



**Análisis y evaluación de una máquina dobladora de superficies cilíndricas
multifuncional, mediante software CAE, para el sector metalmecánico**

Salazar Guano, Carlos Andrés

Departamento de Eléctrica Y Electrónica

Carrera de Ingeniería en Electromecánica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniería en

Electromecánica

Ing. Acuña Coello, Fausto Acuña

25 de noviembre del 2021



**DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **“Análisis y evaluación de una máquina dobladora de superficies cilíndricas multifuncional, mediante software CAE, para el sector metalmecánico”**, fue realizado por el señor **Salazar Guano Carlos Andrés** el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 25 de noviembre del 2021

Firma:



Firmado electrónicamente por:
**FAUSTO
VINICIO ACUNA
COELLO**

.....










Ing. Acuña Coello, Fausto Vinicio

C. C. 0501510267

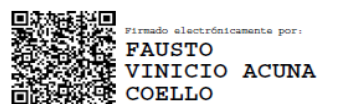
Document Information

Analyzed document	TESIS SALAZAR G. ANDRES.pdf (D119034275)
Submitted	2021-11-18 13:15:00
Submitted by	Juan Carlos Altamirano
Submitter email	jc.altamiranoc@uta.edu.ec
Similarity	5%
Analysis address	jc.altamiranoc.uta@analysis.orkund.com

Sources included in the report

SA	TESIS ALBAN.docx Document TESIS ALBAN.docx (D21318653)		3
SA	ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL SEMIEJE EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL RIN.pdf Document ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL SEMIEJE EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL RIN.pdf (D111515961)		1
SA	TESIS ECUAMATRIZ_JONATHAN FIALLOS_REVISION.docx Document TESIS ECUAMATRIZ_JONATHAN FIALLOS_REVISION.docx (D111150048)		1
SA	LOPEZ CARRILLO JEFFERSON RICHARD .pdf Document LOPEZ CARRILLO JEFFERSON RICHARD .pdf (D49914114)		2
SA	Tesis Baroladora.pdf Document Tesis Baroladora.pdf (D78166675)		1
W	URL: https://www.redalyc.org/jatsRepo/5055/505554800001/html/index.html Fetched: 2021-11-18 13:17:00		2
SA	UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO / baroladora omega.pdf Document baroladora omega.pdf (D30066238) Submitted by: pfrancisco82@hotmail.com Receiver: fa.pena.uta@analysis.orkund.com		2
SA	UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO / Jesus Pallo Perfil Tesis.pdf Document Jesus Pallo Perfil Tesis.pdf (D30050126) Submitted by: tavitosjaps@gmail.com Receiver: fa.pena.uta@analysis.orkund.com		3
W	URL: https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12216/3/UPS-KT01238.pdf Fetched: 2021-11-18 13:17:00		2

Firma:



Ing. Acuña Coello, Fausto Vinicio

C. C. 0501510267



**DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

Yo, **Salazar Guano, Carlos Andrés**, con cédula de ciudadanía 050383884-9, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“Análisis y evaluación de una máquina dobladora de superficies cilíndricas multifuncional, mediante software CAE, para el sector metalmecánico”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 25 de noviembre del 2021

Firma

.....
Salazar Guano, Carlos Andrés

C.C.: 050383884-9



**DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Yo **Salazar Guano, Carlos Andrés**, con cédula de ciudadanía 050383884-9, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **“Análisis y evaluación de una máquina dobladora de superficies cilíndricas multifuncional, mediante software CAE, para el sector metalmeccánico”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Latacunga, 25 de noviembre del 2021

Firma

.....
Salazar Guano, Carlos Andrés

C.C.: 050383884-9

Dedicatoria

Este proyecto lo dedico a Dios y la virgen María por ser el soporte espiritual para no decaer en la lucha de cumplir mi meta.

De manera especial a mi mamá Miriam por su paciencia; ya que día a día vivió los sentimientos y luchas que afronté en mi vida estudiantil y nunca dejó de creer en mí, brindándome un total apoyo.

A mi tía Michita que siempre me dio palabras de aliento y buscaba la manera de brindarme su apoyo.

Agradecimiento

Un agradecimiento especial a Dios, Sta. Marianita de Jesús por ser mi fortaleza en los momentos complicados, iluminando mi camino para salir adelante.

A mis padres por estar apoyándome incondicionalmente durante los buenos y malos momentos, por brindarme la oportunidad de estudiar en esta prestigiosa Universidad a base de sus sacrificios y esfuerzos.

A Marjorie Aracely por su amistad, sus consejos y apoyo incondicional en las diferentes circunstancias vividas que me ayudaron a no rendirme y cumplir mi meta.

A Yomayra y Emerson por siempre apoyarme y motivarme a seguir adelante hasta cumplir nuestros sueños.

A mi familia, amigos por siempre estar pendiente de mí y ayudarme a cumplir mi objetivo.

A el Ing. Fausto Acuña por confiar en mí, por su paciencia y su tiempo para desarrollar este proyecto de la mejor manera.

ÍNDICE DE CONTENIDO

Carátula.....	1
Certificación....	2
Urkund..	3
Responsabilidad Autoría.....	4
Autorización De Publicación.....	5
Dedicatoria	6
Agradecimiento	7
Índice de tablas.....	14
Índice de figuras.....	15
RESUMEN	18
ABSTRACT.....	19
Introducción	20
Antecedentes.....	20
Planteamiento del problema	20
Descripción resumida del proyecto	21
Justificación e importancia	21
Proyectos relacionados	22
Objetivos	23
<i>Objetivo General</i>	<i>23</i>

<i>Objetivos Específicos</i>	23
Fundamentos teóricos de la investigación	24
Introducción	24
Investigaciones previas realizadas	24
Máquinas dobladoras CNC.....	31
Técnicas de doblado	32
<i>Dobladora de estribos y varillas</i>	32
<i>Dobladora de tubos</i>	33
<i>Fallas en el doblado de tubos</i>	36
Normativas y requerimientos	37
<i>Normativa para estribos</i>	37
Requerimiento de tubos.....	38
<i>Ensayo de doblado para tubos de acero</i>	39
Línea base de la máquina dobladora multifuncional.....	41
Parámetros de diseño de la máquina multifuncional	41
Alternativas de solución	42
<i>Sistemas de transmisión</i>	42
<i>Mecanismos o técnicas de doblado</i>	43
<i>Materiales empleados</i>	44
<i>Motores eléctricos</i>	44
<i>Perfiles de la estructura</i>	45
Diseño ergonómico de máquinas.....	46

