cuál es la inversión?	---	---	---	---	---	---
¿Cuántas personas designa para la realización de estribos?	1	2	2	1	1	1
¿Cuánto tiempo o dinero cuesta la elaboración de estribos?	Se designa un obrero que tiene experiencia, pagándole su día normal de trabajo.	No opina	Según la cantidad de columnas y vigas.	Depende de cuantos estribos se requieran	Depende de la cantidad de estribos que se requieran en las columnas que se armaran en un día de trabajo	No opina
Tiempo aproximado que se demora un operario en realizar 100 estribos	60-120 min	30-60 min	60-120 min	120-240 min	60-120 min	120-240 min
Realiza un pago extra por la realización de 100 estribos	Se le paga su día normal	No	No	No	Gana su día normal	No
Si la respuesta anterior fue SI.						
¿Cuánto le paga al operario por la elaboración de 100 estribos?	---	---	---	---	---	---
Le gustaría que los estribos se elaboren de manera rápida y eficiente	Si	Si	Si	No opina	Si	Si

Considera usted que es importante reducir costo y tiempo de elaboración de los estribos.	Si	Si	Si	No opina	Si	Si
Conoce usted la existencia de máquinas automatizadas para hacer estribos.	Si	Si	Si	Si	Si	Si
En caso de existir una maquina estribadora, estaría dispuesto a adquirirla.	Si	Si	No opina	De pendiendo del tamaño y precio	Si	Depende del precio
Cuanto estaría dispuesto a pagar por una máquina que elabore los estribos de manera rápida y eficiente.	S/.2500-S/.4000	S/.2500-S/.4000	S/.1500-S/.2500	S/.1500-S/.2500	S/.2500-S/.4000	No opina
Que características debería poseer una máquina para fabricar estribos.						
Dimensiones (largo, ancho, alto) en “cm”	80 x 60 x 90	120 x 80 x 80-90	90 x 80 x 90-120	90 x 70 x 100-110	100 x 80 x 110	120 x 80 x 110
Color	Oscuros	Cualquiera	Cualquier color	cualquiera	Cualquiera	Cualquier color
Materia de las partes	Acero	Acero	Acero	No opina	Acero	Acero
Potencia	De 1 a 2 Hp	No opina	½ Hp a mas	2 a 3 Hp	½ a 2 Hp	1 a 2 Hp
Mecanismos (Cuchilla de corte o tronzadora)	Cuchilla de corte	Cuchilla de corte	Cuchilla de corte	No opina	Cuchilla de corte	Cuchilla de corte
otros	Ruedas para fácil transporte, ligera.	Ligera, fácil accionamiento.	Fácil de usar, ligera, fácil de transportar.	No sea ruidosa, fácil de usar	Fácil transporte	Fácil transporte, ruedas, soportes para los estribos hechos

Fuente: Propia

Conclusión de entrevistas

La Tabla 9 es un resumen de las entrevistas realizadas, esta tabla cuenta con siete columnas de las cuales en seis se menciona a los entrevistados y en la primera columna se transcribe las trece preguntas realizadas a los entrevistados. A continuación, se expone las conclusiones obtenidas de dicha entrevista.

Primera pregunta: ¿Cómo obtiene usted los estribos?

Se encontró que en la empresa los estribos se elaboran de forma tradicional.

Segunda pregunta: Si la respuesta anterior fue COMPRA. ¿Cuál es la inversión?

De esta pregunta no se obtuvo ningún dato ya que los estribos en la empresa se elaboran por los propios trabajadores.

Tercera pregunta: ¿Cuántas personas designa para la realización de estribos?

La empresa designa a un solo trabajador para que realice los estribos, basándonos en la respuesta de la mayoría de entrevistados.

Cuarta pregunta: ¿Cuánto tiempo o dinero cuesta la elaboración de estribos?

Se encontró que solo se necesita tiempo porque la cantidad de estribos a realizar depende de las columnas y vigas que requerirá la construcción, la actividad no requiere de un pago extra por que lo realiza un trabajador al que solo le pagan su día de trabajo normal.

Quinta pregunta: Tiempo aproximado que se demora un operario en realizar 100 estribos.

Podemos afirmar que el tiempo promedio que le toma a un trabajador realizar 100 estribos es alrededor de 60-90 minutos.

Sexta pregunta: Realiza un pago extra por la realización de 100 estribos

La empresa no realiza ningún pago extra por la elaboración de estribos.

Séptima pregunta: Si la respuesta anterior fue SI. ¿Cuánto le paga al operario por la elaboración de 100 estribos?

Todas las respuestas a la pregunta anterior fueron negativas, por lo tanto, no hay respuesta a esta pregunta.

Octava pregunta: Le gustaría que los estribos se elaboren de manera rápida y eficiente

Se encontró que a la mayoría de los entrevistados les gustaría que los estribos se elaboran de manera rápida y eficiente.

Novena pregunta: Considera usted que es importante reducir costo y tiempo de elaboración de los estribos.

A la mayoría de los entrevistados les interesa reducir costo y tiempo de elaboración de los estribos.

Decima pregunta: Conoce usted la existencia de máquinas automatizadas para hacer estribos.

Todos los entrevistados conocen de la existencia de máquinas estribadoras.

Onceava pregunta: En caso de existir una maquina estribadora, estaría dispuesto a adquirirla.

El 50% de los entrevistados está dispuesto a adquirir una máquina de estas, el otro 50% está sujeto al precio de venta de la máquina o no opina.

Doceava pregunta: Cuanto estaría dispuesto a pagar por una máquina que elabore los estribos de manera rápida y eficiente.

Podemos concluir que la máquina puede llegar a costar hasta 4000 soles.

Treceava pregunta: Que características debería poseer una máquina para fabricar estribos.

Las dimensiones en promedio varían de 90-120 cm de largo, de 60-80 cm de ancho y 90-110 cm de alto, el color no es una prioridad, las partes serian elaboradas en acero, el motor sería de una potencia entre ½ a 2 Hp., quisieran que cuente con una cuchilla

de corte, entre otras características se obtuvo que les interesa que la máquina no sea tan pesada, que su transporte sea fácil y de fácil operación.

3.2 Normativa para Fabricación de Estribos

Se encontró que el Instituto Americano de Concreto es uno de las pocas instituciones que nos habla acerca de los estribos, en su publicación (ACI 318-08) que tiene por título “Requisitos del código de construcción para Concreto Estructural (ACI 318-08) y comentario” (Institute, 2008). En este documento nos detallan los requisitos para el diseño de los diferentes aspectos en la fabricación de concreto estructural. (ANEXO N° 3)

3.2.1 Requisitos del Código de Construcción para Concreto Estructural y Comentario (Aci 318-08)

ACI 318-08 BUILDING CODE REQUIREMENTS FOR STRUCTURAL CONCRETE AND COMMENTARY – Este estándar publicada por la American Concrete Institute (ACI) específicamente entre las secciones 7.10 y 7.11 trata acerca de tamaños y limitaciones de espacio del refuerzo para compresión en vigas, aclarando que los refuerzos deben proveerse a lo largo de toda la distancia en donde se requiera el esfuerzo de compresión. En el ANEXO N° 3 se puede visualizar el extracto de este estándar.

Luego de la búsqueda a nivel nacional y mundial se determinó que la información de normativa, códigos o estándares oficiales es escasa sino inexistentes. Debido a ello se optó por extraer recomendaciones de diseño de las referencias más relevantes. Esta información resumida puede encontrarse en la Tabla 10.

Tabla 10*Recomendaciones de diseño*

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO	FUENTE	RECOMENDACIONES DE DISEÑO
MATERIAL	Alexander E. Farfán C., (2019)	Decidió utilizar el acero AISI 4340 para el sistema de engranajes, eje y cremalleras. Por otro lado optó por usar acero estructural A-36 para la polea, guía y matriz de doblado.
	Diego F. Guerrero L., (2017)	Definió utilizar el acero AISI 1018 para el eje de transmisión, con un diámetro de 1".
	Carlos E. Chavez B., (2016)	Determinó que para la estructura, matrices, etc. El material a usar será acero ASTM A36, en cambio para los ejes utilizará el AISI 1018 y AISI 4340.
	Saish D. Amonkar et. al., (2015)	Optaron por usar acero de alto carbono 40c8 para el eje, acero al carbono medio 40c8 para el engranaje de estímulo y de tornillo, y acero endurecido 10 C4 para la caja de la rueda helicoidal.
GEOMETRÍA	Diego F. Guerrero L., (2017)	El diseño arrojó las siguientes dimensiones: 180 cm de largo, 150 cm de alto y 60 cm de ancho.
	Carlos E. Chavez B., (2016)	Definió que su diseño tendrá las siguientes medidas: (largo, ancho, alto) 1750 x 650 x 890 mm.
	Barboza H., Silva S., (2015)	Las dimensiones de su diseño son: (largo, ancho, alto) 4,5 x 1,2 x 1,450 m.
	Saish D. Amonkar et. al., (2015)	La dimensión del eje usado es de 12 mm.

TÉCNICA	Alexander E. Farfán C., (2019)	La máquina poseerá un motor trifásico de 3 HP de 1700 RPM, accionando este una bomba hidráulica controlada por un actuador hidráulico.
	Mio Odar, (2017)	La máquina usará un motor de ¼ HP a 60Hz, la interfaz se hará por una pantalla LCD y 4 botones.
	Saish D. Amonkar et. al., (2015)	En el prototipo elaborado, el impactador gira a 8 rpm el cual es accionado por medio de engranajes. Usan un motor monofásico de 0,5 HP de modo que este gire en ambas direcciones.
Recomendaciones y/o mantenimiento	Alexander E. Farfán C., (2019)	Considera realizar evaluación de fuerzas, torques y potencia para los diferentes perfiles de sección recta, así como los de diferentes materiales.
	Julián D. Malaver M. et. Al., (2109)	Hace notar que es recomendable diseñar un sistema de seguridad durante la fabricación, y que este pueda ser activado con el sistema de mando.
	Diego F. Guerrero L., (2017)	Nota que es importante lubricar todas las juntas antes de iniciar la producción y realizar un mantenimiento preventivo de la máquina. Así como el deslizador lineal del sistema de corte.
	Mio Odar, (2017)	Recomienda que el responsable de utilizar la máquina esté calificado y autorizado para la misma.
	Barboza H., Silva S., (2015)	Indican que la máquina debe tener rutinas de mantenimiento diarias, mensuales, trimestrales, semestrales y bianuales.

Fuente: Propia

3.2.2 Tabla de Necesidades de la Empresa

En la Tabla 11 Se presenta las necesidades de la empresa respecto al tema de fabricación de estribos. La presente tabla se basa en la información recopilada con la ejecución de las entrevistas.

Tabla 11

Necesidades de la empresa

Código de diseño	ACI 318-08 building code requirements for structural concrete and commentary – Este estándar en las secciones 7.10 y 7.11 trata acerca de tamaños y limitaciones de espacio del refuerzo para compresión en vigas, aclarando que los refuerzos deben proveerse a lo largo de toda la distancia en donde se requiera el esfuerzo de compresión.
Material	El material a usar para el sistema crítico es AISI 1045.
Dimensiones de la máquina	Las dimensiones están definidas por los entrevistados y varían entre 90-120 cm de largo, de 60-80 cm de ancho y 90-110 cm de alto.
Material del plato de doblado	El material a usar es AISI 1045.
Precio de la máquina	El precio de la máquina deberá mantenerse alrededor de los 4000 soles.

Fuente: Propia

3.2.3 Conceptos de Solución a las Necesidades de la Empresa

Para la selección del mejor concepto capaz de solucionar el problema que presenta nuestra empresa se generara un mayor número de alternativas para seleccionar la más óptima. Para el diseño de una maquina estribadora que existen diferentes tipos siendo los siguientes:

3.2.1. Concepto 1: Estribadora Eléctrica Tipo D24LP

Este concepto está basado en el modelo comercial D24LP desarrollado por la empresa ALBA (Alba, 2017). Esta máquina tiene un soporte para la varilla que se va a doblar, también un tope movable con el cual se puede considerar la medida de doblado. Un plato de doblado que consta de dos topes uno fijo y otro movable para producir el efecto de doblado. Su accionamiento es mediante un pedal eléctrico. El mecanismo de este concepto se aprecia en la Ilustración 22:

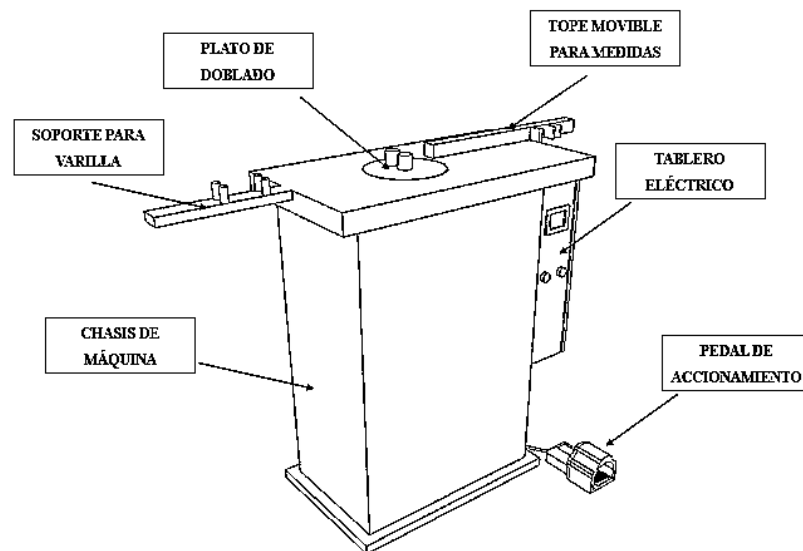


Ilustración 22: Modelo de concepto N° 1

Fuente: Propia

Ventajas:

- Tiene una producción de 350 a 500 estribos / hora
- Distintos radios de doblado
- Mando por pedal
- Motor monofásico

Desventajas:

- Precio elevado
- Difícil traslado
- Elevado peso

3.2.2. Concepto 2: Estribadora Eléctrica Tipo COMBI32/36

Este concepto está basado en el modelo comercial COMBI32/36 también desarrollado por la empresa ALBA (Alba, 2017). Este modelo tiene un soporte anti viraje para la varilla a doblar, el plato de doblado consta de 2 topes uno fijo y otro móvil, además tiene un protector encima del plato de doblado. Consta de un mecanismo de corte en la parte delantera y el accionamiento es a través de un pedal eléctrico, en la Ilustración 23 se puede observar el mecanismo de concepto:

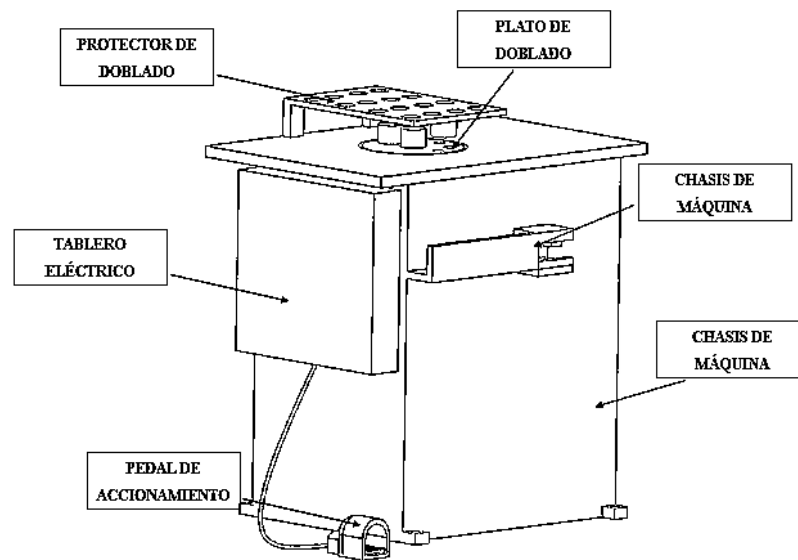


Ilustración 23: Modelo de concepto N° 2

Fuente: Propia

Ventajas:

- Puede doblar varios diámetros de espesor
- Puede cortar a la distancia que se desee
- Fácil uso

Desventajas:

- Precio elevado
- Difícil traslado
- Elevado peso

3.2.3. Concepto 3: Estribadora Neumática

Este concepto está basado en la dobladora neumática de la marca ESTRIBAMEX (Estribamex, 2013), la cual consta de un soporte para evitar que la varilla a doblar gire y no se produzca el efecto de doblado, dispone necesariamente de un tanque para almacenar aire a presión y se acciona mediante un pedal neumático. El plato de doblado consta de dos topes uno fijo y otro móvil. El modelo se puede apreciar en la Ilustración 24:

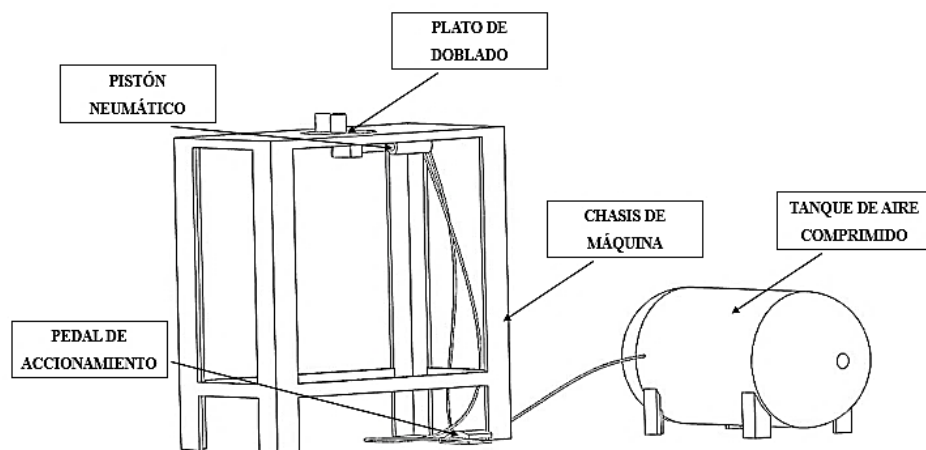


Ilustración 24: Modelo de concepto N° 3

Fuente: Propia

Ventajas:

- Dobra alambres de hasta 1/4'' de espesor
- Cualquier tipo de medida de anillos o estribos
- Dobra 10 anillos a la vez, requiriendo una sola persona para su funcionamiento

Desventajas:

- Difícil traslado

3.2.4. Concepto 4: Dobladora P3

Este concepto se basa en el modelo P3 de la marca SCHNELL (Schnell Group, 2014). Esta máquina consta de un plato de doblado con dos topos uno fijo y otro móvil, un tablero eléctrico delante de la máquina y el accionamiento es a través de un pedal. El modelo de este concepto se puede visualizar en la Ilustración 25:

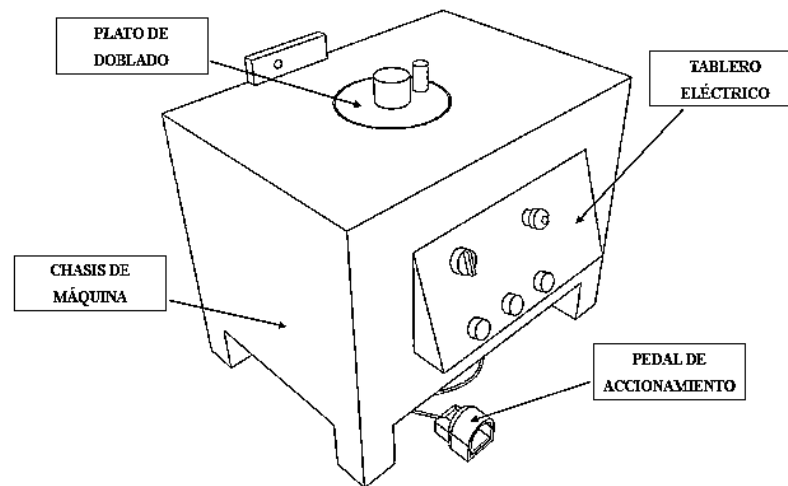


Ilustración 25: Modelo de concepto N° 4

Fuente: Propia

Ventajas:

- Mando de pedal.
- Pulsador de emergencia.
- Dobla hasta cuatro barras de 16 mm de diámetro.

Desventajas:

- Muy pesada.
- Difícil transporte.
- Precio elevado.

3.2.4 Selección del Concepto de Solución

Tabla 12

Matriz de selección por pesos ponderados

Criterio	Ponderado (%)	CONCEPTO 1		CONCEPTO 2		CONCEPTO 3		CONCEPTO 4	
		Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada
Tecnología	30	5	1,5	10	3	5	1,5	5	1,5
Tamaño	20	10	2	5	1	0	0	5	1
Peso	20	5	1	5	1	0	0	0	0
Costo	15	5	0,75	5	0,75	5	0,75	5	0,75
Transporte	15	5	0,75	0	0	0	0	0	0
Total		30	6,00	25	5,75	10	2,25	15	3,25

Nota: Los indicadores para la ponderación y puntuación se tomaron según el criterio de importancia que considera la empresa. La puntuación se considera según el nivel de satisfacción: 10 – Muy considerable, 5 – Considerable, 0 – No considerable.

Fuente: Propia.

Explicación.

De la Tabla 12 podemos destacar que los indicadores para cada criterio, debido a estar expresado en porcentaje, la suma de los ponderados debe dar el 100%. Por lo tanto, se observa que en la primera columna se muestran los criterios, en la segunda columna está el valor ponderado para cada criterio, y en las siguientes columnas está la puntuación para cada concepto de solución con su respectiva puntuación ponderada. La puntuación ponderada se obtiene multiplicando la puntuación con el valor ponderado correspondiente.

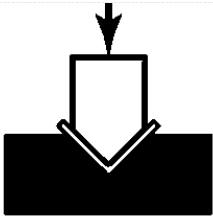
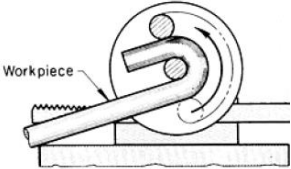
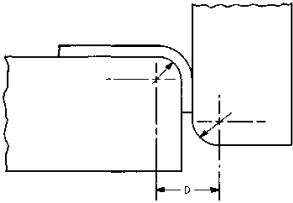
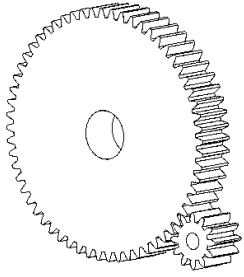
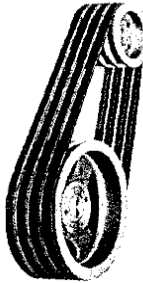
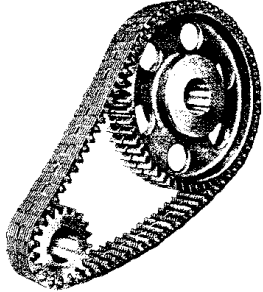
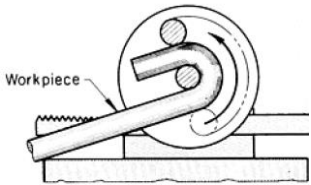
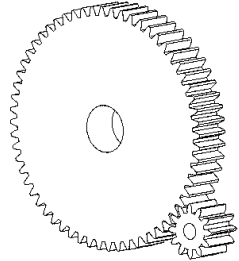
Después de realizar la matriz de selección (Tabla 12) se aprecia que el concepto de solución con mejor puntuación y por ende el más óptimo para dar solución al problema de la empresa es el concepto 1; por lo tanto, ese concepto será la base para la realización del presente trabajo.

3.2.5 Diseño de Configuración

Luego de analizar los conceptos de solución y de escoger mediante una matriz de pesos ponderados (Tabla 12) se determinó tomar como base el concepto 1; para el cual se tendrá en cuenta el tipo de accionamiento que tendrá cada sistema, la misma que se aprecia en la matriz morfológica (Tabla 13):

Tabla 13

Matriz morfológica

SISTEMAS	SOLUCIONES		
	SOLUCIÓN UNO	SOLUCIÓN DOS	SOLUCIÓN TRES
	Doblado en v	Doblado mediante giro	Barrido de borde
Sistema de doblado			
	Engranajes	Bandas	Cadenas
Sistema de transmisión			
	Sistema de doblado	Sistema de transmisión	
	Solución dos	Solución uno	
Solución preferida			

Nota: Imágenes obtenidas de libros (ASM INTERNATIONAL, (1988); Kalpakjian & Schmid, (2008); Wick, Benedict, & Veilleux, (1983); Deutschman et. al., (1987)) y elaboración propia.

Fuente: Propia

3.2.6 Dimensionamiento de la Máquina

Luego de seleccionar el concepto de diseño base y determinar la configuración de doblado se estableció las dimensiones generales de la máquina. Este dimensionamiento se realizó con base en las entrevistas realizadas (Tabla 9) y las recomendaciones encontradas (Tabla 10) en las diversas referencias revisadas y el uso del juicio ingenieril. En la Ilustración 26 se aprecia de forma gráfica las dimensiones.

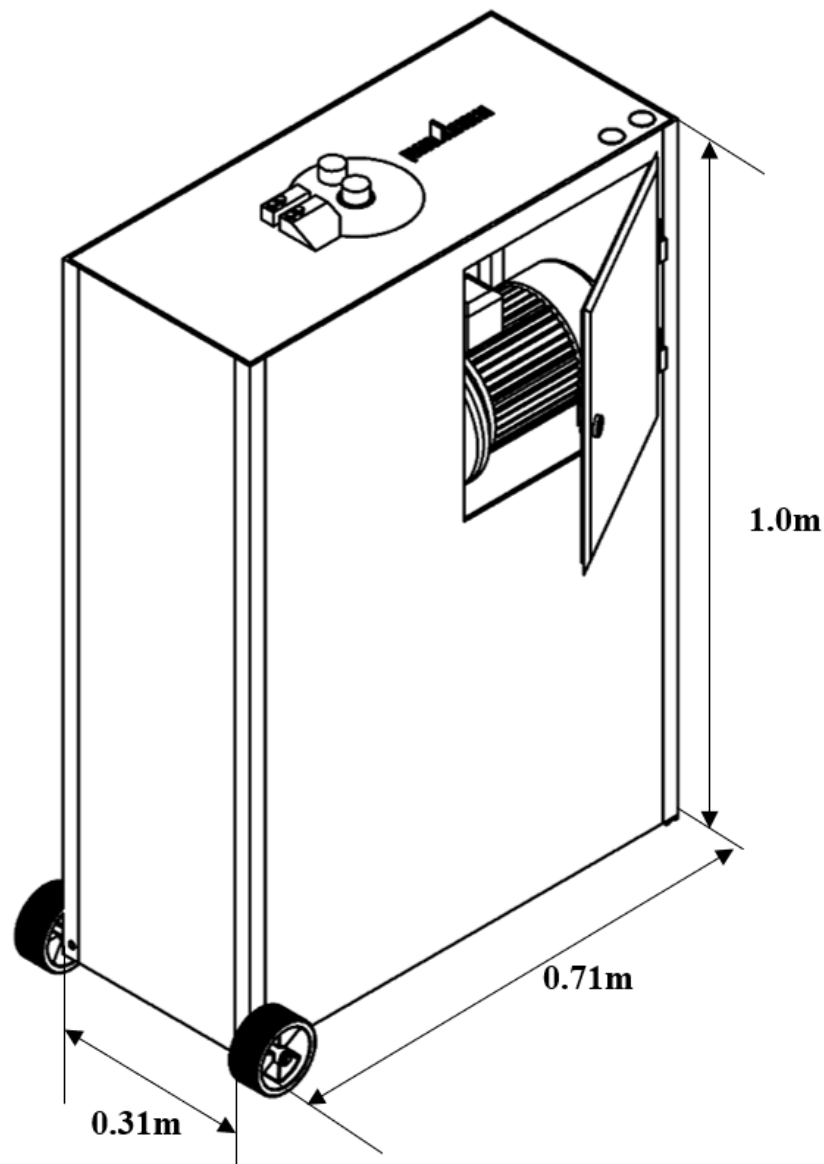


Ilustración 26: Representación gráfica de las dimensiones de la máquina.

Fuente: Propia

3.3 Identificación de Sistemas Críticos

Para la identificación del sistema o sistemas críticos de la máquina se utiliza el método porcentual (Tabla 14), del mismo que se distingue el elemento crítico a diseñar posteriormente usando el método paramétrico:

Tabla 14

Sistemas críticos

SISTEMA	ELEMENTO	(%)	PUNTOS	SUB TOTAL	TOTAL
Doblado	Eje doblado	40	5	2,0	5,0
	Plato doblado	60	5	3,0	
Transmisión	Engranajes	25	5	1,25	7,7
	Eje	60	10	6,0	
	Motorreductor	15	3	0,45	

Nota: El porcentaje para cada sistema suma 100%. Los puntajes se consideraron en una escala de 10 niveles, donde: 1 – Nada importante y 10 – Muy importante.

Fuente: Propia.

Considerando los resultados totales mostrado en la Tabla 14, se tiene que el sistema de transmisión consta con un nivel de 7,7 de criticidad. Por lo tanto, dentro del sistema de transmisión se tiene un elemento crítico que está produciendo que aumente el nivel de criticidad en este sistema. De lo anterior se especifica que el eje a usar en la transmisión de potencia tiene un nivel de criticidad de 6,0 (Tabla 14), siendo este el elemento a aplicar el diseño paramétrico.

3.3.1 Estimación de Cargas de Diseño

Para la estimación de cargas de diseño se tendrá en cuenta el momento o torque que se necesita para realizar el doblado de la varilla de acero corrugado ASTM A 615 (Ilustración 27), así como la respectiva relación de transmisión entre los engranajes de transmisión de potencia; hallando así las fuerzas respectivas que actúan en el eje, el torque al que está sometido y la velocidad a la que girará el eje. Dichos cálculos se pueden apreciar a detalle en el

ANEXO N° 4, en la Tabla 15 se muestran los resultados de estos cálculos a modo de resumen.

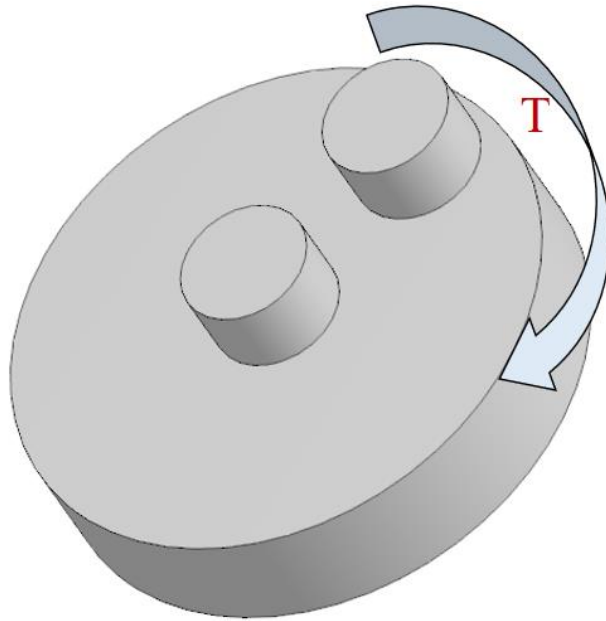


Ilustración 27: Aplicación del momento en el plato de doblado

Fuente: Propia

En la Ilustración 28 se muestra las fuerzas que afectan al eje, así como la posición en la que se encuentran y la dirección de las mismas.

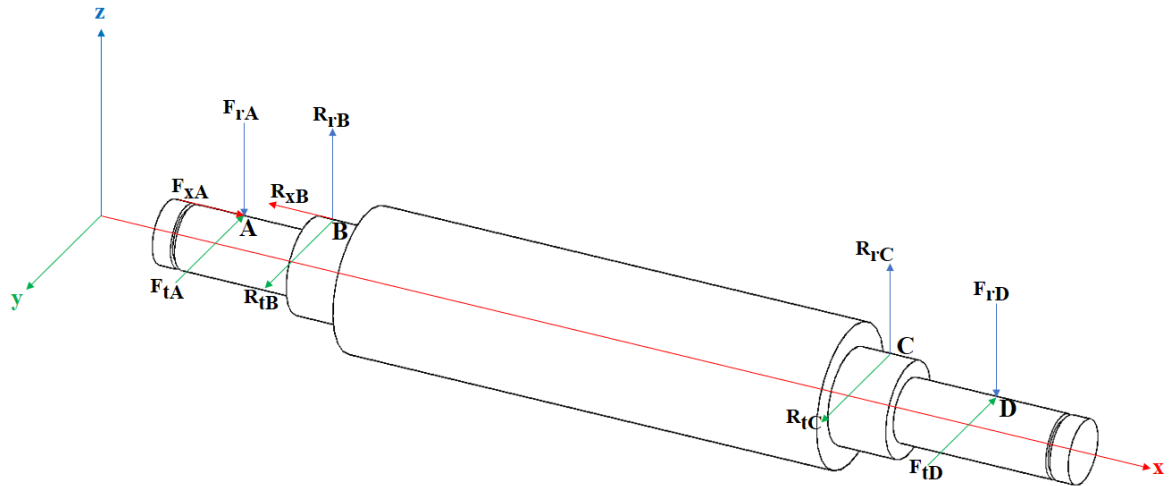


Ilustración 28: Fuerzas que afectan al eje

Fuente: Propia

Tabla 15

Resumen de cargas que afectan al eje

Variable	Valor	Und
Momento flector de varilla corrugada	232,546	N.m
Torque aplicado al eje	77,515	N.m
Velocidad de giro del eje	120	rpm
Fuerza tangencial engrane cónico	1937,882	N
Fuerza radial engranaje cónico	498,745	N
Fuerza axial engranaje cónico	498,745	N
Fuerza tangencial engranaje	2067,074	N
Fuerza radial engranaje	752,354	N

Fuente: Propia

Una vez obtenido las cargas de diseño y haber revisado la influencia de las variables de diseño con relación a las de solución apreciables en la Ilustración 21 (Caja Negra) se realiza la optimización del eje de transmisión. Teniendo como parámetros la longitud del eje (30 cm) y el material de la varilla a doblar (acero ASTM A 615). Las variables de diseño tomadas son el diámetro de varilla a doblar, el número de varillas a doblar, la velocidad de doblado, el material del eje y las condiciones de carga a las que se verá expuesto el eje.

3.3.2 Optimización de Diseño mediante GUI MATLAB®

En la Tabla 16 se especifican los valores asignados a las variables de diseño paramétrico. Para la realización de este diseño se vio conveniente apoyarse en las fórmulas propuestas por las teorías de diseños de ejes. Seguidamente se procedió a elaborar la interfaz gráfica en MATLAB, agilizando el diseño paramétrico a través de este medio.

Tabla 16

Variables y Valores para elaborar la parametrización en MATLAB

	Variables	Unidades	Valores/Rango
Parámetros de definición	Longitud de eje	cm	30
	Material de varilla a doblar	Adim.	ASTM A 615
Variables de diseño	Diámetro de varilla a doblar	mm	6 – 8 – 9,525
	Número de varillas a doblar	Adim.	1 – 2 – 3 – 4
	Velocidad de doblado	rpm	16 – 24 – 30 – 38
	Material del eje (AISI)	Adim.	1020 – 1045 – 1060
	Condiciones de carga	Adim.	Estático – fatiga
Variables de solución	Potencia del motor	HP	A determinar
	Factor de seguridad	Adim.	A determinar
	Diámetros del eje	cm	A determinar

Fuente: Propia

Se aprecia la interfaz gráfica de presentación en la Ilustración 29. La misma que consta con el logo de la universidad, el nombre de la facultad, nombre de la escuela profesional, el título de la investigación y los nombres de los autores. Seguidamente tiene un atajo de nombre “EMPEZAR”, el mismo que nos lleva a la ventana de cálculo. En la Ilustración 30 se aprecia la ventana de inicio a los cálculos respectivos, los mismos que se mostrarán a detalle en el

ANEXO N° 4 y ANEXO N° 5.



Ilustración 29: Interfaz de presentación de GUI

Fuente: Propia



Ilustración 30: Interfaz de inicio a los cálculos detallados del dimensionamiento del eje de la máquina

Fuente: Propia

Con el fin de corroborar los resultados obtenidos por la GUI, se realizó el cálculo detallado del eje de transmisión (ANEXO N° 5). Los resultados obtenidos de este cálculo, correspondiente a los diámetros en cada sección del eje se muestran en la Tabla 17 para carga estática y en la Tabla 18 para carga por fatiga.

Tabla 17

Resultados de cálculos en carga estática

Diámetros	Valor	Und
Sección A	1.2	cm
Sección B	1.4	cm
Sección C	1.4	cm
Sección D	1.2	cm

Fuente: Propia

Ilustración 31: Dimensionamiento de eje en condición de carga estático

Fuente: Propia

Tabla 18

Resultados de cálculos en carga de fatiga

Diámetros	Valor	Und
Sección A	2	cm
Sección B	3	cm
Sección C	3	cm
Sección D	2	cm
Sección BC	3.175	cm

Fuente: Propia

Ilustración 32: Dimensionamiento de eje en condición de carga por fatiga

Fuente: Propia

Luego de concluir con la elaboración de la GUI, se realizó la evaluación paramétrica de las variables involucradas. En la Ilustración 33, Ilustración 34 e Ilustración 35 se expone las gráficas paramétricas para la condición de carga estática. Se analiza el diámetro (abscisas) para encontrar un factor de seguridad (ordenadas) respecto a los diversos tipos de material usado: AISI 1020, 1045 y 1060; el número de varillas a las que se producirán el doblado y el diámetro de la varilla a doblar. Para el presente diseño y determinación del material y diámetro del eje se analiza la parametrización en carga de fatiga (Ilustración 36, Ilustración 37 e Ilustración 38)

debido a que este es el caso en que se producen más fallos en ejes rotatorios. Para los casos de parametrización por carga de fatiga se consideran las mismas variables que en los casos de carga estático.

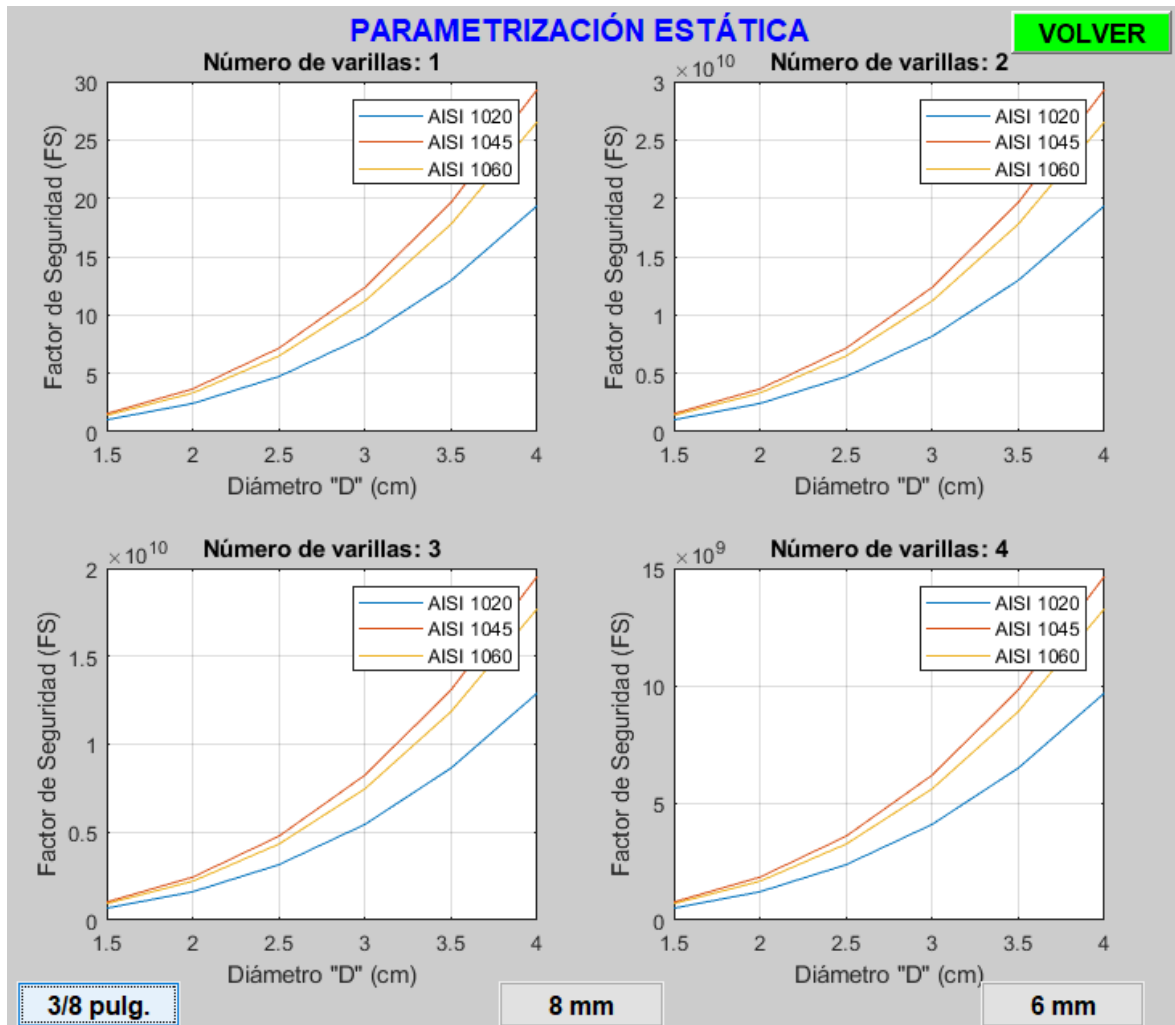


Ilustración 33: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Factor de seguridad por Carga Estática. Variables de diseño parametrizadas son: Diámetro de eje, Material de Eje, Número de varillas que se doblarán y el Diámetro de varilla a doblar en este caso es 3/8 de pulgada.