Determinación de la alternativa de solución	47
<i>Alternativa 1</i>	47
<i>Alternativa 2</i>	48
Diseño y selección.....	49
Introducción	49
Sistemas CAD	49
Selección de la alternativa de solución.....	50
Determinación de los parámetros de diseño	51
<i>Torque requerido para doblado del tubo.</i>	51
<i>Cálculo de potencia de doblado:</i>	53
<i>Potencia requerida por el motorreductor mediante software CAE</i>	53
Diseño del sistema de transmisión:.....	54
<i>Velocidad angular 2da y 3ra etapa de reducción en software CAE</i>	55
<i>Análisis de esfuerzos en engranajes rectos:</i>	56
<i>Análisis de esfuerzos en engranajes cónicos:</i>	59
<i>Esfuerzo máximo en el engrane:</i>	60
<i>Comprobación esfuerzo de flexión en el engrane mediante software CAE:</i>	61
Selección del motor eléctrico:.....	64
<i>Velocidad:</i>	64
<i>Potencia:</i>	64
<i>Tensión eléctrica:</i>	65
Diseño de ejes.....	65

<i>Diagramas:</i>	67
<i>Esfuerzo torsional:</i>	68
<i>Momento máximo:</i>	69
Estudio mediante software CAE de los ejes	71
<i>Esfuerzo de flexión total:</i>	71
<i>Ángulo de deflexión total:</i>	72
<i>Esfuerzo torsional por CAE</i>	72
<i>Factor de seguridad</i>	73
<i>Diseño de eje para transmitir movimiento para la corrugación de tubos ..</i>	74
<i>Cálculo del diseño del eje</i>	77
Estudio mediante software CAE.....	78
<i>Esfuerzo de flexión total</i>	78
<i>Ángulo de deflexión total</i>	79
<i>Esfuerzo torsional</i>	79
<i>Factor de seguridad</i>	80
Rodamientos para el sistema de transmisión	81
<i>Determinación de rodamientos mediante software CAE</i>	82
Sistema de doblado.....	83
<i>Estudio CAE para una matriz con superficie completa</i>	84
<i>Estudio CAE para una matriz con agujeros de 20*20mm</i>	84
<i>Estudio para una matriz con agujeros de diámetro de 30*30mm</i>	85
Corrugado de tubos lisos	86

Análisis y evaluación de perfiles estructurales.....	87
<i>Análisis modal</i>	89
Diseño sistema eléctrico.....	90
<i>Selección del conductor</i>	90
<i>Selección de contactores, relé térmico y breaker</i>	91
Manual de operación de la máquina.....	92
<i>Flujograma de funcionamiento</i>	92
<i>Diagrama de control y fuerza</i>	94
Descripción gráfica del diseño de la máquina	94
Análisis de resultados	96
Introducción	96
Análisis técnico	96
<i>Momento requerido para el doblado</i>	96
<i>Potencia del motorreductor</i>	96
<i>Eje de transmisión</i>	96
<i>Rodamientos</i>	97
<i>Tren de engranes</i>	97
<i>Estructura</i>	97
<i>Análisis del producto terminado</i>	98
<i>Variación del diámetro de doblado</i>	98
<i>Diámetro de doblado a 150° y 1mm de espesor</i>	100
<i>Ángulo de doblado a 150° y 2mm de espesor</i>	101

<i>Ángulo de doblado a 150° y 3mm de espesor.....</i>	102
Análisis de costos	104
<i>Costos finales de la máquina</i>	108
Análisis financiero – viabilidad.....	108
<i>Beneficio del producto.....</i>	110
<i>Determinación del tiempo de recuperación de la inversión</i>	111
Validación de la hipótesis	112
<i>Cálculo de la validación de la hipótesis.....</i>	112
Conclusiones y recomendaciones	116
Conclusiones.....	116
Recomendaciones	117
Bibliografía	1218
ANEXOS.....	121
.....	121

Índice de tablas

Tabla 1	<i>Dobladora CNC parámetros técnicos</i>	31
Tabla 2	<i>Radios mínimos mandril</i>	39
Tabla 3	<i>Doblado a 180°, dimensiones mínimas</i>	40
Tabla 4	<i>Métodos de transmisión de potencia</i>	42
Tabla 5	<i>Mecanismos o técnicas de doblado</i>	43
Tabla 6	<i>Materiales</i>	44
Tabla 7	<i>Motor eléctrico</i>	45
Tabla 8	<i>Análisis de tipos de estructuras</i>	45
Tabla 9	<i>Software CAD</i>	49
Tabla 10	<i>Selección de la alternativa de solución</i>	50
Tabla 11	<i>Dimensiones características de los engranes</i>	58
Tabla 12	<i>Potencias máximas calculadas en los engranes</i>	58
Tabla 13	<i>Características del diseño de engranes cónicos</i>	60
Tabla 14	<i>Potencias máximas transmitidas</i>	60
Tabla 15	<i>Determinación de fuerzas y torques en el eje</i>	66
Tabla 16	<i>Determinación de reacciones en el eje</i>	66
Tabla 17	<i>Resumen estudios realizados mediante software CAE</i>	73
Tabla 18	<i>Fuerzas radiales</i>	74
Tabla 19	<i>Fuerzas resultantes de acción sobre el eje</i>	74
Tabla 20	<i>Comparación de resultados obtenidos en el eje</i>	81
Tabla 21	<i>Selección de rodamientos radiales</i>	81
Tabla 22	<i>Comparación de resultados obtenidos mediante software CAE</i>	86
Tabla 23	<i>Resumen del estudio realizado mediante software CAD</i>	89
Tabla 24	<i>Selección componentes de control</i>	92
Tabla 26	<i>Costos de control</i>	105
Tabla 27	<i>Costos de materiales metálicos</i>	106
Tabla 28	<i>Costos de ingeniería y mecanizado</i>	108
Tabla 29	<i>Costo final de la máquina dobladora multifunción</i>	108
Tabla 30	<i>Especificaciones de cobros por el doblado de tubos</i>	110
Tabla 31	<i>Colocación de hipótesis nula y de trabajo</i>	113

Índice de figuras

Figura 1	<i>Dobladora de estribos CNC</i>	31
Figura 2	<i>Dobladora de tubos CNC</i>	32
Figura 3	<i>Sistema de calibración</i>	33
Figura 4	<i>Doblado con cilindro hidráulico</i>	33
Figura 5	<i>Doblado con rodillos</i>	34
Figura 6	<i>Doblado por compresión</i>	35
Figura 7	<i>Curvado rotatorio</i>	35
Figura 8	<i>Doblado a tracción</i>	36
Figura 9	<i>Fallas de deformación en el doblado</i>	36
Figura 10	<i>Dimensiones de estribos</i>	37
Figura 11	<i>Doblado sobre apoyos</i>	38
Figura 12	<i>Doblado sobre matriz</i>	38
Figura 13	<i>Ensayo de doblado según normativa NTE INEN 0134</i>	40
Figura 14	<i>Doblado de tubo a 180°</i>	40
Figura 15	<i>Alturas recomendadas según el trabajo a realizar</i>	46
Figura 16	<i>Altura óptima según el trabajo a realizar</i>	46
Figura 17	<i>Radio óptimo para alcance de materiales</i>	47
Figura 18	<i>Dobladora de superficies</i>	48
Figura 19	<i>Estimación del máximo momento para el doblado del tubo</i>	52
Figura 20	<i>Curva de tiempo y momento para doblado del tubo</i>	53
Figura 21	<i>Potencia requerida por la máquina para el doblado</i>	54
Figura 22	<i>Diseño tren de engranes 2 etapas</i>	54
Figura 23	<i>Velocidad angular segunda etapa de reducción</i>	56
Figura 24	<i>Velocidad transmitida para el doblado del tubo</i>	56
Figura 25	<i>Esfuerzo de flexión mediante software CAE</i>	62
Figura 26	<i>Esfuerzo de flexión máximo piñón 3</i>	62
Figura 27	<i>Zona de contacto del engrane con el piñón</i>	63
Figura 28	<i>Esfuerzo de flexión engrane cónico</i>	63
Figura 29	<i>Esfuerzo de flexión engrane cónico</i>	64
Figura 30	<i>Diagrama de cuerpo libre de eje motriz</i>	66
Figura 31	<i>Fuerza cortante plano YZ</i>	67
Figura 32	<i>Fuerza cortante plano XZ</i>	67

Figura 33	<i>Momento deflexión plano YZ</i>	68
Figura 34	<i>Momento deflexión plano XZ</i>	68
Figura 35	<i>Momento deflexión total</i>	68
Figura 36	<i>Esfuerzo torsional del eje</i>	69
Figura 37	<i>Esfuerzo de flexión total en el eje</i>	71
Figura 38	<i>Deformación unitaria del eje y zona de deflexión</i>	71
Figura 39	<i>Estimación ángulo de deflexión</i>	72
Figura 40	<i>Esfuerzo torsional en software</i>	72
Figura 41	<i>Estudio del factor de seguridad por software</i>	73
Figura 42	<i>Determinación de fuerzas y reacciones</i>	74
Figura 43	<i>Fuerzas sobre plano YZ</i>	75
Figura 44	<i>Fuerzas sobre el plano YZ</i>	75
Figura 45	<i>Momento flector YZ</i>	75
Figura 46	<i>Momento flector XZ</i>	76
Figura 47	<i>Momento flector total</i>	76
Figura 48	<i>Estudio de esfuerzo de flexión total</i>	78
Figura 49	<i>Máxima deformación unitaria en el eje</i>	78
Figura 50	<i>Estudio del ángulo de deflexión total</i>	79
Figura 51	<i>Estudio de esfuerzo torsional</i>	79
Figura 52	<i>Esfuerzo torsional mediante software CAE</i>	80
Figura 53	<i>Determinación factor de seguridad</i>	80
Figura 54	<i>Determinación de rodamientos mediante software CAE</i>	82
Figura 55	<i>Cálculo de vida en horas del rodamiento seleccionado</i>	82
Figura 56	<i>Cajera y rodamiento</i>	83
Figura 57	<i>Matriz con geometría completa</i>	84
Figura 58	<i>Matriz de geometría con agujeros de 20mm</i>	85
Figura 59	<i>Estudio CAE para una matriz con agujeros</i>	85
Figura 60	<i>Catalinas para corrugar los tubos</i>	86
Figura 61	<i>Estudio de tensión para diferentes perfiles</i>	87
Figura 62	<i>Estudio de deformación unitaria</i>	88
Figura 63	<i>Modos y frecuencias analizadas en la estructura</i>	90
Figura 64	<i>Flujograma de funcionamiento</i>	93
Figura 65	<i>Diagrama de control y fuerza de la máquina multifuncional</i>	94
Figura 66	<i>Diseño de la máquina dobladora multifuncional</i>	95

Figura 67	<i>Comprobación de doblado del tubo</i>	98
Figura 68	<i>Cambios en el espesor del material</i>	99
Figura 69	<i>Variación del espesor del tubo durante su doblado</i>	99
Figura 70	<i>Doblado de tubo a 150°</i>	100
Figura 71	<i>Deformaciones durante el doblado del tubo</i>	101
Figura 72	<i>Doblado de tubo a 150 y 2mm de espesor</i>	101
Figura 73	<i>Fallas en el doblado</i>	102
Figura 74	<i>Deformaciones producidas con un doblado de 150°</i>	102
Figura 75	<i>Doblado de tubo a 150° y 3mm de espesor</i>	103
Figura 76	<i>Variación del espesor del material doblado</i>	103
Figura 77	<i>Máquina dobladora multifuncional</i>	104
Figura 78	<i>Determinación del valor crítico Z_c</i>	114
Figura 79	<i>Aceptación o rechazo de la hipótesis</i>	114

Resumen

El presente proyecto consiste en diseñar una máquina dobladora multifuncional de superficies cilíndricas de hasta 1 ½ in de diámetro; con la finalidad de mejorar el nivel industrial en las pequeñas y medianas empresas del sector metalmeccánico, a bajo precio y salvaguardando la integridad física de los operarios. El proyecto contiene una investigación bibliográfica donde se identificaron técnicas de doblado y normativas para ejecutar el trabajo de manera adecuada. Además, mediante la utilización de software CAD se realizó el diseño de componentes como el tren de engranajes, ejes de transmisión, estructura, matriz de doblado entre otras piezas que conforman la dobladora. Se diseñó un sistema para corrugación de tubos lisos facilitando al diseñador y operario tener nuevas técnicas de diseño y obtener acabados de alto nivel. Se utilizó un software CAE para analizar y evaluar el diseño variando dimensiones y espesores en los componentes, con el objetivo de optimizar los recursos de las personas que estén interesadas en invertir en la construcción de una máquina innovadora; obteniendo resultados positivos en el análisis de Seguidamente se realizó los planos de todo el diseño mecánico basándose en la normativa INEN de dibujo técnico con la finalidad de manufacturar dicho proyecto a futuro. Finalmente, haciendo un análisis económico se concluye que, si la dobladora se llegará a construir, la inversión sería recuperable a corto plazo en el sector metalmeccánico ya que se utilizó materiales y elementos que son comerciales en el país y se redujo el costo de su construcción de manera satisfactoria. doblado para situaciones críticas como son el ángulo de doblado y espesores de materiales.