Fuente: Propia

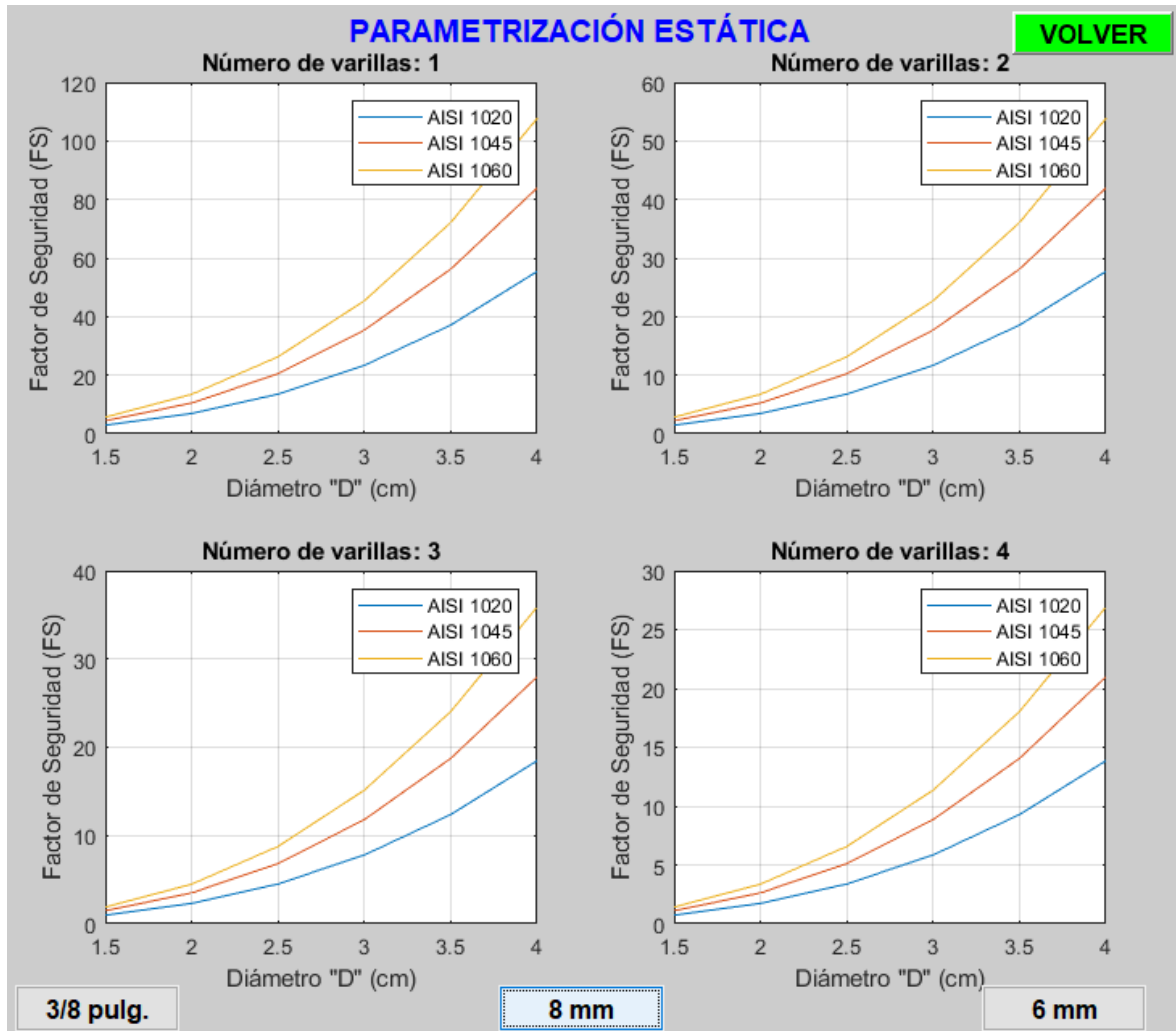


Ilustración 34: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Factor de seguridad por Carga Estática. Variables de diseño parametrizadas son: Diámetro de eje, Material de Eje, Número de varillas que se doblarán y el Diámetro de varilla a doblar en este caso es 8 mm.

Fuente: Propia

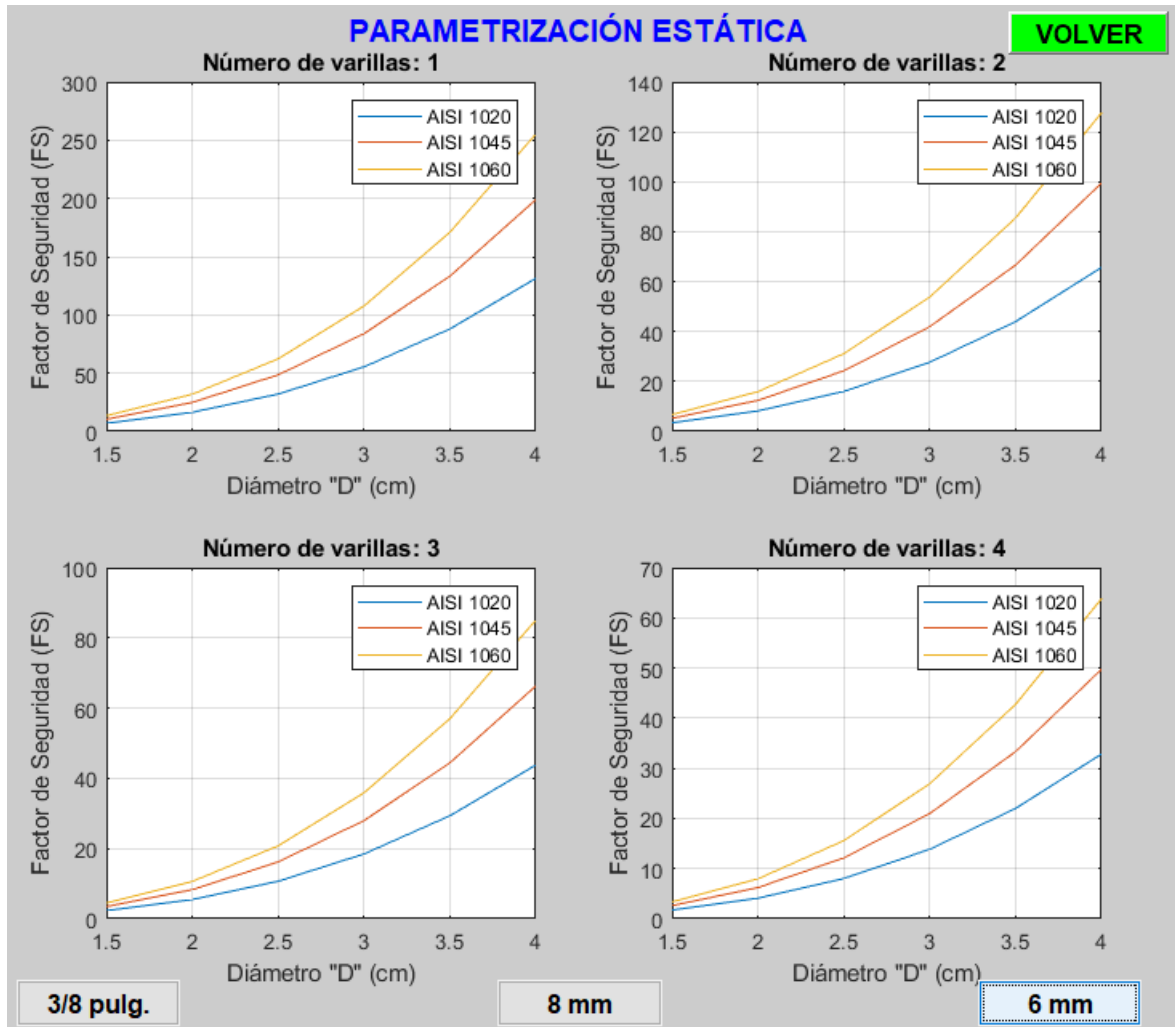


Ilustración 35: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Factor de seguridad por Carga Estática. Variables de diseño parametrizadas son: Diámetro de eje, Material de Eje, Número de varillas que se doblarán y el Diámetro de varilla a doblar en este caso es 6 mm.

Fuente: Propia

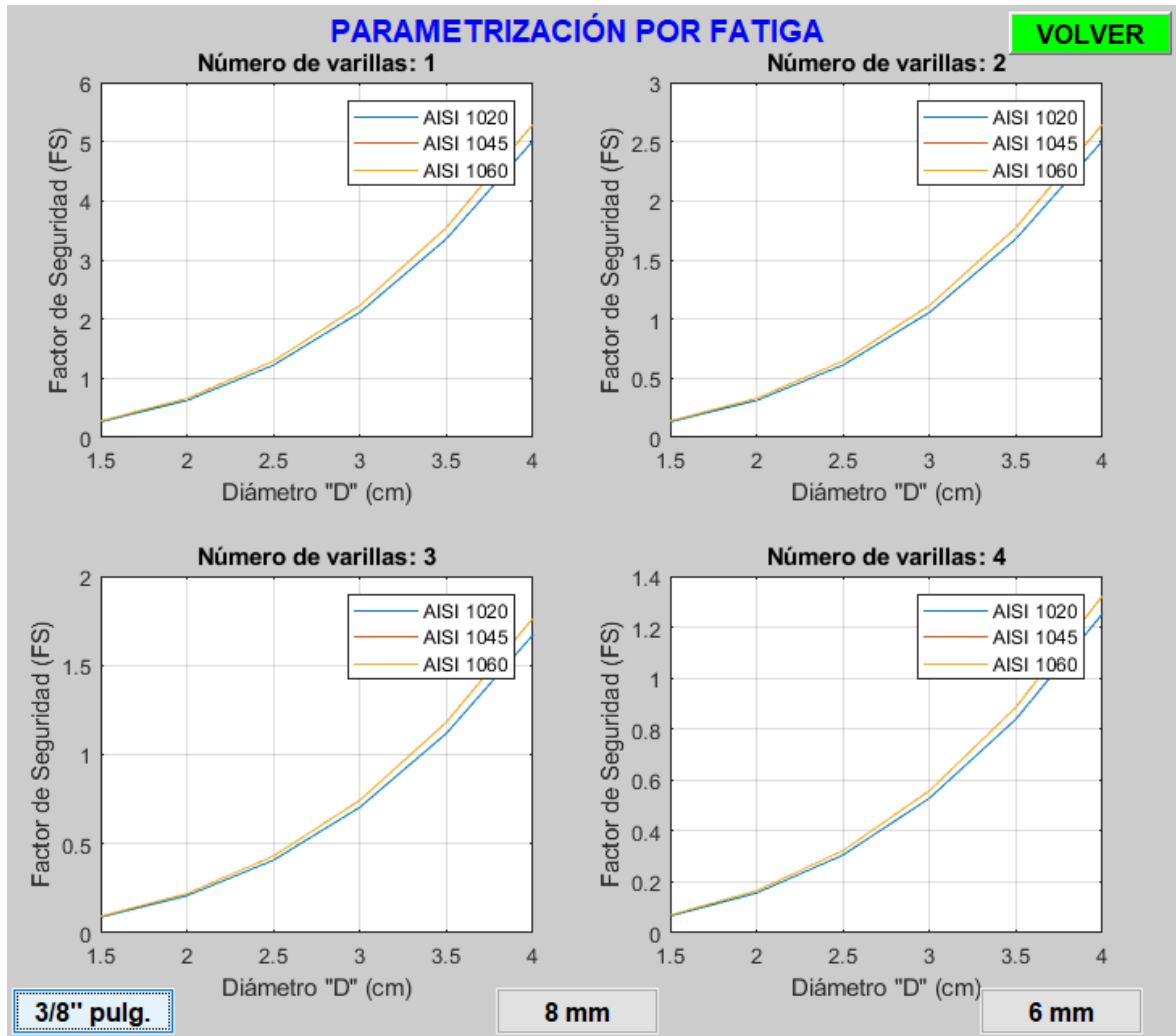


Ilustración 36: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Factor de seguridad por Carga de Fatiga. Variables de diseño parametrizadas son: Diámetro de eje, Material de Eje, Número de varillas que se doblarán y el Diámetro de varilla a doblar en este caso es 3/8 de pulgada.

Fuente: Propia

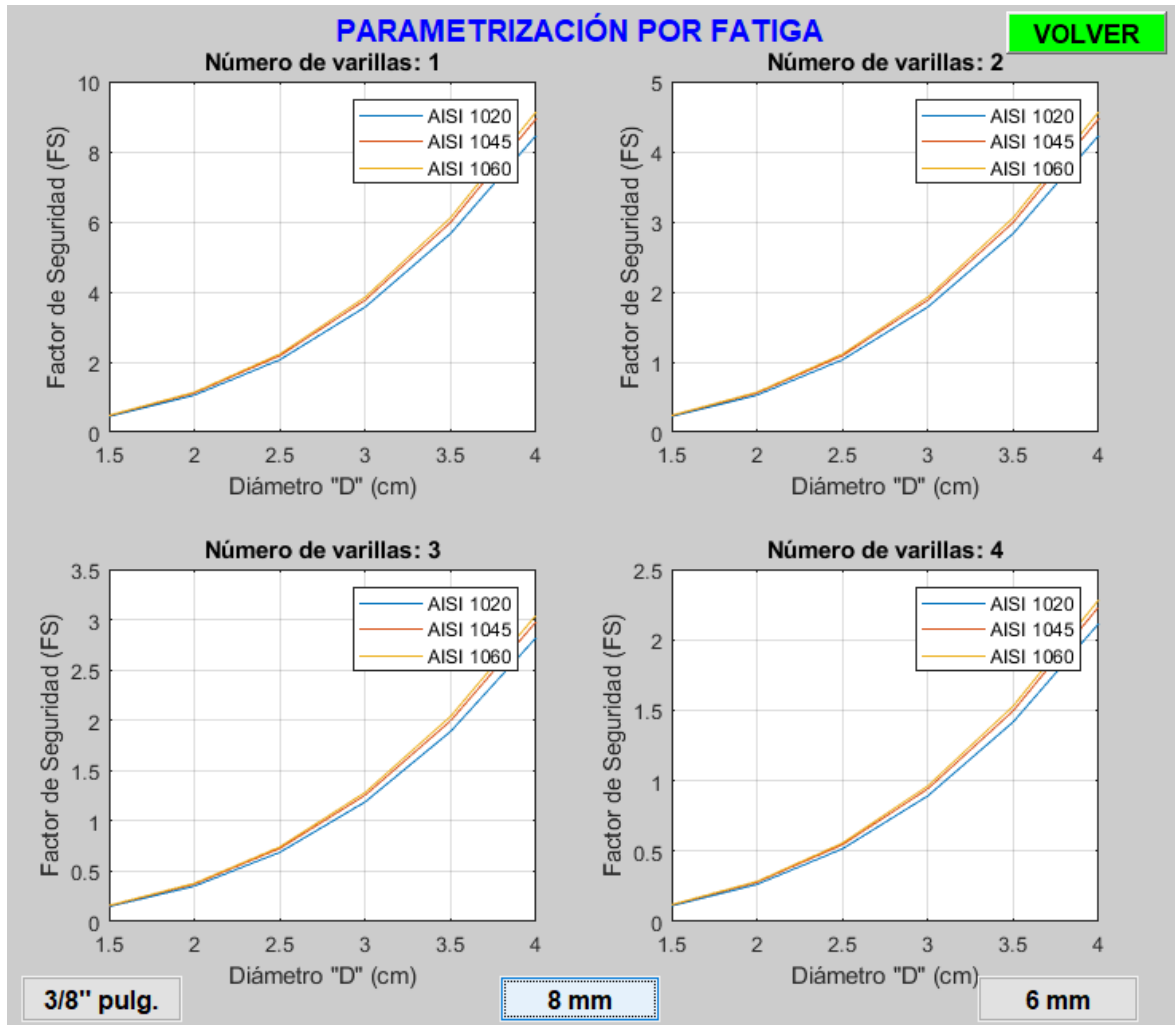


Ilustración 37: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Factor de seguridad por Carga de Fatiga. Variables de diseño parametrizadas son: Diámetro de eje, Material de Eje, Número de varillas que se doblarán y el Diámetro de varilla a doblar en este caso es 8 mm.

Fuente: Propia

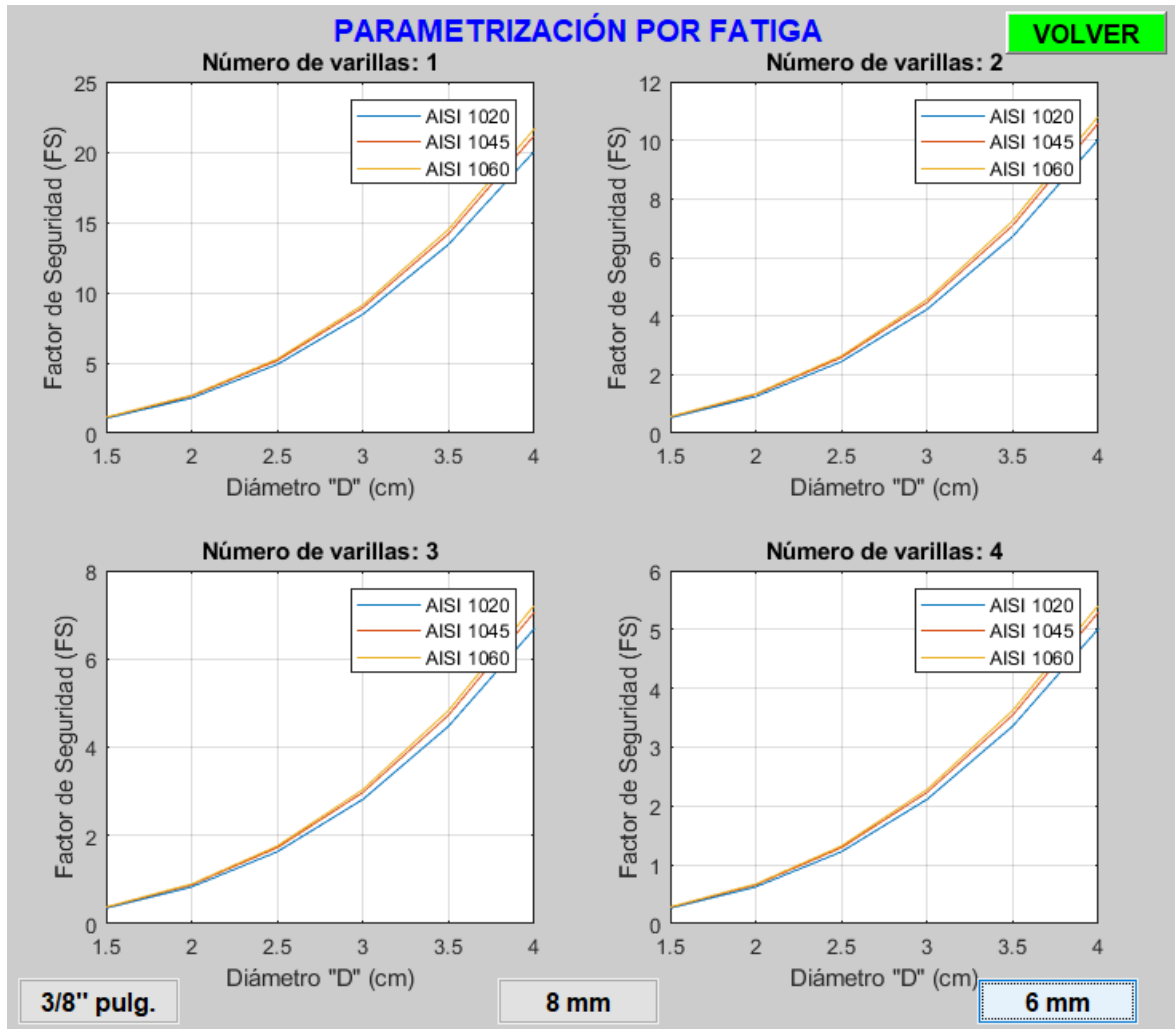


Ilustración 38: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Factor de seguridad por Carga de Fatiga. Variables de diseño parametrizadas son: Diámetro de eje, Material de Eje, Número de varillas que se doblarán y el Diámetro de varilla a doblar en este caso es 6 mm.

Fuente: Propia

3.3.3 Optimización de Diseño mediante Simulaciones en Solidworks Corp

Luego de realizar la parametrización a través de la GUI, y con base en los cálculos realizados (ANEXO N° 5), se determina las dimensiones del eje considerando doblar solamente 1 varilla.

Después de determinar lo indicado previamente y revisar las variables de diseño sobre las variables de solución de la Ilustración 21 (Caja negra). Se procedió a graficar el eje en el software de apoyo SpaceClaim de ANSYS versión 18.2. Luego se realizó la importación del modelo gráfico a la interfaz de Workbench (ANSYS). Seguidamente determinó las condiciones de análisis basados en los datos de las variables apreciables en la Tabla 19; finalmente se realizó el mallado del eje y se ejecutó la simulación.

Los resultados de las simulaciones realizadas nos arrojaron datos de deformación, esfuerzos de Von Misses, ciclos de vida y los respectivos factores de seguridad según el tipo de carga (Estático y fatiga).

A partir de la Tabla 20 a la Tabla 24 se aprecia la parametrización mediante simulaciones para cada material y la cantidad de varillas a doblar. Las simulaciones detalladas se pueden apreciar en el ANEXO N° 5, seguidamente a los cálculos realizados.

Tabla 19*Valores de las variables para simulación paramétrica*

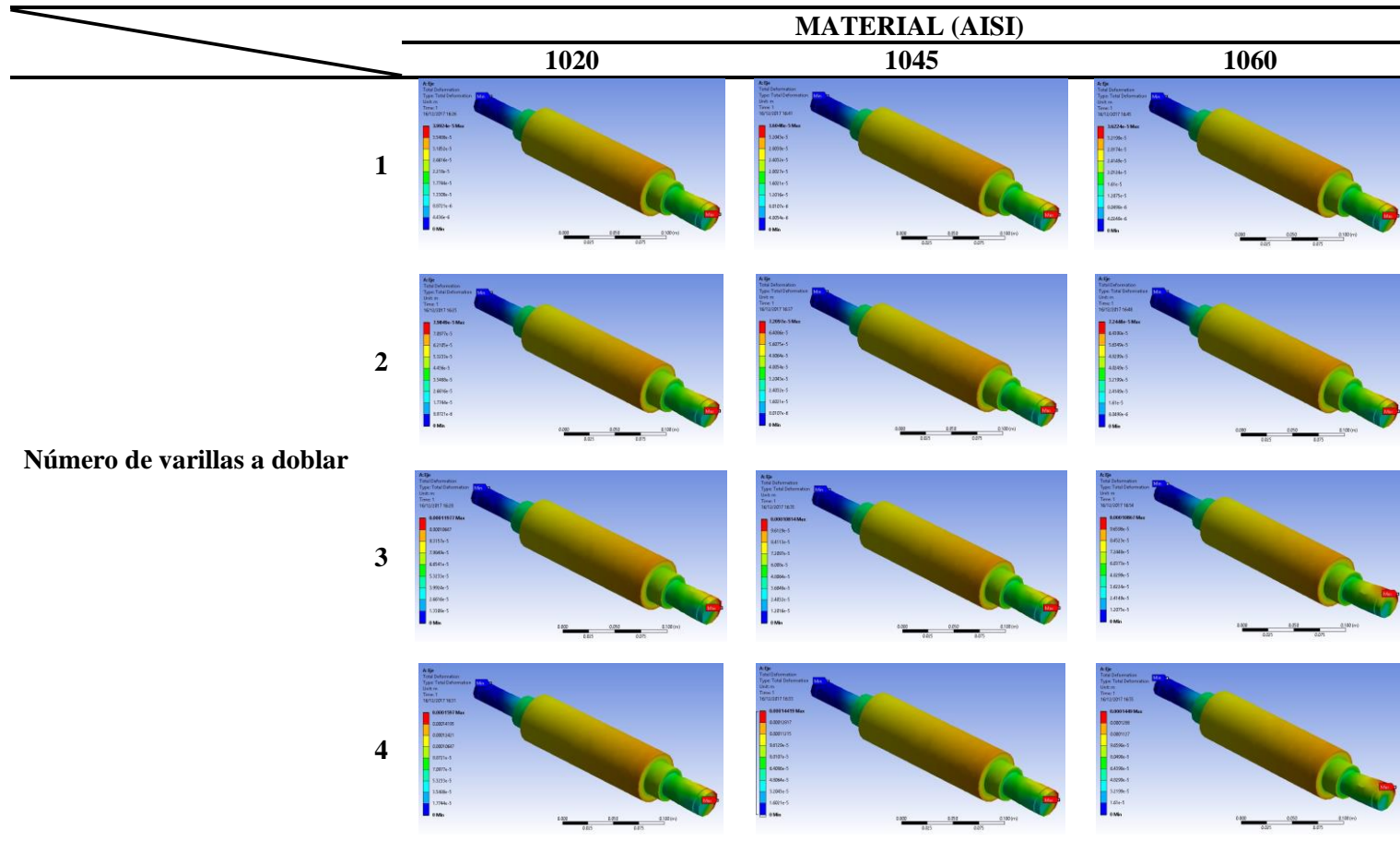
Descripción	Parámetros	Valores	Unidades	
Diámetros del eje	Punto A y D	2,0	cm	
	Punto B y C	3,0	cm	
	Sección BC	3,175	cm	
Dimensiones generales del eje	Sección A	3,9	cm	
	Sección B y C	0,9	cm	
	Sección BC	18,74	cm	
	Sección D	5,0	cm	
Variables de diseño				
Material del eje	AISI 1020	Su	420	MPa
		Sy	350	MPa
	AISI 1045	Su	630	MPa
		Sy	530	MPa
	AISI 1060	Su	620	MPa
		Sy	485	MPa
Varillas	Cantidad a doblar		1	Adim
			2	Adim
			3	Adim
			4	Adim
Torque	En el eje según la cantidad de varillas		77,515	N.m
			155,031	N.m
			232,546	N.m
			310,061	N.m

		1937,882	N
	Fuerza tangencial	3875,765	N
		5813,647	N
		7751,529	N
Fuerzas en el punto A		498,745	N
	Fuerza radial	997,489	N
		1496,234	N
		1994,979	N
		498,745	N
	Fuerza axial	997,489	N
		1796,234	N
		1994,979	N
		2067,074	N
	Fuerza tangencial	4134,149	N
		6201,223	N
Fuerzas en el punto D		8268,298	N
		752,354	N
	Fuerza radial	1504,707	N
		2257,061	N
		3009,414	N
Variables de solución			
Deformaciones totales	Máxima	Determinar	mm
Esfuerzos equivalentes	Von Misses	Determinar	MPa
Ciclos de ruptura	Vida infinita	Determinar	Ciclos
Factor de seguridad	Carga estática	Determinar	N
Factor de seguridad	Carga fatiga	Determinar	N

Fuente: Propia

Tabla 20

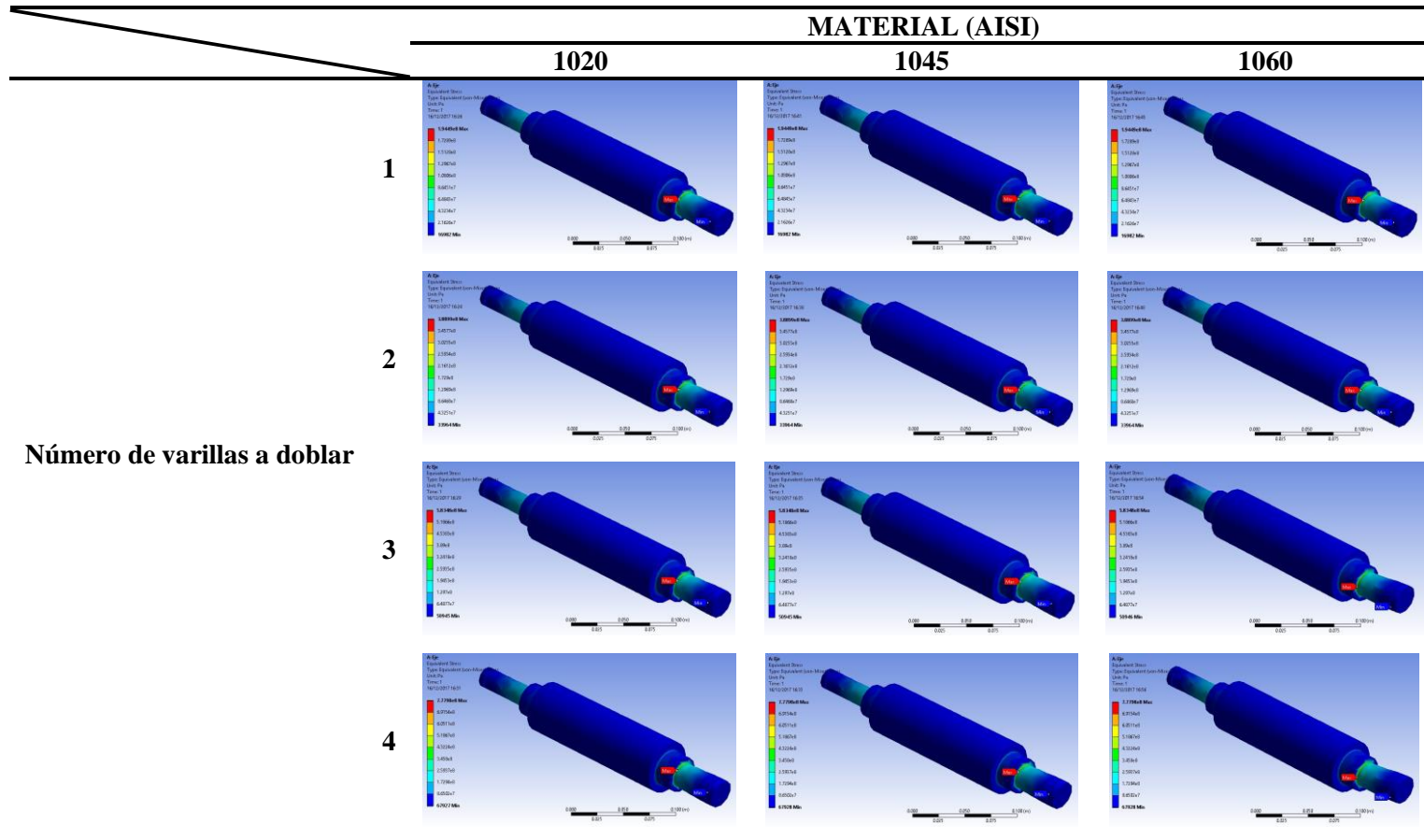
Matriz Gráfica Paramétrica para las deformaciones.



Fuente: Propia

Tabla 21

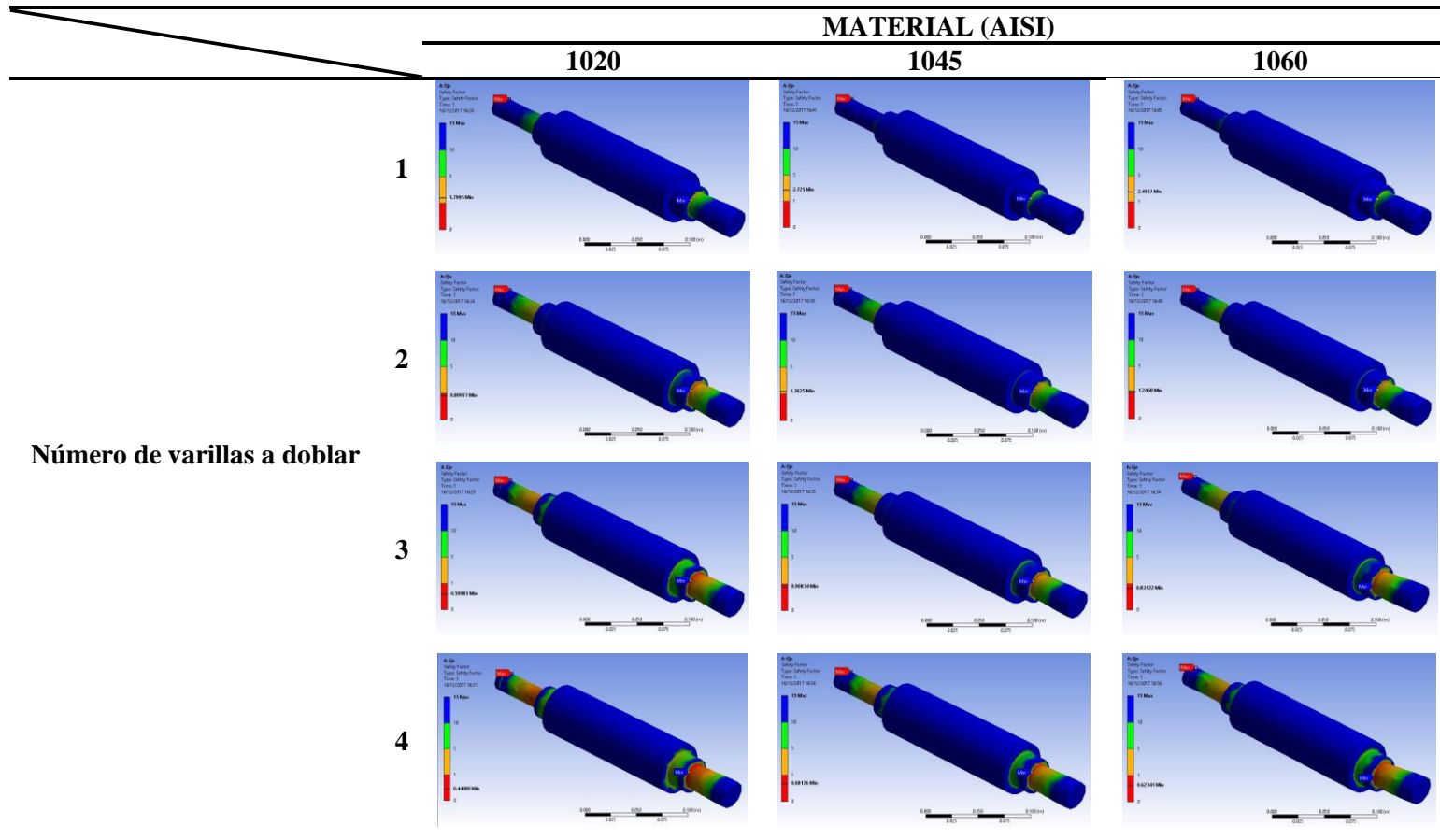
Matriz Gráfica Paramétrica para los esfuerzos equivalentes.



Fuente: Propia

Tabla 22

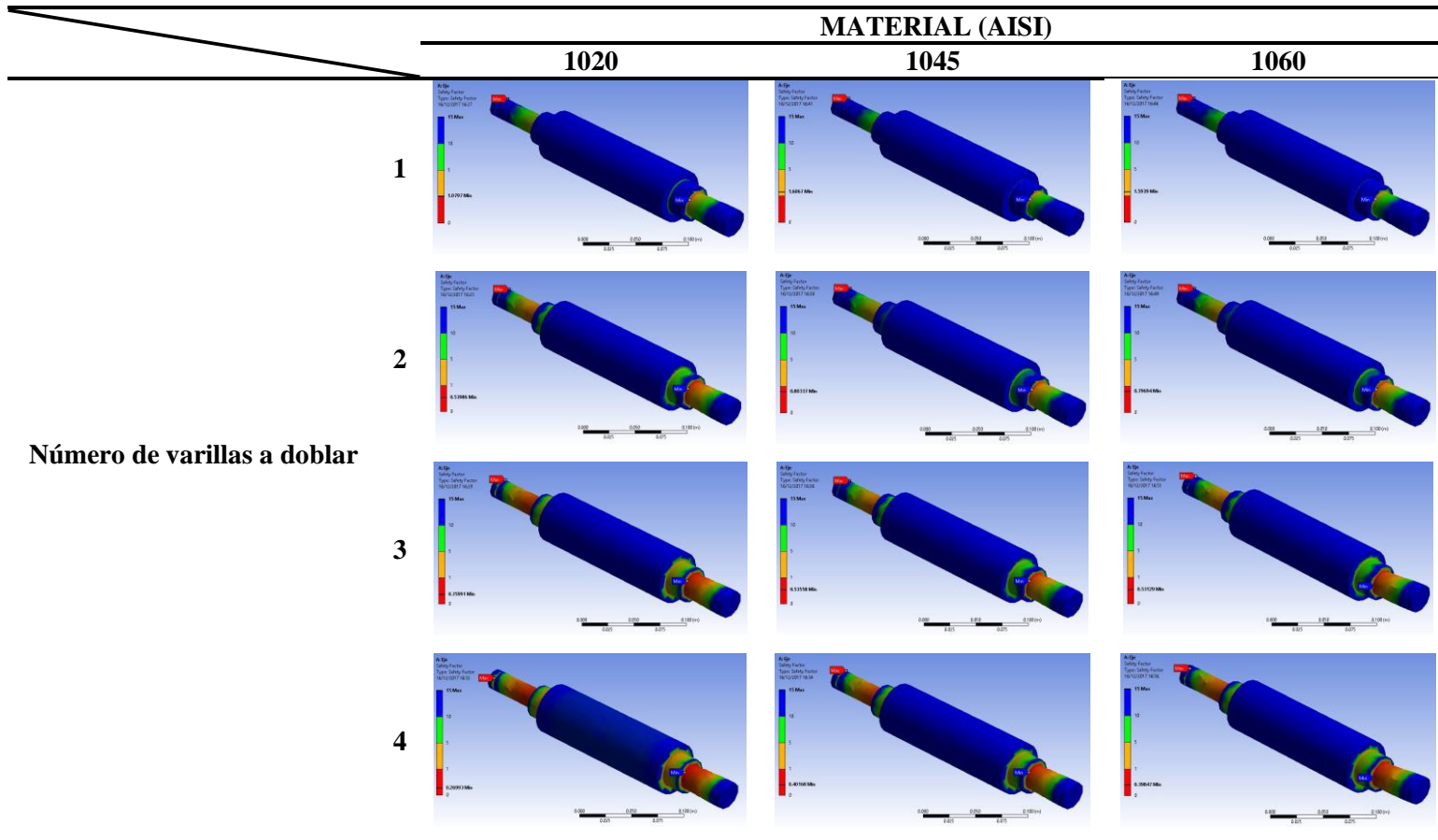
Matriz Gráfica Paramétrica para el factor de seguridad para carga estática.



Fuente: Propia

Tabla 23

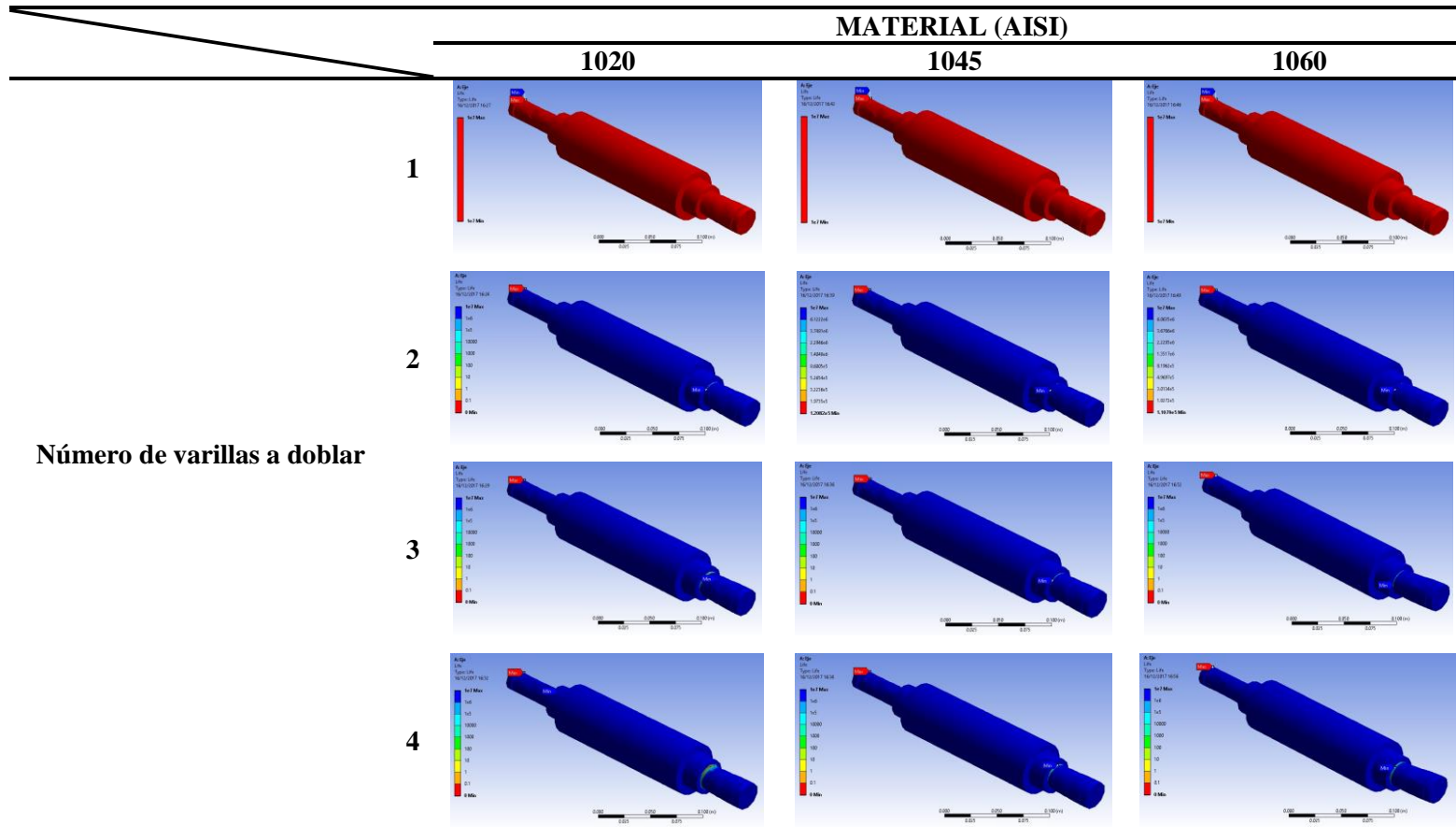
Matriz Gráfica Paramétrica para el factor de seguridad para carga en fatiga.



Fuente: Propia

Tabla 24

Matriz Gráfica Paramétrica para los ciclos de vida.



Fuente: Propia

3.4 Selección de Componentes Estándar

Los componentes a seleccionar serán: el motor, motorreductor, los engranajes a utilizar y los rodamientos. En la Tabla 25 se puede apreciar los componentes que se seleccionaron para ser considerados en esta máquina. En el ANEXO N° 6 se encuentran los detalles de selección de componentes y las páginas específicas de los catálogos de los cuales se realizó la selección, sabiendo de antemano que algunos de estos componentes requieren algunos cálculos y otros no.

Tabla 25

Resumen de componentes a utilizar

Componente	Especificaciones	
	Ítem	Descripción
Motor	Marca	SIEMENS
	Tipo armazón	145TD
	Frecuencia	60 Hz
	Potencia	1,5 HP
	Velocidad Nominal	1800 rpm
	Numero de Frases	3
	Dimensiones	366,8 x 206.8 x 191 mm
Reductor	Modelo	CMG012
	Tipo brida	B5/B14
	Velocidad Nominal	120 rpm
	Relación de transmisión	14,62
Engranajes cónicos	Marca	BEA
	Ángulo de presión	20°
	Módulo	5
	Dientes	20
	Diámetro primitivo	90 mm
	Diámetro de eje	20 mm
	Largo	42 mm
Masa	1,25 kg	

Engranajes cilíndricos	Marca	BEA	
	Ángulo de presión	20°	
	Módulo	5	
	Dientes	15 – 45	
	Diámetro primitivo	75 – 225 mm	
	Diámetro de eje	20 – 25 mm	
	Largo	50 – 50 mm	
	Masa	2,07 – 15,30 kg	
Rodamientos	Marca	SKF	
	Diámetro de eje	30 mm	
	Diámetro total	62 mm	
	Ancho	16 mm	
	Capacidad carga (KN)	C= 20,3; Co= 11,2	
	Factor de Cálculo f₀	14	
	Designación	6206-2RS1	
	Masa	0,20 kg	
Chavetas	Marca	OPAC	
	Designación	DIN 6885	
	Engranaje Cónico	Dimensiones	Generales 6x6x36 mm
		(hxaxl)	Chavetero eje 5,97x3,5 mm
		(axh)	Chavetero cubo 6,02x2,5 mm
		Redondeado fondo chavetero	0,4 mm
		Masa	0,0102 kg
	Engranaje Recto	Marca	OPAC
		Designación	DIN 6885
		Dimensiones	Generales 6x6x45 mm
(hxaxl)		Chavetero eje 5,97x3,5 mm	
(axh)		Chavetero cubo 6,02x2,5 mm	
		Redondeado fondo chavetero	0,4 mm
		Masa	0,0127 kg

	Marca	OTTA
	Designación	DIN 475-20 * 1,75
Anillos de retención	Diámetro de eje	19 mm
	Diámetro de anillo	18,5 mm
	Ancho de anillo	1,75 mm
	Masa	0,0013 kg

Nota: hxaxl; indican los valores de altura, ancho y largo. C y Co; carga básica dinámica y carga básica estática respectivamente.

Fuente: Propia

3.5 Diseño de Detalle de la Máquina

En la presente sección se mostrará las vistas pertenecientes al plano general de la máquina, los planos de detalle y de vista explotada, al igual que del plano general se pueden apreciar completamente en ANEXO N° 8: **PLANOS GENERALES**, ANEXO N° 9: **PLANOS DE FABRICACION** y ANEXO N° 10: **PLANO DE VISTA EXPLOTADA**.

En la vista isométrica (Ilustración 39), se observa gráficamente la configuración geométrica de la máquina.

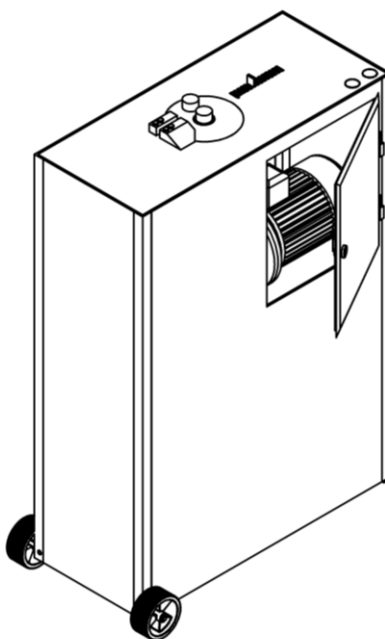


Ilustración 39: Vista isométrica de la máquina

Fuente: Propia

En la vista frontal (Ilustración 40) se aprecia la medida que tendrá de altura la máquina.

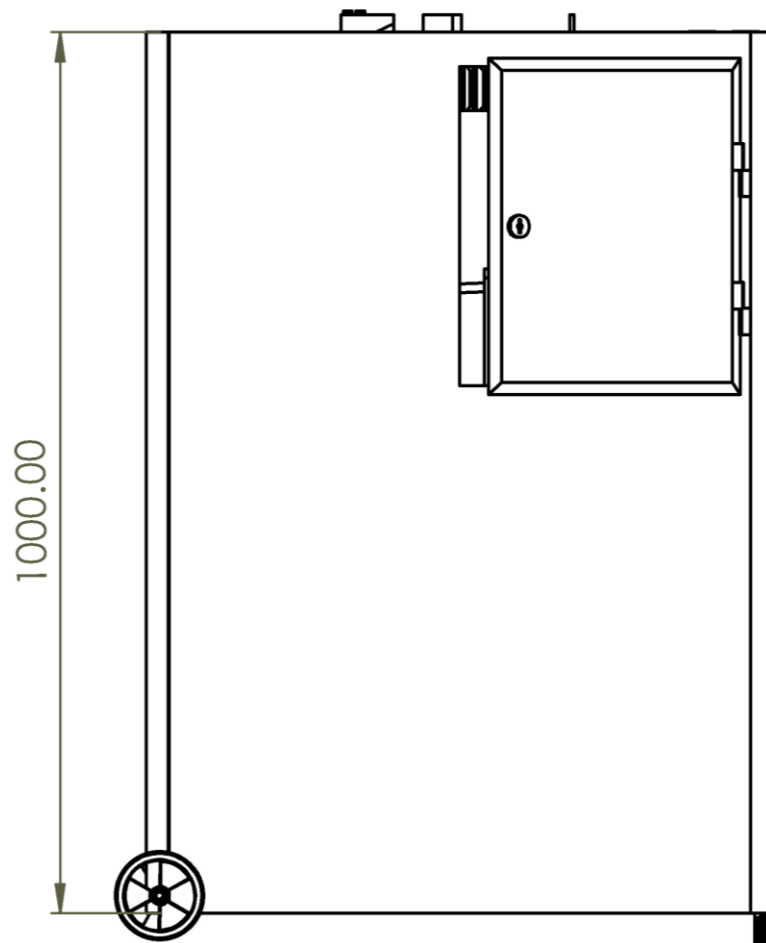


Ilustración 40: Vista Frontal de la máquina

Fuente: Propia

En el corte de la vista frontal (Ilustración 41) se aprecia claramente la medida de largo con la que contará la máquina, así como la distribución de los componentes en el interior de la máquina.

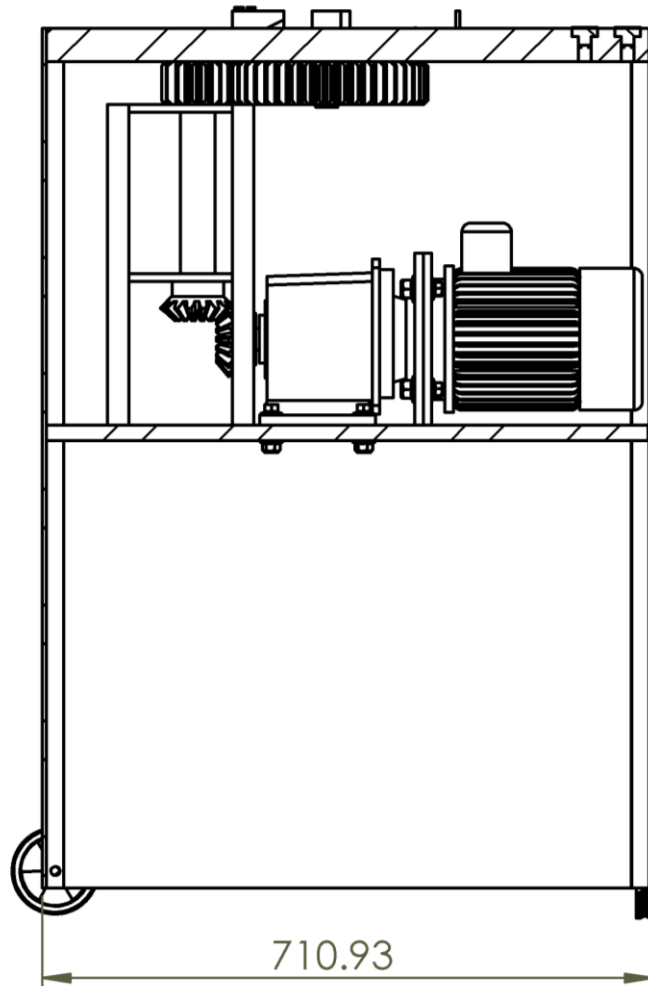


Ilustración 41: Corte de Vista Frontal de la máquina

Fuente: Propia

Por último, en la vista superior (Ilustración 42) se observa el ancho de la máquina, considerando las ruedas así como también sin ellas.

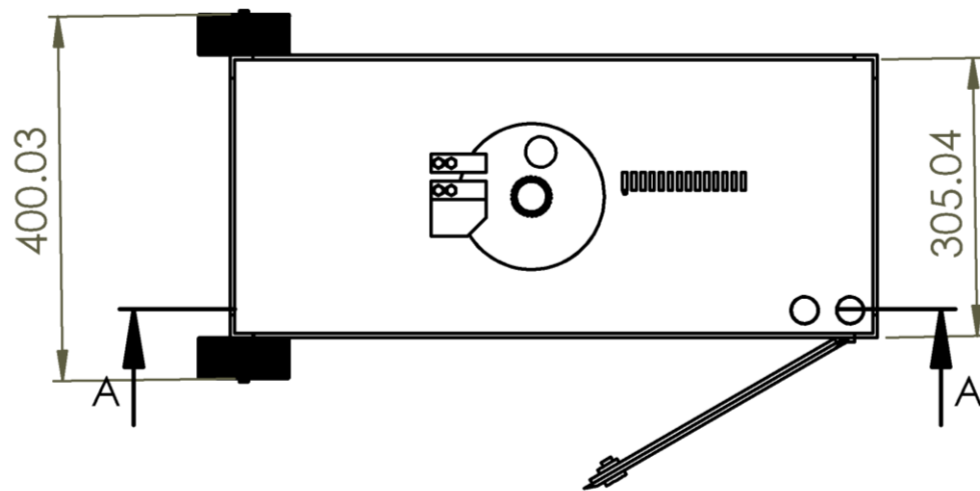


Ilustración 42: Vista superior de la máquina

Fuente: Propia

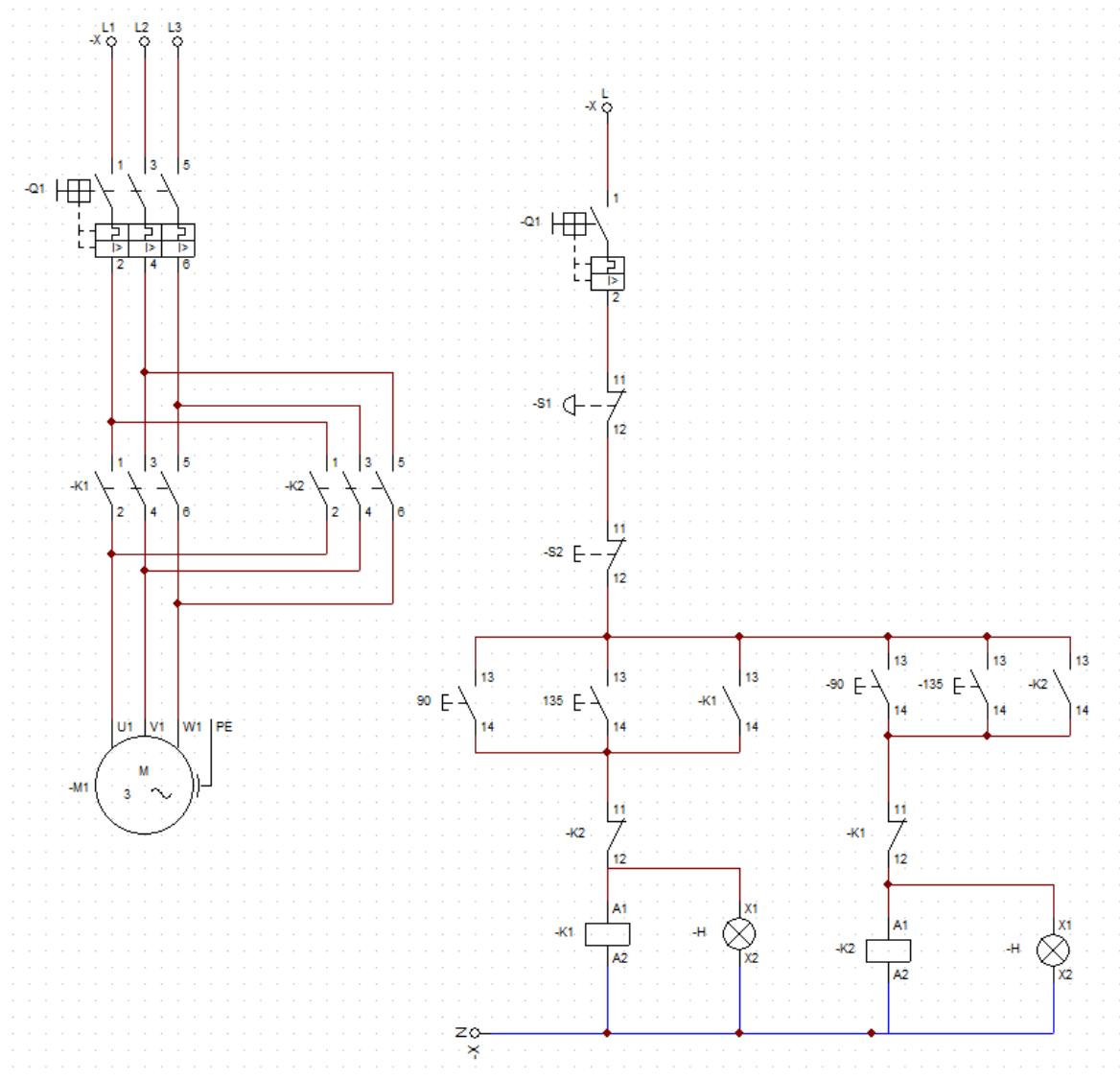


Ilustración 43: Circuito eléctrico de la máquina

Fuente: Propia

3.6 Análisis Económico de Fabricación del Proyecto

Los cálculos respectivos se pueden apreciar en detalle en el ANEXO N° 12. Por tal motivo es que en la Tabla 26 se indica solamente los costos de las diversas partes de la máquina, para obtener el costo de fabricación total de la misma y poder proceder con los cálculos económicos.

Tabla 26

Resumen de costos de fabricación de la máquina

COSTOS DE ESTRUCTURA		
ELEMENTO	CANT.	PRECIO
Fabricación completa de la estructura	1	S/. 800.00
Pintado de estructura	1	S/. 100.00
COSTOS DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN		
Motor + reductor 3 Ø	1	S/. 750.00
Engranajes cónicos	2	S/. 70.00
Fabricación completa del eje de transmisión	1	S/. 150.00
Rodamiento de bolas	3	S/. 120.00
Engranaje recto	2	S/. 100.00
Fabricación completa del plato de doblado	1	S/. 100.00
COSTOS DE ASPECTOS ELÉCTRICOS		
Protección de instalación	1	S/. 25.00
Componentes de automatización	Varios	S/. 609.50
Mano de obra de instalación	1	S/. 800.00
TOTAL		S/. 3624.50

Fuente: Propia

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La empresa VIMAQ S.A.C., gracias al presente diseño podrá elaborar estribos de manera rápida, eficiente y sin descuidar los aspectos mencionados en el estándar internacional “ACI 318-08”.
- El concepto seleccionado como base de diseño es el más adecuado para cumplir con los requerimientos de la empresa, lo mismo sucede con el sistema de transmisión y doblado visible en la Tabla 13.
- Analizando la máquina se pudo determinar que el sistema de transmisión de potencia es la parte crítica, la misma que se parametrizó basados en la cantidad de varillas a doblar y el material del eje.
- Las dimensiones del eje obtenidas mediante los cálculos manuales (ANEXO N° 5) y la parametrización en la interfaz gráfica de MATLAB (de la Ilustración 31 a la Ilustración 38), son aplicables para realizar el doblado de una varilla, los mismos que se pueden sustentar gracias a los resultados obtenidos de la parametrización mediante simulaciones en SOLIDWORKS (Tabla 20 a Tabla 24).
- La selección de los componentes estándar para la máquina se puede apreciar en el ANEXO N° 6 y los catálogos de los mismos en el ANEXO N° 7, se debe de tomar en cuenta que todos los componentes cumplen con los requerido por el presente diseño.
- El cálculo económico de la máquina se puede apreciar en el ANEXO N° 12, obteniendo del mismo que la máquina es factible para su fabricación y adquisición.

4.2 Recomendaciones

- Gracias a que la empresa VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C nos permitió observar y plasmar en el presente estudio sus necesidades, se recomienda a la empresa adquirir nuevas ideas para mejorar realizar con mucha más eficiencia su labor.
- En el presente estudio se recomienda estudiar más a detalle y mejorar el presente diseño, para así poder mejorar el campo de la construcción no solo para empresas constructoras sino también para los albañiles y demás implicados en el rubro.
- Gracias a que el presente estudio tiene varios aspectos que se podrían estudiar a detalle de forma individual, es recomendable seguir ahondando en los mismos y así poder obtener un diseño mucho más completo y eficiente.
- Los componentes estándar a seleccionar recomendablemente utilizar originales con marcas reconocidas, esto ayudaría a que la máquina tenga mayor durabilidad y mejor eficiencia en su funcionamiento.
- Tanto a otros investigadores como a la empresa se recomienda revisar a profundidad los planos y mejorarlos en lo posible, para que así con cada mejora la máquina pueda seguir perfeccionándose.
- En caso de que otro investigador o la empresa antes mencionada realice alguna modificación en la geometría o características del presente diseño puede guiarse del análisis económico realizado en el presente trabajo y actualizarlo a las necesidades al momento de realizado las modificaciones requeridas, es recomendable realizar este análisis para corroborar que el planteamiento realizado es beneficioso económicamente.

REFERENCIAS

- Fundación Wikimedia, Inc. (6 de septiembre de 2017). *Wikipedia la enciclopedia libre*.
Obtenido de ANSYS: <https://es.wikipedia.org/wiki/ANSYS>
- Aceros Arequipa, S.A. (s.f.). CATÁLOGO DE PRODUCTOS Y SERVICIOS.
CATÁLOGO DE PRODUCTOS Y SERVICIOS, 5.
- Aceros Arequipa, S.A. (s.f.). ESTRIBOS CORRUGADOS. *ESTRIBOS CORRUGADOS*,
2.
- Alba. (2017). *ALBA*. Obtenido de <http://alba.es/productos/maquinas-de-ferralla/dobladora-de-ferralla/dobladoras-ligeras>
- Albert Blasbichler, H. S. (s.f.). *Progress Maschinen & Automation*. Obtenido de
<http://www.progress-m.com/es/productos-estribadoras-automaticas/linea-eba-s>
- Amonkar, S. D., Naik, V. Y., Chougale, S. D., Anavkar, S. P., & Prabhavalkar, M. S.
(2015). *DESIGN AND DEVELOPMENT STIRRUP MAKING MACHINE*. Ambav.
- Arduino. (MARZO de 2020). *ARDUINO*. Obtenido de
<https://www.arduino.cc/en/Guide/Introduction>
- Arequipa, A. (2017). ACEDIM. *ACEDIM*, 2-4.
- ASM Internacional. (1988). *ASM HANDBOOK Forming and Forging*.
- Autodesk. (2020). *Autodesk*. Obtenido de <https://www.autodesk.com/>
- Aza Santillán, G. S. (2014). *DISEÑO ESTRUCTURAL DE UN EDIFICIO RESIDENCIAL DE CONCRETO ARMADO DE OCHO PISOS Y SEMISÓTANO*. Lima.
- Baez López, D. (2007). *Matlab con Aplicaciones A la Ingeniería, Física y Finanzas*. Alfaomega.
- Barboza Huamán, R., & Silva Sandoval, C. (2015). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA DOBLADORA CONTROLADA POR ACCIONAMIENTO ELECTROHIDRÁULICO PARA PERFILES ESTRUCTURALES LAC Y TUBOS SCH 40 DE HASTA 4 PULGADAS DE DIÁMETRO*. UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN, Pimentel.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México, D.F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. DE C.V.

- Cando Merino, D. R., & Hernadez Guilcapi, I. C. (2012). *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA TORCEDORA DE VARILLA CUADRADA DE 1/2 PULGADA EN FRIO*. Riobamba - Ecuador.
- Chávez Bonito, C. E. (2016). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90*. AMBATO.
- Corporación Aceros Arequipa S.A. (2007). *El Acero, Lo que hay que saber*. Lima: Grupo Publicidad S.R.L.
- Deutschman, A. D., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1987). *DISEÑO DE MÁQUINAS TEORÍA Y PRÁCTICA*. MACMILLAN PUBLISHING CO., INC.
- Dieter, G. E., & Schmidt, L. C. (2013). *Engineering Design*.
- Duche Tibán, F. D. (2015). *Diseño y Simulación de una Máquina Enderezadora de Láminas de Acero Inoxidable de 0,30 A 0,60 mm de Espesor y 1,22m de Ancho*. Quito.
- Ebawe. (2020). *Ebawe Anlagentechnik*. Obtenido de <https://www.ebawe.de/es/>
- Eggert, R. J. (2005). *Engineering Design*.
- Ellsen. (2017). *ELLSSEN Bending Machine*. Obtenido de <http://ellsenbendingmachine.com/>
- Esparza Meza, T., López García, J., & Zúñiga García, M. Á. (2008). *Anteproyecto para el Diseño de una Máquina Generadora de Anillos para Construcción*. México D.F.
- Estribamex. (2013). *ESTRIBAMEX*. Obtenido de <http://www.estríbamex.com/2013/05/dobladora-neumatica.html>
- Eurobend. (2014). Varilla Reforzada. *EUROBEND INNOVACION & HISTORIA*, 58-117.
- Farfán Collao, A. E. (2019). *DISEÑO DE UNA MAQUINA DOBLADORA DE TUBERIA ASTM A-192 PARA CALDERAS ACUOTUBULARES*. TRUJILLO.
- Geovanny, T. C. (2015). *DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN LABORATORIO DE MODELADO Y DISEÑO MECÁNICO ASISTIDO POR COMPUTADORA MEDIANTE SOFTWARE CAD 3D-2D Y SOLIDWORKS EN LA UNIVERSIDAD*

- TECNICA DE COTOPAXI SEDE LA MANA CANTON LA MANA PROVINCIA DE COTOPAXI AÑO 2013*. La Maná - Ecuador. Obtenido de SolidWorks Corporation.
- Gerrero Lomas, D. F. (2017). *MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6MM DE DIÁMETRO*. IBARRA.
- Gonzales Gonzales, L. A., Hernández Valle, C. E., Gonzales Estrada, D., & García Jacobo, J. J. (2013). *Metodología para Diseñar una Máquina para Fabricar Estribos de Alambroón para la Industria de la Construcción*. Coyoacán - Mexico D.F.
- Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales, Procesos y Sistemas*.
- Group, M. (2016). MEP welcome to the future. *MEP the first 50 years of innovation*, 2-4.
- Hanoof, M., Vishwanth, R., Sureshkumar, P., & Saravanan, N. (2014). *DESIGN AND FABRICATION OF HYDRAULIC ROD BENDING MACHINE*. Tamilnadu, India.
- Hurtado Espejo, R. C. (2011). *Estudio de la Soldabilidad de Barras Corrugadas*. Lima.
- Idrovo Castro, E. F. (2015). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DOBLADORA OLEO-HIDRÁULICA DE TUBOS CIRCULARES DE HASTA 50 MM DE DIÁMETRO EXTERIOR*. CUENCA.
- Institute, A. C. (2008). *Building Code Requirements for Structural Concrete (ACI 318-08) and Commentary*. Farmington Hills, U.S.A.
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. (2008). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. Pearson.
- Malaver Martinez, J. D., & Velez Moreno, C. C. (2019). *DISEÑO DE UNA MAQUINA CIZALLADORA Y DOBLADORA DE LÁMINAS METÁLICAS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO*. BOGOTÁ.
- Martínez Cruz, J. E., Meléndez Juárez, M. V., & Velázquez Lavariega, R. L. (2011). *AUTOMATIZACIÓN DE UN SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO PARA EL PROCESO DE DOBLADO DE ANILLOS O ESTRIBOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE INMUEBLES*. México D.F.

- Marwan, M., Arda , A., & Bani Oudeh , O. (2020). *DESIGN OF AUTOMATIC STIRRUP BENDING MACHINE (ASBM)*. PALESTINA. Obtenido de <https://212.14.244.216/handle/20.500.11888/14898>
- McCormac, J. C., & Brown, R. H. (2013). *DESIGN OF REINFORCED CONCRETE* (Novena ed.). John Wiley & Sons.
- Mio, J. C. (2017). *DISEÑO DE MÁQUINA ELECTROHIDRÁULICA AUTOMÁTICA CON SISTEMA DE CORTE Y EMPAQUETADO PARA OPTIMIZAR DOBLADO DE ESTRIBOS PARA TALLER BLACKLINE*. CHICLAYO.
- Molina León, E. R., & Rubio Tomalácelio, A. (2012). *ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA DOBLADORA DE TUBO PARA EL CENTRO DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI*. Latacunga - Cotopaxi - Ecuador.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas un enfoque integrado*. México: Pearson Educación S.A.
- NSK. (2019). *CATALOGOS DE RODAMIENTOS NSK*. Recuperado el 2019, de www.nsk.com
- Palacios Flores, C. P. (2011). *Diseño de una Máquina de Figuración de Barras de Acero de Refuerzo para Hormigón Armado*. Quito.
- Ponzio, M., Corbinelli, R., & Mugelli, M. (10 de Setiembre de 2019). *USA Patente n° US10411570B2*.
- Ritter, J., Gott, H., Ritter, K., Gamillscheg, O., Boyer, W., & Ritter, G. (1973). *Graz, Austria Patente n° 322.878*.
- Robayo Pantoja, N. H., & Rodríguez Rubio, F. (2011). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA DOBLADORA DE VARILLAS*. Bogotá.
- Schnell Group. (2014). Job site machine. *MACHINE'S CATALOGUES*, 14.
- Siderperú, S.A. (2013). ECOEFICIENCIA EMPRESARIAL. *SIDER CONTIGO*, 10.

- Sotomayor Alvarez, P. R. (2016). *DISEÑO ESTRUCTURAL DE UN EDIFICIO DE AULAS-LABORATORIO DE CONCRETO ARMADO Y EVALUACION ECONOMICA DEL USO DE VIGAS POSTENSADAS*. Lima.
- Swindells, J. E. (2015). INTERWIRE TRADE EXPOSITION. *WIRE FORMING TECHNOLOGY*, 28-32.
- T.A, M., M.M, G., & J.P, M. (2015). *INNOVATIVE CONCEPT OF COILING MACHINE INTEGRATED WITH ROLLING MILL TO REPLACE THE STIRRUP MAKING PRACTICES*. Nagpur.
- Trujillo Zurita, O. P. (2014). *Diseño y Construcción de una Máquina para Cortar y Doblar Estribos en Serie para Columnas de Hormigón Armado*. Quito.
- Tufektshiev, G. D. (1971). *Gabrovo, Bulgaria Patente n° 742.715*.
- Ubicania. (2020). *UBICANIA.COM EMPRESAS Y COMERCIOS DEL PERU*. Obtenido de UBICANIA.COM EMPRESAS Y COMERCIOS DEL PERU:
<https://ubicania.com/empresa/vimaq-constructora-sac-20601623146>
- Vigithra, R., Ramanan, K., Selvakumar, G., Thamizharasan, V., & Udayakrishnan, T. (2015). *DESIGN AND ANALYSIS OF AUTOMATIC STIRRUP MAKING MACHINE*. Chennai.
- Virani, M., Vekariya, J., Sheth, S., & Tamboli, K. (2013). *DESIGN AND DEVELOPMENT OF AUTOMATIC STIRRUP BENDING MECHANISM*. Gujarat.
- Wang Feng, C. H. (25 de Mayo de 2016). *China Patente n° CN205253971U*.
- Wick, C., Benedict, J. T., & Veilleux, R. F. (1983). *TOOL AND MANUFACTURING ENGINEERS HANDBOOK - FORMING* (Vol. II). DEARBORN - MICHIGAN.
- Zheng Shiping, Z. H. (27 de Enero de 2016). *China Patente n° CN204996882U*.

ANEXOS

ANEXO N° 1: MODELO DE ENTREVISTA

ENTREVISTA DE ESTUDIO DE NECESIDAD DE UNA MÁQUINA FABRICADORA DE ESTRIBOS

Nombre y Apellidos : _____

Cargo : _____

Rubro de empresa : _____

Entrevistador : _____

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en la respectiva hoja su respuesta.
- A cada pregunta le corresponde solo una alternativa de respuesta.
- Al marcar usted puede utilizar una (X) o una (√) o en otro caso responder a la interrogante.

CUESTIONARIO

Pregunta 1: ¿Cómo obtiene usted los estribos para el armado de estructuras de fierro corrugado (Ejemplo: Columnas) para su industria?

Elabora

Compra

No opina

Otro medio.....

Pregunta 2: Si la respuesta anterior es “COMPRA”, responder esta pregunta, de lo contrario pasar a la siguiente; ¿Cuál es la inversión realizada?

Indicar: S/. _____

Pregunta 3: Si la respuesta a la pregunta N° 1 es “ELABORA” ¿Cuántas personas designa usted para realización de estribos?

Uno Dos Tres Más Otro medio.....

Pregunta 4: ¿Cuánto **tiempo o dinero** piensa usted le cuesta la elaboración manual de estribos con personal propio? Explique

.....
.....

Pregunta 5: ¿Qué tiempo aproximado requiere un operario para la elaboración de 100 estribos manualmente?

Entre 30-60 min	<input type="checkbox"/>	Entre 60-120 min	<input type="checkbox"/>
Entre 120-240 min	<input type="checkbox"/>	Entre 240 a más	<input type="checkbox"/>

Pregunta 6: ¿Realiza usted un pago extra al operario para elaborar los 100 estribos?

Sí No Comentario:

Pregunta 7: Si la respuesta anterior es “SI”, responder esta pregunta, de lo contrario pasar a la siguiente; ¿Cuánta paga al operario por elaborar los 100 estribos?

<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
S/.10	S/.20	S/.30	S/.40	S/.50	Más

Pregunta 8: ¿Le gustaría que los estribos se elaboren de manera más rápida y eficiente?

Sí No No opina

Pregunta 9: ¿Considera usted que es importante reducir el costo y tiempo de elaboración de estribos?

Sí

No

No opina

Pregunta 10: ¿Conoce usted la existencia de máquinas automáticas para hacer estribos?

Sí

No

Comentario:

Pregunta 11: ¿En caso de existir una máquina estribadora, estaría dispuesto a adquirirla?

Sí

No

Comentario:

Pregunta 12: ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina que elabore los estribos de manera rápida y eficiente?

Entre S/.800 - S/.1500

Entre S/.1500 - S/.2500

Entre S/.2500 - S/.4000

Entre S/.4000 - S/.6000

Pregunta 13: En su opinión ¿Qué características debería poseer una máquina para fabricar estribos?

Dimensiones (Largo, Ancho, altura):

Color:

Material de partes:

Potencia:

Mecanismos (Ejemplo: Cuchilla de corte o tronzadora):

Otros:

ANEXO N° 2: ENTREVISTAS REALIZADAS

PRIMERA ENCUESTA



MODELO DE ENTREVISTA

ENTREVISTA DE ESTUDIO DE NECESIDAD DE UNA MÁQUINA FABRICADORA DE ESTRIBOS

Nombre y Apellidos : Juan Francisco Llanos Basilio.

Cargo : Gerente.

Rubro de empresa : Construcción

Entrevistador : _____

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en la respectiva hoja su respuesta.
- A cada pregunta le corresponde solo una alternativa de respuesta.
- Al marcar usted puede utilizar una (X) o una (√) o en otro caso responder a la interrogante.

CUESTIONARIO

Pregunta 1: ¿Cómo obtiene usted los estribos para el armado de estructuras de fierro corrugado (Ejemplo: Columnas) para su industria?

Elabora

Compra

No opina

Otro medio.....

Pregunta 2: Si la respuesta anterior es "COMPRA", responder esta pregunta, de lo contrario pasar a la siguiente; ¿Cuál es la inversión realizada?

Indicar: S/. _____

Pregunta 3: Si la respuesta a la pregunta N° 1 es "ELABORA" ¿Cuántas personas designa usted para realización de estribos?

Uno Dos Tres Más Otro medio.....

Pregunta 4: ¿Cuánto tiempo o dinero piensa usted le cuesta la elaboración manual de estribos con personal propio? Explique

Quando se necesita estribos se designa a un obrero que tiene experiencia para que realice los estribos, pagándole su día normal.

Pregunta 5: ¿Qué tiempo aproximado requiere un operario para la elaboración de 100 estribos manualmente?

Entre 30-60 min Entre 60-120 min
Entre 120-240 min Entre 240 a más

Pregunta 6: ¿Realiza usted un pago extra al operario para elaborar los 100 estribos?

Sí No Comentario:

Pregunta 7: Si la respuesta anterior es "SI", responder esta pregunta, de lo contrario pasar a la siguiente; ¿Cuánta paga al operario por elaborar los 100 estribos?

S/.10 S/.20 S/.30 S/.40 S/.50 Más

Pregunta 8: ¿Le gustaría que los estribos se elaboren de manera más rápida y eficiente?

Sí No No opina

Pregunta 9: ¿Considera usted que es importante reducir el costo y tiempo de elaboración de estribos?

Sí No No opina

Pregunta 10: ¿Conoce usted la existencia de máquinas automáticas para hacer estribos?

Sí No Comentario:

Pregunta 11: ¿En caso de existir una máquina estribadora, estaría dispuesto a adquirirla?

Sí No Comentario:

Pregunta 12: ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina que elabore los estribos de manera rápida y eficiente?

Entre S/.800 - S/.1500 Entre S/.1500 - S/.2500
Entre S/.2500 - S/.4000 Entre S/.4000 - S/.6000

Pregunta 13: En su opinión ¿Qué características debería poseer una máquina para fabricar estribos?

Dimensiones (Largo, Ancho, altura): *80 x 60 x 90 cm*

Color: *Oscuros*

Material de partes: *Acero AISI 1045 para la potencia*

Potencia: *de 1 a 2 HP*

Mecanismos (Ejemplo: Cuchilla de corte o tronzadora): *Cuchilla de corte*

Otros: *Ruedas para fácil transporte y ligera*

SEGUNDA ENCUESTA



MODELO DE ENTREVISTA

ENTREVISTA DE ESTUDIO DE NECESIDAD DE UNA MÁQUINA FABRICADORA DE ESTRIBOS

Nombre y Apellidos : Marco Antonio Aquino Chipana
Cargo : Ingeniero Civil
Rubro de empresa : Construcción
Entrevistador : _____

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en la respectiva hoja su respuesta.
- A cada pregunta le corresponde solo una alternativa de respuesta.
- Al marcar usted puede utilizar una (X) o una (√) o en otro caso responder a la interrogante.

CUESTIONARIO

Pregunta 1: ¿Cómo obtiene usted los estribos para el armado de estructuras de fierro corrugado (Ejemplo: Columnas) para su industria?

Elabora

Compra

No opina

Otro medio.....

Pregunta 2: Si la respuesta anterior es “COMPRA”, responder esta pregunta, de lo contrario pasar a la siguiente; ¿Cuál es la inversión realizada?

Indicar: S/. _____

Pregunta 3: Si la respuesta a la pregunta N° 1 es “ELABORA” ¿Cuántas personas designa usted para realización de estribos?

Uno Dos Tres Más Otro medio.....

Pregunta 4: ¿Cuánto tiempo o dinero piensa usted le cuesta la elaboración manual de estribos con personal propio? Explique

.....
.....

Pregunta 5: ¿Qué tiempo aproximado requiere un operario para la elaboración de 100 estribos manualmente?

Entre 30-60 min Entre 60-120 min
Entre 120-240 min Entre 240 a más

Pregunta 6: ¿Realiza usted un pago extra al operario para elaborar los 100 estribos?

Sí No Comentario:

Pregunta 7: Si la respuesta anterior es “SI”, responder esta pregunta, de lo contrario pasar a la siguiente; ¿Cuánta paga al operario por elaborar los 100 estribos?

S/.10 S/.20 S/.30 S/.40 S/.50 Más

Pregunta 8: ¿Le gustaría que los estribos se elaboren de manera más rápida y eficiente?

Sí No No opina

Pregunta 9: ¿Considera usted que es importante reducir el costo y tiempo de elaboración de estribos?

Sí No No opina

Pregunta 10: ¿Conoce usted la existencia de máquinas automáticas para hacer estribos?

Sí No Comentario:

Pregunta 11: ¿En caso de existir una máquina estribadora, estaría dispuesto a adquirirla?

Sí No Comentario:

Pregunta 12: ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina que elabore los estribos de manera rápida y eficiente?

Entre S/. 800 - S/. 1500 Entre S/. 1500 - S/. 2500
Entre S/. 2500 - S/. 4000 Entre S/. 4000 - S/. 6000

Pregunta 13: En su opinión ¿Qué características debería poseer una máquina para fabricar estribos?

Dimensiones (Largo, Ancho, altura): *120 x 80 x 80-90 cm*

Color: *Cualquiera*

Material de partes: *Acero*

Potencia:

Mecanismos (Ejemplo: Cuchilla de corte o tronzadora): *cuchilla de corte*

Otros: *ligera, fácil accionamiento.*

ANEXO N° 3: NORMA DE FABRICACIÓN DE ESTRIBOS

ACI 318-08

**Building Code Requirements for
Structural Concrete (ACI 318-08)
and Commentary**

An ACI Standard

Reported by ACI Committee 318



American Concrete Institute®

Deemed to satisfy ISO 19338:2007(E)

Copyright American Concrete Institute
Provided by IHS under license with ACI
No reproduction or networking permitted without license from IHS

Licensee=Bechtel Corp Loc 1-19/9999056100
Not for Resale, 02/14/2008 10:51:19 MST

CODE

- The hooks shall be embedded within the core confined by the spiral reinforcement..... **48d_b**
- (5) epoxy-coated deformed bar or wire with a standard stirrup or tie hook in accordance with 7.1.3 at ends of lapped spiral reinforcement. The hooks shall be embedded within the core confined by the spiral reinforcement **48d_b**
- (b) Full mechanical or welded splices in accordance with 12.14.3.

7.10.4.6 — Spirals shall extend from top of footing or slab in any story to level of lowest horizontal reinforcement in members supported above.

7.10.4.7 — Where beams or brackets do not frame into all sides of a column, ties shall extend above termination of spiral to bottom of slab, drop panel, or shear cap.

7.10.4.8 — In columns with capitals, spirals shall extend to a level at which the diameter or width of capital is two times that of the column.

7.10.4.9 — Spirals shall be held firmly in place and true to line.

7.10.5 — Ties

Tie reinforcement for compression members shall conform to the following:

7.10.5.1 — All nonprestressed bars shall be enclosed by lateral ties, at least No. 3 in size for longitudinal bars No. 10 or smaller, and at least No. 4 in size for No. 11, No. 14, No. 18, and bundled longitudinal bars. Deformed wire or welded wire reinforcement of equivalent area shall be permitted.

7.10.5.2 — Vertical spacing of ties shall not exceed 16 longitudinal bar diameters, 48 tie bar or wire diameters, or least dimension of the compression member.

7.10.5.3 — Ties shall be arranged such that every corner and alternate longitudinal bar shall have lateral support provided by the corner of a tie with an included angle of not more than 135 degrees and no bar shall be farther than 6 in. clear on each side along the tie from such a laterally supported bar. Where longitudinal bars are located around the perimeter of a circle, a complete circular tie shall be permitted.

7.10.5.4 — Ties shall be located vertically not more than one-half a tie spacing above the top of footing or slab in any story, and shall be spaced as provided

COMMENTARY

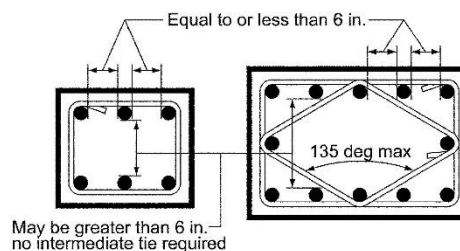


Fig. R7.10.5—Sketch to clarify measurements between laterally supported column bars.

or wire smaller than 5/8 in. diameter, a minimum of two spacers should be used for spirals less than 20 in. in diameter, three spacers for spirals 20 to 30 in. in diameter, and four spacers for spirals greater than 30 in. in diameter. For spiral bar or wire 5/8 in. diameter or larger, a minimum of three spacers should be used for spirals 24 in. or less in diameter, and four spacers for spirals greater than 24 in. in diameter. The project specifications or subcontract agreements should be clearly written to cover the supply of spacers or field tying of the spiral reinforcement. In the 1999 Code, splice requirements were modified for epoxy-coated and plain spirals and to allow mechanical splices.

R7.10.5 — Ties

All longitudinal bars in compression should be enclosed within lateral ties. Where longitudinal bars are arranged in a circular pattern, only one circular tie per specified spacing is required. This requirement can be satisfied by a continuous circular tie (helix) at larger pitch than required for spirals under 10.9.3, the maximum pitch being equal to the required tie spacing (see also 7.10.4.3).

The 1956 Code required “lateral support equivalent to that provided by a 90-degree corner of a tie,” for every vertical bar. Tie requirements were liberalized in 1963 by increasing the permissible included angle from 90 to 135 degrees and exempting bars that are located within 6 in. clear on each side along the tie from adequately tied bars (see Fig. R7.10.5). Limited tests^{7,15} on full-size, axially-loaded, tied columns containing full-length bars (without splices) showed no appreciable difference between ultimate strengths of columns with full tie requirements and no ties at all.

Since spliced bars and bundled bars were not included in the tests of Reference 7.15, it is prudent to provide a set of ties at each end of lap spliced bars, above and below end-bearing splices, and at minimum spacings immediately below sloping regions of offset bent bars.

CODE

herein to not more than one-half a tie spacing below the lowest horizontal reinforcement in slab, drop panel, or shear cap above.

7.10.5.5 — Where beams or brackets frame from four directions into a column, termination of ties not more than 3 in. below lowest reinforcement in shallowest of such beams or brackets shall be permitted.

7.10.5.6 — Where anchor bolts are placed in the top of columns or pedestals, the bolts shall be enclosed by lateral reinforcement that also surrounds at least four vertical bars of the column or pedestal. The lateral reinforcement shall be distributed within 5 in. of the top of the column or pedestal, and shall consist of at least two No. 4 or three No. 3 bars.

7.11 — Lateral reinforcement for flexural members

7.11.1 — Compression reinforcement in beams shall be enclosed by ties or stirrups satisfying the size and spacing limitations in 7.10.5 or by welded wire reinforcement of equivalent area. Such ties or stirrups shall be provided throughout the distance where compression reinforcement is required.

7.11.2 — Lateral reinforcement for flexural framing members subject to stress reversals or to torsion at supports shall consist of closed ties, closed stirrups, or spirals extending around the flexural reinforcement.

7.11.3 — Closed ties or stirrups shall be formed in one piece by overlapping standard stirrup or tie end hooks around a longitudinal bar, or formed in one or two pieces lap spliced with a Class B splice (lap of $1.3l_d$) or anchored in accordance with 12.13.

7.12 — Shrinkage and temperature reinforcement

7.12.1 — Reinforcement for shrinkage and temperature stresses normal to flexural reinforcement shall be provided in structural slabs where the flexural reinforcement extends in one direction only.

COMMENTARY

Standard tie hooks are intended for use with deformed bars only, and should be staggered where possible. See also 7.9.

Continuously wound bars or wires can be used as ties provided their pitch and area are at least equivalent to the area and spacing of separate ties. Anchorage at the end of a continuously wound bar or wire should be by a standard hook as for separate bars or by one additional turn of the tie pattern. A circular continuously wound bar or wire is considered a spiral if it conforms to 7.10.4, otherwise it is considered a tie.

R7.10.5.5 — With the 1983 Code, the wording of this section was modified to clarify that ties may be terminated only when elements frame into all four sides of square and rectangular columns; for round or polygonal columns, such elements frame into the column from four directions.