Palabras claves:

- **CAD-CAE DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADOR**
- **MANUFACTURA**
- **SECTOR METALMECÁNICO**
- **DISEÑO MECÁNICO**

Abstract

This project consists of designing a multifunctional bending machine for cylindrical surfaces up to 1 ½ in diameter; In order to improve the industrial level in small and medium-sized companies in the metalworking sector, safeguarding the physical integrity of the operators. The project contains a bibliographic research where they were known about folding and regulations to carry out the work properly. In addition, through the use of CAD software, the design of components such as gear train, transmission shafts, structure, bending matrix, among other parts that make up the bending machine, was carried out. A system for the corrugation of smooth tubes was designed, making it easier for the designer and operator to have new design techniques and obtain high-level finishes. A CAE software was used to analyze and evaluate the design varying dimensions and thicknesses in the components, with the aim of optimizing the resources of the people who are interested in investing in the construction of an innovative machine; obtaining positive results in bending analysis for critical situations such as bending angle and material thicknesses. Subsequently, the plans of the entire mechanical design were made according to the INEN technical drawing regulations in order to manufacture said project in the future. Finally, doing an economic analysis it is concluded that, if the bender is built, the investment is recoverable in the short term in the metalworking sector since materials and elements that are commercial in the country were used and the cost of construction of satisfactory way.

Keywords:

- **CAD-CAE COMPUTER-AIDED DESIGN**
- **MANUFACTURING**
- **METALWORKING SECTOR**
- **MECHANICAL DESIGN**

Capítulo I

1. Introducción

1.1 Antecedentes

La industria metalmecánica es una de las principales fuentes de economía en el país según información proporcionada por FEDIMETAL (Federación Ecuatoriana de Industrias del Metal), debido a que abarcan el 13,6 % de la economía del Ecuador en comparación con otros sectores de producción.

El sector metalmecánico, además, es uno de los motores del crecimiento económico de un país, debido a que los salarios suelen ser altos y se genera mayores niveles de empleo y de producción con incremento de valor agregado.

Lastimosamente, el Ecuador no posee un gran desarrollo, por lo que dicho sector tiene un carácter aun artesanal, según el Mipymes (Micro y pequeñas empresas) el 75,80% son micro, 11,75% pequeñas, 0,56% mediana y 11,89 grandes, teniendo en cuenta que el personal de trabajo en su mayoría son obreros, mismos que son remunerados con el sueldo básico proporcionado por el gobierno.

En el Ecuador, existen diversas empresas que se dedican al sector metalmecánico en lo que respecta al doblado de diversos perfiles estructurales, pero no poseen maquinaria en la cual se realicen los tres tipos de doblado en la misma, ya que son individuales.

1.2 Planteamiento del problema

El doblado de varias estructuras como tubos, varillas y estribos en el sector metalmecánico existe en el país, para realizar este tipo de manufactura se necesitan de diferentes máquinas, por lo que en su mayoría son de construcción artesanal, teniendo en cuenta que el trabajo no es de alta calidad. Sin embargo, para el sector metalmecánico en medianas y grandes empresas poseen maquinaria de alta tecnología, siendo adquiridas a costos elevados debido a la falta de maquinaria moderna en nuestro país. Por lo que este sector se ve obligado a importar maquinaria de países que poseen esta tecnología, con la finalidad de hacer que su manufactura sea de calidad y producción en serie.

1.3 Descripción resumida del proyecto

Mediante la investigación bibliográfica se describirá el principio de funcionamiento de diferentes dobladoras y técnicas de doblado como son en tubos, varillas y estribos, teniendo en consideración que con dicha información se procederá a determinar posibles alternativas de solución para la máquina propuesta.

Se establecerá parámetros de diseño en cuanto a dimensiones y capacidad de la máquina, en función de la aplicabilidad, para posteriormente realizar el diseño de la máquina dobladora semiautomática de superficies cilíndricas multifuncional.

Se seleccionará materiales, elementos, equipos para el modelado e implementación virtual de la máquina mediante software CAD. Mediante el uso de un software CAE se realizará un análisis de elementos finitos a las partes importantes de la máquina multifuncional para verificar si su dimensionamiento es el correcto al instante de ejecutar el trabajo y garantizar su funcionamiento.

Finalmente, se realizará un análisis económico para determinar la factibilidad de construcción de la misma en el país, debido a que como se mencionó anteriormente dicha máquina no posee fabricación local por lo que al momento de importarlas poseen un costo elevado.

1.4 Justificación e importancia

Mediante el diseño de una máquina multifuncional de superficies cilíndricas se realizarán doblados a diferentes estructuras como tubos, varillas y estribos, lo que conllevaría a tener varios procesos de doblado en la misma, teniendo en cuenta que facilitaría el trabajo al operador.

Además, con el diseño de la máquina multifuncional se podrá realizar la construcción en el país a menor costo, siendo accesibles para el 13% de la industria del país según FEDIMETAL, lo que conllevaría al desarrollo de la matriz productiva del Ecuador, ya que tiene un alto nivel de relación con otros sectores industriales.

También cabe recalcar que la empresa que posea dicha máquina o proceso de manufactura, tendrá mayor producción en serie con menor tiempo y mejor calidad al instante de realizar el trabajo.

Una mayor inversión en tecnología, incrementando la oferta, entre otros factores, podría consolidar el mercado nacional y así disminuir las importaciones y mejorar la oferta exportable con productos de calidad, que cumplan con certificaciones nacionales e internacionales.

1.5 Proyectos relacionados

“Diseño y Construcción de una Máquina Baroladora de Láminas Hasta 1200 mm de Ancho y 3 mm de Espesor, Perfiles tipo T y Varillas de Acero para el Laboratorio de Procesos de Manufactura del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica”, Escuela Politécnica del Ejercito, Francisco Xavier Córdova Alarcón y Jonathan Ernesto Benavides Beltrán, 2012.

“Máquina Dobladora de Tubo Redondo de Acero con Costura de Hasta 19 mm de Diámetro y 1.5 mm de Grosor Controlada por un Microcontrolador”, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Diego Armando Usca Tiuquinga y Franklin Orlando Vizúete Vizúeta, 2018.

“Diseño y Construcción de una Baroladora Semiautomática para Planchas de 2400 mm de Longitud con Espesores desde 2 mm Hasta 12 mm”, Escuela Politécnica Salesiana del Ecuador, Luis Gustavo Cocha Ajila y Darwin Efraín Jumbo Sarango, 2015.

“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”, Universidad Técnica de Cotopaxi, Edison Ramiro Molina León y Alberto Rubio Tomalácelio, 2012.

“Diseño y Construcción de una Máquina Baroladora Hidráulica de Tubos y Perfiles”, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Efrén Damián Albán Andrade, 2016.

“Diseño de una Máquina Roladora para Fabricación de Coberturas Auto Soportadas Hasta 35 metros de Luz con Plancha de Acero”, Universidad Nacional de San Agustín, Franklin Daniel Pacompia Mayhua, 2016.

1.6 Objetivos

1.6.1 *Objetivo General*

- Análisis y evaluación del diseño de una máquina dobladora de superficies cilíndricas multifuncional, mediante software CAE, para el sector metalmecánico.

1.6.2 *Objetivos Específicos*

- Diseñar la máquina dobladora multifuncional de superficies curvas para el sector metalmecánico.
- Analizar el diseño de la máquina mediante software CAE
- Evaluar la máquina técnica y económicamente para determinar la factibilidad de la construcción de la misma.

Capítulo II

2. Fundamentos teóricos de la investigación

2.1 Introducción

En este capítulo se presentará la teoría necesaria para entender los conceptos basados en el proceso de doblado de tubos, varillas y estribos, mismos que serán de utilidad para el desarrollo del proyecto. Además, permitirán orientar de mejor manera los siguientes capítulos en cuanto al tema propuesto.

2.2 Investigaciones previas realizadas

En la actualidad, el proceso de doblado ha venido mejorando con el pasar del tiempo, debido a que la industria metalmecánica va en crecimiento y es de mucha ayuda para el desarrollo del país.

A continuación, se presentarán investigaciones relacionadas con el tema propuesto en cuanto a la máquina dobladora multifuncional de superficies cilíndricas.

Proyecto “MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6 MM DE DIÁMETRO”, realizada por Diego Fernando Guerrero Lomas, en la carrera de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Técnica del Norte, misma que se empleará en la fabricación de postes en Imbabura.

El objetivo de esta máquina es evitar el uso excesivo de amoladoras por parte de los operadores al momento de realizar los estribos y elevar la producción. Se compone de un sistema biela manivela para que actúe como cortador del material y un mecanismo de doblado.

Además, dicha máquina consta de un motor eléctrico trifásico de 1HP, otorgando movimiento al sistema a 60 rpm. Para el diseño utilizaron el software SolidWorks, en cuanto a la fabricación utilizaron ángulo estructural de 40x40x3mm en A36, que soportó satisfactoriamente una carga de 50 Kg.

Sin embargo, para la fabricación de los sistemas de corte y transmisión emplearon poleas de aluminio, chumaceras, bandas tipo V y ejes de acero suave AISI 1045.

Con esta máquina se pudo doblar aproximadamente 1200 estribos en una hora, también eliminaron la postura forzada del operador y el riesgo laboral por el uso de amoladora al momento de cortar. Finalmente, en la investigación se recomienda realizar un sistema de corte que permita realizar dicha operación en segmentos de diferentes tamaños.

Proyecto “DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA CORTAR Y DOBLAR ESTRIBOS EN SERIE PARA COLUMNAS DE HORMIGÓN ARMADO”, esta investigación fue realizada por Oscar Paul Trujillo Zurita, en la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana – Sede Quito, que fue realizada para la Ferretería Ideal, ubicada en la Concordia.

La máquina tiene como finalidad doblar varillas corrugadas de 8 mm de diámetro sean cuadras o rectangulares para la construcción de columnas de hormigón y salvaguardar la salud de los operadores en la parte ergonómica. Además, mediante la propuesta establecida, se aumentó la producción de estribos en un 200%.

Se realizó el diseño de la máquina en el software Inventor, teniendo como parámetros iniciales las fuerzas que necesitaron al momento de doblar y cortar la varilla, por lo que realizaron un experimento de flexión, esfuerzos mecánicos, esfuerzos combinados; después se realizó la selección de materiales para los componentes de la misma.

Se instaló un motor de 2,2 KW, junto a un reductor de velocidad con una relación de transmisión de 1/56. Se diseñó y dimensionó la parte estructural, que es la encargada de soportar todo el peso de los componentes.

La máquina se construyó a escala, con la finalidad de hacer un método experimental para poder validar los cálculos y la simulación de la misma. Dicha máquina tuvo como resultados un incremento de producción del 400% y evitaron a sus operadores enfermedades ergonómicas.

Recomiendan realizar el trabajo solo con los diámetros de las varillas mencionadas por los autores, ya que un sobre esfuerzo puede perjudicar el motorreductor y otros elementos de la máquina.

Proyecto “CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DOBLADORA MANUAL PARA PERFILES CUADRADOS DE ACERO SAE 1018 DE 20 Y 25.4 MM DE 1 A 2 MM DE ESPESOR”, esta investigación fue realizada por Julio Eduardo Quinga Guanocunga y Juan Pablo Taco Pachacama, en la carrera de Tecnología en Procesos de Producción Mecánica de la

Universidad Politécnica Nacional, misma que fue implementada en pequeños talleres artesanales en la ciudad de Quito.

La máquina dobladora es un prototipo de accionamiento manual, consta de un sistema de seguidor y rodillo, misma que permite doblar tubos cuadrados de 20 y 25 mm de 1 a 2 mm de espesor, implementados en talleres artesanales para incrementar la producción y facilitar la manufactura al operador.

Para la construcción de la máquina se utilizó materiales suaves como es el ASTM - A36; para la elaboración de tornillos y ejes se seleccionó el material AISI-SAE 1018 que son aceros de alta resistencia. Además, consta de un sistema de rodillo y seguidor que son activados mediante una palanca debido a que el proceso de manufactura es manual.

Las pruebas lo realizaron con tubos cuadrados de 20 y 25 mm de espesor de 1 a 2 mm, mismos que fueron doblados, teniendo una calidad superficial aceptables, convirtiéndose en un proceso de fabricación versátil con facilidad de operación, pero en algunos casos tuvieron terminados erróneos, ya que hubo fallas de deformación en los mismos.

Se requiere lubricar la matriz en la guía de doblez para permitir un deslizamiento adecuado al momento de realizar su respectivo trabajo y tener mejor acabado. Se considera que este método es la mejor elección cuando hay que trabajar sobre tubos de radios pequeños y paredes delgadas.

Proyecto "AUTOMATIZACIÓN DE UNA CURVADORA DE TUBO MARCA MARGUA, E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE POSICIONAMIENTO PARA EL CURVADO DE TUBOS HASTA 50 MM DE DIAMETRO Y ESPESOR 2 MM", esta investigación fue realizada por Cristian Rafael Bustillos Moreno y José Vladimir Quillupangui Tipan, en la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga, misma que fue realizada para implementar en la empresa de carrocerías CENTAURO.