R7.10.5.6 — Provisions for confinement of anchor bolts that are placed in the top of columns or pedestals were added in the 2002 Code. Confinement improves load transfer from the anchor bolts to the column or pier for situations where the concrete cracks in the vicinity of the bolts. Such cracking can occur due to unanticipated forces caused by temperature, restrained shrinkage, and similar effects.

R7.11 — Lateral reinforcement for flexural members

R7.11.1 — Compression reinforcement in beams and girders should be enclosed to prevent buckling; similar requirements for such enclosure have remained essentially unchanged through several editions of the Code, except for minor clarification.

R7.12 — Shrinkage and temperature reinforcement

R7.12.1 — Shrinkage and temperature reinforcement is required at right angles to the principal reinforcement to minimize cracking and to tie the structure together to ensure it is acting as assumed in the design. The provisions of this section are intended for structural slabs only; they are not intended for slabs-on-ground.

ANEXO N° 4: CALCULOS DE ESTIMACION DE CARGAS

Momento de Doblado

Para el estilo de doblado mediante giro se utiliza la misma fórmula que para el doblado por barrido de borde la misma que se aprecia en la Ecuación 27 (Dicha fórmula se puede modificar según la cantidad de varillas que se desea doblar (N_v), siendo en nuestro caso 1).

$$M_{fd} = 0,333 * S_u * w * t^2 * N_v$$

$$M_{fd} = 0,333 * 621 * 10^6 * 0,00952 * 0,00952^2 * 1$$

$$M_{fd} = 178,88 Nm$$

A este momento hallado se aumentará un porcentaje de tolerancia del 13%, para obtener un límite superior al hallado y así la máquina esté mejor dimensionada al momento de trabajar.

$$M_{fdt} = M_{fd} * ft$$

$$M_{fdt} = 178,88 * 1,3$$

$$M_{fdt} = 232,55 Nm$$

De este momento flector podemos calcular fácilmente el torque que se ejercerá en el eje, tomando en cuenta que la relación de transmisión entre el plato de doblado y el eje de transmisión es de 3, los cálculos son de la siguiente manera:

$$T_{eje} = \frac{M_{fdt}}{r_t}$$

$$T_{eje} = \frac{232,55}{3}$$

$$T_{eje} = 77,52 Nm$$

Momento de Doblado

DATOS DE ENTRADA				
Numero de Varillas a Doblar	Nv	<input type="text" value="1"/>		Adim.
Diámetro de Varillas a Doblar	Dv	<input type="text" value="3/8 pulg"/>		Adim.
Relación de Transmisión	rt	<input type="text" value="3"/>		Adim.
Revoluciones por minuto	RPM	<input type="text" value="40"/>		rpm
Esfuerzo Ultimo	Su	<input type="text" value="621"/>		MPa
Ancho	w	<input type="text" value="0.009525"/>		m
Espesor	t	<input type="text" value="0.009525"/>		m

DATOS DE SALIDA				
Momento Flector	Mf	<input type="text" value="178.881"/>		N.m
Momento Flector con Factor de Tolerancia	Mft	<input type="text" value="232.546"/>		N.m
Momento o Torque en el eje	T	<input type="text" value="77.5153"/>		N.m

ANEXO N° 5: CALCULOS DE DISEÑO PARAMETRICO

Cálculos de las fuerzas que afectan al eje

En primer lugar, debemos identificar las revoluciones por minuto (rpm), para ello se analizará el tiempo que durará la acción de doblez, el tiempo asumido al hacer los doblados será de 2 segundos, y la carrera tendrá un recorrido de 150°, y se considera 300° por la acción de ida y retorno a su punto inicial, a esto se le añade 90° a cada acción siendo en total 480° de recorrido, permitiendo que el tope móvil regrese a su posición vertical inicial. La relación de revolución-tiempo se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 27

Relación de revoluciones-Tiempo

Relación	
Revoluciones	Tiempo (s)
1.3333	2
40	60

Nota: En conclusión, se afirma que la velocidad angular del sistema de doblado será 40 (rpm), siendo esta una velocidad fija para todos los dobleces necesarios.

Fuente: Propia

Una vez obtenida los rpm que se utilizaran en el doblado se procede a calcular la fuerza tangencial, la misma que se produce por el momento o torque y la velocidad de giro que afectan al eje; para el cual se toma como referencia tanto el torque de doblado como la velocidad de doblado.

$$w_{dob} = \frac{40 \text{ rpm} * 2\pi}{60}$$

$$w_{dob} = 4,1888 \text{ rad/s}$$

En primer lugar, calcularemos la potencia que se está transmitiendo, para ello contamos con el momento o torque y nos faltaría calcular la velocidad angular en el eje.

$$w_{eje} = w_{dob} * r_t$$

$$w_{eje} = 4,1888 * 3$$

$$w_{eje} = 12,5664 \text{ rad/s}$$

$$w_{eje} = 120 \text{ rpm}$$

Bien ahora ya se puede calcular fácilmente la potencia; y posteriormente la fuerza tangencial en el eje.

$$P = T_{eje} * w_{eje}$$

$$P = 77,52 * 12,5664$$

$$P = 0,9741 \text{ KW}$$

Por selección de engranaje se seleccionó uno de 15 dientes con un Módulo de 5 mm, de donde sacamos el diámetro de del engranaje en el eje.

$$n * nd = D$$

$$5 * 15 = D$$

$$D = 75 \text{ mm}$$

En el cálculo para el tamaño del engranaje del plato, el diámetro del engranaje se multiplica por la relación de transmisión (rt)

$$D_{dob} = 75 * rt$$

$$D_{dob} = 75 * 3$$

$$D_{dob} = 225 \text{ mm}$$

$$V_{dob} = W_{dob} * D_{dob}$$

$$V_{dob} = \frac{\pi * D_{dob} * rpm_{dob}}{60000}$$

$$V_{dob} = \frac{\pi * 225 * 40}{60000}$$

$$V_{dob} = 0,4712 \text{ m/s}$$

Nota: Para la ecuación anterior se usó el módulo y el número de dientes luego se procedió a multiplicar por la relación de transmisión entre el diámetro de plato y el eje ya que es el diámetro de acción al doblar, la velocidad tangencial del doblado en el plato y el eje es la misma debido a que se mantienen en contacto directo.

$$P = F_{tp} * V_{dob}$$

$$F_{tD} = \frac{P}{V_{dob}}$$

$$F_{tD} = \frac{0,9741 \frac{KNm}{s}}{0,4712 \frac{m}{s}}$$

$$F_{tD} = 2067,07 N$$

Esta es fuerza para el engranaje recto en el punto D

Ahora se realizará el cálculo de la fuerza tangencial en el punto A haciendo uso de los datos antes calculados y la velocidad lineal en el eje, la misma que se calcula a partir de la velocidad lineal de doblado y la relación de transmisión.

$$F_{ta} = \frac{P}{V_{dob}}$$

$$F_{ta} = \frac{P \frac{KNm}{s}}{M * Nec * rpm_{eje} * \pi/60 \frac{m}{s}}$$

$$F_{ta} = \frac{0,9741 \frac{KNm}{s}}{0.005 * 16 * 120 * \pi/60 \frac{m}{s}}$$

$$F_{ta} = 1937,88 N$$

➤ **Fuerzas en el punto A:**

Con el dato anterior ya podemos calcular fácilmente las fuerzas radiales y axiales correspondiente al efecto del engranaje cónico.

$$F_{rA} = F_{tA} * \tan \phi * \cos \gamma$$

$$F_{rA} = 1937,88 * \tan 20^\circ * \cos 45^\circ$$

$$F_{rA} = 498,74 \text{ N}$$

$$F_{xA} = F_{tA} * \tan \phi * \sin \gamma$$

$$F_{xA} = 1937,88 * \tan 20^\circ * \sin 45^\circ$$

$$F_{xA} = 498,74 \text{ N}$$

➤ **Fuerzas en el punto D:**

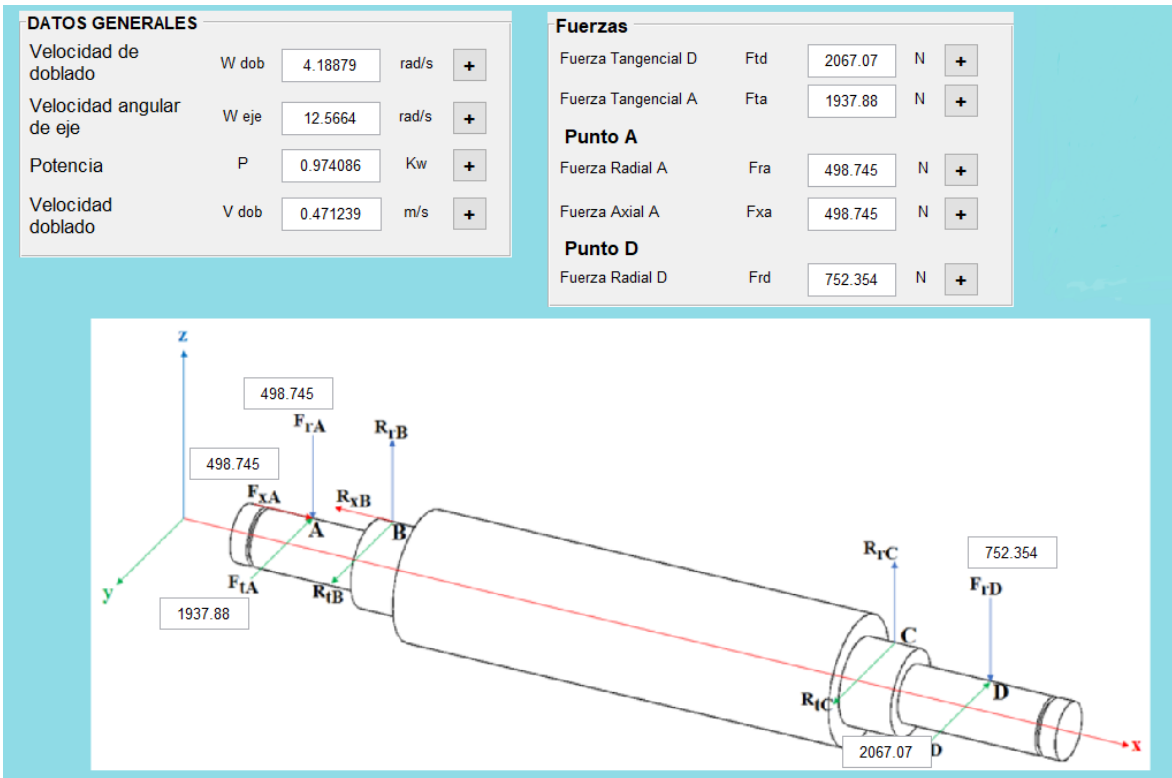
Del mismo modo que en el caso anterior debemos calcular en primer lugar la fuerza tangencial producida por el torque, para con este dato obtener las demás fuerzas. Teniendo en cuenta que en este punto se utilizara un engranaje cilíndrico recto hallaremos solamente la fuerza tangencial y radial.

$$F_{rD} = F_{td} * \tan \phi$$

$$F_{rD} = 2067,07 * \tan 20^\circ$$

$$F_{rD} = 752,35 \text{ N}$$

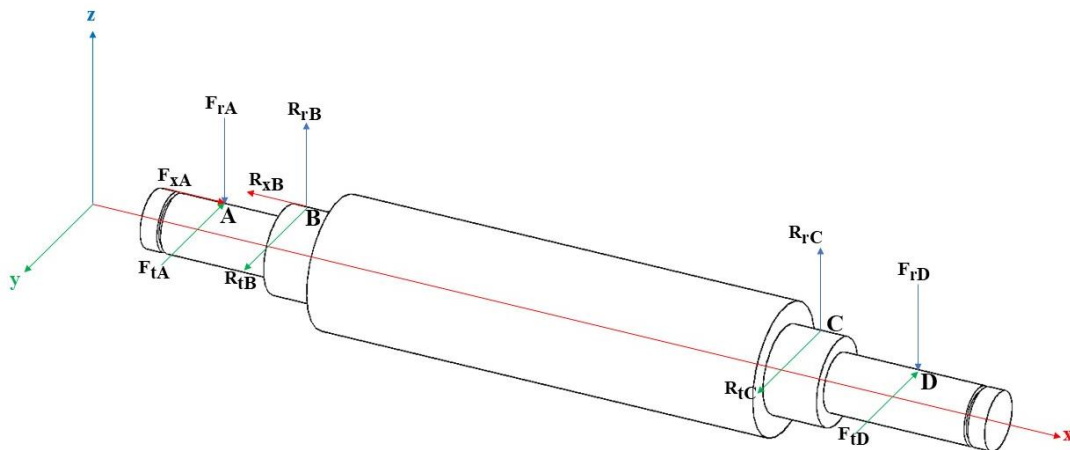
Cálculo de las fuerzas en GUI – MATLAB



Cálculos de las fuerzas de reacción en los puntos de apoyo B y C

Para poder identificar correctamente las fuerzas y reacciones se debe realizar un diagrama de cuerpo libre al eje.

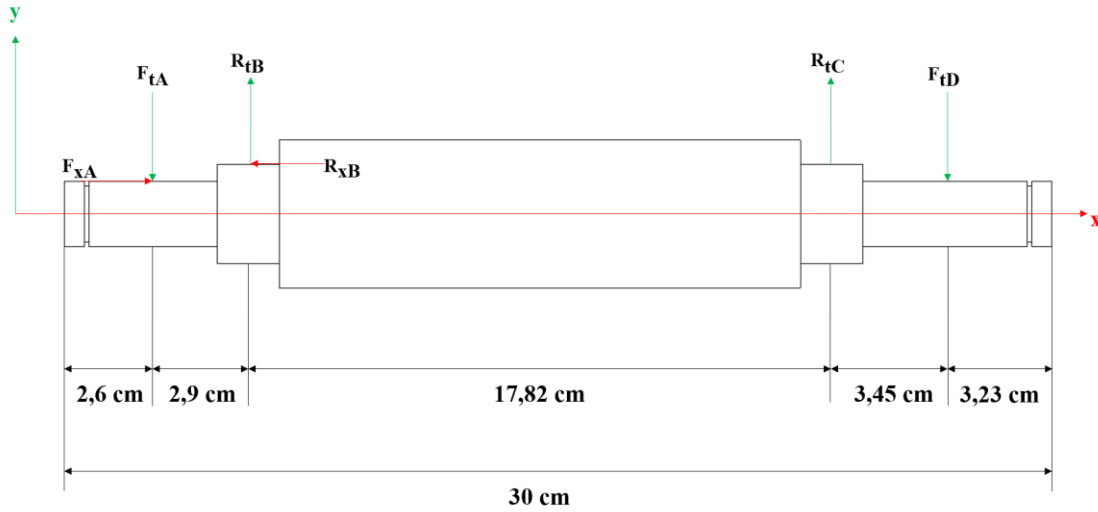
Diagrama de cuerpo libre del eje



Ahora ya podemos analizar el eje por planos y hallar las reacciones correspondientes a cada plano.

A continuación, se aprecia el plano XY con las fuerzas y reacciones respectivas para realizar el cálculo.

Plano XY



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{xA} - R_{xB} = 0$$

$$R_{xB} = F_{xA}$$

$$R_{xB} = 498,74 \text{ N}$$

$$\sum M_b = 0$$

$$F_{tA}(2,9) + R_{tC}(17,82) - F_{tD}(21,27) = 0$$

$$R_{tC} = \frac{2067,07(21,27) - 1937,88(2,9)}{17,82}$$

$$R_{tC} = 2151,90 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{tA} + R_{tB} + R_{tC} - F_{tD} = 0$$

$$R_{tB} = 2067,07 - 2151,90 + 1937,88$$

$$R_{tB} = 1853,06 \text{ N}$$

Con los datos obtenidos procedemos a calcular las fuerzas cortantes y momentos flectores para poder realizar el diagrama correspondiente.

Fuerzas Cortantes:

$$V_{Axy} = -1937,88 \text{ N}$$

$$V_{Bxy} = V_{Axy} + R_{tB} = -1937,88 + 1853,06 = -84,82 \text{ N}$$

$$V_{Cxy} = V_{Bxy} + R_{tC} = -84,82 + 2151,90 = 2067,07 \text{ N}$$

Momentos Flectores:

$$M_{Axy} = 0 \text{ Nm}$$

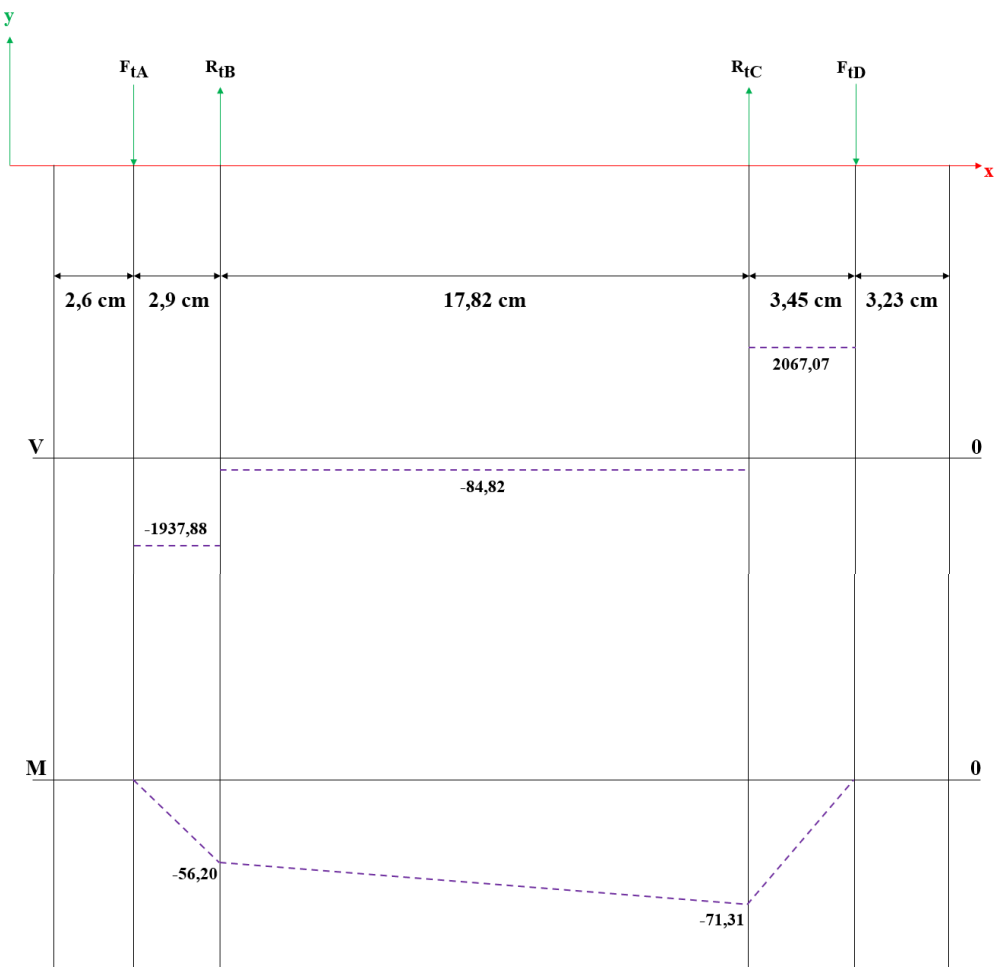
$$M_{Bxy} = M_{Axy} + V_{Axy}(0,029) = 0 - 1937,88(0,029) = -56,20 \text{ Nm}$$

$$M_{Cxy} = M_{Bxy} + V_{Bxy}(0,1782) = -56,20 + (-84,82 * 0,1782) = -71,31 \text{ Nm}$$


$$M_{Dxy} = M_{Cxy} + V_{Cxy}(0,0345) = -71,31 + (2067,07 * 0,0345) = 0 \text{ Nm}$$

Una vez que se obtuvo estos valores se procede con el gráfico de fuerzas cortantes y momentos flectores, el mismo que se muestra a continuación.

Gráfico de fuerzas cortantes y momentos flectores plano XY



Cálculo del plano XY en GUI – MATLAB



**UNIVERSIDAD
SEÑOR DE SIPÁN**

Plano XY

DATOS DE ENTRADA

Fuerza Axial A	Fixa	498.745	N	+
Fuerza Tangencial A	Fla	1937.88	N	+
Fuerza Tangencial D	Fld	2067.07	N	+

CALCULAR

DATOS DE SALIDA

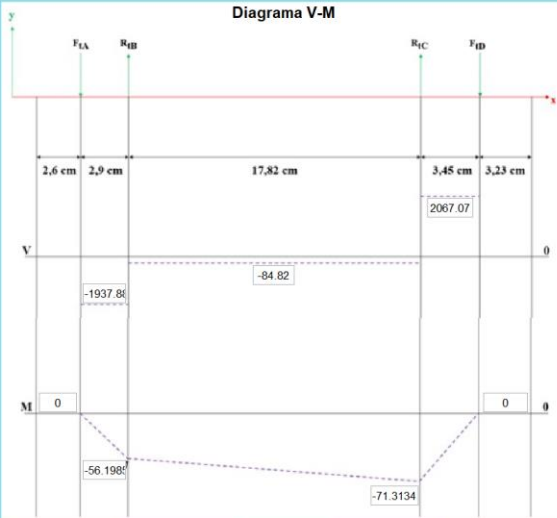
$\Sigma F_x A = 0$
Reacción Axial B: Rbd = 498.745 N +

$\Sigma M B = 0$
Reacción Tangencial C: Rtc = 2151.89 N +

$\Sigma F_y = 0$
Reacción Tangencial B: Rtb = 1853.06 N +

Fuerzas Cortantes		Momentos Flectores	
Fuerza Cortante A	Va	-1937.88	N +
Fuerza Cortante B	Vb	-84.82	N +
Fuerza Cortante C	Vc	2067.07	N +
Momento Flector A	Ma	0	N.m +
Momento Flector B	Mb	-56.1985	N.m +
Momento Flector C	Mc	-71.3134	N.m +
Momento Flector D	Md	0	N.m +

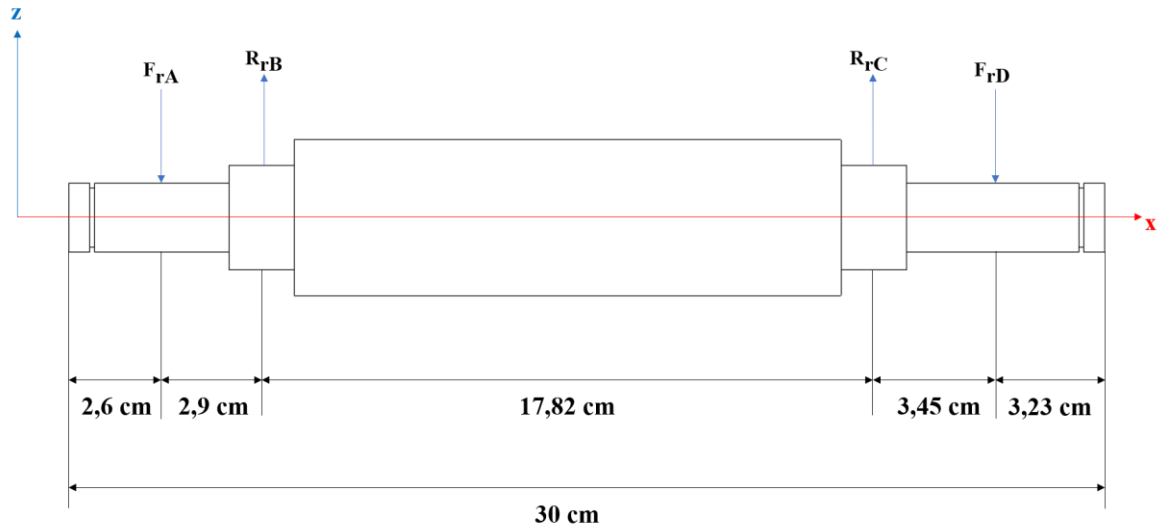
Diagrama V-M



Regresar
Inicio
Continuar

Seguidamente se continúa con el plano XZ, el cual se puede apreciar a continuación con las respectivas fuerzas y reacciones preparadas para realizar el cálculo debido.

Plano XZ



$$\sum M_C = 0$$

$$F_{rA}(20,72) - R_{rB}(17,82) - F_{rD}(3,45) = 0$$

$$R_{rB} = \frac{498,74(20,72) - 752,35(3,45)}{17,82}$$

$$R_{rB} = 434,25 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{rA} + R_{rB} + R_{rC} - F_{rD} = 0$$

$$-498,74 + 434,25 + R_{rC} - 752,35 = 0$$

$$R_{rC} = 816,85 \text{ N}$$

Una vez obtenidos los datos anteriores, procedemos a calcular las fuerzas cortantes y momentos flectores y así realizar el diagrama correspondiente.

Fuerzas Cortantes:

$$V_{Axz} = -498,74 \text{ N}$$

$$V_{Bxz} = V_{Axz} + R_{rB} = -498,74 + 434,25 = -64,49 \text{ N}$$

$$V_{Cxz} = V_{Bxz} + R_{rC} = -64,49 + 816,85 = 752,35 \text{ N}$$

Momentos Flectores:

$$M_{Axz} = 0 \text{ Nm}$$

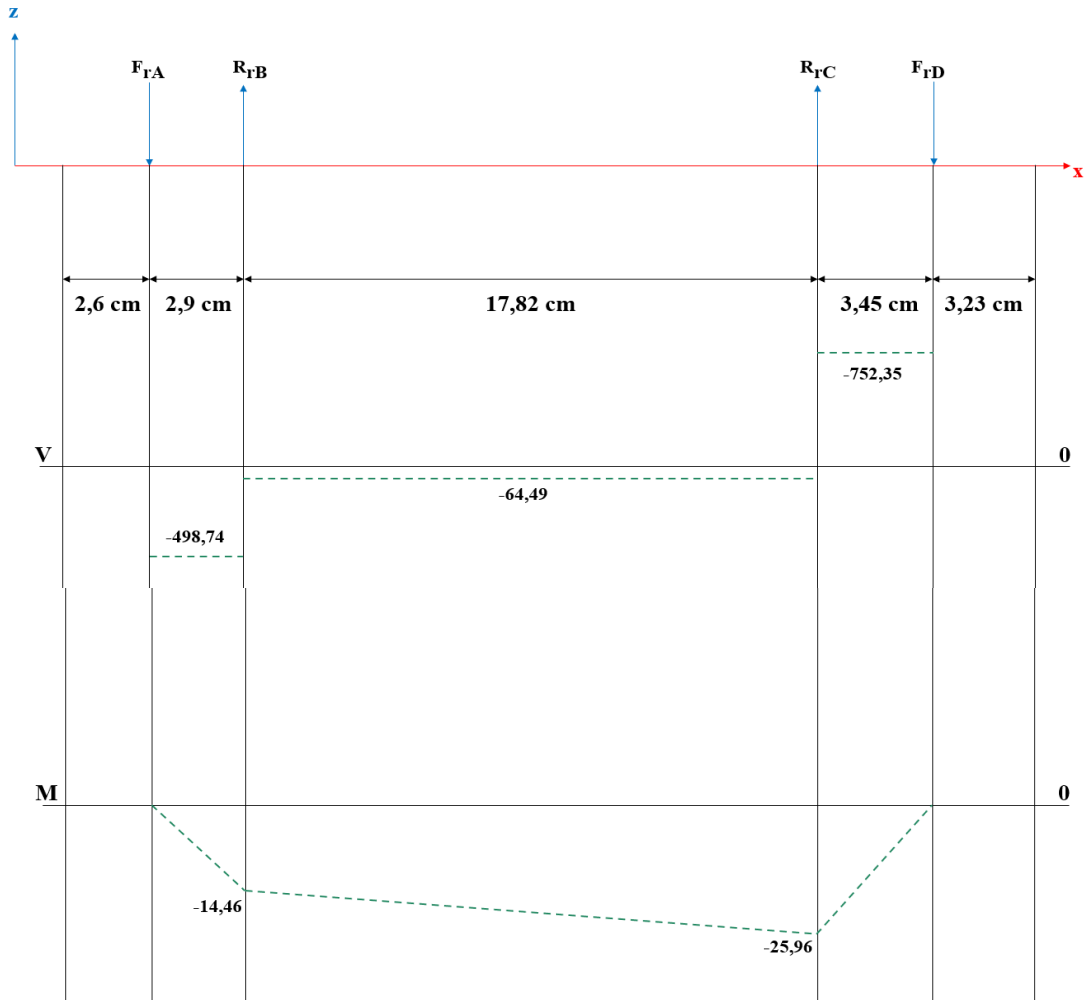
$$M_{Bxz} = M_{Axz} + V_{Axz}(0,029) = 0 - 498,74 * 0,029 = -14,46 \text{ Nm}$$

$$M_{Cxz} = M_{Bxz} + V_{Bxz}(0,1782) = -14,46 + (-64,49 * 0,178) = -25,96 \text{ Nm}$$


$$M_{Dxz} = M_{Cxz} + V_{Cxz}(0,0345) = -25,96 + 752,35 * 0,0345 = 0 \text{ Nm}$$

Una vez que se obtuvo estos valores se procede con el gráfico de fuerzas cortantes y momentos flectores, el mismo que se muestra a continuación.

Gráfico de fuerzas cortantes y momentos flectores plano XZ



Cálculo del plano XZ en GUI – MATLAB



**UNIVERSIDAD
SEÑOR DE SIPÁN**

Plano XZ

DATOS DE ENTRADA

Fuerza Radial A Fra N

Fuerza Radial D Frd N

DATOS DE SALIDA

$\Sigma M_c = 0$
Reacción Radial B Rrb N

$\Sigma F_z = 0$
Reacción Radial C Rrc N

Fuerzas Cortantes		Momentos Flectores	
Fuerza Cortante A Va	<input type="text" value="-498.745"/> N <input type="button" value="+"/>	Momento Flector A Ma	<input type="text" value="0"/> N.m <input type="button" value="+"/>
Fuerza Cortante B Vb	<input type="text" value="-64.493"/> N <input type="button" value="+"/>	Momento Flector B Mb	<input type="text" value="-14.4636"/> N.m <input type="button" value="+"/>
Fuerza Cortante C Vc	<input type="text" value="752.354"/> N <input type="button" value="+"/>	Momento Flector C Mc	<input type="text" value="-25.9563"/> N.m <input type="button" value="+"/>
		Momento Flector D Md	<input type="text" value="0"/> N.m <input type="button" value="+"/>

Diagrama V-M

Después de haber realizado el análisis por planos debemos hallar los valores resultantes, tanto las fuerzas cortantes como los momentos flectores, debido a que estos valores resultantes nos serán de utilidad en cálculos posteriores.

Fuerzas Cortantes – Resultantes:

$$V_A = \sqrt{V_{Axy}^2 + V_{Axz}^2} = \sqrt{1937,88^2 + 498,74^2} = \mathbf{2001,03\ N}$$

$$V_B = \sqrt{V_{Bxy}^2 + V_{Bxz}^2} = \sqrt{84,82^2 + 64,49^2} = \mathbf{106,56\ N}$$

$$V_C = \sqrt{V_{Cxy}^2 + V_{Cxz}^2} = \sqrt{2067,07^2 + 752,35^2} = \mathbf{2199,73\ N}$$

Momentos Flectores – Resultantes:

$$M_A = \sqrt{M_{Axy}^2 + M_{Axz}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = \mathbf{0\ Nm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{Bxy}^2 + M_{Bxz}^2} = \sqrt{56,20^2 + 14,46^2} = \mathbf{58,03\ Nm}$$

$$M_C = \sqrt{M_{Cxy}^2 + M_{Cxz}^2} = \sqrt{71,31^2 + 25,96^2} = \mathbf{75,89\ Nm}$$

$$M_D = \sqrt{M_{Dxy}^2 + M_{Dxz}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = \mathbf{0\ Nm}$$

Cálculo de resultantes en GUI – MATLAB

UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN

FUERZAS CORTANTES

Datos de Entrada:

PLANO XY

Fuerza Cortante A	Va	-1937.88	N
Fuerza Cortante B	Vb	-84.82	N
Fuerza Cortante C	Vc	2067.07	N

PLANO XZ

Fuerza Cortante A	Va	-498.745	N
Fuerza Cortante B	Vb	-64.493	N
Fuerza Cortante C	Vc	752.354	N

Resultantes:

Va	2001.03	N	+
Vb	106.554	N	+
Vc	2199.73	N	+

RESULTADOS **HALLAR**

MOMENTOS FLEXIONANTES

Datos de Entrada:

PLANO XY

Momento Flector A	Ma	0	N.m
Momento Flector B	Mb	-56.1985	N.m
Momento Flector C	Mc	-71.3134	N.m
Momento Flector D	Md	0	N.m

PLANO XZ

Momento Flector A	Ma	0	N.m
Momento Flector B	Mb	-14.4636	N.m
Momento Flector C	Mc	-25.9563	N.m
Momento Flector D	Md	0	N.m

Resultantes:

Ma	0	N	+
Mb	58.0299	N	+
Mc	75.8903	N	+
Md	0	N	+

RESULTADOS **HALLAR**

Regresar Inicio Siguiete

Cálculo de las dimensiones del eje por medio del análisis estático

Sabemos por medio de los cálculos iniciales, que hay una fuerza axial que está actuando sobre el eje. Por esto se aclara que para los cálculos de las dimensiones del eje no se tomará en cuenta, debido a que se considera que el efecto que produce es despreciable en comparación con las otras fuerzas que están siendo aplicadas, además se puede contrarrestar fácilmente con un rodamiento adecuado. El método de cálculo usado es la teoría de esfuerzo cortante octaédrico (TECO). Se toma en cuenta que el material considerado para el diseño es el AISI 1045.

➤ Punto A:

Datos:

$$T_{eje} = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_A = 0 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot S_y} \sqrt{4 \cdot M^2 + 3 \cdot T^2}}$$
$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 530 \cdot 10^6} \sqrt{4 \cdot 0^2 + 3 \cdot 77,52^2}}$$
$$D_A = 0,0124617 \text{ m}$$
$$D_A = 1,24617 \text{ cm}$$

➤ **Punto B:**

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_B = 58,03 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot S_y} \sqrt{4 \cdot M^2 + 3 \cdot T^2}}$$
$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 530 \cdot 10^6} \sqrt{4 \cdot 58,03^2 + 3 \cdot 77,52^2}}$$
$$D_B = 0,0136764 \text{ cm}$$
$$D_B = 1,36764 \text{ cm}$$

➤ **Punto C:**

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_C = 75,89 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

$$D_C = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot S_y} \sqrt{4 \cdot M^2 + 3 \cdot T^2}}$$

$$D_C = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 530 \cdot 10^6} \sqrt{4 \cdot 75,89^2 + 3 \cdot 77,52^2}}$$

$$D_C = 0,0142946 \text{ m}$$

$$D_C = 1,42946 \text{ cm}$$

➤ **Punto D:**

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_D = 0 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot S_y} \sqrt{4 \cdot M^2 + 3 \cdot T^2}}$$

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,5}{\pi * 530 * 10^6} \sqrt{4 * 0^2 + 3 * 77,52^2}}$$

$$D_D = 0,012462 \text{ m}$$

$$D_D = 1,24617 \text{ cm}$$

Cálculo por carga estática en GUI – MATLAB

Cálculo de las dimensiones del eje por medio del análisis de fatiga

Sabemos que al igual que en los cálculos anteriores, hay una fuerza axial que está actuando sobre el eje. Por esto se aclara nuevamente que no se tomará en cuenta para los cálculos que se realizarán a continuación, debido a que el efecto que produce esta fuerza es despreciable, debido a que se puede contrarrestar fácilmente con un rodamiento axial. Otra consideración a tener en cuenta es la relación de diámetro $D/d=1,3$ y la relación de escalonamiento del eje $r/d=0,02$. El método de cálculo usado es la teoría de energía de distorsión de Soderberg, y el material usado para los cálculos es AISI 1045.

➤ **Punto A:**

En esta sección tendremos que considerar un $k_t = k_f = 5$ debido a que hay la presencia de un anillo de retención y un $k_{tS} = k_{fS} = 3$ debido a la presencia de un chavetero.

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_A = 0 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$S_u = 630 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

En primer lugar, debemos calcular el límite de resistencia a la fatiga usando los factores de Marín. Los mismos que se detallan a continuación:

Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 0,5 * 630$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

Factor de superficie

$$K_a = a \cdot S_u^b$$

$$K_a = 4,51 * 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8172$$

Factor de tamaño

El diámetro a utilizar será el calculado en el diseño por carga estática en mm.

$$K_b = (d/7,62)^{-0,107}$$

$$K_b = (12,5/7,62)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,9487$$

Factor de carga

$$K_c = \text{valor por torsión}$$

$$K_c = 0,59$$

Factor de temperatura

$$K_d = \text{valor por } 20^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad

$$K_e = \text{valor por } 50\% \text{ confiabilidad}$$

$$K_e = 1$$

$$\rightarrow S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S_e = 144,10 \text{ MPa}$$

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(k_f \cdot M_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{3(k_{fs} \cdot T_m)^2}}{S_y} \right)}$$

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(5 \cdot 0)^2}}{144,10 \cdot 10^6} + \frac{\sqrt{3(3 \cdot 77,52)^2}}{530 \cdot 10^6} \right)}$$

$$D_A = 0,017973 \text{ m}$$

$$D_A = 1,7973 \text{ cm}$$

Como se puede observar según los cálculos realizados el diámetro nos sale 1,80 cm, el mismo que por motivos de estandarización se considerará 2 cm.

$$\therefore D_A = 2 \text{ cm}$$

➤ **Punto B:**

En esta sección tendremos que considerar un $k_t = k_f = 2,7$ debido a que el cambio de sección está bajo flexión y un $k_{ts} = k_{fs} = 2,2$ se considera debido al efecto de torsión en el cambio de sección.

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_B = 58,03 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$S_u = 630 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

En primer lugar, debemos calcular el límite de resistencia a la fatiga usando los factores de Marín. Los mismos que se detallan a continuación:

Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 630$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

Factor de superficie

$$K_a = a \cdot S_u^b$$

$$K_a = 4,51 \cdot 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8172$$

Factor de tamaño

El diámetro a utilizar será el calculado en el diseño por carga estática.

$$K_b = (d/7,62)^{-0,107}$$

$$K_b = (13,7/7,62)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,9393$$

Factor de carga

$$K_c = \text{valor por torsión}$$

$$K_c = 0,59$$

Factor de temperatura

$$K_d = \text{valor por } 20^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad

$$K_e = \text{valor por } 50\% \text{ confiabilidad}$$

$$K_e = 1$$

$$\rightarrow S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S_e = 142,67 \text{ MPa}$$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(k_f \cdot M_B)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{3(k_{fs} \cdot T_m)^2}}{S_y} \right)}$$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,5}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(2,7 * 58,03)^2}}{142,67 * 10^6} + \frac{\sqrt{3(2,2 * 77,52)^2}}{530 * 10^6} \right)}$$

$$D_B = 0,027605 \text{ m}$$

$$D_B = 2,7605 \text{ cm}$$

Como se puede observar según los cálculos realizados el diámetro nos sale 2,76 cm, el mismo que por motivos de estandarización se considerará 3 cm.

$$\therefore D_B = 3 \text{ cm}$$

➤ **Punto C:**

En esta sección tendremos que considerar un $k_t = k_f = 2,7$ debido a que el cambio de sección está bajo flexión y un $k_{ts} = k_{fs} = 2,2$ se considera debido al efecto de torsión en el cambio de sección.

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_C = 75,89 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$S_u = 630 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

En primer lugar, debemos calcular el límite de resistencia a la fatiga usando los factores de Marín. Los mismos que se detallan a continuación:

Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 0,5 * 630$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

Factor de superficie

$$K_a = a \cdot S_u^b$$
$$K_a = 4,51 * 630^{-0,265}$$
$$K_a = 0,8172$$

Factor de tamaño

El diámetro a utilizar será el calculado en el diseño por carga estática.

$$K_b = (d/7,62)^{-0,107}$$
$$K_b = (14,3/7,62)^{-0,107}$$
$$K_b = 0,9349$$

Factor de carga

$$K_c = \text{valor por torsión}$$
$$K_c = 0,59$$

Factor de temperatura

$$K_d = \text{valor por } 20^\circ\text{C}$$
$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad

$$K_e = \text{valor por } 50\% \text{ confiabilidad}$$
$$K_e = 1$$

$$\rightarrow S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$
$$S_e = 142,00 \text{ MPa}$$

$$D_C = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(k_f \cdot M_c)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{3(k_{fs} \cdot T_m)^2}}{S_y} \right)}$$

$$D_C = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(2,7 \cdot 75,89)^2}}{142,00 \cdot 10^6} + \frac{\sqrt{3(2,2 \cdot 77,52)^2}}{530 \cdot 10^6} \right)}$$

$$D_C = 0,02974 \text{ m}$$

$$D_C = 2,974$$

Como se puede observar según los cálculos realizados el diámetro nos sale 2,97 cm, el mismo que por motivos de estandarización se considerará 3 cm.

$$\therefore D_C = 3 \text{ cm}$$

➤ **Punto D:**

En esta sección tendremos que considerar un $k_t = k_f = 5$ debido a que hay la presencia de un anillo de retención y un $k_{ts} = k_{fs} = 3$ debido a la presencia de un chavetero.