Inicialmente la curvadora de tubo era accionada de manera manual mediante tornillos sin fin para el doblado de tubos grandes con espesores delgados de 2 mm, la finalidad del rediseño es conseguir el posicionamiento gradual necesario para la elaboración de un perfil de asiento a diversos grados de inclinación.

Para el rediseño de la máquina se utilizó componentes tales como: cilindros neumáticos que tiene como finalidad realizar los dobles de los tubos a una presión de 200

PSI, un anillo graduado que es empleado en la regulación de ángulos, motor-reductor de 4 kW con una velocidad de 12 rpm para transmitir el movimiento, dichos componentes tendrán un control mediante un PLC, para semi automatizar el proceso. Se usó material ASTM A - 36

Al instante de realizar las pruebas de doblado dicha máquina tuvo problemas por efecto de excentricidad en el instante de colocar varillas de 6 metros, debido al peso del material. Por lo tanto, se colocó un bocín para evitar este problema.

Sin embargo, al momento de que los cilindros neumáticos se accionen deben ejercer una presión de 70 psi, para abastecer de manera eficiente a los mismos. Se sugiere implementar un sistema tipo mordazas ajustables para la sujeción entre el tubo y la boquilla, con esto se evita la exigencia de que el tubo sea completamente liso.

Proyecto “DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA DOBLAR ESTRIBOS DE CONSTRUCCION”, realizada por David Garín Medina Supo y Beltrán Nieto Ayala, en la carrera de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Tecnológica de Perú.

Se realizó el diseño de una máquina para obtener doblados rápidos y precisos de estribos de construcción. Se basó en subsistemas que son: el enderezado con rodillos; debido a que el material utilizado se encuentra en rollos, posteriormente se planteó un arrastre para guiar el alambro de fierro por medio de servomotores, para el doblado utilizaron un sistema de rodillos móviles accionado también por medio de servomotores que son controlados a través de un PLC, una vez terminado el doblado se realiza el corte por cizalladura. Todo esto está constituido por un HMI.

La máquina consta de tres etapas las cuales son el diseño mecánico, electrónico y eléctrico, por lo que en la sección mecánica se la realizó mediante un software CAD (Inventor) para la elaboración de los planos. En el electrónico se utilizó el software TIA PORTAL V14, mismo que permitió programar el PLC S7-1200 de SIEMENS, con un HMI

Para la etapa de pruebas se realizaron estribos de 3 configuraciones distintas: la primera configuración del estribo fue de 50x50x35 mm, la segunda configuración fue de 55x55x35 y finalmente la tercera configuración fue de un largo de 60mm, ancho de 60mm y un gancho de 38mm. Finalmente se midieron para verificar las dimensiones de las distintas configuraciones.

Se recomienda en el diseño del prototipo implementar guías que permitan unir el sistema de arrastre con el sistema de doblado, para que el fierro corrugado pueda trasladarse de manera correcta entre sistemas y no se desvíe.

Para obtener un mejor resultado en cuanto al acabado del estribo, se recomienda dividir el sistema de enderezado en dos partes posicionando uno de ellos en forma vertical y el otro en forma horizontal.

Proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA DOBLADORA DE TUBOS SEMIAUTOMÁTICA CON RODILLOS INTERCAMBIABLES”, realizada por Raúl Esteban Cumba Yánez y Héctor Jonathan España Gutiérrez, en la carrera de Ingeniero Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito, misma que fue realizada para implementar en la empresa de carrocerías PEDROTTI.

La máquina se la empleó para el doblado de tubos redondos, mismos que sirven para la construcción de carrocerías de tipo urbano, turismo, escolar e interprovincial. Para la fabricación de dicha dobladora se hizo uso de rodillos intercambiables con la finalidad de deformar de manera más sencilla al material. Además, esta máquina cuenta con un sistema de transmisión de cadena y catalinas, acoplada a un motorreductor de 1 HP, con velocidad de 22 rpm, que fue reducida a 8 rpm en el eje motriz, también dispone de un cilindro hidráulico en su sistema.

Dicha máquina puede doblar tubos de hasta 100 mm de diámetro por 3 mm de espesor y tener como dobles resultante un radio de 3,1 m. La velocidad angular apropiada para el eje motriz debe estar en los rangos de 6 a 18 rpm, para obtener una buena manufactura.

Proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBOS HIDRÁULICA CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO”, realizada por Giovanny Patricio Moreno Flores, en la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito, misma que fue realizada para implementar en la empresa de FERROMÉDICA.

La máquina se empleó para el doblado de tubos redondos, mismos que sirven para la fabricación de muebles metálicos y mobiliario hospitalario. La dobladora en la parte mecánica consta de una central hidráulica, tres actuadores hidráulicos, mecanismos de conversión de movimiento lineal a giratorio, para la parte de control con mandos eléctricos como: pulsadores, sensores inductivos, finales de carrera y motor eléctrico trifásico de 10 HP.

Se debe tener un control continuo de nivel de aceite en el depósito antes de poner en marcha, cuando se realice una dobladora con accionamientos hidráulicos. Utilizar el aceite hidráulico adecuado para el sistema, en este trabajo se empleó el aceite hidráulico ISO VG 68.

Proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA SEMIAUTOMATICA DE TUBOS CUADRADOS DE 50x50x2 mm UTILIZADOS COMO CARCHAS DE LAS ESTRUCTURAS DE CARROCERIAS DE BUSES”, realizada por Giovanni Levi Bonilla Panilla y Freddy Leonardo Rojas Placencia, en la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Chimborazo, misma que fue realizada para efectuar en la empresa Carrocerías Altamirano de Ambato.

La máquina fue construida con la finalidad de doblar tubos cuadrados para carrocerías y aumentar la producción, también para reducir el número de operadores al momento de realizar dicho proceso.

La dobladora consta con un sistema mecánico, mismo que posee un brazo para el doblado, cinco prensas que fueron las encargadas de sujetar el tubo a doblar, un riel de curva que es donde se alojó el material para que no exista deformación. El sistema eléctrico estuvo conformado de un motor trifásico, con sus respectivas protecciones y contactores. Además, esta máquina consta de un sistema hidráulico mismo que fue el encargado de transmitir y controlar la potencia a través de presión.

Sin embargo, para la construcción de la estructura de la máquina hicieron uso de tubo cuadrado galvanizado, mientras que para las partes anteriormente mencionadas se las construyó con acero A36 y AISI 4340. Se debe tener un control continuo de nivel de aceite en el depósito antes de poner en marcha, cuando se realice una dobladora con accionamientos hidráulicos.

Recomiendan revisar planos, catálogos y manuales, para tomar una decisión adecuado al momento de adquirir los materiales para la construcción de las piezas que conforman la máquina, el alineamiento correcto en cuanto a la transmisión para que no existan fallos en el sistema al momento de realizar el trabajo.

Proyecto “DISEÑO DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBERÍA ASTM A-192 PARA CALDERAS ACUATUBULARES”, realizada por Alexander Enrique Farfán Collao, en la carrera de Ingeniero Mecánica de la Universidad Nacional de Trujillo en Perú.

Esta máquina fue empleada en el doblado de tubos basados en la normativa ASTM A-192 con matrices de radio mínimo de 350 mm. Además, se la realizó con la finalidad de aportar a la región de Trujillo para el desarrollo industrial.

La dobladora consta de una parte mecánica, eléctrica e hidráulica. La parte mecánica se realizó mediante un sistema de transmisión de piñón cremallera, mismo que ejerció una fuerza de 54.16 KN y un torque de 18.96 KNm, este mecanismo es adaptado a un motor-reductor de 8HP, mientras que el sistema hidráulico para el doblado requiere de 12.5 HP.

Los materiales seleccionados para esta máquina fueron el AISI 4340 para lo que respecta al sistema de transmisión y otras piezas de la misma, mientras que para la parte estructural lo realizaron con A36. Para realizar el control lo hicieron con contactores y relés térmicos para la protección del motor-reductor que trabaja a 220 Vac con conexión estrella – triángulo. Recomienda incluir un proceso de control automático que asegure las condiciones de estado estacionario para el proceso de doblado de tubos y la evaluación de un análisis económico para establecer la viabilidad del mismo.

Proyecto “DISEÑO DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO METÁLICO AUTORIZADA PARA LA EMPRESA COLDIDACTICAS LTDA”, realizada por Juan José Gil Brand, en la carrera de Ingeniero Mecatrónica de la Universidad Autónoma de Occidente en Perú.

La máquina realiza el doblado de pupitres y escritorios metálicos que posean tubos redondos hasta máximo 38.5mm de diámetro, con la finalidad de aumentar su producción en serie y reducir el esfuerzo físico a los operadores que hacen este trabajo.

La máquina posee un sistema mecánico, en el cual tiene un mecanismo de palanca para realizar el doblado de 16 a 18 pulgadas aplicando una fuerza de 25.49 KN y uno de poleas dentadas para el deslizamiento del material, un eléctrico y de control que utilizan encoders absolutos para hacer el posicionamiento correcto al instante del doblado y un motor eléctrico de 1 HP a 0.300 rad/seg. Además, constan de un PLC con sus respectivos contactores y relés para hacer funcionar a la máquina de forma correcta.

Para la selección apropiada de materiales la realizaron mediante el método de una matriz de tamizaje, en este caso utilizaron en AISI 1045 y el 1020 para los elementos mecánicos de la máquina dobladora. Recomiendan que para el diseño los componentes mecánicos, eléctricos, electrónicos y neumáticos deben ser comerciales y de uso como en el mercado nacional.

2.3 Máquinas dobladoras CNC

La industria metalmecánica ha venido creciendo con el pasar del tiempo, llegando a elaborar dobladoras CNC en países desarrollados, teniendo en cuenta que este sector va en crecimiento y genera fuentes de empleo. Uno de los fabricantes de dobladoras sofisticadas CNC es Wuxi Haoshuo Technology Co., Ltd, misma que dispone de diversos productos como el que se observa en la figura 1. La máquina dobladora CNC es utilizada exclusivamente para doblar vigas y estribos para estructuras de hormigón armado.

Figura 1

Dobladora de estribos CNC



Nota. La gráfica presenta una dobladora de estribos CNC fabricada por la compañía Wuxi Haoshuo. Tomado de (Wuxi Haoshuo Technology Co, 2012). A continuación, en la tabla 1 se detallan los parámetros técnicos de la máquina dobladora de estribos CNC.

Tabla 1

Dobladora CNC parámetros técnicos

Ítem	Especificaciones
Diámetro de la varilla simple	4-12mm
Diámetro de las vigas dobles	4-10mm
Ángulo máximo de doblado	360°
Longitud lateral del estribo	50-1100mm
Velocidad máxima de tracción	100-120m/min
Ángulo máximo de doblado	1100°/seg
Tolerancia de longitud	±1mm
Tolerancia del ángulo de doblado	±1°
Energía eléctrica nominal	19kW
Peso de la máquina	1.5 toneladas
Tamaño de la máquina	3400×1200×1600mm
Productividad (ejemplo: estribo de 8mm de diámetro y 1.2m de longitud)	Cerca de 10 toneladas por cambio (8 horas)

Nota. La tabla muestra los parámetros técnicos de una dobladora de tubos CNC desarrollada por la compañía Wuxi.

Otro fabricante de máquinas CNC es Nargesa, teniendo como productos dobladora de tubos, mismas que poseen sistemas de rodillos para obtener mejores resultados al momento de sus dobles, con la finalidad de tener mayor producción con excelente calidad, se la observa en la figura 2.

Figura 2
Dobladora de tubos CNC



Nota. La gráfica representa una dobladora de tubos CNC con un sistema de rodillos. Tomado de (Nargesa, 2021)

2.4 Técnicas de doblado

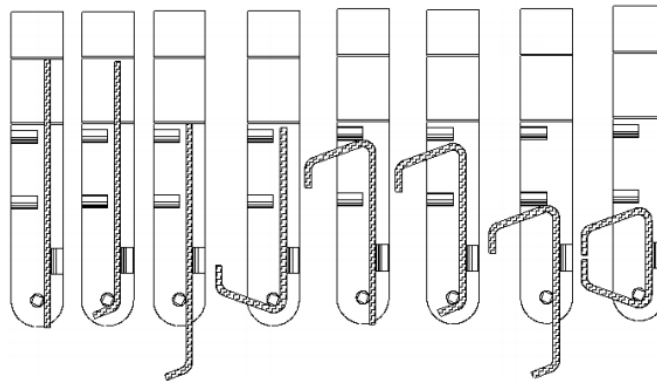
Para el diseño adecuado de la máquina se debe tener en cuenta factores, requerimientos y especificaciones adecuadas para cumplir con los objetivos establecidos como son reducción de costos, ergonomía, etc. A continuación, se presentará diferentes sistemas para el doblado de estribos, varillas y tubos.