Datos:

$$T = 77,52 \text{ Nm}$$

$$M_D = 0 \text{ Nm}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

$$S_u = 630 \text{ MPa}$$

$$N = 1,5$$

Solución:

En primer lugar, debemos calcular el límite de resistencia a la fatiga usando los factores de Marín. Los mismos que se detallan a continuación:

Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 630$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

Factor de superficie

$$K_a = a \cdot S_u^b$$

$$K_a = 4,51 \cdot 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8172$$

Factor de tamaño

El diámetro a utilizar será el calculado en el diseño por carga estática.

$$K_b = (d/7,62)^{-0,107}$$

$$K_b = (12,5/7,62)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,9487$$

Factor de carga

$$K_c = \text{valor por torsión}$$

$$K_c = 0,59$$

Factor de temperatura

$$K_d = \text{valor por } 20^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad

$$K_e = \text{valor por } 50\% \text{ confiabilidad}$$

$$K_e = 1$$

$$\rightarrow S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S_e = 144,10 \text{ MPa}$$

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(k_f \cdot M_D)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{3(k_{fs} \cdot T_m)^2}}{S_y} \right)}$$

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(5 \cdot 0)^2}}{144,10 \cdot 10^6} + \frac{\sqrt{3(3 \cdot 77,52)^2}}{530 \cdot 10^6} \right)}$$

$$D_D = 0,017973 \text{ m}$$

$$D_D = 1,7973 \text{ cm}$$

Como se puede observar según los cálculos realizados el diámetro nos sale 1,8 cm, el mismo que por motivos de estandarización se considerará 2 cm.

$$\therefore D_D = 2 \text{ cm}$$

Cálculo por carga de fatiga en GUI – MATLAB

UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN

DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DE TRANSMISIÓN SEGUN LAS CONDICIONES DE CARGA

VARIABLES DE SALIDA

Potencia de Motor	0.974086 kW
Factor de Seguridad	1.53955
Diámetros en los puntos:	
A	1.79729 cm
B	2.76053 cm
C	2.97405 cm
D	1.79729 cm

PARAMETROS

Longitud de Eje	30 cm
Material de Varilla	ASTM A615

VARIABLES DE DISEÑO

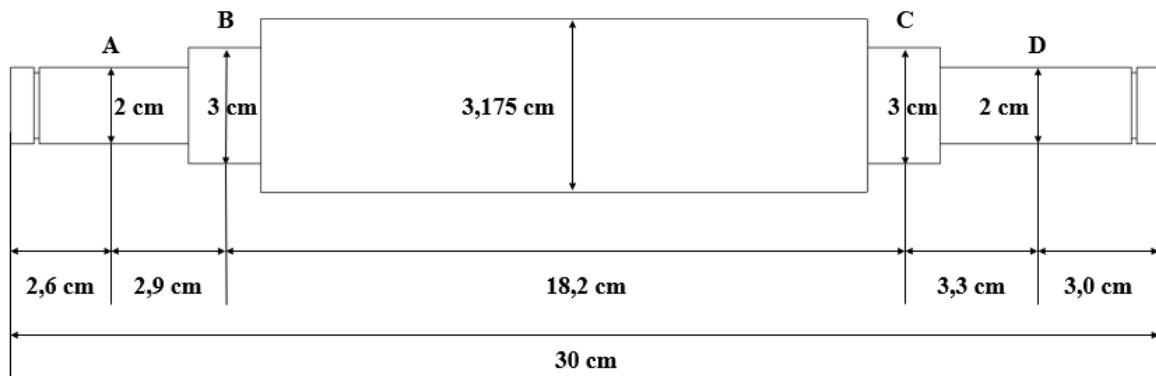
Diametro de Varilla a Doblar	3/8 pulg
Numero Varillas a Doblar	1 Adim.
Velocidad de Doblado	40 rpm
Material de Eje Transmisión	1045

Condiciones de Carga: **FATIGA**

CALCULAR **PARAMETRIZACION** **INICIO**

Diagrama de eje con puntos A, B, C, D y dimensiones: 2.90, 17.82, 3.45, 30 cm.

Y a continuación se aprecia una vista indicando las dimensiones del eje y los diámetros obtenidos.



A partir de esto se selecciona los componentes estándar, obteniendo así las medidas más reales del eje.

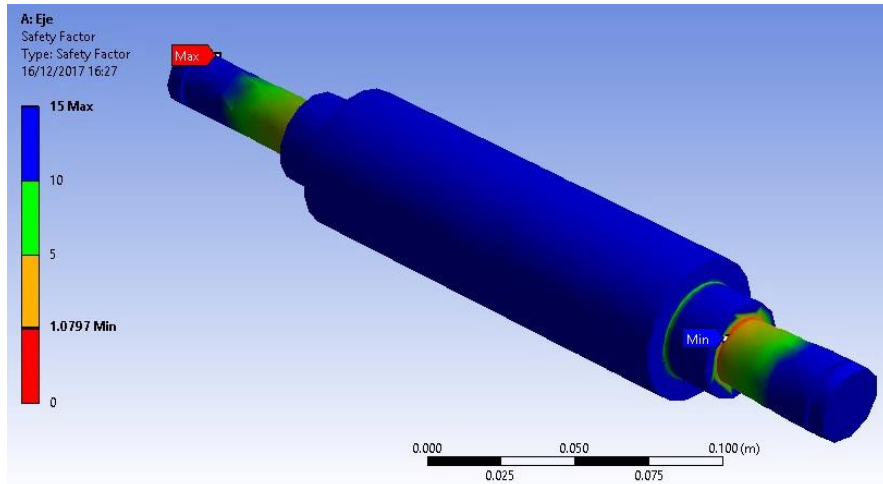
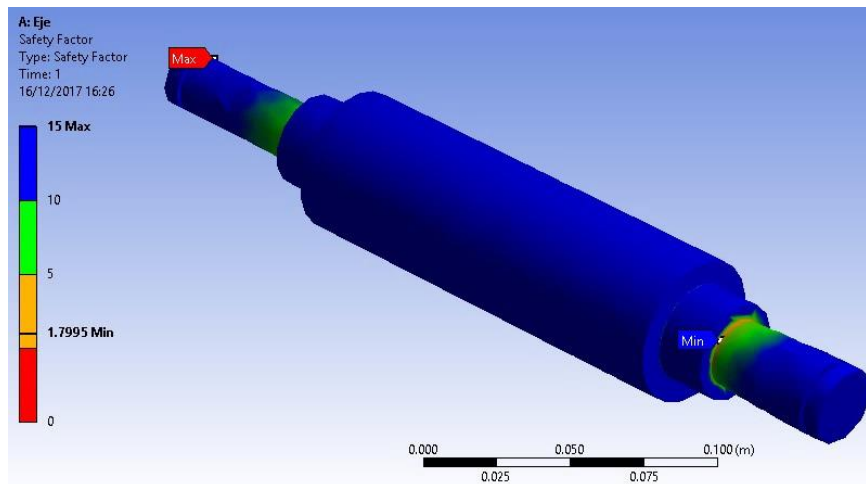
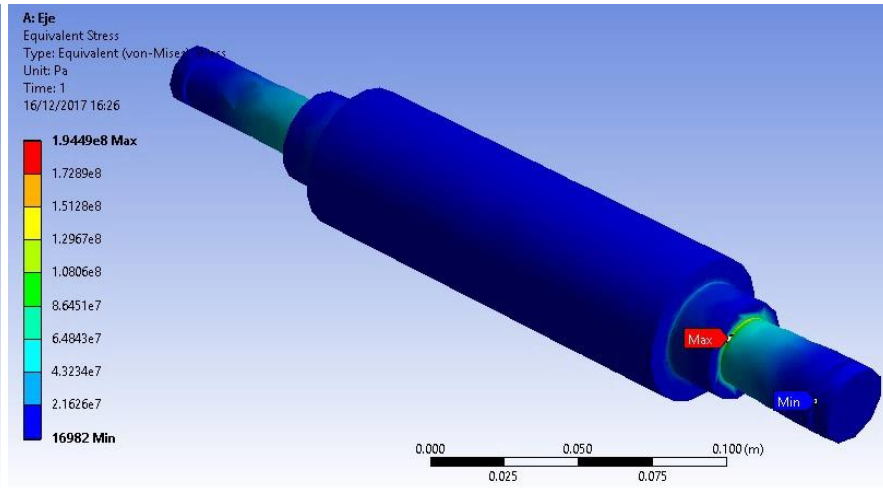
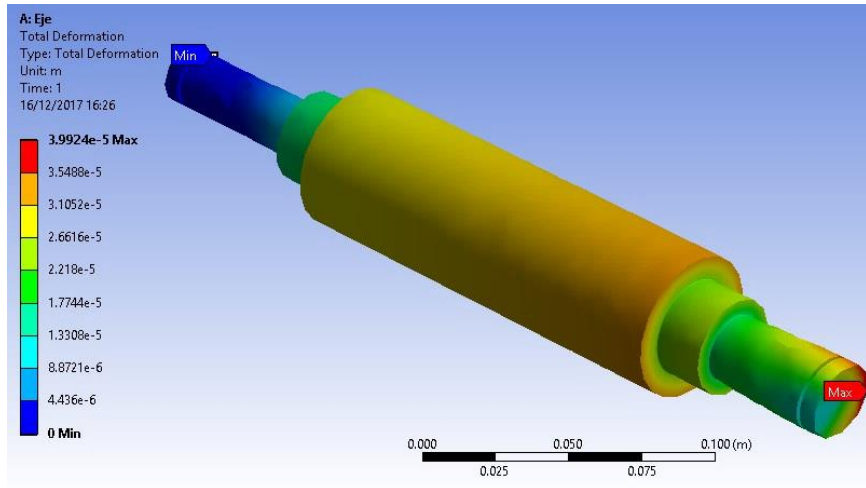
Luego de haber determinado los cálculos necesarios se procedió a realizar la simulación paramétrica del eje. Las imágenes utilizadas en la Tabla 20, Fuente: *Propia*

Tabla 21, Fuente: *Propia*

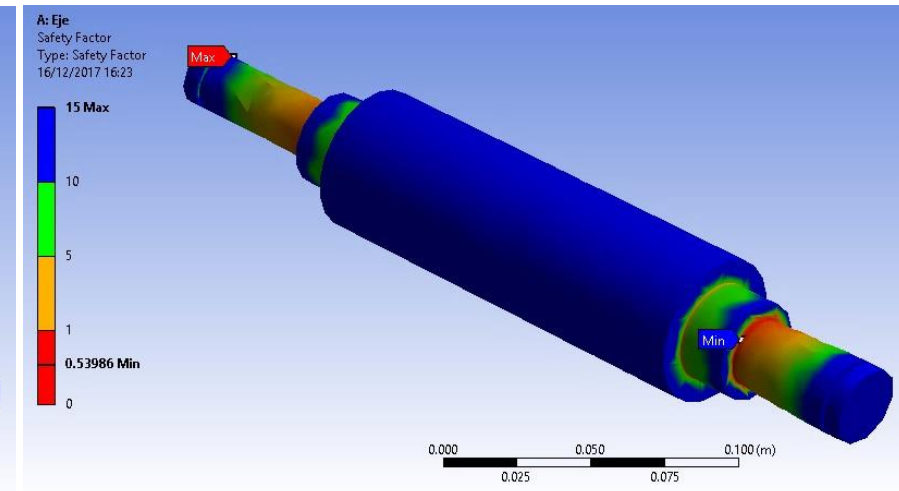
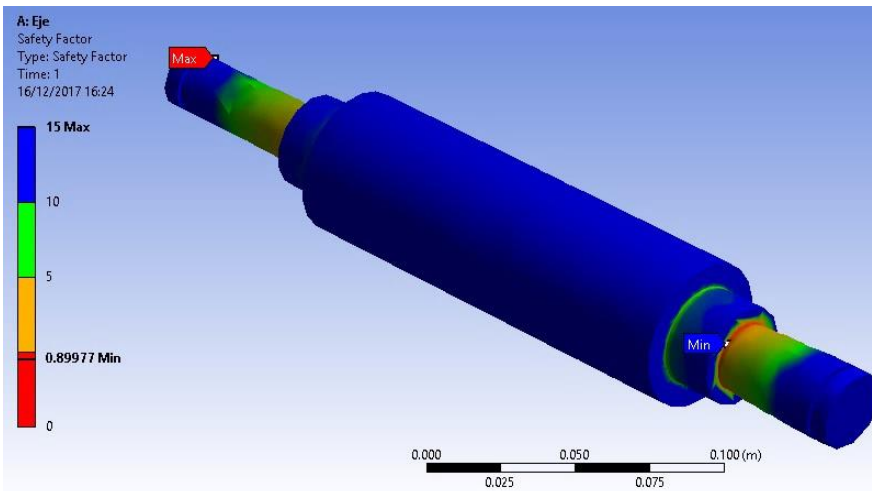
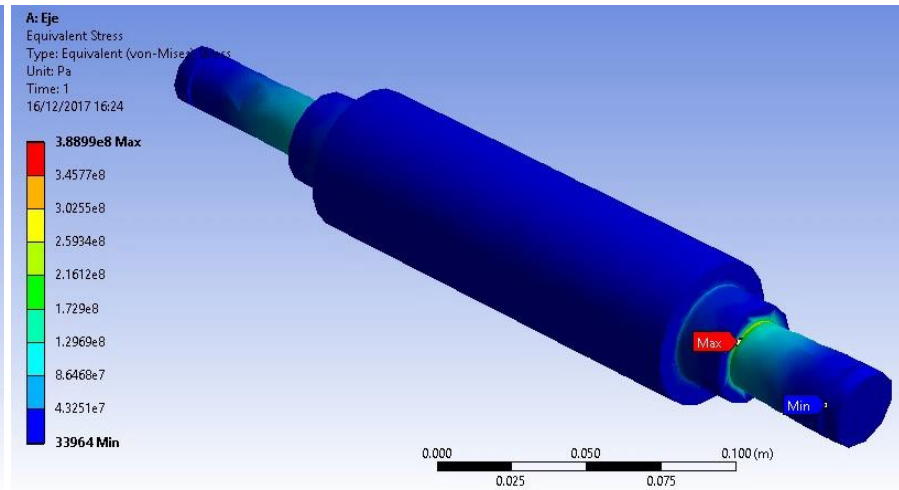
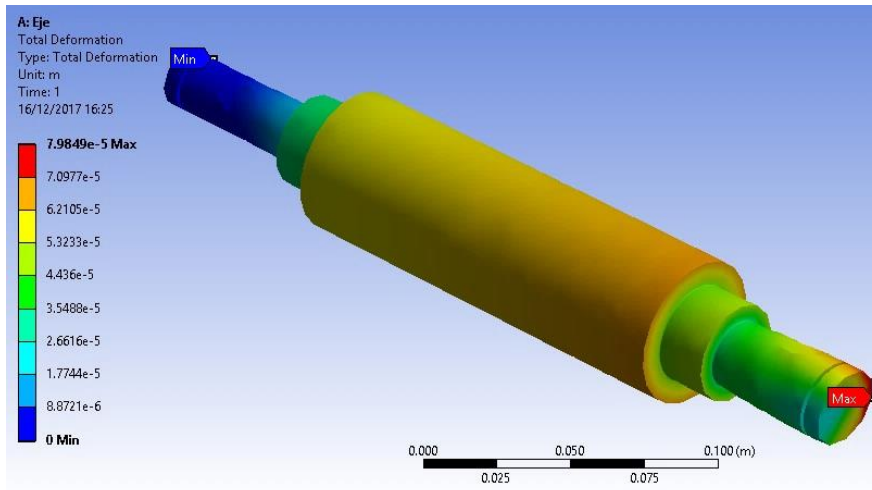
Tabla 22, Fuente: *Propia*

Tabla 23, y Tabla 24 de la sección 3.3.3, se muestran seguidamente al presente párrafo.

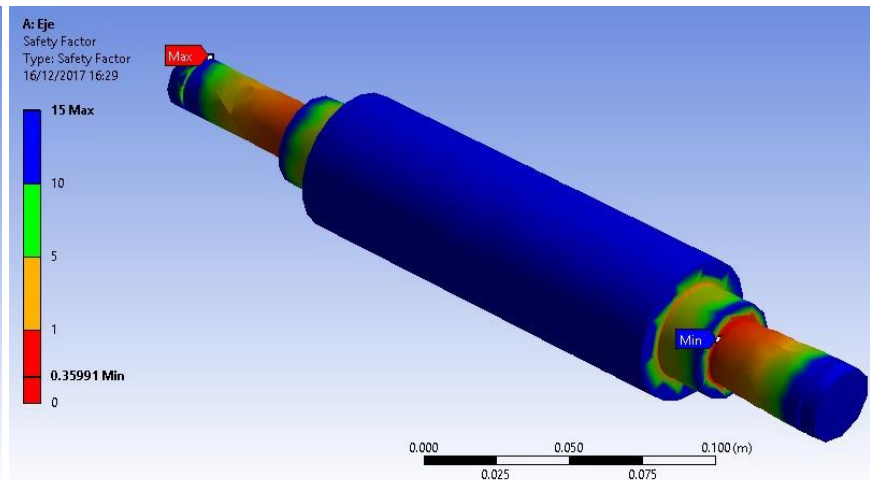
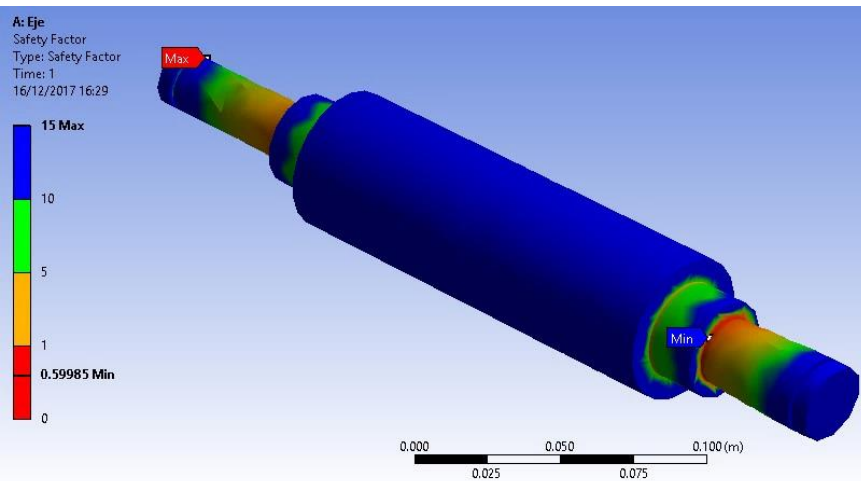
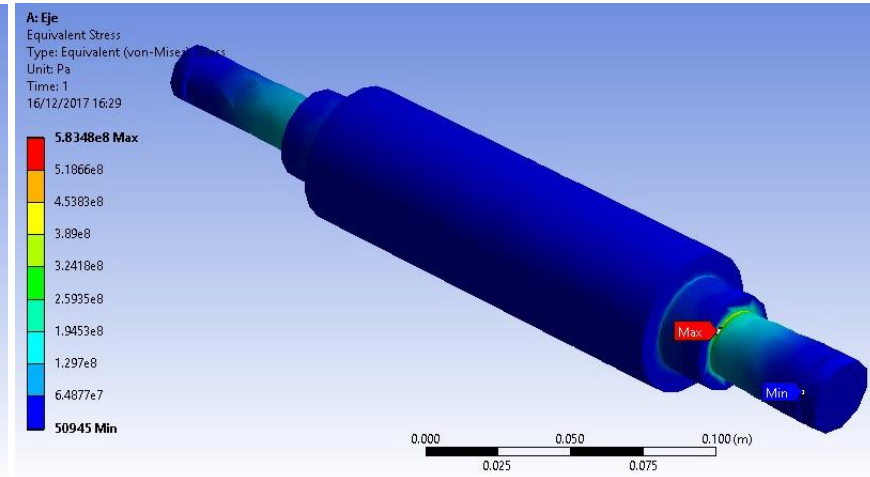
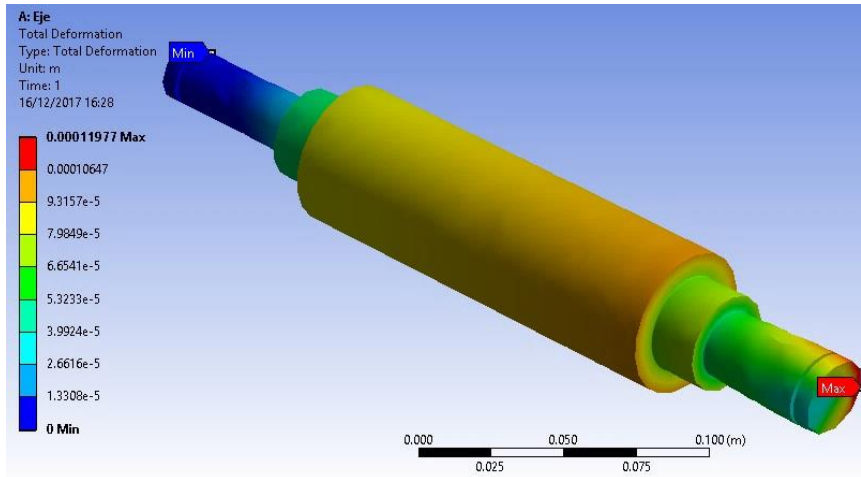
ACERO AISI 1020 – 1 varilla (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



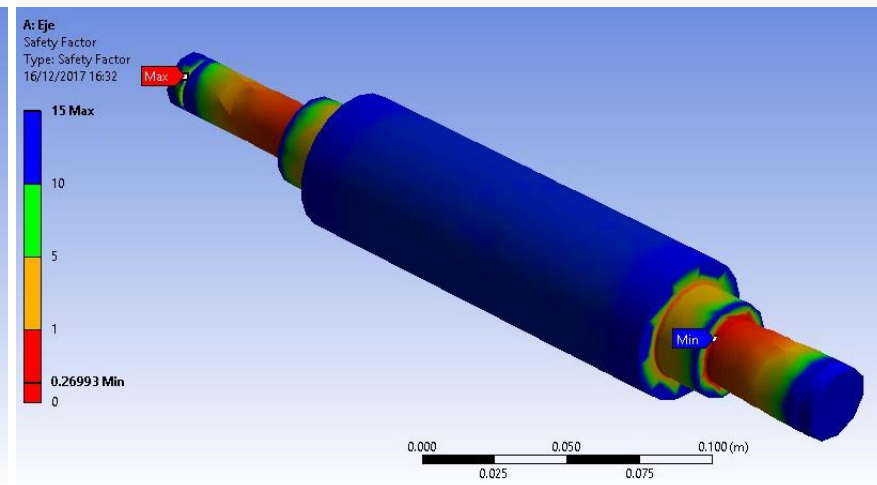
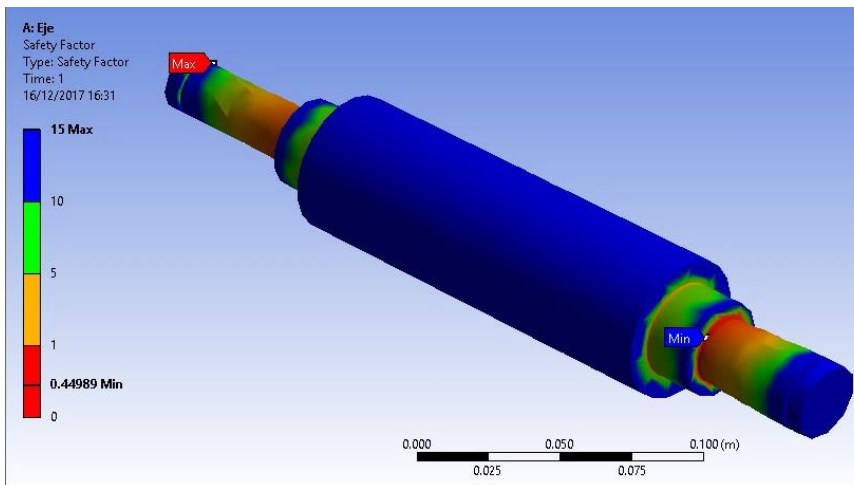
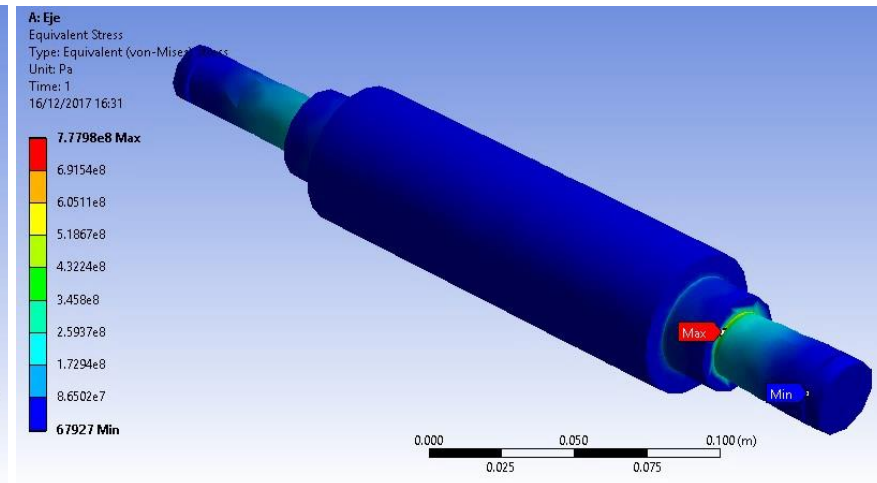
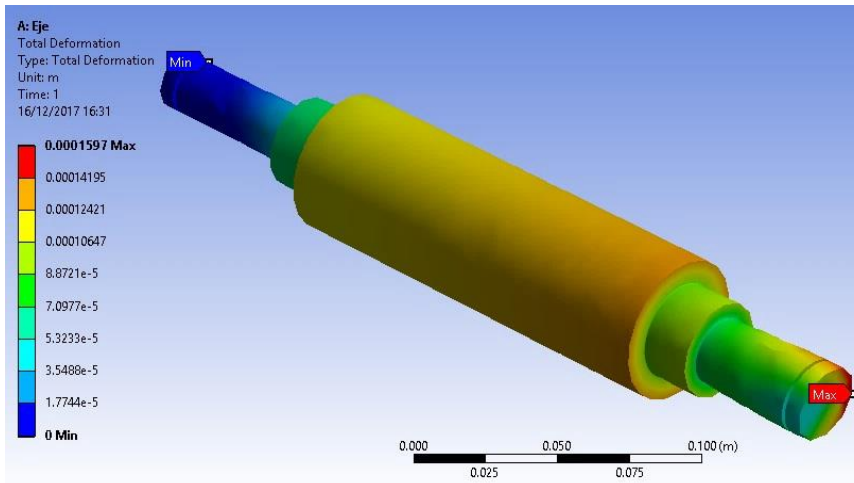
ACERO AISI 1020 – 2 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



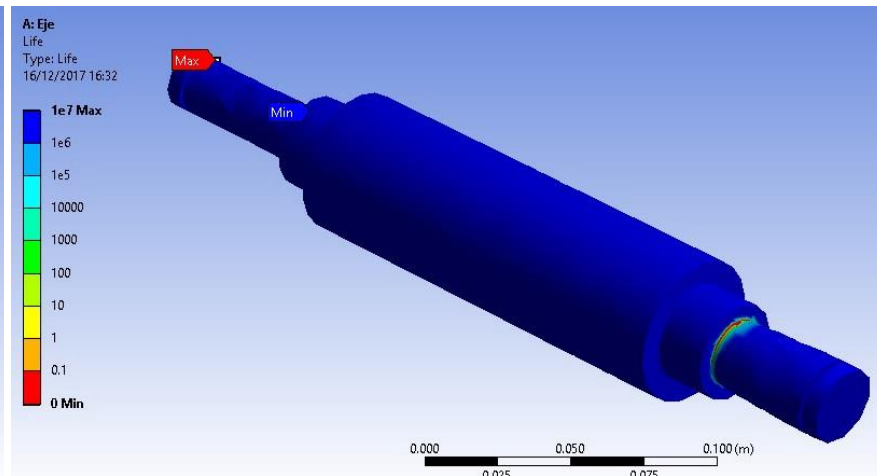
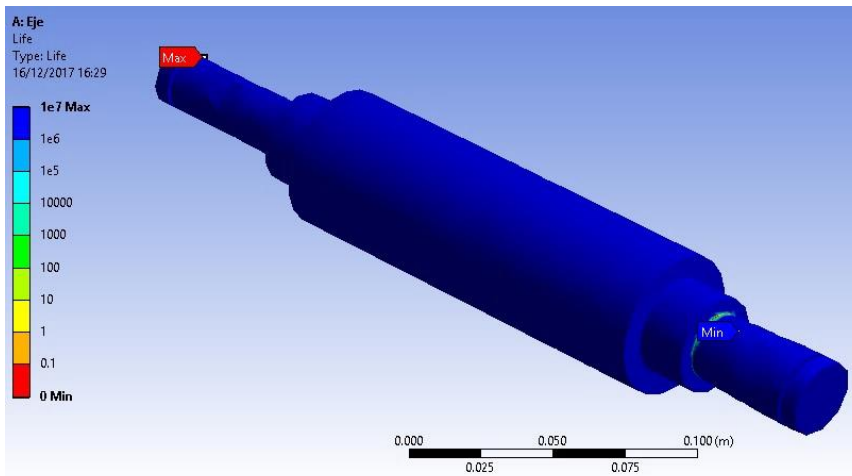
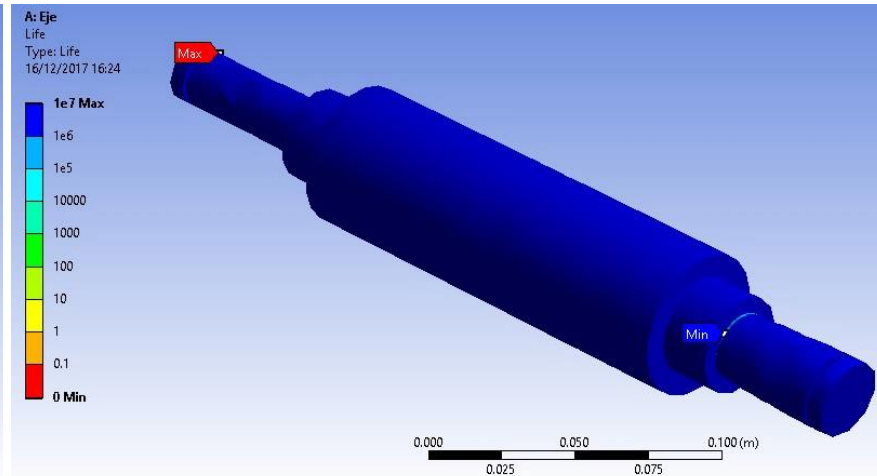
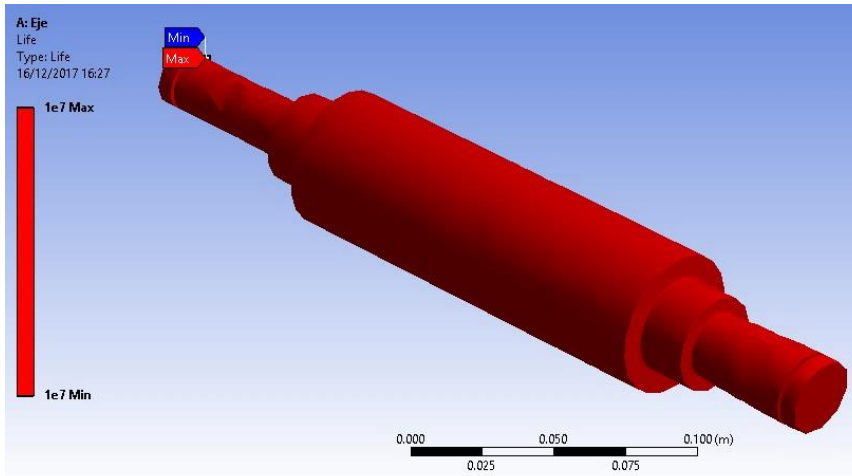
ACERO AISI 1020 – 3 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



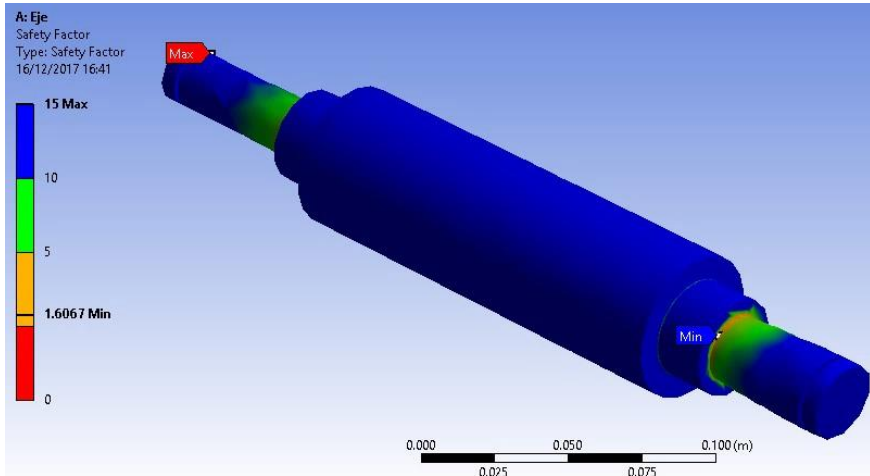
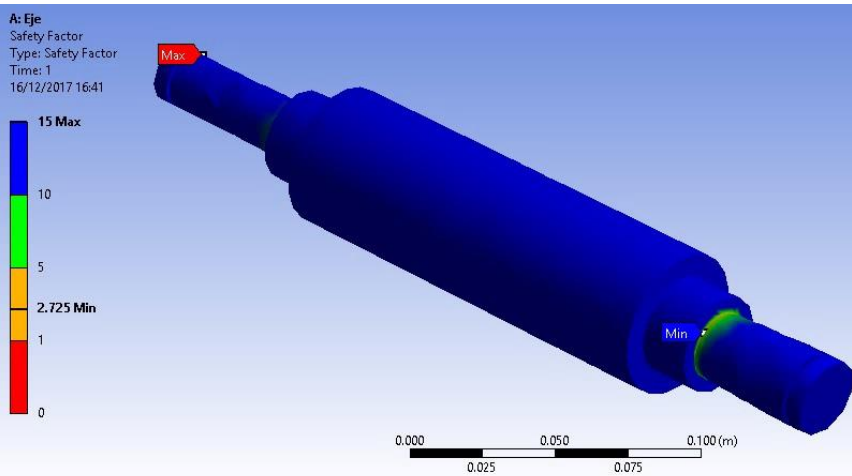
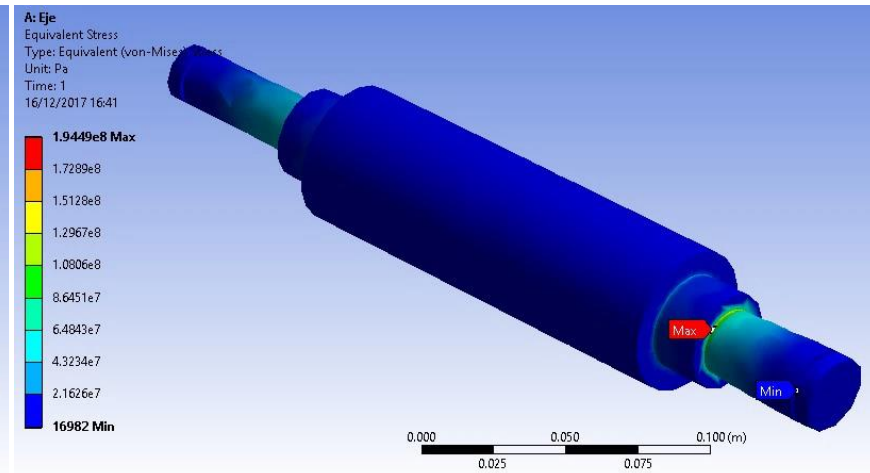
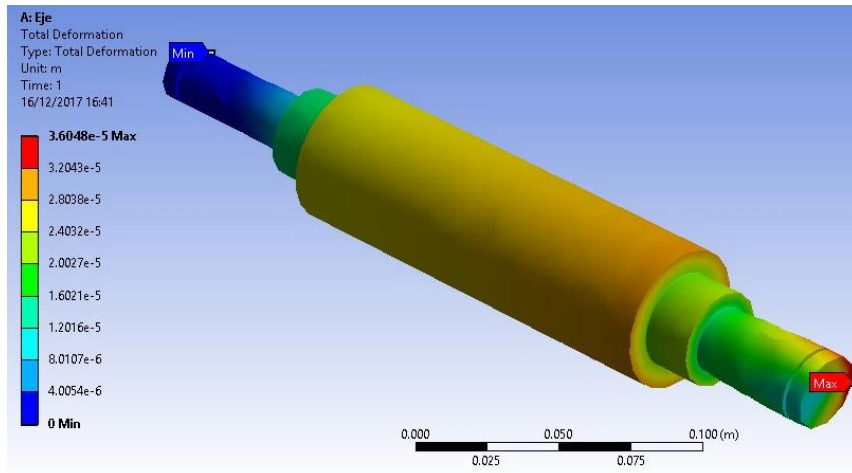
ACERO AISI 1020 – 4 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



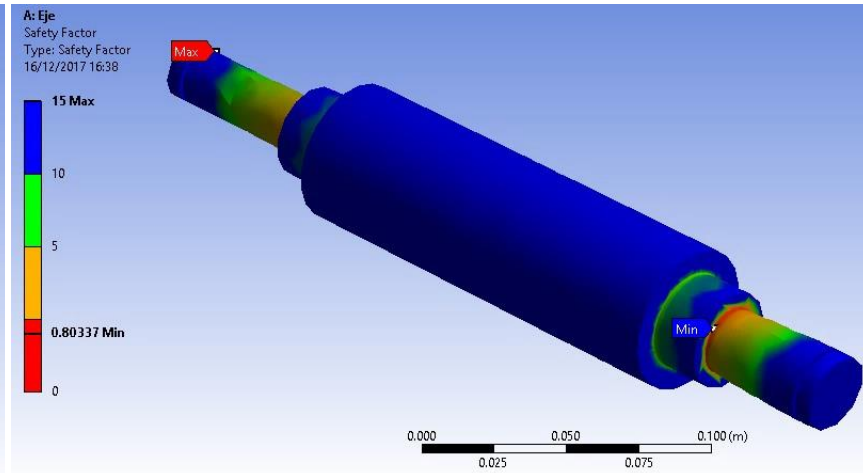
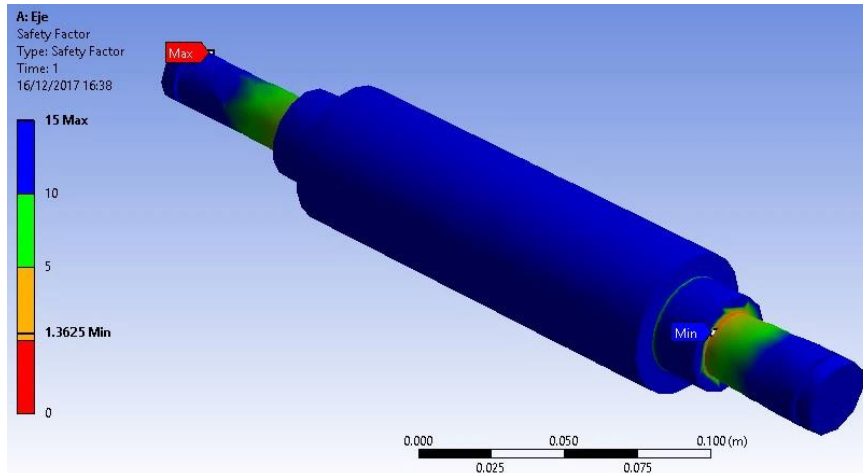
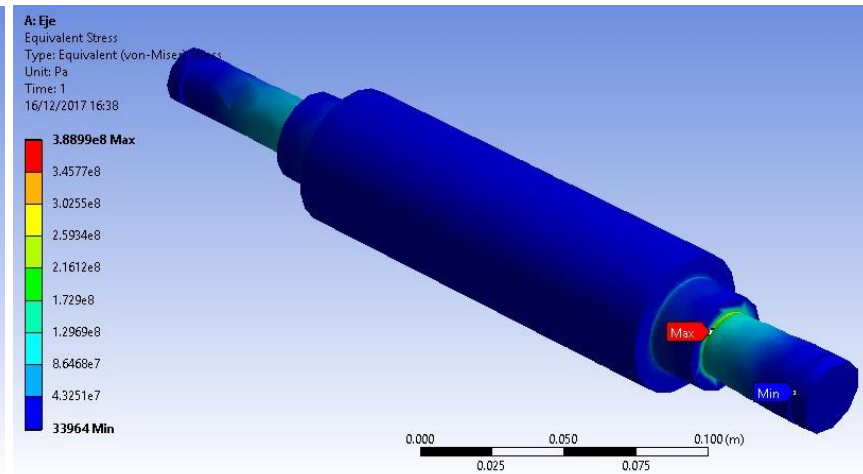
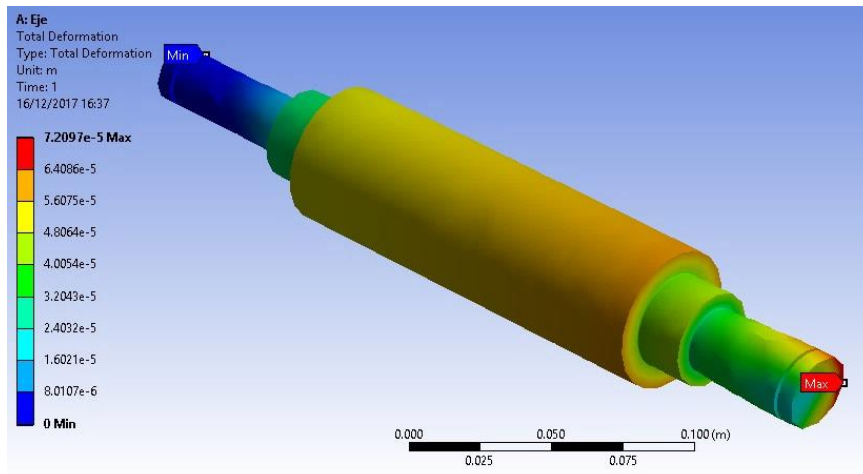
ACERO AISI 1020 – de 1 a 4 varillas respectivamente (simulación para ciclos de vida)



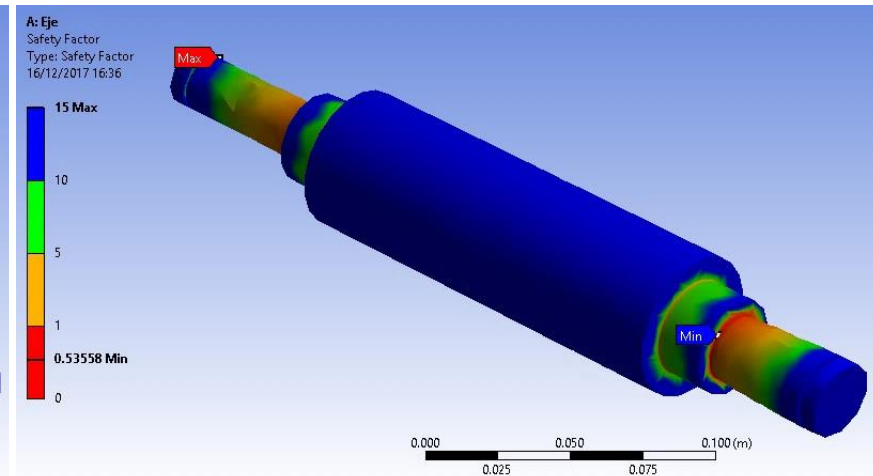
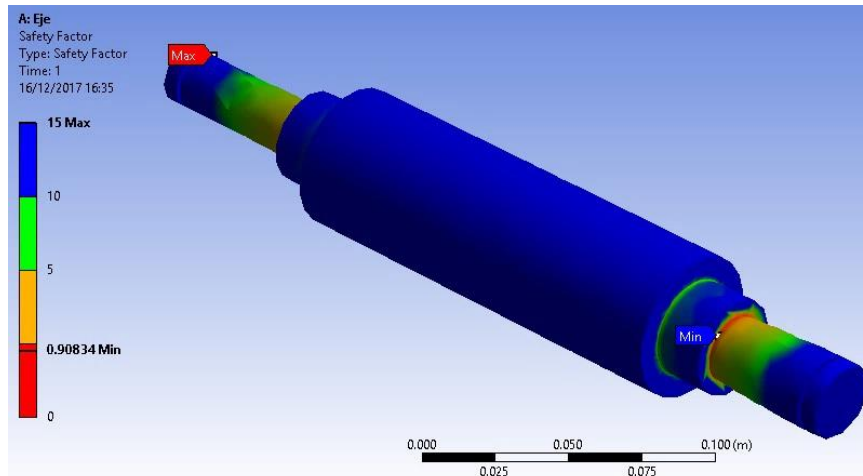
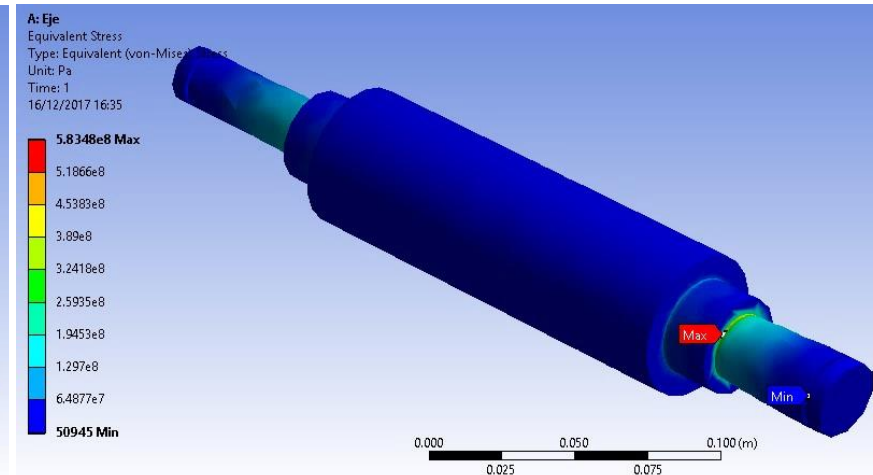
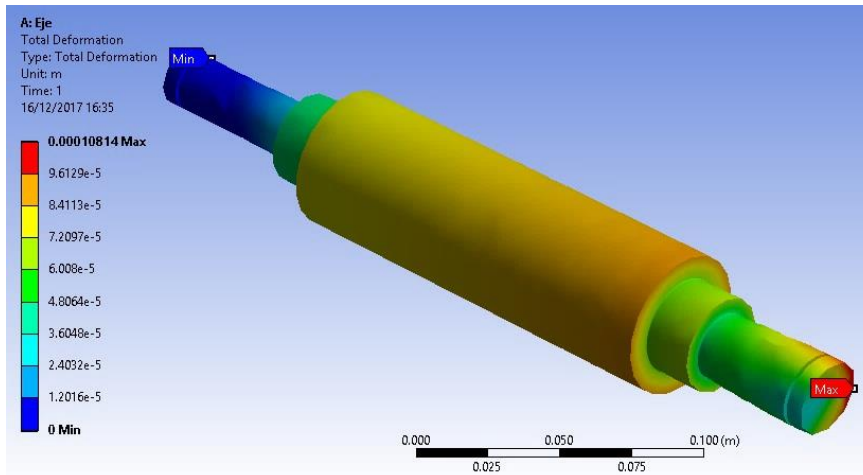
ACERO AISI 1045 – 1 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



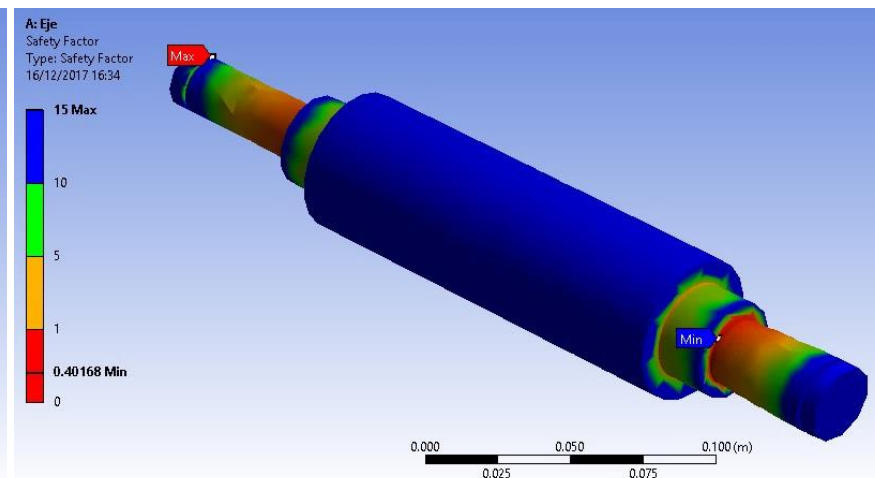
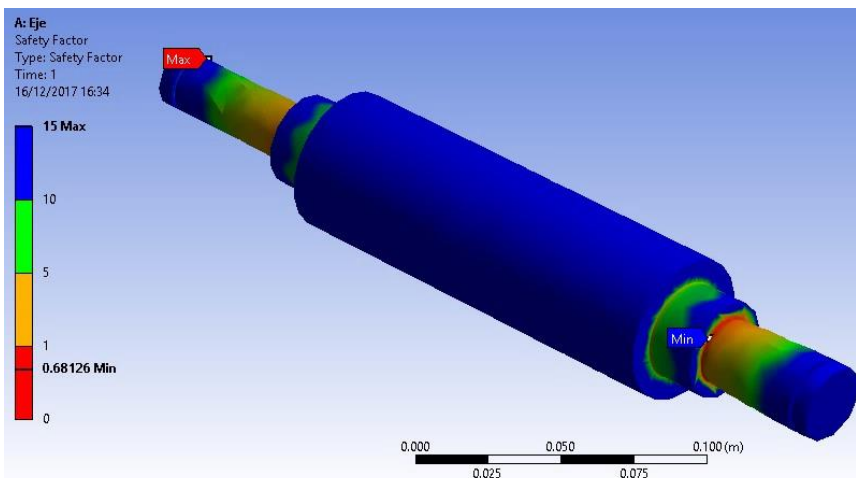
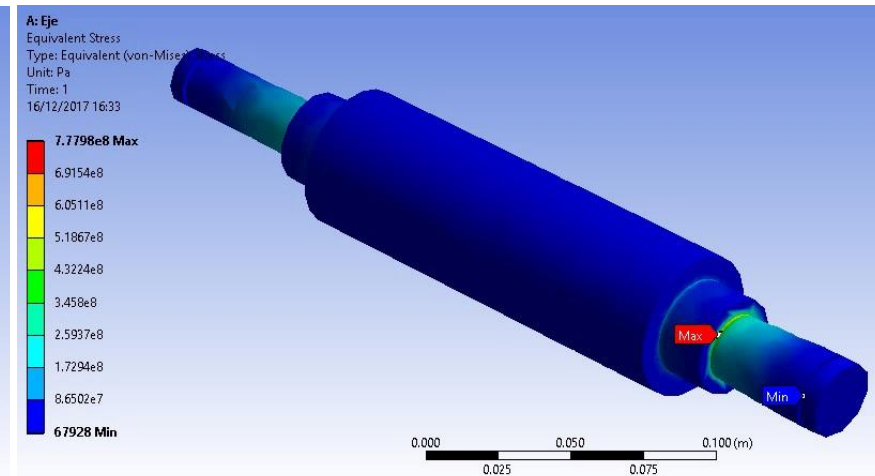
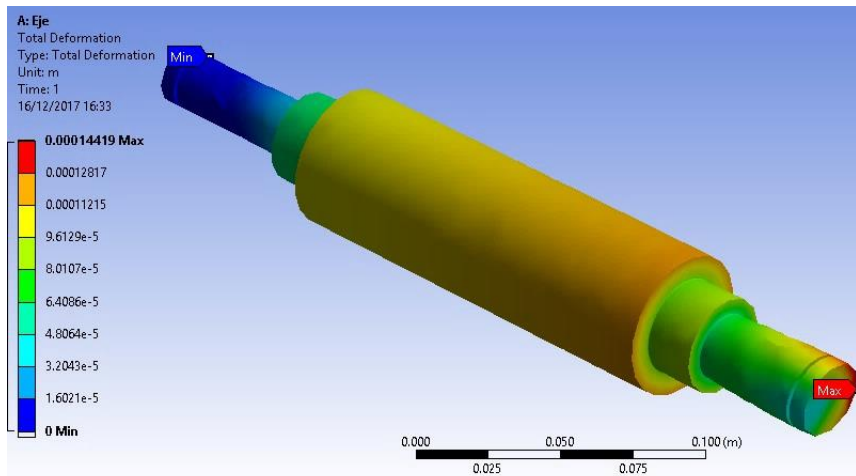
ACERO AISI 1045 – 2 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



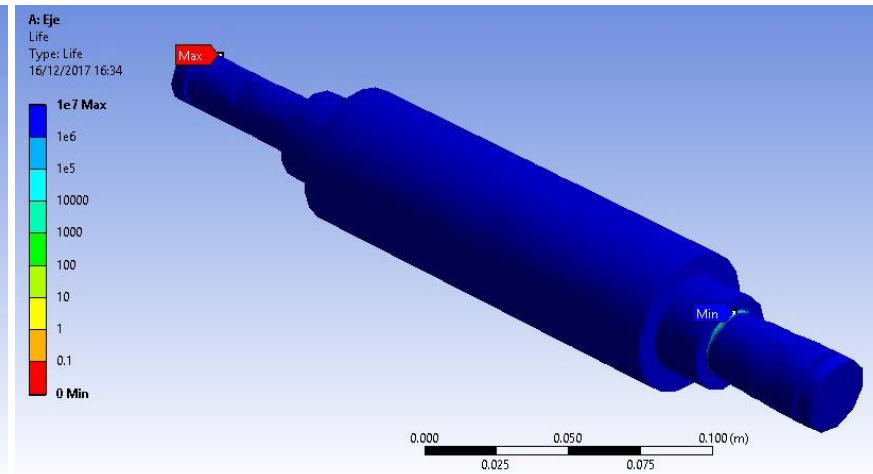
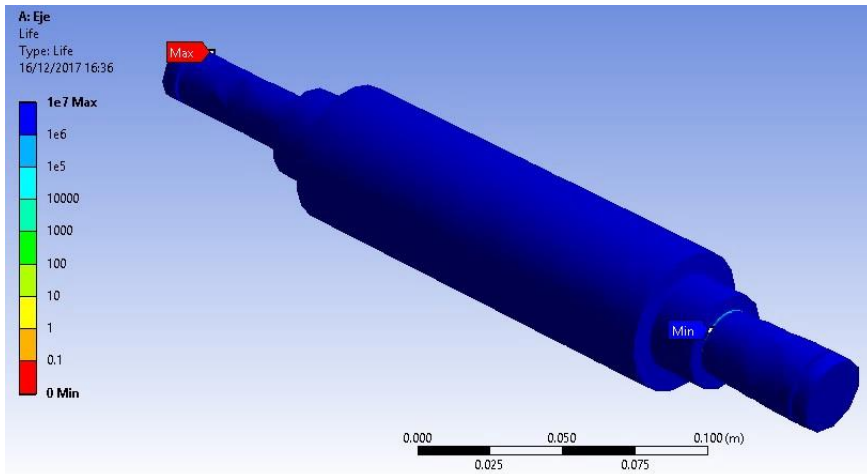
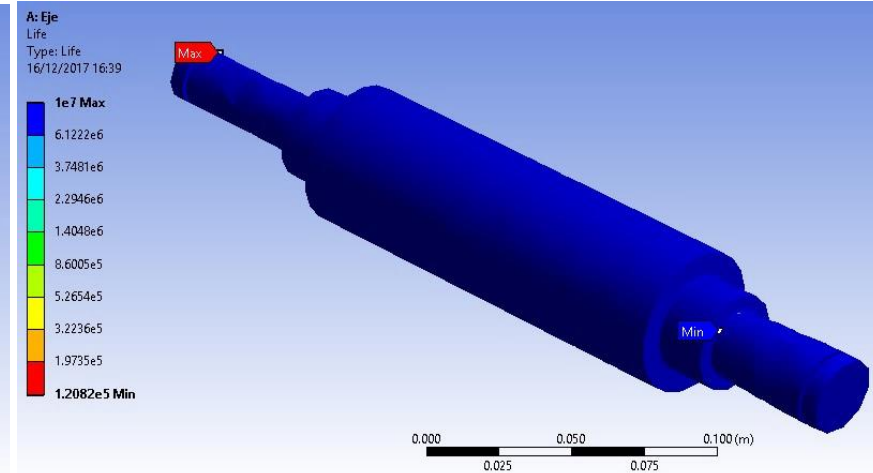
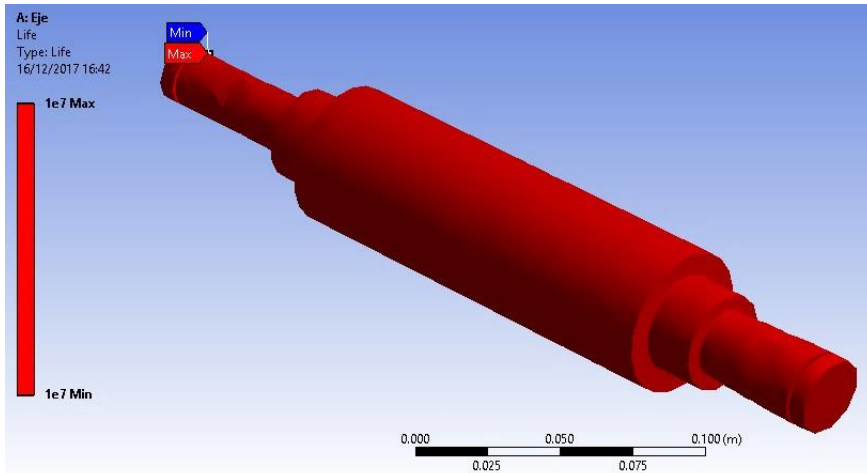
ACERO AISI 1045 – 3 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



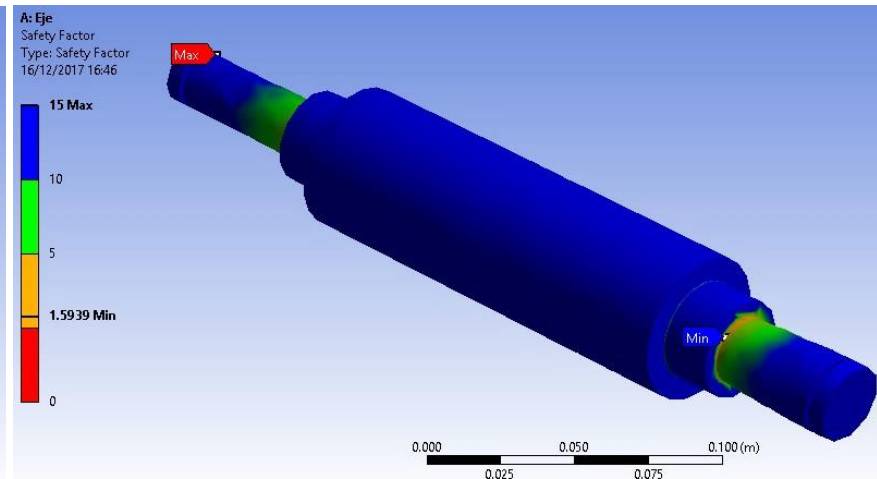
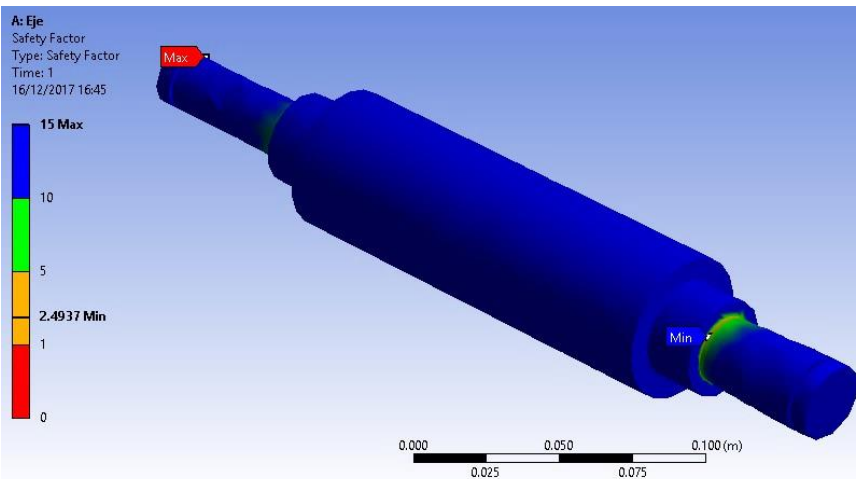
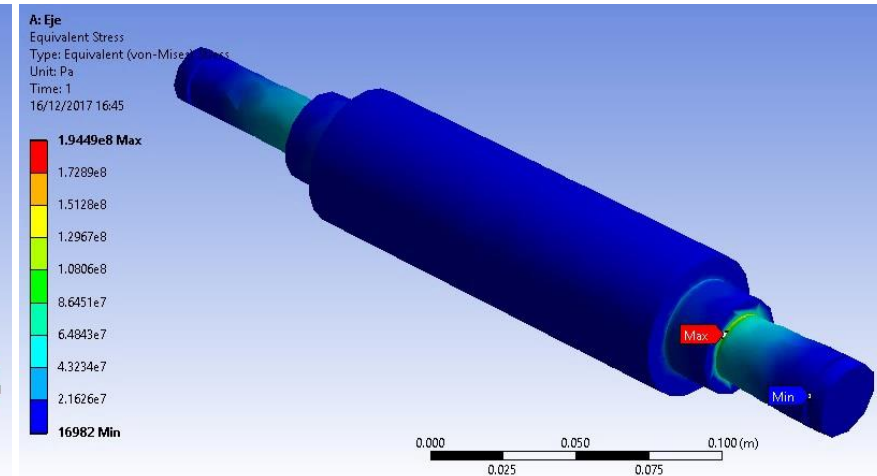
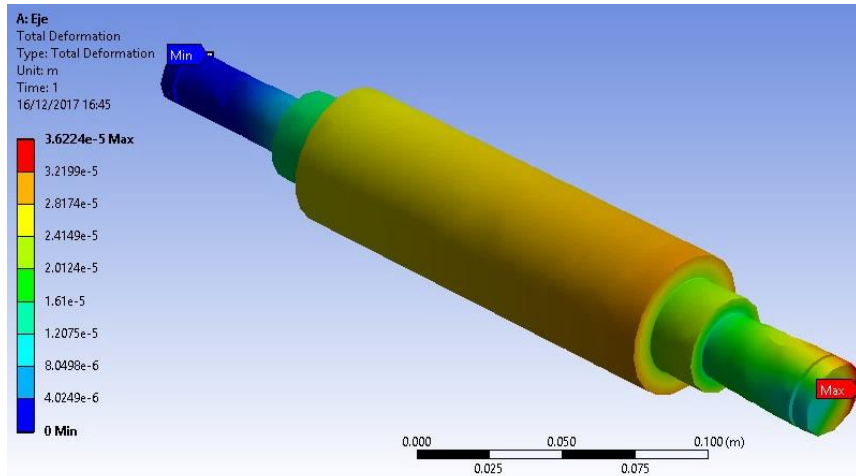
ACERO AISI 1045 – 4 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



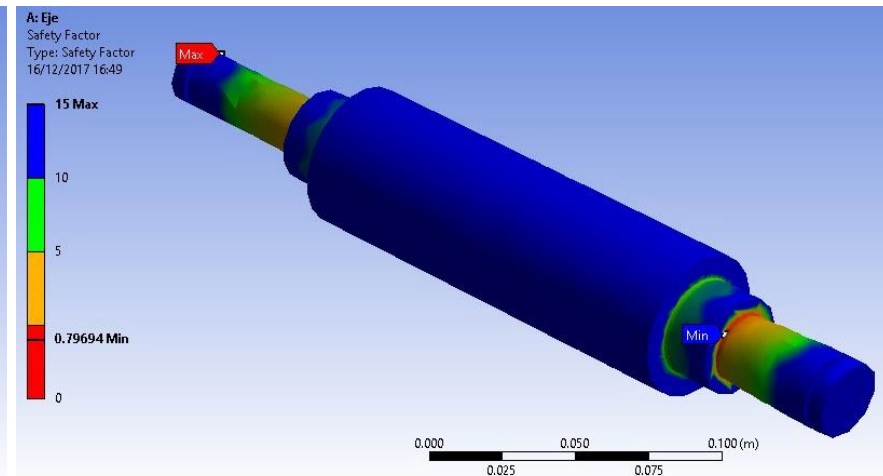
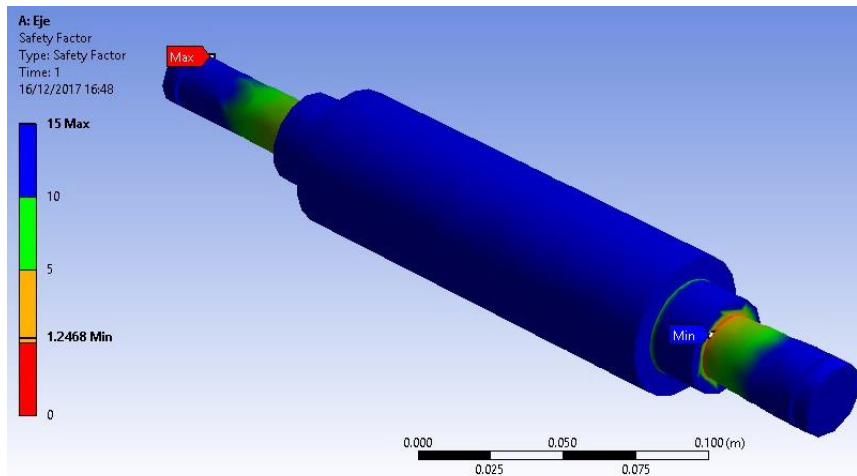
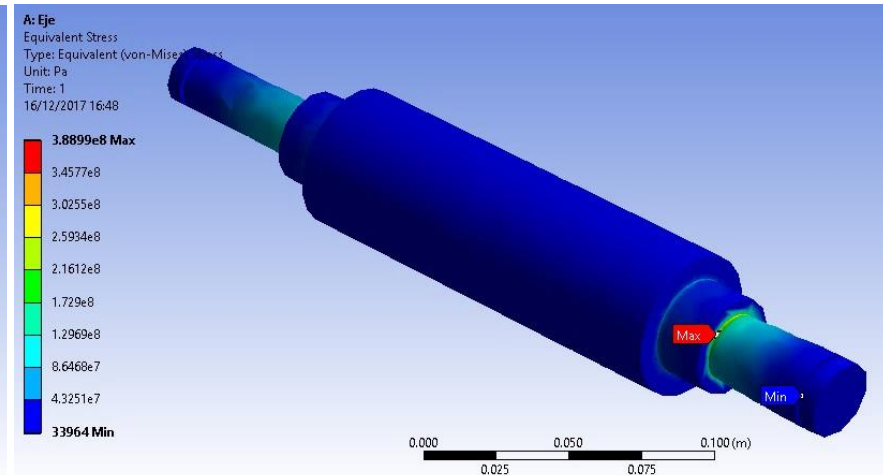
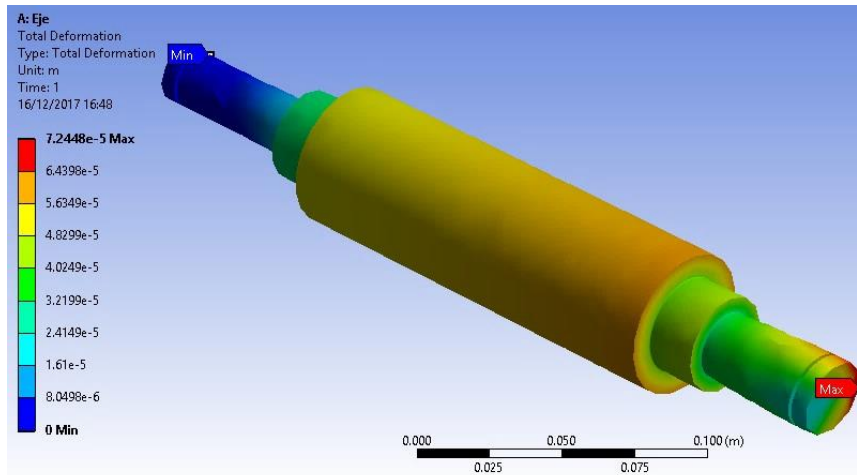
ACERO AISI 1045 – de 1 a 4 varillas respectivamente (simulación para ciclos de vida)



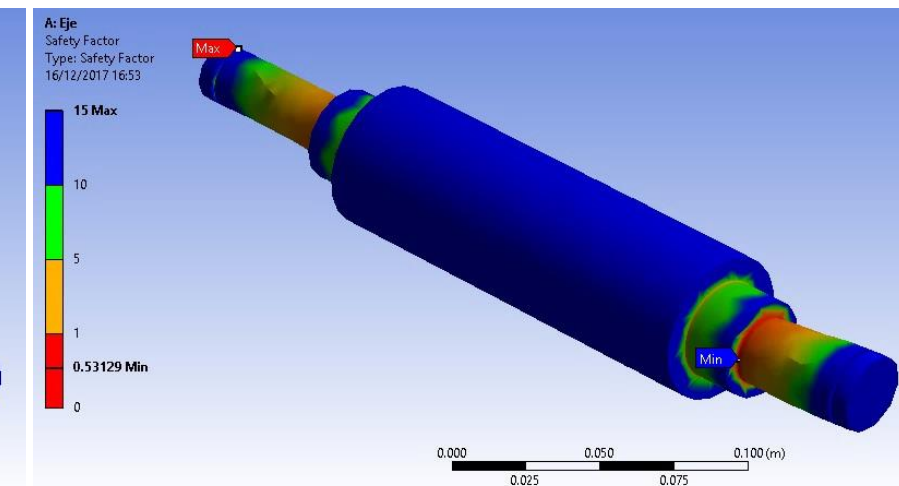
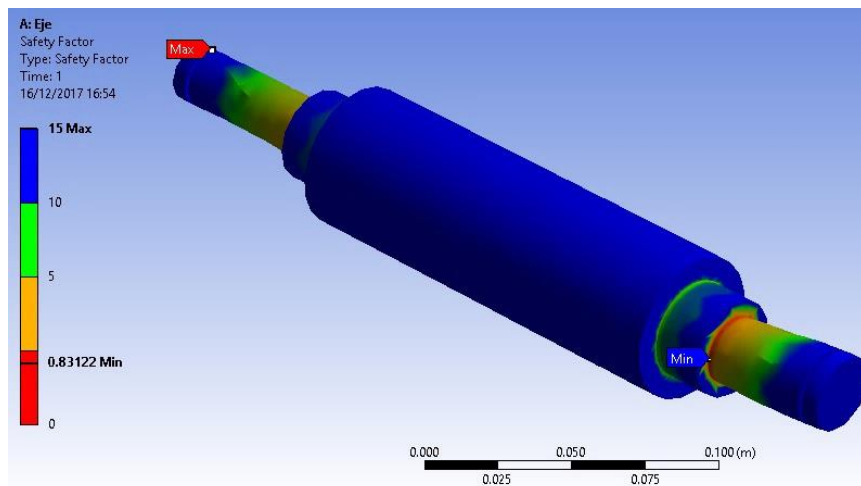
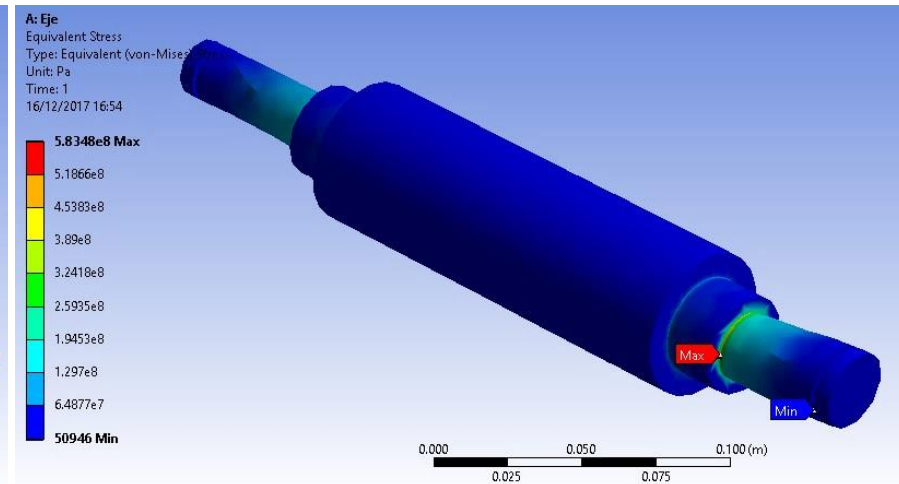
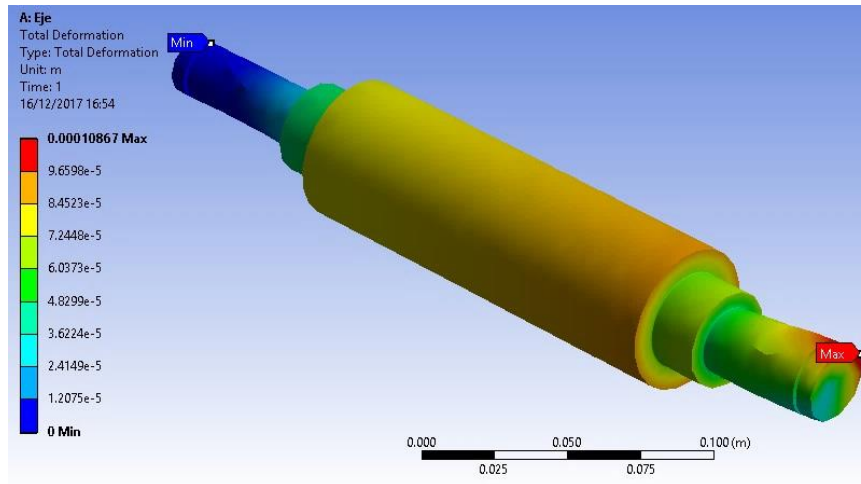
ACERO AISI 1060 – 1 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



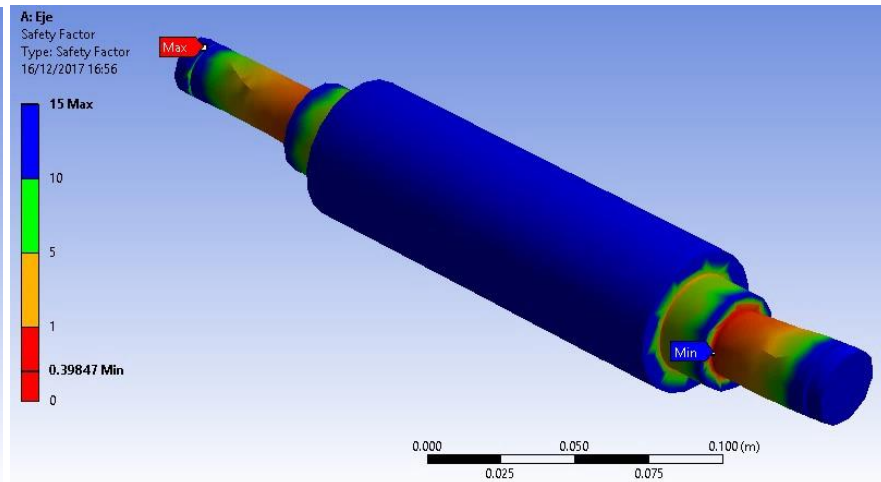
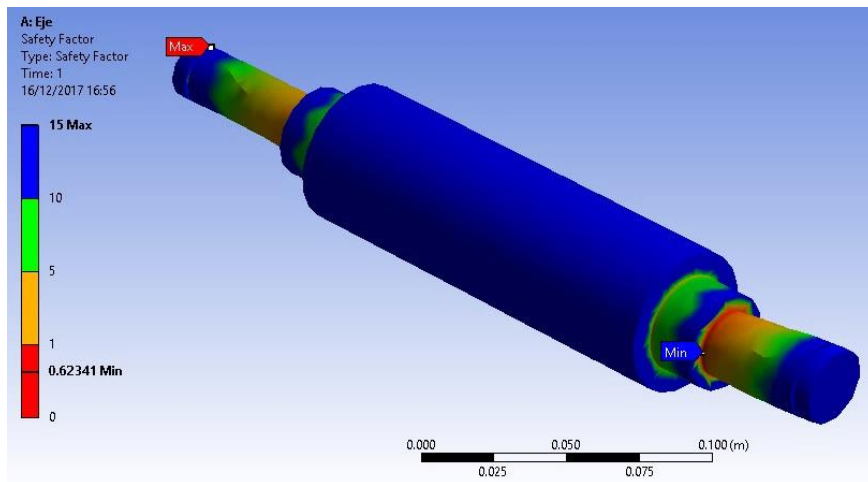
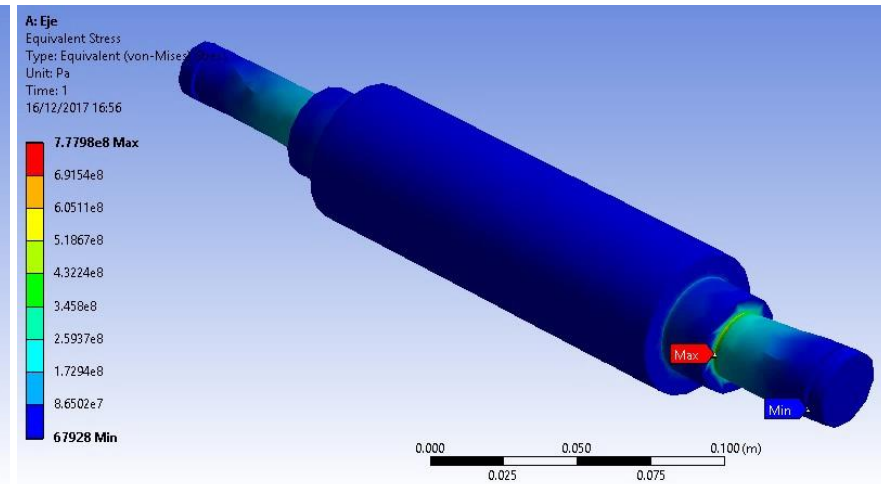
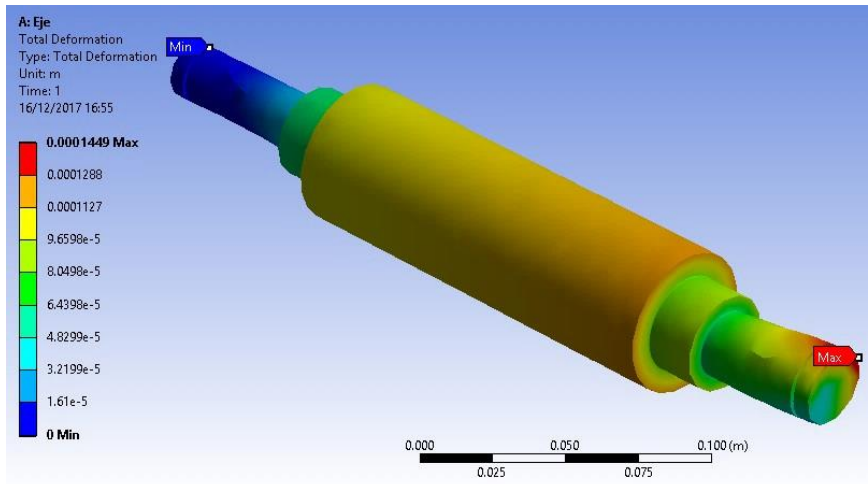
ACERO AISI 1060 – 2 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



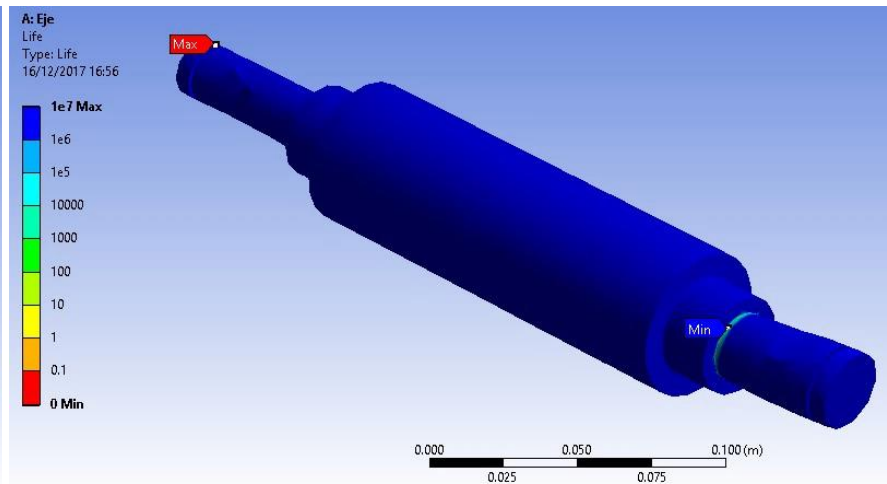
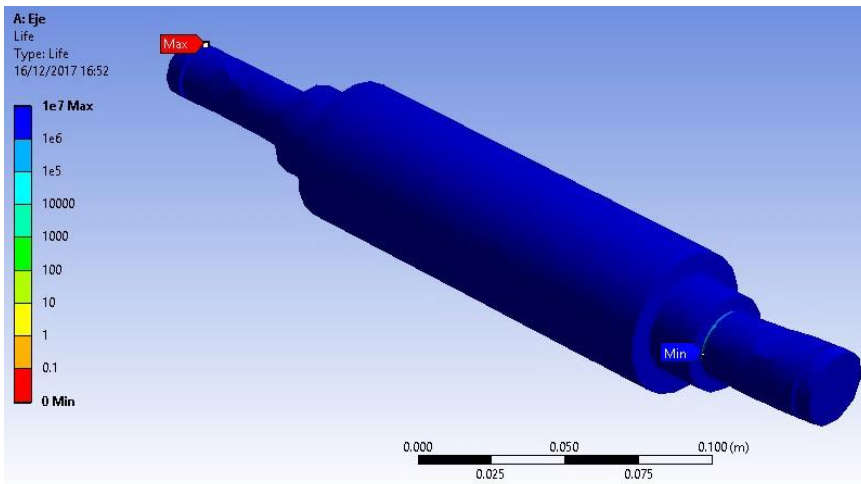
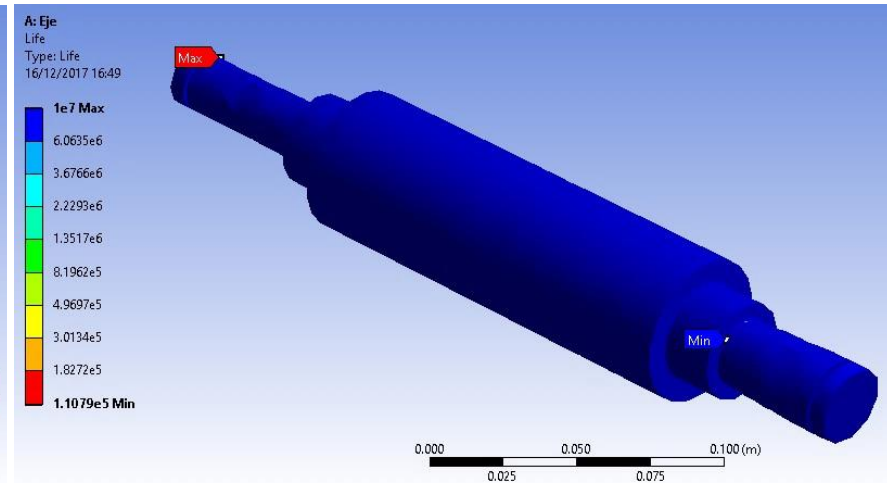
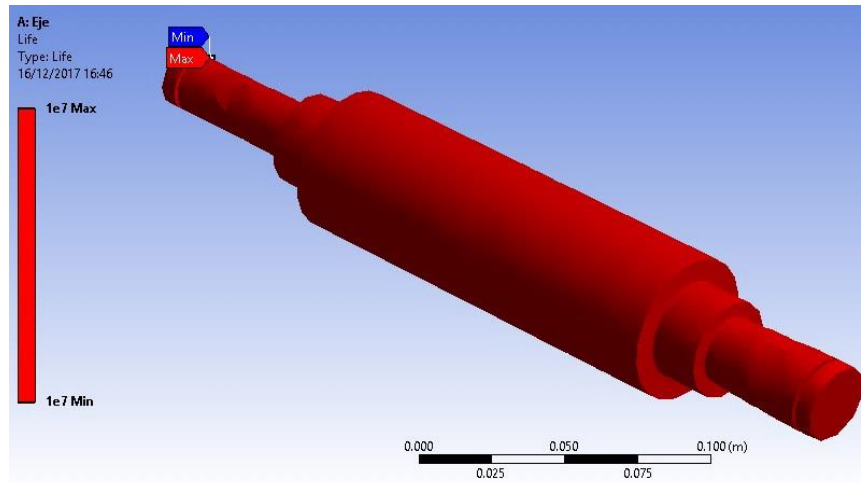
ACERO AISI 1060 – 3 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



ACERO AISI 1060 – 4 varillas (simulación para deformación, esfuerzos y factor de seguridad estático y de fatiga)



ACERO AISI 1060 – de 1 a 4 varillas respectivamente (simulación para ciclos de vida)



ANEXO N° 6: CÁLCULOS Y CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN MOTOR

Basándose en la frecuencia de la corriente eléctrica disponible en el país (60Hz, Perú), en el torque, la velocidad de giro requerida la potencia del motor (hallado en cálculos anteriores), se utilizó el catálogo del proveedor de motores eléctricos SIEMENS y se procedió a seleccionar el motor apropiado.

Datos de motorreductor:

- *Tipo armazón* : 145TD
- *Frecuencia* : 60 Hz
- *Marca* : SIEMENS
- *Potencia nominal* : 1,5 HP
- *Corriente nominal* : 2,3 A.
- *Velocidad nominal* : 1800 rpm
- *Número de fases* : 3
- *Dimensiones* : 366.8 x 206.8 x 191 mm

REDUCTOR

Basándose en la frecuencia que entrega el motor y el torque requerido (hallado en cálculos anteriores), se utilizó el catálogo del proveedor de SIEMENS y se procedió a seleccionar el reductor apropiado.

- *Modelo* : 2LP069-1DF.0
- *Tipo* : 0C30
- *Marca* : SIEMENS
- *Relación de transmisión* : 25.1
- *Velocidad nominal* : 71,77 rpm

ENGRANAJE CÓNICO

Este tipo de engranaje se utilizará solamente en el punto “A” del eje de transmisión, el cual en este punto se tiene un diámetro de diseño de 20 mm, el mismo que se usará en la salida del motorreductor por el que se consideró una relación de transmisión de 1:1 entre el eje y la salida del motorreductor. Se utilizó el catálogo del proveedor de engranajes BEA obteniendo la selección de los engranajes apropiados.

Datos de los engranajes:

- *Módulo (M)* : 5
- *Dientes (Z)* : 20
- *Diámetro primitivo (D_p):* 100 mm
- *Diámetro de eje (D_1)* : 20 mm
- *Ancho exterior (A)* : 50,5 mm
- *Ancho interior (L)* : 44 mm
- *Ángulo de presión* : 20°
- *Masa* : 1,61 kg

ENGRANAJE CILINDRICO

Este tipo de engranaje se utilizará solamente en el punto “D” del eje de transmisión, el cual en este punto se tiene un diámetro de diseño de 20 mm, y en el eje que se conecta con el plato de doblado, el cual en este punto tendrá un diámetro según lo requiera el engranaje a utilizar, por este motivo es que se consideró una relación de transmisión de 1:3 entre el eje de transmisión y el eje del plato de doblado. Se utilizó el catálogo del proveedor de engranajes BEA obteniendo la selección de los engranajes apropiados.

Datos del engranaje en el eje de transmisión:

- *Módulo (M)* : 5
- *Dientes (Z)* : 16
- *Diámetro primitivo (D_p):* 80 mm
- *Diámetro de eje (D_1)* : 20 mm
- *Ancho (B)* : 50 mm
- *Ángulo de presión* : 20°
- *Masa* : 2,07 kg

Datos del engranaje en el eje del plato de doblado:

- *Módulo (M)* : 5
- *Dientes (Z)* : 48
- *Diámetro primitivo (D_p):* 240 mm
- *Diámetro de eje (D₁)* : 25 mm
- *Ancho (B)* : 50 mm
- *Ángulo de presión* : 20°
- *Masa* : 17,44 kg

RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos en cada uno de los puntos del eje de transmisión en los que es necesario la colocación de los mismos, para ello se tomó en cuenta los valores de los catálogos del distribuidor de rodamientos SKF; y se realizó los cálculos siguientes:

Punto B:

Datos:

$$F_a = 459,6542 \text{ N}$$

$$F_r = 459,6542 \text{ N}$$

$$N = 10\ 000 \text{ horas}$$

$$n = 75 \text{ rpm}$$

$$k = 3$$

$$\phi_{\text{eje}} = 30 \text{ mm}$$

Desarrollo:

$$L_{10} = N * n * 60 * 10^{-6}$$

$$L_{10} = 10\ 000 * 75 * 60 * 10^{-6}$$

$$L_{10} = 45 \text{ Mrev}$$

Basándonos en la Tabla 7 obtenemos los siguientes valores X e Y.

$$\frac{F_a}{F_r} = 1 > e = 0,245$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,8134$$

$$P_d = X(F_r) + Y(F_a)$$

Poner los datos q voy a calcular en mi casa

$$P_d = 0,56(459,6542) + 1,8134(459,6542)$$

$$P_d = 1090.943278 \text{ N}$$

Ahora ya podemos calcular la capacidad de carga, la misma que la compararemos con los datos de carga dinámica que soporta el rodamiento con designación 6206-VV, apreciable en el ANEXO N° .

$$FR = (L_{10})^{1/3} * P_d$$

$$FR = 45^{1/3} * 1090.94$$

$$FR = 3880.368812 \text{ N}$$

$$\therefore FR < C \text{ cumple}$$

Gracias a lo anterior recalculamos el tiempo vida del rodamiento de la siguiente manera:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_d}\right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{19500}{1090.94}\right)^3$$

$$L_{10} = 5710 \text{ horas}$$

Detalle de selección:

- *Marca* : *NSK*
- *Designación* : *6206-VV*
- *Diámetro eje* : *30 mm*
- *Diámetro externo* : *62 mm*
- *Carga estática (C₀)* : *11 300 N*
- *Carga dinámica (C)* : *19 500 N*
- *Factor de cálculo (f₀)* : *13,8*
- *Masa (kg)* : *0,199 kg*

Punto C:

Datos:

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_r = 894,9823 \text{ N}$$

$$N = 10\,000 \text{ horas}$$

$$n = 75 \text{ rpm}$$

$$k = 3$$

$$\phi_{eje} = 30 \text{ mm}$$

Desarrollo:

$$L_{10} = N * n * 60 * 10^{-6}$$

$$L_{10} = 10\,000 * 75 * 60 * 10^{-6}$$

$$L_{10} = 45 \text{ Mrev}$$

Basándonos en la Tabla 7 obtenemos los siguientes valores X e Y.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P_d = X(F_r) + Y(F_a)$$

$$P_d = 1(894,9823) + 0(0)$$

$$P_d = 894,9823$$

Ahora ya podemos calcular la capacidad de carga, la misma que la compararemos con los datos de carga dinámica que soporta el rodamiento con designación 6206-VV, apreciable en el ANEXO N° .

$$FR = (L_{10})^{1/3} * P_d$$

$$FR = 45^{1/3} * 894,9823$$

$$FR = 6003,723784 \text{ N}$$

$$\therefore FR < C \text{ cumple}$$

Gracias a lo anterior recalculamos el tiempo vida del rodamiento de la siguiente manera:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_d} \right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{19500}{894,9823} \right)^3$$

$$L_{10} = 10343 \text{ horas}$$

Detalle de selección:

- Marca : NSK
- Designación : 6206-VV
- Diámetro eje : 30 mm
- Diámetro externo : 62 mm
- Carga estática (C_0) : 11 300 N
- Carga dinámica (C) : 19 500 N
- Factor de cálculo (f_0) : 13,8
- Masa (kg) : 0,199 kg

Punto en el eje del plato de doblado:

Para este apartado se tomó en cuenta los cálculos previos y se adoptó el mismo modelo de rodamiento, como sigue:

Detalle de selección:

- Marca : NSK
- Designación : 6206-VV
- Diámetro eje : 30 mm
- Diámetro externo : 62 mm
- Carga estática (C_0) : 11 300 N
- Carga dinámica (C) : 19 500 N
- Factor de cálculo (f_0) : 13,8
- Masa (kg) : 0,199 kg

ANILLOS DE RETENCIÓN

Para el caso de los anillos de retención tomaremos en cuenta el diámetro de eje y con ello se selecciona cada uno de ellos.

Para el eje de transmisión:

- Marca : OTTA
- Designación : A-DIN471
- Diámetro de eje : 20 mm
- Diámetro interno de anillo : 18,5 mm
- Ancho de anillo : 1,2 mm
- Ancho de ranura : 1,3 mm
- Masa : 0,0013 kg

Para el eje del plato de doblado:

- Marca : OTTA
- Designación : A-DIN471
- Diámetro de eje : 25 mm

- *Diámetro interno de anillo* : 23,2 mm
- *Ancho de anillo* : 1,2 mm
- *Ancho de ranura* : 1,3 mm
- *Masa* : 0,0019 kg

CHAVETAS

De la misma manera que en los anillos de retención, aquí también se realizará la selección solamente con el diámetro del eje.

Para el eje de transmisión:

✓ *Engranajes Cónico:*

- *Marca* : OPAC
- *Designación* : DIN 6885
- *Diámetro de eje* : 20 mm
- *Dimensiones (hxaxl)* : 6x6x40 mm
- *Dimensiones chavetero eje (hxa)* : 6x3,5 mm
- *Dimensiones chavetero cubo (hxa)* : 6,015x2,5 mm
- *Redondeo fondo chavetero* : 0,4 mm
- *Masa* : 0,0113 kg

✓ *Engranaje Recto:*

- *Marca* : OPAC
- *Designación* : DIN 6885
- *Diámetro de eje* : 20 mm
- *Dimensiones (hxaxl)* : 6x6x50 mm
- *Dimensiones chavetero eje (hxa)* : 6x3,5 mm
- *Dimensiones chavetero cubo (hxa)* : 6,015x2,5 mm
- *Redondeo fondo chavetero* : 0,4 mm
- *Masa* : 0,0141 kg

Para el eje del plato de doblado:

- *Marca* : *OPAC*
- *Designación* : *DIN 6885*
- *Diámetro de eje* : *25 mm*
- *Dimensiones (hxaxl)* : *8x7x50 mm*
- *Dimensiones chavetero eje (hxa)* : *8x4,1 mm*
- *Dimensiones chavetero cubo (hxa)* : *8,018x2,9 mm*
- *Redondeo fondo chavetero* : *0,4 mm*
- *Masa* : *0,022 kg*

ANEXO N° 7: CATALOGOS DE COMPONENTES ESTANDAR

MOTOR

Motores trifásicos

Datos característicos típicos en 440V
Alta eficiencia, totalmente cerrados (TCVE)
Tipos RGZE, RGZESD, RGZZESD
220/440V 60 Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	RPM síncrona	RPM asíncrona	Armazón	Corriente (A)			Letra de código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
				en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Máx. %	
1	3600	3490	143T	0.8	1.4	12	K	73.7	78.3	80.0	77	86	90	1.5	280	340	Y
	1800	1745	143T	1.2	1.6	12	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76	3.0	290	320	Y
	1200	1140	145T	1.4	1.9	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	62	4.6	230	290	Y
	900	860	182T	1.3	2.0	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63	6.1	220	260	Y
1.5	3600	3485	143T	0.9	2.1	17	K	78.0	82.0	82.5	60	70	85	2.2	270	320	Y
	1800	1740	145T	1.5	2.3	18	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76	4.5	290	320	Y
	1200	1160	182T	1.8	2.7	14	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68	9.2	220	270	Y
	900	855	184T	1.9	2.7	14	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68	9.2	220	270	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270	320	Y
	1800	1735	145T	2.0	3.0	22	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290	310	Y
	1200	1160	184T	2.0	3.1	23	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220	300	Y
	900	865	213T	2.3	3.5	18	H	80.0	82.0	82.5	46	60	69	12	200	290	Y
3	3600	3510	182T	1.8	3.8	33	K	83.8	86.2	86.5	75	84	90	4.5	230	320	Y
	1800	1740	182T	1.9	4.1	31	K	87.5	88.0	87.5	65	76	82	9.1	260	300	Y
	1200	1165	213T	2.4	4.2	33	K	85.8	87.6	87.5	58	73	80	14	210	300	Y
	900	865	215T	3.2	4.9	27	H	82.5	84.2	84.0	48	62	71	18	190	280	Y
5	3600	3490	184T	1.9	6.1	48	J	86.5	87.8	87.5	82	89	92	7.5	260	320	Y
	1800	1730	184T	3.3	6.8	48	J	87.5	88.2	87.5	63	75	82	15	260	300	Y
	1200	1160	215T	3.5	7.1	48	J	89.0	89.7	88.5	59	71	78	23	210	300	Y
	900	865	254T	4.3	7.8	42	H	86.0	87.0	86.5	53	66	72	30	180	260	Y
7.5	3600	3515	213T	3.6	9.2	67	H	87.0	88.0	88.5	77	86	90	11	190	280	Y
	1800	1750	213T	4.4	9.9	67	H	89.0	90.0	89.5	66	77	93	23	210	270	Y
	1200	1170	254T	4.7	10	63	H	90.6	90.9	90.2	59	72	78	34	180	250	Y
	900	865	256T	6.9	13	67	H	87.0	88.0	87.5	49	61	69	46	190	260	Y
10	3600	3505	215T	4.2	13	85	H	89.0	89.8	89.5	80	89	87	15	190	260	Y
	1800	1750	215T	5.6	14	85	H	89.5	90.0	89.5	68	79	84	30	210	270	Y
	1200	1165	256T	5.2	14	78	G	91.7	91.5	90.2	65	75	80	45	170	250	Y
	900	875	284T	9.5	16	85	H	89.4	90.9	91.0	50	61	69	60	150	220	D
15	3600	3530	254T	5.2	18	121	G	88.5	90.0	90.2	84	98	92	22	190	260	Y
	1800	1760	254T	7.6	20	121	G	91.7	92.1	91.7	68	78	82	45	190	260	Y
	1200	1175	284T	10	21	121	G	91.0	91.7	91.0	57	71	77	67	160	270	D
	900	875	286T	15	24	121	G	90.1	91.4	91.0	50	60	67	90	150	220	D
20	3600	3525	256T	7.7	24	152	G	88.3	89.9	90.2	82	86	90	30	180	260	Y
	1800	1755	256T	9.5	27	152	G	92.1	92.4	91.7	67	76	80	60	190	270	Y
	1200	1175	286T	13	27	152	G	92.1	92.4	91.7	62	73	79	89	160	250	D
	900	880	324T	19	32	152	G	90.0	91.2	91.0	50	61	67	119	140	200	D
25	3600	3525	284TS	8.4	30	191	G	92.0	92.2	91.7	80	85	88	37	160	250	D
	1800	1765	284T	14	30	191	G	93.3	93.6	93.0	72	82	87	74	220	280	D
	1200	1180	324T	26	35	191	G	92.2	92.7	92.4	57	69	77	111	170	240	D
	900	880	326T	23	40	191	G	89.2	90.5	90.2	50	61	68	149	150	200	D
30	3600	3525	286TS	9.9	36	228	G	92.0	92.2	91.7	84	89	90	45	160	250	D
	1800	1765	286T	16	37	228	G	93.2	93.6	93.0	71	82	86	89	220	280	D
	1200	1180	326T	20	41	228	G	92.6	92.9	92.4	58	70	78	134	170	240	D
	900	885	364T	27	49	228	G	89.9	91.3	91.0	50	62	66	178	150	200	D

REDUCTOR

60 Hz

Motorreductores de engranajes cilíndricos
Motoreductores de engranajes helicoidals
Helical in-line gearmotors

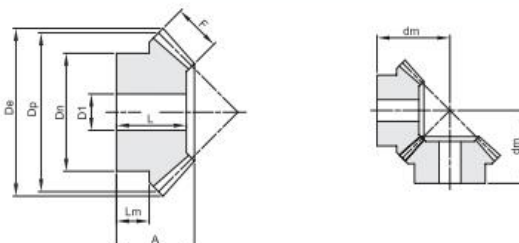
Datos técnicos						Dados técnicos						Technical data							
P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	sf	i		P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	sf	i		P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	sf	i			
0.75						1.1													
(1.0 hp)	176	39	3.1	9.93	CMG022	B5/B14	(1.5 hp)	479	21	4.7	3.66	CMG022	B5/B14						
	159	43	4.6	11.01		B5/B14		395	26	3.9	4.43		B5/B14						
80A4	145	47	4.2	12.05		B5/B14		321	31	3.2	5.45		B5/B14						
(1750 min ⁻¹)	132	52	3.9	13.21		B5/B14		237	43	2.8	7.39		B5/B14						
	118	58	3.4	14.81		B5/B14		199	51	2.4	8.78		B5/B14						
	102	67	2.4	17.10		B5/B14		176	57	2.1	9.93		B5/B14						
	96	72	2.2	18.26		B5/B14		159	63	3.2	11.01		B5/B14						
	87	79	2.5	20.08		B5/B14		145	69	2.9	12.05		B5/B14						
	73	94	2.1	23.85		B5/B14		132	76	2.6	13.21		B5/B14						
	58	118	1.7	29.93		B5/B14		118	85	2.3	14.81		B5/B14						
	49	141	1.4	35.91		B5/B14		102	99	1.6	17.10		B5/B14						
	38	183	1.1	46.46		B5/B14		96	105	1.5	18.26		B5/B14						
	35	195	1.0	49.61		B5/B14		87	116	1.7	20.08		B5/B14						
	32	212	0.9	54.00		B5/B14		73	137	1.5	23.85		B5/B14						
								58	172	1.2	29.93		B5/B14						
							49	207	1.0	35.91		B5/B14							
					CMG032	B5/B14						CMG032	B5/B14						
	83	83	3.4	21.15	B5/B14		160	63	2.9	10.93		B5/B14							
	70	98	3.1	24.99	B5/B14		139	73	3.4	12.60		B5/B14							
	57	120	2.5	30.57	B5/B14		132	77	3.3	13.30		B5/B14							
	51	134	2.2	34.20	B5/B14		114	88	3.2	15.30		B5/B14							
	45	152	2.0	38.63	B5/B14		96	105	2.7	18.21		B5/B14							
	40	174	1.7	44.18	B5/B14		91	111	2.5	19.24		B5/B14							
	34	202	1.5	51.30	B5/B14		83	122	2.3	21.15		B5/B14							
	29	239	1.3	60.80	B5/B14		70	144	2.1	24.99		B5/B14							
							57	176	1.7	30.57		B5/B14							
	24	280	1.1	72.83	CMG033	B5/B14		51	197	1.5	34.20		B5/B14						
							45	223	1.3	38.63		B5/B14							
	51	134	3.7	34.20	CMG042	B5/B14		40	255	1.2	44.18		B5/B14						
	45	152	3.3	38.63	B5/B14		34	296	1.0	51.30		B5/B14							
	40	174	2.9	44.18	B5/B14		29	350	0.9	60.80		B5/B14							
	34	202	2.5	51.30	B5/B14							B5/B14							
	29	239	2.0	60.80	B5/B14							B5/B14							
												B5/B14							
	24	280	1.8	72.83	CMG043	B5/B14		91	111	3.8	19.24	CMG042	B5/B14						
	18	375	1.3	97.45	B5/B14		70	144	3.5	24.99		B5/B14							
	15	445	1.1	115.74	B5/B14		57	176	2.8	30.57		B5/B14							
	12	542	0.9	140.81	B5/B14		51	197	2.5	34.20		B5/B14							
							45	223	2.2	38.63		B5/B14							
							40	255	2.0	44.18		B5/B14							
							34	296	1.7	51.30		B5/B14							
							29	350	1.4	60.80		B5/B14							
1.1																			
(1.5 hp)	348	29	1.4	5.03	CMG002	B5/B14	(1.5 hp)	458	30	2.0	3.82	CMG012	B5/B14						
	287	35	1.1	6.10		B5/B14		378	36	1.6	4.63		B5/B14						
80B4	234	43	0.9	7.49		B5/B14		308	45	1.3	5.69		B5/B14						
(1750 min ⁻¹)	195	52	1.0	8.99		B5/B14		227	61	1.3	7.72		B5/B14						
	172	59	0.9	10.16		B5/B14		191	72	1.1	9.17		B5/B14						
	131	77	0.9	13.40		B5/B14		178	77	1.0	9.81		B5/B14						
								152	90	1.1	11.50		B5/B14						
	458	22	2.7	3.82		CMG012	B5/B14		147	94	1.1	11.90		B5/B14					
	378	27	2.2	4.63		B5/B14		127	108	1.1	13.80		B5/B14						
	308	33	1.8	5.69		B5/B14		120	115	1.0	14.62		B5/B14						
	227	44	1.8	7.72	B5/B14		98	140	0.9	17.86		B5/B14							
	191	53	1.5	9.17	B5/B14							B5/B14							
	178	57	1.4	9.81	B5/B14							B5/B14							
	152	66	1.5	11.50	B5/B14							B5/B14							
	147	69	1.5	11.90	B5/B14							B5/B14							
	127	88	1.5	13.80	B5/B14							B5/B14							
	120	84	1.4	14.62	B5/B14							B5/B14							
	98	105	1.2	17.86	B5/B14							B5/B14							
	92	110	1.1	19.07	B5/B14							B5/B14							
	88	114	1.0	19.83	B5/B14							B5/B14							
	74	136	0.9	23.56	B5/B14							B5/B14							
1.5																			
(2.0 hp)	458	30	2.0	3.82	CMG012	B5/B14	(2.0 hp)	458	30	2.0	3.82	CMG012	B5/B14						
	378	36	1.6	4.63		B5/B14		378	36	1.6	4.63		B5/B14						
90S4	308	45	1.3	5.69		B5/B14		308	45	1.3	5.69		B5/B14						
(1750 min ⁻¹)	227	61	1.3	7.72		B5/B14		227	61	1.3	7.72		B5/B14						
	191	72	1.1	9.17		B5/B14		191	72	1.1	9.17		B5/B14						
	178	77	1.0	9.81		B5/B14		178	77	1.0	9.81		B5/B14						
	152	90	1.1	11.50		B5/B14		152	90	1.1	11.50		B5/B14						
	147	94	1.1	11.90		B5/B14		147	94	1.1	11.90		B5/B14						
	127	108	1.1	13.80		B5/B14		127	108	1.1	13.80		B5/B14						
	120	115	1.0	14.62		B5/B14		120	115	1.0	14.62		B5/B14						
	98	140	0.9	17.86	B5/B14		98	140	0.9	17.86		B5/B14							

ENGRANAJE CÓNICO



ENGRANAJES CONICOS DIENTE RECTO TIPO "A" CONICAL STRAIGHT TOOTHED GEARS TYPE "A"

RELACION **1:1**
ANGULO DE PRESION **20°**
ANGULO ENTRE EJES $\Sigma = 90^\circ$



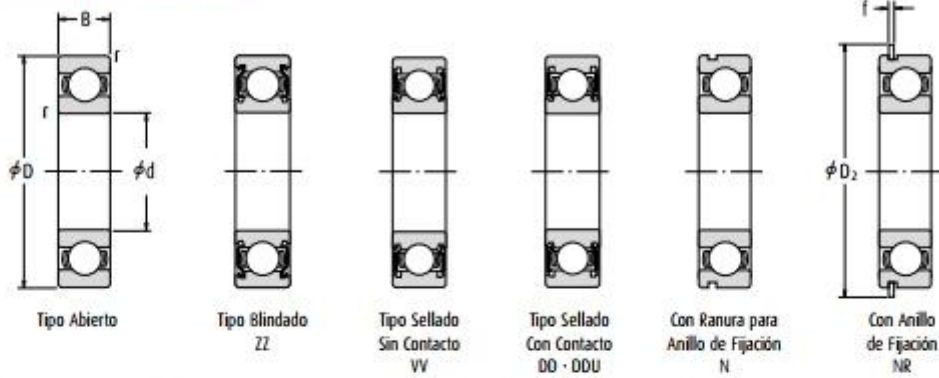
Material acero C45

modulo	dientes	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Kg.
1,5	16	26,1	24,0	18	8	18	8	23,8	17	8,9	0,03
1,5	20	32,1	30,0	20	8	22	10	28,7	18	9,8	0,05
1,5	22	35,1	33,0	20	8	25	10	30,2	18	9,7	0,07
1,5	25	39,6	37,5	23	8	28	10	35,4	21	12	0,10
1,5	30	47,1	45,0	25	10	30	12	39,7	22,5	12	0,15
2	16	34,8	32,0	20	9	25	10	28,8	17	9,3	0,06
2	20	42,8	40,0	25	12	32	10	35,7	22	12	0,14
2	22	46,8	44,0	25	12	36	10	37,7	22	11,7	0,18
2	25	52,8	50,0	28	14	40	12	42,3	25	12,3	0,25
2	30	62,8	60,0	30	16	50	12	47,8	27	12,8	0,41
2,5	16	43,5	40,0	25,5	10	32	12	37,3	22	13,3	0,13
2,5	20	53,5	50,0	30,5	12	40	12	45,9	27	16	0,27
2,5	22	58,5	55,0	30,5	12	45	12	48,3	27	15,9	0,34
2,5	25	66,0	62,5	33,5	15	50	15	53,0	30	16	0,47
2,5	30	78,5	75,0	35,5	18	55	15	59,1	32	16	0,69
3	16	52,2	48,0	30	12	40	15	44,2	26	16,2	0,24
3	20	64,2	60,0	35	18	45	15	51,1	31	13,6	0,41
3	22	70,2	66,0	35	18	50	15	54,0	31	13	0,52
3	25	79,2	75,0	38	20	55	15	60,0	34	16	0,72
3	30	94,2	90,0	40	22	60	20	68,1	36	19	0,99
3,5	16	60,9	56,0	35,5	16	45	15	50,8	31	17,2	0,38
3,5	20	74,9	70,0	40,5	22	55	15	58,6	36	19	0,68
3,5	22	81,9	77,0	40,5	22	60	15	62,0	36	18	0,84
3,5	25	92,4	87,5	43,5	26	65	20	67,5	39	18	1,10
3,5	30	109,9	105,0	45,5	30	70	20	75,4	41	17	1,61
4	16	69,6	64,0	38	18	50	15	55,6	33	16,6	0,52
4	20	85,6	80,0	43	25	60	18	63,8	38	18	0,90
4	22	93,6	88,0	43	25	65	18	67,7	38	18	1,11
4	25	105,6	100,0	45	28	70	20	73,5	40	18	1,45
4	30	125,6	120,0	48	32	80	25	83,7	43	16	2,66
4,5	16	78,3	72,0	43	20	55	18	63,0	37	18,5	0,73
4,5	20	96,3	90,0	48	28	65	20	71,5	42	18	1,25
4,5	22	105,3	99,0	48	28	70	20	75,8	42	18	1,55
4,5	25	118,8	112,5	50	32	75	20	81,8	44	18	2,04
4,5	30	141,3	135,0	53	35	90	25	93,8	47	17	3,24
5	16	87,0	80,0	45,5	22	60	20	67,8	39	17,8	0,94
5	20	107,1	100,0	50,5	30	70	20	77,3	44	18,5	1,61
5	22	117,1	110,0	50,5	30	80	20	82,2	44	18,5	2,08
5	25	132,1	125,0	54,5	35	90	20	90,2	48	18,5	2,94
5	30	157,1	150,0	56,5	38	110	30	102,4	50	18	4,46

RODAMIENTOS

Rodamientos de bolas de ranura profunda de una sola hilera

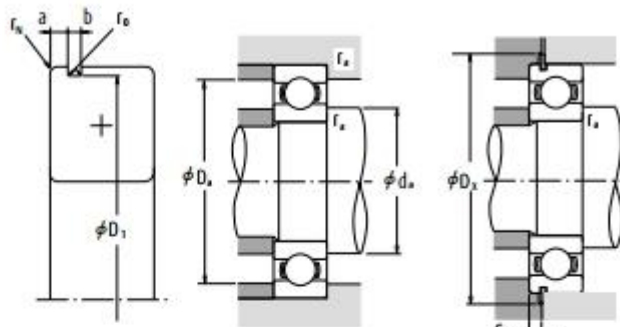
Diámetro Interior 20 - 32 mm



Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
	C_0	C_{0R}	C_1	C_{1R}		Grasa	Aceite	Abierto	Blindado	Sellado		
d D B r min.						Abierto Z · ZZ	DU DDU	Abierto Z	Abierto	Blindado	Sellado	
20 32 7 0,3	4 000	2 470	410	252	15,5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV	DD
37 9 0,3	6 400	3 700	650	375	14,7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV	DDU
42 8 0,3	7 900	4 450	810	455	14,5	18 000	—	20 000	16004	—	—	—
42 12 0,6	9 400	5 000	955	510	13,8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV	DDU
42 12 0,6	9 850	5 000	—	—	13,8	20 000	11 000	24 000	6004*	ZZ	VV	DDU
47 14 1	12 800	6 600	1 300	670	13,1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV	DDU
47 14 1,0	13 400	6 600	—	—	13,1	17 000	11 000	20 000	6204*	ZZ	VV	DDU
52 15 1,1	15 900	7 900	1 620	805	12,4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV	DDU
52 15 1,1	16 700	7 900	—	—	12,4	16 000	10 000	19 000	6304*	ZZ	VV	DDU
22 44 12 0,6	9 400	5 050	960	515	14,0	17 000	11 000	20 000	60/22	ZZ	VV	DDU
50 14 1	12 900	6 800	1 320	695	13,5	14 000	9 500	16 000	62/22	ZZ	VV	DDU
56 16 1,1	18 400	9 250	1 870	940	12,4	13 000	9 500	16 000	63/22	ZZ	VV	DDU
25 37 7 0,3	4 500	3 150	455	320	16,1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
42 9 0,3	7 050	4 550	715	460	15,4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
47 8 0,3	8 850	5 600	905	570	15,1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
47 12 0,6	10 100	5 850	1 030	595	14,5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
47 12 0,6	10 600	5 850	—	—	14,5	18 000	9 500	22 000	6005*	ZZ	VV	DDU
52 15 1	14 000	7 850	1 430	800	13,9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
52 15 1,0	14 700	7 850	—	—	13,9	15 000	9 000	18 000	6205*	ZZ	VV	DDU
62 17 1,1	20 600	11 200	2 100	1 150	13,2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
62 17 1,1	21 600	11 200	—	—	13,2	13 000	8 000	16 000	6305*	ZZ	VV	DDU
28 52 12 0,6	12 500	7 400	1 270	755	14,5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
58 16 1	16 600	9 500	1 700	970	13,9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
68 18 1,1	26 700	14 000	2 730	1 430	12,4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
30 42 7 0,3	4 700	3 650	480	370	16,4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
47 9 0,3	7 250	5 000	740	510	15,8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
55 9 0,3	11 200	7 350	1 150	750	15,2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
55 13 1	13 200	8 300	1 350	845	14,7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
55 13 1,0	13 900	8 300	—	—	14,7	15 000	8 000	18 000	6006*	ZZ	VV	DDU
62 16 1	19 500	11 300	1 980	1 150	13,8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
62 16 1,0	20 400	11 300	—	—	13,8	12 000	7 500	15 000	6206*	ZZ	VV	DDU
72 19 1,1	26 700	15 000	2 720	1 530	13,3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
72 19 1,1	28 000	15 000	—	—	13,3	11 000	6 700	13 000	6306*	ZZ	VV	DDU
32 58 13 1	15 100	9 150	1 530	935	14,5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
65 17 1	20 700	11 600	2 120	1 190	13,6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
75 20 1,1	29 900	17 000	3 050	1 730	13,2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU

Notes (1) Para tolerancias dimensionales de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A52 a A55.
 (2) Cuando se aplican cargas axiales pesadas, aumente d_2 y disminuya D_2 respecto a los valores indicados.

B 10



Carga Dinámica Equivalente $P=XF_r+YF_a$

$\frac{F_a}{F_r}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	1	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1	0	0,56	1,71
1,03	0,28	1	0	0,56	1,55
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45
2,07	0,34	1	0	0,56	1,31
3,45	0,38	1	0	0,56	1,15
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04
6,89	0,44	1	0	0,56	1,00

Carga Estática Equivalente

$$F_a > 0,8, P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a$$

$$F_a \leq 0,8, P_0 = F_r$$

Con Ranura para Anillo	Con Anillo de Fijación	Dimensiones de la Ranura del Anillo (*) (mm)					Dimensiones (*) del Anillo (mm)		Dimensiones de Tope y Chafalán (mm)					Masa (kg) aprox.	
		a máx.	b mín.	d ₁ máx.	t _a máx.	r _a mín.	d ₂ máx.	f máx.	d ₂ (*) mín.	d ₂ (*) máx.	t _a máx.	d _z mín.	C ₁ máx.		
N	NR	1,30	0,95	30,70	0,25	0,3	34,8	0,85	22	22	30	0,3	35,5	1,8	0,017
N	NR	1,70	0,95	35,70	0,25	0,3	39,8	0,85	22	24	35	0,3	40,5	2,3	0,037
-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	-	40	0,3	-	-	0,048
N	NR	2,06	1,35	39,75	0,40	0,5	46,3	1,12	24	25,5	38	0,6	47	2,9	0,068
N	NR	2,06	1,35	39,75	0,40	0,5	46,3	1,12	24	25,5	38	0,6	47	2,9	0,068
N	NR	2,46	1,35	44,60	0,40	0,5	52,7	1,12	25	26,5	42	1	53,5	3,3	0,107
N	NR	2,46	1,35	44,60	0,40	0,5	52,7	1,12	25	26,5	42	1	53,5	3,3	0,107
N	NR	2,46	1,35	49,73	0,40	0,5	57,9	1,12	26,5	28	45,5	1	58,5	3,3	0,145
N	NR	2,46	1,35	49,73	0,40	0,5	57,9	1,12	26,5	28	45,5	1	58,5	3,3	0,145
N	NR	2,06	1,35	41,75	0,40	0,5	48,3	1,12	26	26,5	40	0,6	49	2,9	0,074
N	NR	2,46	1,35	47,60	0,40	0,5	55,7	1,12	27	29,5	45	1	56,5	3,3	0,119
N	NR	2,46	1,35	53,60	0,40	0,5	61,7	1,12	28,5	30,5	49,5	1	62,5	3,3	0,179
N	NR	1,30	0,95	35,70	0,25	0,3	39,8	0,85	27	27	35	0,3	40,5	1,8	0,021
N	NR	1,70	0,95	40,70	0,25	0,3	44,8	0,85	27	28,5	40	0,3	45,5	2,3	0,042
-	-	-	-	-	-	-	-	-	27	-	45	0,3	-	-	0,059
N	NR	2,06	1,35	44,60	0,40	0,5	52,7	1,12	29	30	43	0,6	53,5	2,9	0,079
N	NR	2,06	1,35	44,60	0,40	0,5	52,7	1,12	29	30	43	0,6	53,5	2,9	0,079
N	NR	2,46	1,35	49,73	0,40	0,5	57,9	1,12	30	32	47	1	58,5	3,3	0,129
N	NR	2,46	1,35	49,73	0,40	0,5	57,9	1,12	30	32	47	1	58,5	3,3	0,129
N	NR	3,28	1,90	59,61	0,60	0,5	67,7	1,70	31,5	36	55,5	1	68,5	4,6	0,235
N	NR	3,28	1,90	59,61	0,60	0,5	67,7	1,70	31,5	36	55,5	1	68,5	4,6	0,235
N	NR	2,06	1,35	49,73	0,40	0,5	57,9	1,12	32	34	48	0,6	58,5	2,9	0,096
N	NR	2,46	1,35	55,60	0,40	0,5	63,7	1,12	33	35,5	53	1	64,5	3,3	0,175
N	NR	3,28	1,90	64,82	0,60	0,5	74,6	1,70	34,5	38	61,5	1	76	4,6	0,287
N	NR	1,30	0,95	40,70	0,25	0,3	44,8	0,85	32	32	40	0,3	45,5	1,8	0,024
N	NR	1,70	0,95	45,70	0,25	0,3	49,8	0,85	32	34	45	0,3	50,5	2,3	0,052
-	-	-	-	-	-	-	-	-	32	-	53	0,3	-	-	0,087
N	NR	2,08	1,35	52,60	0,40	0,5	60,7	1,12	35	36,5	50	1	61,5	2,9	0,116
N	NR	2,08	1,35	52,60	0,40	0,5	60,7	1,12	35	36,5	50	1	61,5	2,9	0,116
N	NR	3,28	1,90	59,61	0,60	0,5	67,7	1,70	35	38,5	57	1	68,5	4,6	0,199
N	NR	3,28	1,90	59,61	0,60	0,5	67,7	1,70	35	38,5	57	1	68,5	4,6	0,199
N	NR	3,28	1,90	68,81	0,60	0,5	78,6	1,70	36,5	42,5	65,5	1	80	4,6	0,345
N	NR	3,28	1,90	68,81	0,60	0,5	78,6	1,70	36,5	42,5	65,5	1	80	4,6	0,345
N	NR	2,08	1,35	55,60	0,40	0,5	63,7	1,12	37	38,5	53	1	64,5	2,9	0,122
N	NR	3,28	1,90	62,60	0,60	0,5	70,7	1,70	37	40	60	1	71,5	4,6	0,225
N	NR	3,28	1,90	71,83	0,60	0,5	81,6	1,70	38,5	44,5	68,5	1	83	4,6	0,389

Observaciones 1. Los rodamientos marcados con asterisco (*) son rodamientos NSKHPS.

2. La serie dimensional 7 (rodamientos de sección extra fina) también están disponibles, contacte a NSK.

3. Cuando use rodamientos con anillos exteriores rotatorios, contacte con NSK si son sellados, blindados, o si tiene anillos de fijación.

RODAMIENTOS B 11

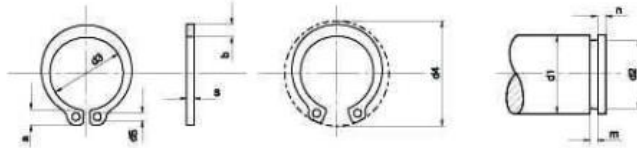
10

ANILLO DE RETENCIÓN



ANILLO DE SEGURIDAD PARA EJES

Tipo: A
DIN 471



Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA					Fuerza Axial KG. \leq
	s h11	a max.	b w	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H13	n min.	
4	0,4	2,2	0,9	3,7	+0,04 -0,15	8,6	1	0,034	3,8	h10 +0 -0,04	0,5	0,3	30
5	0,6	2,5	1,1	4,7		10,3		0,066	4,8		0,7		38
6	0,7	2,7	1,3	5,6		11,7	1,15	0,084	5,7		0,8		70
7	0,8	3,1	1,4	6,5	+0,06 -0,18	13,5	1,2	0,121	6,7	h10 +0 -0,06	0,9	0,45	80
8		3,2	1,5	7,4		14,7		0,158	7,6				120
9	1	3,3	1,7	8,4	+0,10 -0,36	16,0	1,5	0,300	8,6	h11 +0 -0,11	1,1	0,6	138
10			9,3	17,0		0,340		9,6	153				
11			1,8	10,2		0,410		10,5	210				
12		11	19,0	0,500		11,5	230						
13		3,4	2	11,9		20,2	0,530	12,4	300				
14		3,5	2,1	12,9		21,4	0,640	13,4	325				
15		3,6	2,2	13,8		22,6	0,670	14,3	400				
16		3,7	2,3	14,7		23,8	0,700	15,2	490				
17		3,8	2,3	15,7		25,0	0,820	16,2	520				
18		3,9	2,4	16,5		26,2	1,110	17	690				
19	2,5	17,5	27,2	1,220	18	725							
20	4	2,6	18,5	28,4	1,300	19	770						
21	1,2	4,1	2,7	19,5	+0,13 -0,42	29,6	2	1,420	20	h12 +0 -0,21	1,3	1,5	805
22		4,2	2,8	20,5		30,8		1,600	21				845
23		4,3	2,9	21,5		32,6		1,680	22				885
24		4,4	3	22,2		33,2		1,770	22,9				1010
25	4,5	3,1	23,2	34,2	1,900	23,9	1060						
26	4,6	3,1	24,2	35,3	1,900	24,9	1100						
27	4,6	3,1	24,9	37	2,700	25,6	1200						
28	4,7	3,2	25,9	37,9	2,920	26,6	1500						
29	4,8	3,4	26,9	39,1	3,200	27,6	1560						
30	5	3,5	27,9	40,5	3,320	28,6	1620						
31	1,5	28,6	41,5	3,301	29,3	h12 +0 -0,25	1,6	2,6	1860				
32		3,6	29,6	3,540	30,3				2100				
33		3,7	30,5	3,639	31,3				2160				
34		3,8	31,5	3,800	32,3				2220				
35		3,9	32,2	4,000	33				2670				

DIMENSIONES EN MM.

MATERIAL DEL EJE



Estado de suministro
 Tornado - Calibrado con tolerancia ISO 266-2 hm
 Forjado
 Premaquinado

Formas y color:

Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0.43	0.15	0.60	-	-
0.50	0.35	0.90	0.040	0.050

Densidad: 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Propiedades mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en ± (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	570	82700	310	45000	16	40	163	55
Estirado en frío	630	91400	530	76900	12	35	179	

Tratamientos térmicos recomendados (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	T Crítica aproximada	
		Ablanda/.	Regeneración			Ac1	Ac3
1050-1200	870 - 890	650 - 700 Enfriar al aire	800 - 850 Enfriar en horno	820-850 Agua 830-860 Aceite	300-670	730	785

PLANCHA DE ACERO

Planchas Delgadas LAC



Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación, de espesores menores que 4.75 mm.

DIMENSIONES NOMINALES (1)	
Calidad Comercial PDLAC 1011 TB (mm)	Calidad Estructural PDLAC A36 (mm)
1.8 x 1,000 x 2,400	3.0 x 1,500 x 6,000
1.9 x 1,000 x 2,400	4.0 x 1,500 x 6,000
2.0 x 1,100 x 2,400	4.5 x 1,200 x 2,400
2.0 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,200 x 6,000
2.2 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,500 x 6,000
2.3 x 1,200 x 2,400	
2.4 x 1,200 x 2,400	
2.5 x 1,200 x 2,400	
2.8 x 1,200 x 2,400	
2.9 x 1,200 x 2,400	
3.0 x 1,200 x 2,400	
4.0 x 1,200 x 2,400	
4.4 x 1,200 x 2,400	

NORMAS TÉCNICAS:

Comercial : ASTM A1011 TB

Estructural : ASTM A36

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Comercial:

Límite de Fluencia mínimo = 2,110 - 3,510 kg/cm² (*)

Alargamiento en 50 mm = 25.0 % mínimo (*)

Doblado = a 180°

Estructural

Límite de Fluencia mínimo = 2,550 kg/cm² (*)

Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,610 kg/cm²

Alargamiento en 50 mm = 20.0 % mínimo

Doblado = a 180° (opcional).

Diámetro Pin = 3e. Sentido Laminación

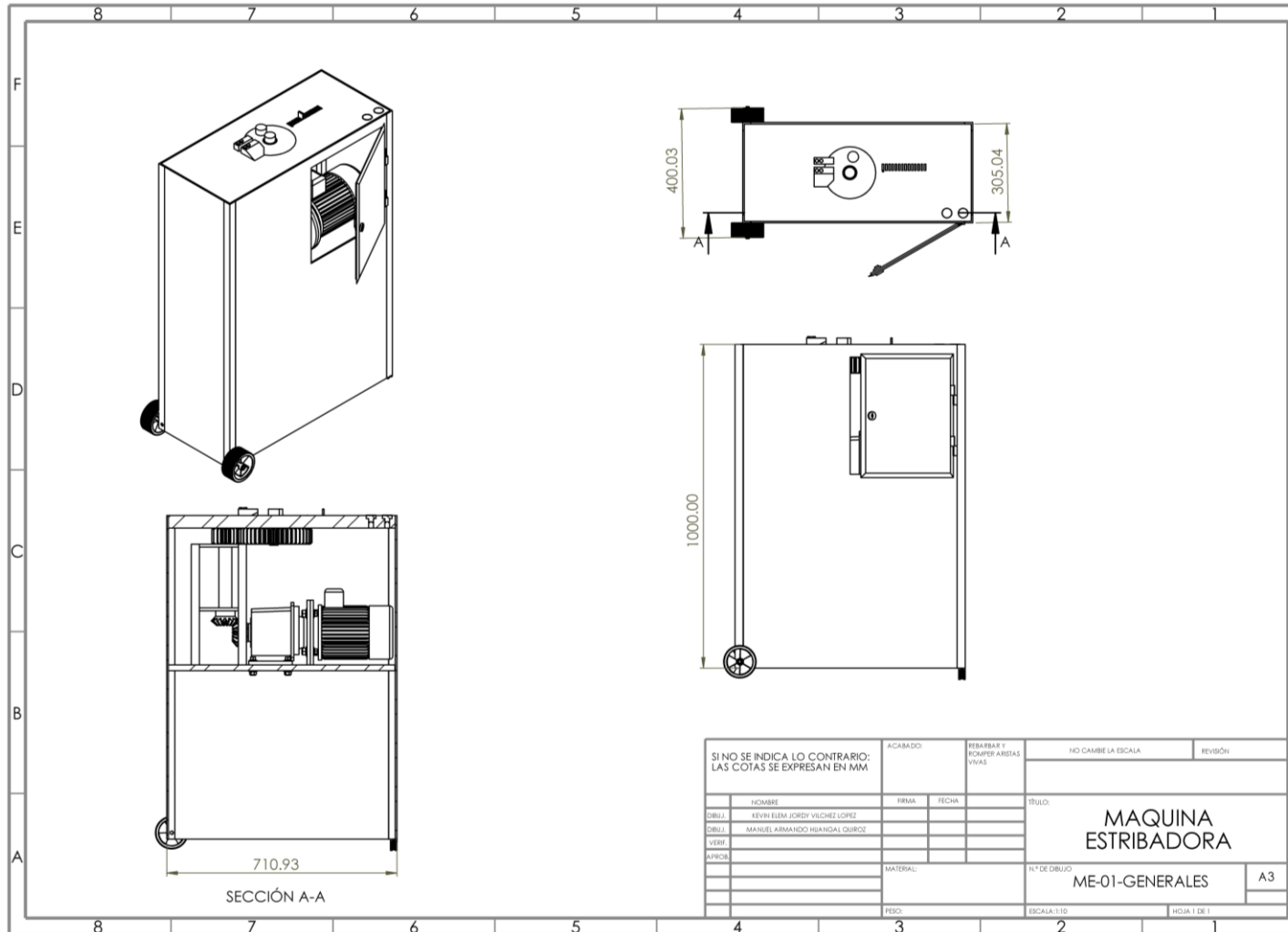
(*) Referencial

(1) Previa consulta y a pedido, también se suministra en otras longitudes.

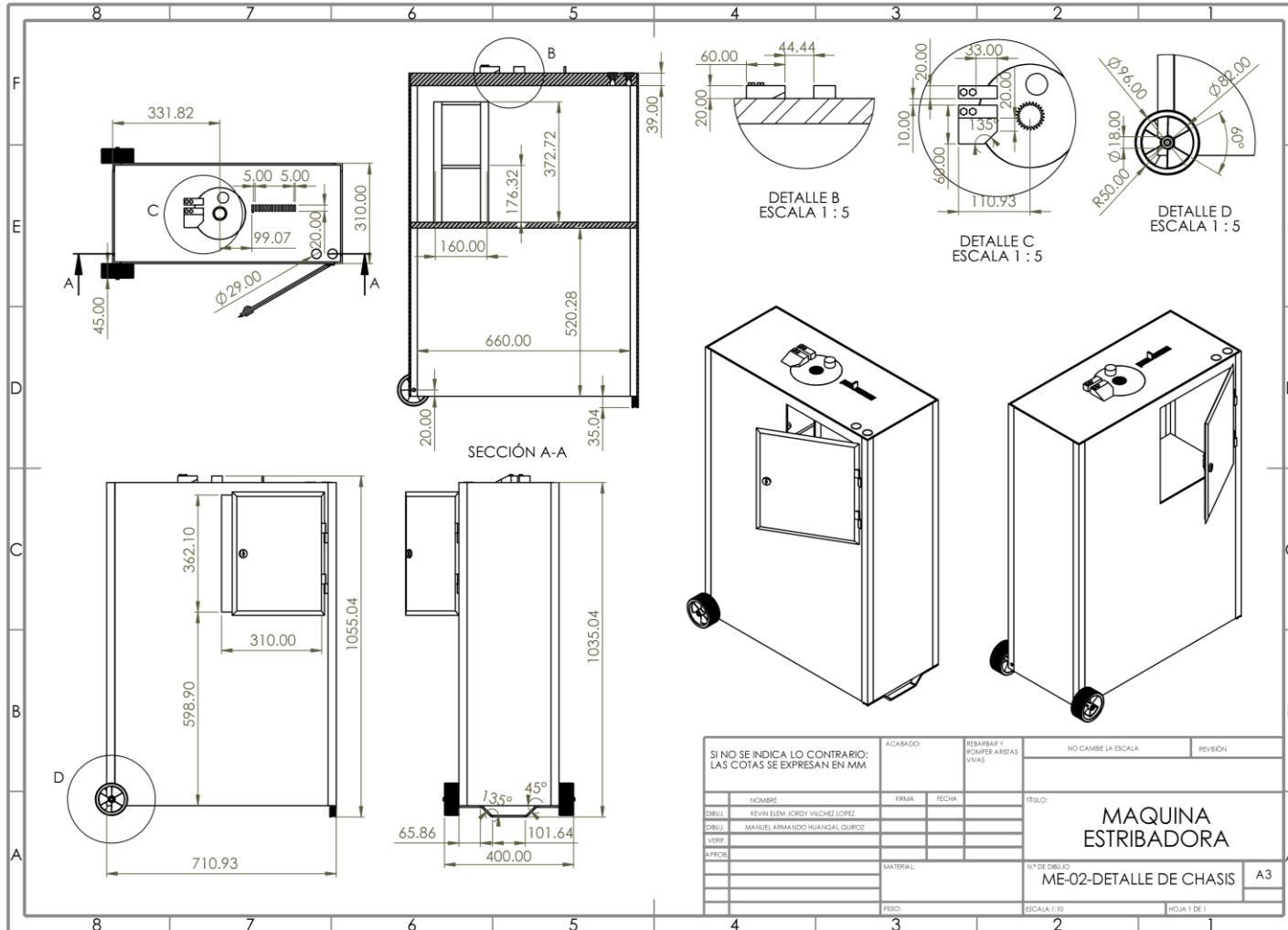
USOS:

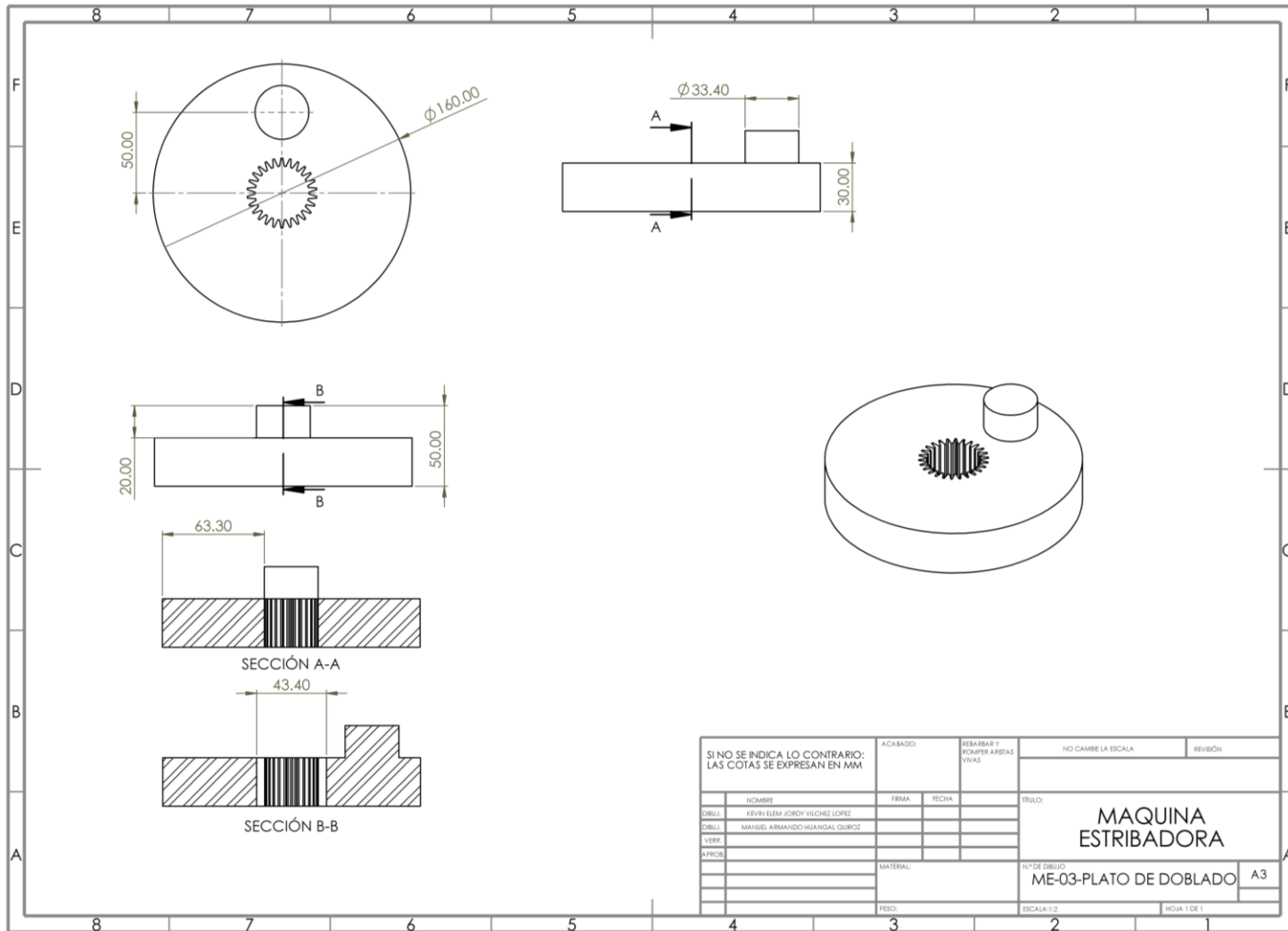
Construcción de silos, embarcaciones pesqueras, vagones, estructuras y usos en general.

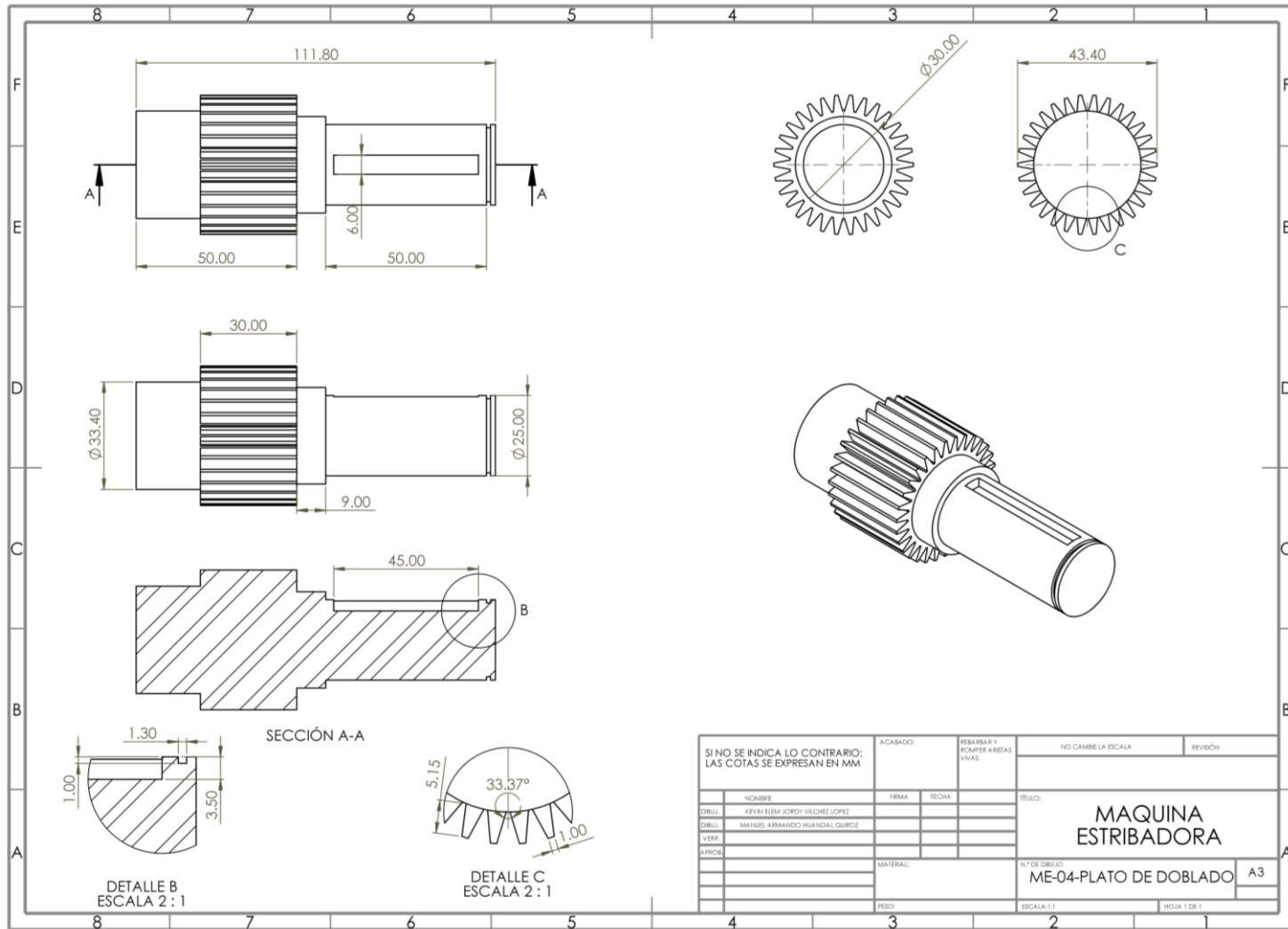
ANEXO N° 8: PLANOS GENERALES



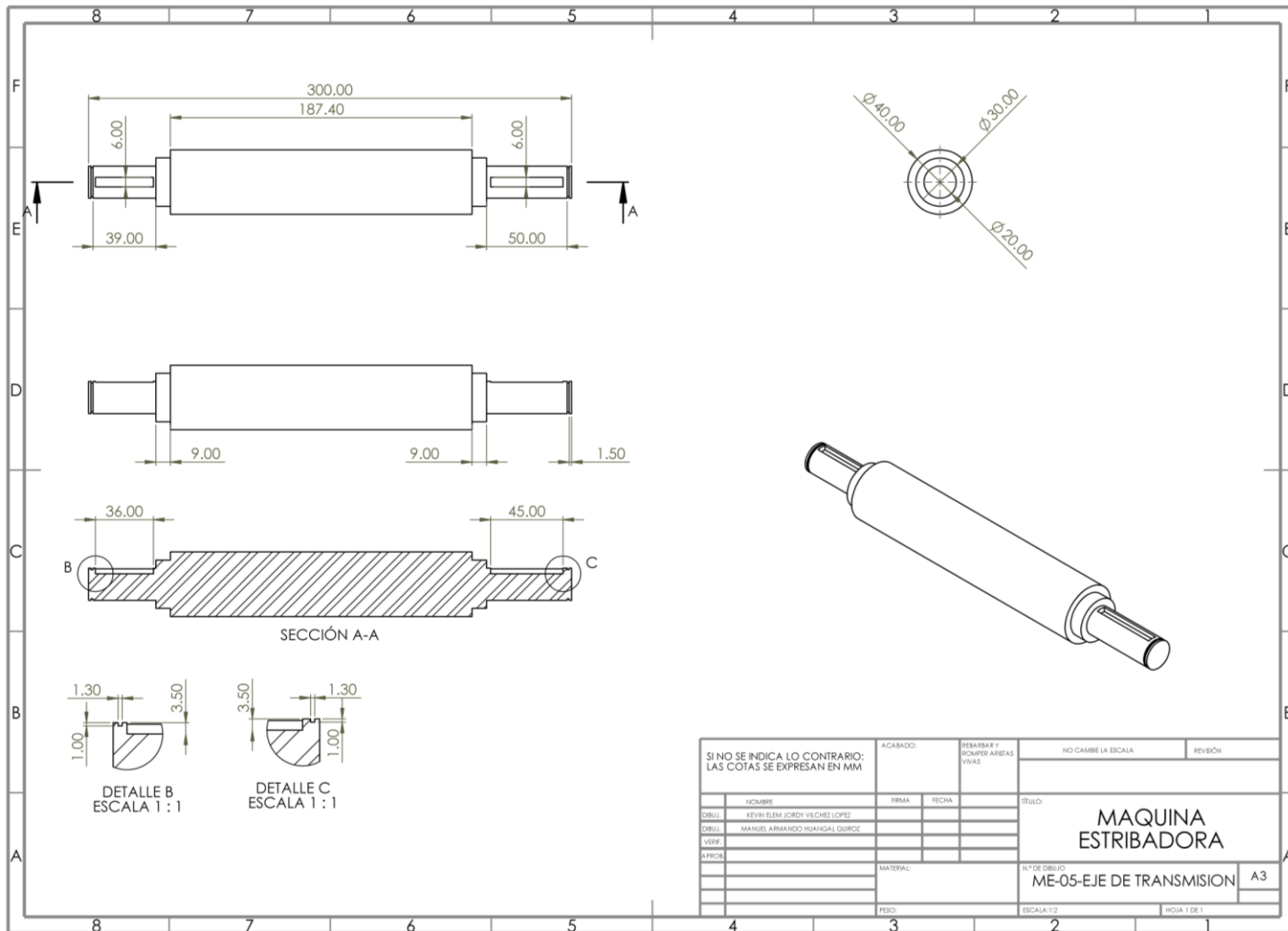
ANEXO N° 9: PLANOS DE FABRICACION







SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ECUAFER ARETAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN:
NOMBRE	FIRMA	FECHA	DISEÑO:		
DIBUJ: KENYI ELEM JORDY VELCHEZ LOPEZ			MAQUINA ESTRIBADORA		
DIBUJ: MANUEL ARMANDO HUANGLA QUIROZ					
VERIF:					
APROB:					
MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A3	
		ME-04-PLATO DE DOBLADO			
PESO:		ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	



ANEXO N° 10: PLANO DE VISTA EXPLOTADA

ITEM	N.º DE PIEZA	CANT
1	REDUCTOR	1
2	B18.2.3.4M - HEX FLANGE SCREW, M12 X 1.75 X 35 --35S	8
3	MOTOR-REDUCTOR	1
4	AM-M14-S	4
5	EJE DE SALIDA REDUCTOR	1
6	ENGRANAJE CONICO 16D	2
7	EJE DE TRANSMISION	1
8	CHAVETA E.CONICO	1
9	CHAVETA E.RECTO	2
10	DIN 625 - 16006 - 14,DE,AC,14_68	3
11	ANILLO DE RETENCION D20	2
12	ENGRANAJE RECTO 15D	1
13	ENGRANAJE RECTO 45D	1
14	PLATO DE DOBLADO	1
15	EJE DE DOBLADO	1
16	ANILLO DE RETENCION D25	1
17	PLANCHA PARA CHASIS	
18	PUERTA PLANCHA PARA CHASIS 3	1
19	PULSADOR 90º	1
20	PULSADOR 135º	1
21	TOPE PARA VARILLA	1
22	TOPE PARA MEDIDA DE DOBLADO	1
23	RUEDAS PARA MAQ	2
24	B18.2.3.1M - HEX CAP SCREW, M6 X 1,0 X 40 --18S	4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBASAR Y ROMPER ARRITAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN:
DIBUJ.: DISEÑ.: VERIF.: APROB.		NOMBRE: FECHA:	TÍTULO: <p style="text-align: center; font-weight: bold; font-size: 1.2em;">MAQUINA ESTRIBADORA</p>	N.º DE DIBUJO: <p style="text-align: center; font-weight: bold;">ME-06-VISTA EXPLOTADA</p>	
MATERIAL: PESO:		ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1	


```

//con este boton avanzara solo 90°
if (avance_90 == HIGH) {
  lectura_encoder(90);
  digitalWrite(parar, LOW);
}

if (avance_135 == HIGH) {
  lectura_encoder(135);
  digitalWrite(parar, LOW);
}

if (retro_90 == HIGH) {
  lectura_encoder(-90);
  digitalWrite(parar, LOW);
}

if (retro_135 == HIGH) {
  lectura_encoder(-135);
  digitalWrite(parar, LOW);
}
}

void lectura_encoder(int GRADOS) {
  if (millis() - timeold >= 1000) {
    // Se actualiza cada segundo
    noInterrupts(); // Desconectamos la interrupción para que no actué en esta parte del programa.
    rpm = (GRADOS * 1000 / pulsesperturn) / (millis() - timeold) * pulses; // Calculamos las revoluciones por minuto
    velocity = rpm * 3.1416 * wheel_diameter * 60 / 1000000; // Cálculo de la velocidad en [Km/h]
    timeold = millis(); // Almacenamos el tiempo actual.
    // Serial.print(millis()/1000); Serial.print(" "); // Se envia al puerto serie el valor de tiempo, de las rpm y los pulsos.
    // Serial.print(rpm,DEC); Serial.print(" ");
    // Serial.print(pulses,DEC); Serial.print(" ");
    // Serial.println(velocity,2);
    pulses = 0; // Inicializamos los pulsos.
    interrupts(); // Restart the interrupt processing // Reiniciamos la interrupción
  }
}

////Fin de programa principal //////////////////////////////////////

void counter(){
  if( digitalRead (encoder_pin) && (micros()-debounce > 500) && digitalRead (encoder_pin) ) {
  // Vuelve a comprobar que el encoder envia una señal buena y luego comprueba que el tiempo es superior a 1000 microsegundos y vuelve a comprobar que la señal es correcta.
  debounce = micros(); // Almacena el tiempo para comprobar que no contamos el rebote que hay en la señal.
  pulses++; // Suma el pulso bueno que entra.
  else ; }
}

```

Programación del sistema automatizado en Arduino.

```

// Variables //////////////////////////////////////
int encoder_pin = 2; //Pin 2, donde se conecta el encoder
unsigned int rpm = 0; // Revoluciones por minuto calculadas.
float velocity = 0; //Velocidad en [Km/h]
volatile byte pulses = 0; // Número de pulsos leídos por el Arduino en un segundo
unsigned long timeold = 0; // Tiempo
unsigned int pulsesperturn = 20; // Número de muescas que tiene el disco del encoder.
const int wheel_diameter = 64; // Diámetro de la rueda pequeña[mm]
static volatile unsigned long debounce = 0; // Tiempo del rebote.
//// Configuración del Arduino //////////////////////////////////////
void setup(){
  Serial.begin(9600); // Configuración del puerto serie
  pinMode(encoder_pin, INPUT); // Configuración del pin n°2
  attachInterrupt(0, counter, RISING); // Configuración de la interrupción 0, donde esta conectado.
  pulses = 0;
  rpm = 0;
  timeold = 0;
  // Serial.print("Seconds ");
  // Serial.print("RPM ");
  // Serial.print("Pulses ");
  // Serial.println("Velocity[Km/h]");
}

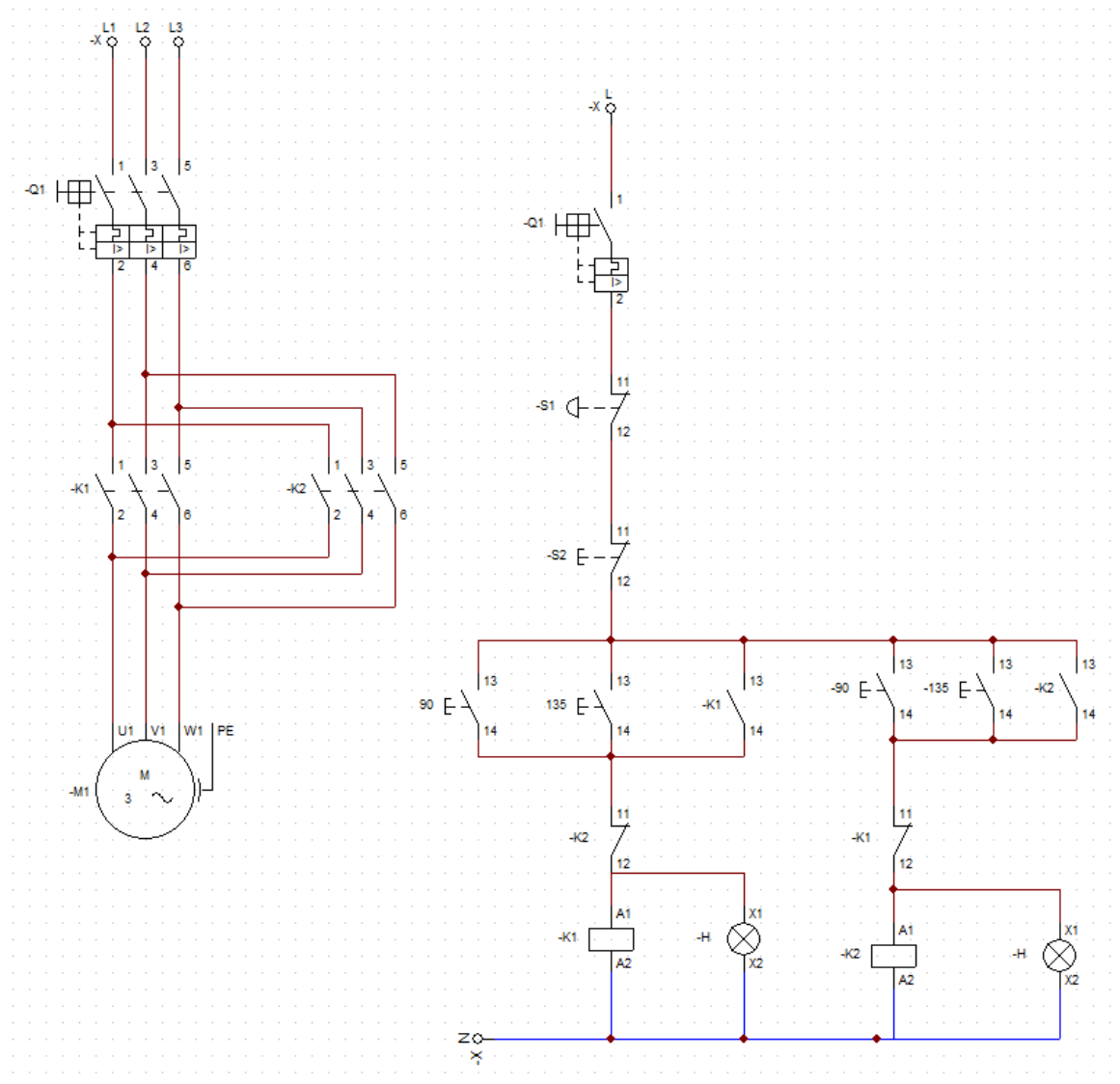
void loop(){
  if (millis() - timeold >= 1000) {
    // Se actualiza cada segundo
    noInterrupts(); // Desconectamos la interrupción para que no actué en esta parte del programa.
    rpm = (60 * 1000 / pulsesperturn) / (millis() - timeold) * pulses; // Calculamos las revoluciones por minuto
    velocity = rpm * 3.1416 * wheel_diameter * 60 / 1000000; // Cálculo de la velocidad en [Km/h]
    timeold = millis(); // Almacenamos el tiempo actual.
    // Serial.print(millis()/1000); Serial.print(" "); // Se envia al puerto serie el valor de tiempo, de las rpm y los pulsos.
    // Serial.print(rpm,DEC); Serial.print(" ");
    // Serial.print(pulses,DEC); Serial.print(" ");
    // Serial.println(velocity,2);
    pulses = 0; // Inicializamos los pulsos.
    interrupts(); // Restart the interrupt processing // Reiniciamos la interrupción
  }
}

////Fin de programa principal //////////////////////////////////////

void counter(){
  if( digitalRead (encoder_pin) && (micros()-debounce > 500) && digitalRead (encoder_pin) ) {
  // Vuelve a comprobar que el encoder envia una señal buena y luego comprueba que el tiempo es superior a 1000 microsegundos y vuelve a comprobar que la señal es correcta.
  debounce = micros(); // Almacena el tiempo para comprobar que no contamos el rebote que hay en la señal.
  pulses++; // Suma el pulso bueno que entra.
  else ; }
}

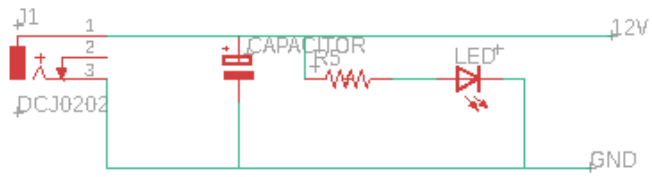
```

Programación para el encoder óptico.

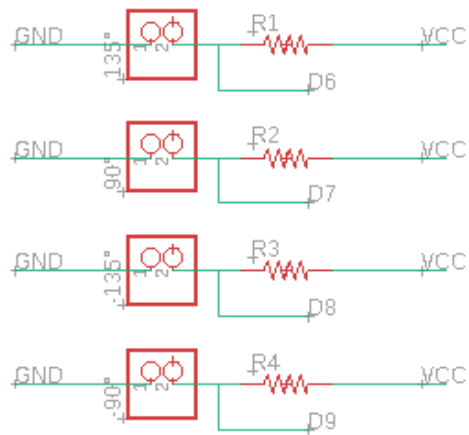


Plano eléctrico de inversión de giro motor trifásico.

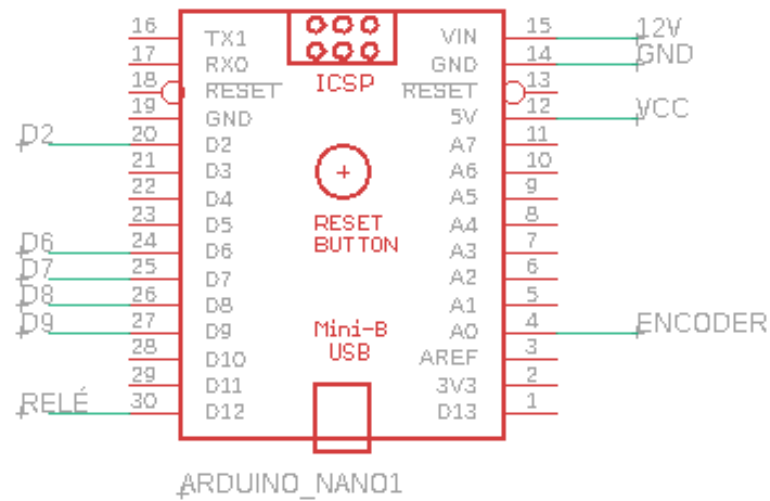
ALIMENTACION



PULSADORES



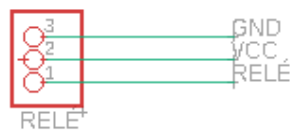
ARDUINO NANO



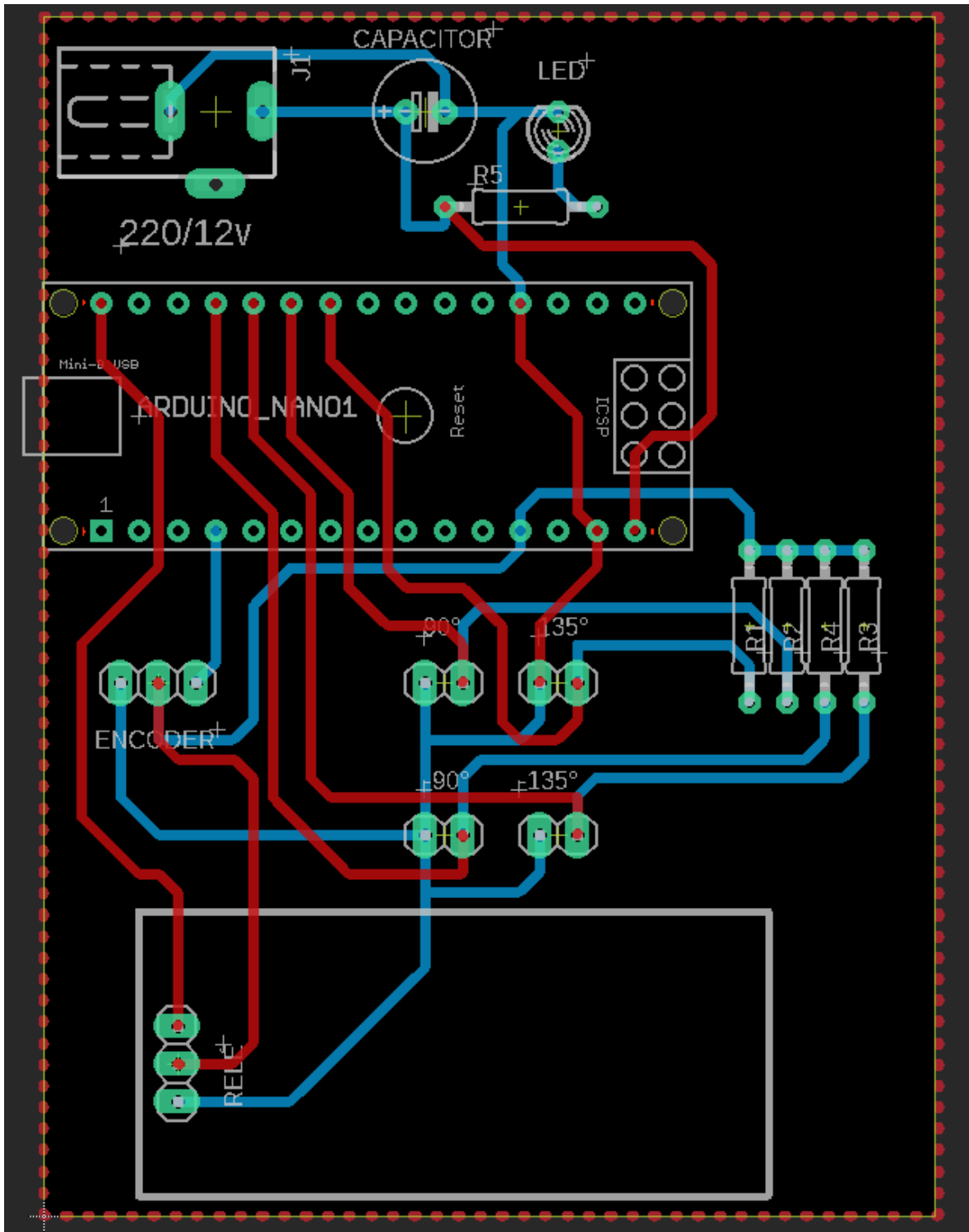
ENCODER OPTICO



RELÉ DE SEÑAL



Planos de tarjeta electrónica.



Plano de conexiones de tarjeta electrónica.

ANEXO N° 12: CÁLCULOS ECONOMICOS

Para poder determinar el retorno de inversión (ROI) del proyecto, realizaremos un análisis y determinaremos cuanto sería la inversión a realizar y el beneficio a obtener. Para ello se toma en cuenta lo siguiente:

Inversión. Para sacar cuanto sería la inversión se tomó en cuenta costos referenciales para la fabricación del armazón de la máquina, pintura, costo de fabricación de los elementos de transmisión y elementos estándar así como elementos de automatización. A continuación se aprecia el detalle.

ELEMENTOS DE ESTRUCTURA			
Fabricación completa de estructura	1	S/ 800.00	S/ 800.00
Pintado completo de estructura	1	S/ 100.00	S/ 100.00
ELEMENTOS DE TRANSMISION			
Fabricación completa del plato de doblado	1	S/ 100.00	S/ 100.00
Fabricación completa del eje de transmisión	1	S/ 150.00	S/ 150.00
Engranajes cónicos de 16 dientes	2	S/ 35.00	S/ 70.00
Engranaje recto de 15 dientes	1	S/ 28.00	S/ 28.00
Engranaje recto de 45 dientes	1	S/ 72.00	S/ 72.00
Rodamiento axial para punto "A"	1	S/ 45.00	S/ 45.00
Rodamiento radial para punto "D"	1	S/ 37.50	S/ 37.50
Rodamiento radial para plato de doblado	1	S/ 37.50	S/ 37.50
Motor de 1.5 HP-monofásico-1800 rpm	1	S/ 500.00	S/ 500.00
Reductor de 15 a 1 - 120 rpm de salida	1	S/ 250.00	S/ 250.00
ELEMENTOS ELECTRICOS			
Protección de instalación eléctrica y automatización	1	S/ 25.00	S/ 25.00
Componetes de automatización	1	S/609.50	S/ 609.50
Mano de obra de instalación eléctrica y electrónica	1	S/ 800.00	S/ 800.00

Todo esto suma un total de **3624,50 soles**, convirtiéndose este en la inversión.

Beneficio. Así bien para el cálculo del beneficio que conllevaría utilizar la máquina se realizó una comparación entre el costo de la realización de estribos por un operario de forma manual y si utilizara la máquina. A continuación se puede ver el detalle.

COMPARACION HOMBRE-MAQUINA							
HOMBRE SIN MAQUINA							
Cant. Est.	Tiempo	Vel. Fab.	Tiempo/est	Costo hombre	Días pag.	Costo maq.	Pago mes
364	8 h	45.50 est/h	79.12 s	S/ 60.00	30.00	S/ -	S/ 1800.00
HOMBRE CON MAQUINA							
Cant. Est.	Tiempo	Vel. Fab.	Tiempo/est	Costo hombre	Días pag.	Costo maq.	Pago mes
1267.2	4 h	316.80 est/h	11.36 s	S/ 30.00	26.00	S/ 59.40	S/ 839.40
DIFERENCIA DE PRODUCCION A FAVOR DE LA MAQUINA							
Cant. Est.	Tiempo	Vel. Fab.	Tiempo/est	Costo hombre	Días pag.	Costo maq.	Pago mes
903.2	-4 h	271.30 est/h	-67.76 s	-S/ 30.00	-4.00	S/ 59.40	-S/ 960.60

DIFERENCIA DE COSTO POR ESTRIBOS PRODUCIDOS		
COSTO POR FABRICACIÓN SIN MAQUINA		
Cant. Est.	Pago total	Pago x est.
364	S/ 60.00	0.16 S/./est
COSTO POR FABRICACIÓN CON MAQUINA		
Cant. Est.	Pago total	Pago x est.
1267.2	S/ 32.28	0.03 S/./est
DIFERENCIA DE COSTO		
-0.14 S/./est		
BENEFICIO ECONOMICO		
Por ciclo	Por mes	
S/ 125.87	S/ 3 272.58	

Obteniendo de estos un total de **4233,18 soles**, siendo éste el beneficio.

Bien con los datos obtenido se puede calcular fácilmente el retorno de la inversión como sigue:

$$ROI = \frac{\text{Beneficio} - \text{Inversión}}{\text{Inversión}} * 100$$

$$ROI = \frac{4233,18 - 3624,50}{3624,50} * 100$$

$$ROI = 16,794\%$$

TIR

Esta medida geométrica de los rendimientos a futuros de una determinada inversión, nos permite saber la rentabilidad del proyecto con respecto al interés tomado del valor actual neto. Por tanto, mientras mayor sea la tasa interna de retorno más rentable será el proyecto.

Lo primero que se debe hacer es calcular el costo; en el presente caso se realiza como se aprecia a continuación: Si al operario encargado de realizar los estribos le toma 8 horas diarias a realizar 364 estribos, el gasto por la realización de estribos (considerando el caso que se pagará los 30 días del mes por dicha operación) será de 1800 soles mensuales (poniendo un promedio del jornal diario en 60 soles); ahora bien, si al operario utilizando la máquina solamente le tomaría 4 horas al día elaborar 1267,2 estribos considerando un 12% menos de lo que haría la maquina en condiciones ideales, entonces al mes solamente se estaría gastando 839,40 soles por realizar los estribos. Arrojando esto una diferencia de 960,60 soles al mes, ahora bien añadiendo al pago mensual el costo de mantenimiento y transporte haría un total de 869,40 soles el mismo que vendría a ser el costo.

Entonces teniendo los valores previamente calculados, un flujo neto de 3363,79 y la inversión de 3624,5 se procede a calcular la tasa de retorno como sigue:

$$0 = -I + \sum_{n=1}^{n=6} \frac{FN}{(1+i)^n}$$

$$3624,5 = \frac{3363,79}{(1+i)^1} + \frac{3363,79}{(1+i)^2} + \frac{3363,79}{(1+i)^3} + \frac{3363,79}{(1+i)^4} + \frac{3363,79}{(1+i)^5} + \frac{3363,79}{(1+i)^6}$$

$$i = 90,89 \%$$

VAN

Gracias a la ecuación del valor actual neto se definirá si el proyecto es rentable a través de un diagrama de caja de flujos a futuro (Tabla 28). Si el van resulta ser positivo se continúa con la inversión realizada.

Para ello se determina el costo de utilización de la máquina, para esto se toma en cuenta el mantenimiento, transporte, costo de energía, costo de operario, ascendiendo este monto a **869,40 soles** mensuales. A continuación se aprecia el detalle.

Transporte de la máquina	1	S/	20.00	S/	20.00
Mantenimiento general de la máquina	1	S/	10.00	S/	10.00
Gasto por consumo de energía por ciclo de trabajo mensual	26	S/	2.28	S/	59.40
Pago de operario encargado de usar máquina por ciclo de trabajo de la máquina	26	S/	30.00	S/	780.00

Tabla 28

Diagrama de caja de flujos. Período de 6 meses a una tasa de interés del 12 %

Análisis económico	TIEMPO					
	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5	Mes 6
Beneficio	4233,18	4233,18	4233,18	4233,18	4233,18	4233,18
Costo	869,40	869,40	869,40	869,40	869,40	869,40
Flujo neto	3363,79	3363,79	3363,79	3363,79	3363,79	3363,79
Inversión	3624,50					

Fuente: Propia

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^{n=6} \frac{FN}{(1+i)^n}$$

$$VAN = -3624,50 + \frac{3363,79}{(1,12)^1} + \frac{3363,79}{(1,12)^2} + \frac{3363,79}{(1,12)^3} + \frac{3363,79}{(1,12)^4} + \frac{3363,79}{(1,12)^5} + \frac{3363,79}{(1,12)^6}$$

$$VAN = S/. 10 205,39$$

Gracias a los indicadores evaluados anteriormente, se registra que la inversión de este proyecto sería viable debido a que el resultado resultó superior al interés tomado del valor actual neto.

ANEXO N° 13: AUTORIZACIÓN PARA EL RECOJO DE INFORMACIÓN



VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C.
RUC 20601623146

AUTORIZACIÓN PARA EL RECOJO DE INFORMACIÓN

Huancayo 21 de abril de 2021

Quien suscribe:

Ing. Jorge Luis Villalva Chancha

Gerente General de la Empresa VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C

AUTORIZA: Permiso para recojo de información pertinente en función del proyecto de investigación, denominado: **DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA AUMENTAR LA PRODUCCIÓN DE ESTRIBOS METÁLICOS CON DIÁMETRO DE HASTA 3/8 DE PULGADA PARA LA EMPRESA "VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C." – HUANCAYO.**

Por el presente, el que suscribe, Ing. Jorge Luis Villalva Chancha, Gerente General de la Empresa VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C, autorizo a los alumnos Manuel Armando Huangal Quiroz y Kevin Elem Jordy Vilchez Lopez, identificados con DNI: 73858820 y 72197901, respectivamente, estudiantes de la escuela profesión de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA y autores del trabajo de investigación denominado: **DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA AUMENTAR LA PRODUCCIÓN DE ESTRIBOS METÁLICOS CON DIÁMETRO DE HASTA 3/8 DE PULGADA PARA LA EMPRESA "VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C." – HUANCAYO**, al uso de dicha información de nuestra empresa para efectos exclusivamente académicos de la elaboración de tesis **DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA AUMENTAR LA PRODUCCIÓN DE ESTRIBOS METÁLICOS CON DIÁMETRO DE HASTA 3/8 DE PULGADA PARA LA EMPRESA "VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C." – HUANCAYO**, enunciada líneas arriba de quien solicita se garantice la absoluta confidencialidad de la información solicitada.

Atentamente.



Jorge Luis Villalva Chancha
GERENTE GENERAL
VIMAQ CONSTRUCTORA S.A.C.

Ing. Jorge Luis Villalva Chancha
Gerente General
N° DNI: 48026921

Dirección: Av. San Agustín N° 229 – San Agustín – Huancayo
Cel: 944446252 – 993241458