2.4.1 Dobladora de estribos y varillas

Como se detalló anteriormente en el literal 2, las dobladoras de varillas y estribos poseen mecanismos iguales, teniendo como inconveniente la calibración de distintas medidas de doblado. Además, dichas máquinas tienen un sistema de corte con la finalidad de dar medidas finales al producto. Sistema de calibración

En la figura 3, se observa un sistema de calibración, mismo que la máquina dobladora de varillas deben poseer para ajustarse a diferentes necesidades requeridas por el operador.

Figura 3
Sistema de calibración



Nota. La gráfica muestra los diferentes sistemas de calibración en el doblado de varillas y estribos. Tomado de (López, 2015)

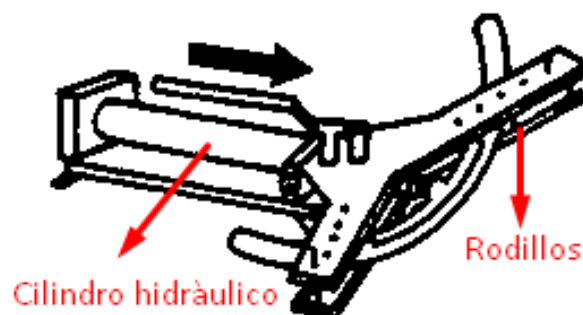
2.4.2 Dobladora de tubos

A continuación, se detallarán diversos mecanismos para el doblado de tubos, con la finalidad de analizar cuál es la mejor solución para una dobladora y así evitar dichos problemas mencionados anteriormente.

2.4.2.1 Mecanismo con cilindro hidráulicos

Es el sistema más sencillo y antiguo, mismo que emplea un cilindro hidráulico que fuerza los tubos para doblarlos contra unos rodillos, como se observa en la figura 4. (ALSIMET, 2020)

Figura 4
Doblado con cilindro hidráulico



Nota. La imagen presenta el mecanismo de doblado mediante cilindros hidráulicos y rodillos. Tomado de (CRYSTAL)

Este método se lo aplica cuando se requiere doblar perfiles que posean paredes gruesas, debido a que mientras más espesor tenga, la fuerza aplicada será mayor.

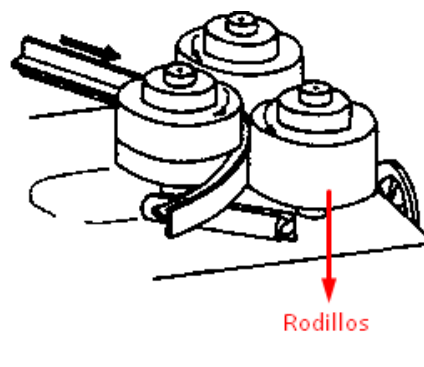
Las ventajas que se posee es poca recuperación elástica; Producción alta en operación continua, ángulo de doblado obtenido es bastante exacto, cambio de matrices rápidas, esfuerzo mínimo por parte del operador y uso en tubo de pared gruesa.

Mientras que las desventajas es el ángulo de doblado restringido a 180°, reducción del espesor del tubo en la zona doblada, desgaste de la matriz con el embolo y pérdidas de presión por fugas de aceite.

2.4.2.2 Mecanismo con rodillos

Para este sistema se utilizan tres rodillos dispuestos en forma de pirámide, mismos que se moverán para producir curvaturas con radios muy grandes, como se indica en la figura 5. (ALSIMET, 2020)

Figura 5.
Doblado con rodillos



Nota. La imagen muestra el doblado de tubos mediante un mecanismo de tres rodillos en forma de pirámide. Tomado de (CRYSTAL)

Sus ventajas son el doblado de diversos perfiles de tubos (cuadrado, rectangular y redondo), fácil manipulación para el operador, cambio de rodillos rápido, control en el diámetro de doblado, operación en forma horizontal o vertical e índice de producción elevada.

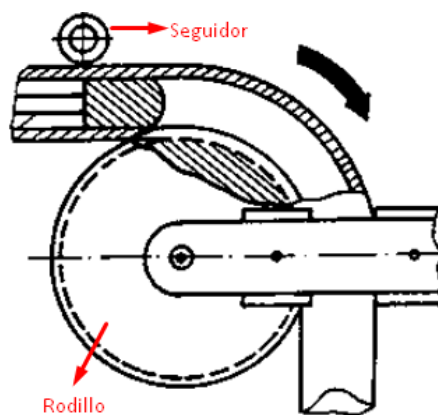
2.4.2.3 Mecanismo por compresión

La figura 6, indica que el doblado por compresión consiste en sujetar y doblar alrededor de un dado estacionario con la ayuda de un bloque o un rodillo seguidor, siendo

así un método que con frecuencia se realiza a mano, sobre tubos u otros perfiles de mayores espesores de pared y radios de doblado más grandes. Los tubos de pared delgada usualmente no se doblan por este método. (Cortes, 2013).

Figura 6

Doblado por compresión



Nota. La figura representa el doblado de tubos mediante un sistema de compresión. Tomado de (Cortes, 2013)

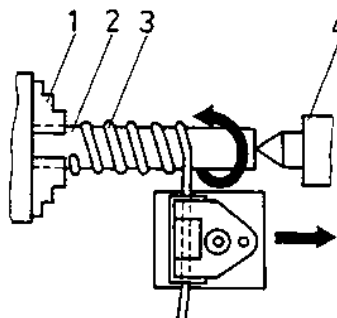
Las ventajas de este mecanismo son el control de flujo de material, doblado uniforme, control de la recuperación elástica, precisión del ángulo de doblado, y facilidad al momento de manipularla.

2.4.2.4 Curvado rotatorio

Se emplea para realizar trabajos de precisión, sobre todo cuando se manejan radios pequeños. Ofrece mayor control sobre el grosor de las paredes y la curvatura, como se observa en la siguiente figura. (ALSIMET, 2020)

Figura 7

Curvado rotatorio



Nota. En la figura se observa un doblado de tubo de manera rotatoria utilizado en radios pequeños. Tomado de

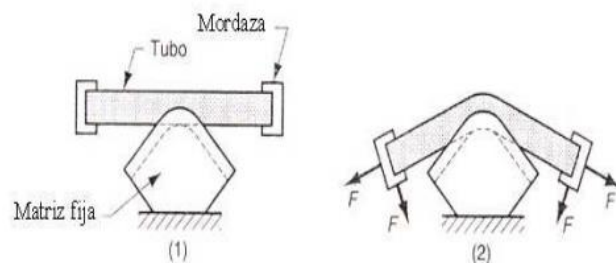
2.4.2.5 Doblado a tracción

Se usa para doblar grandes curvas irregulares; por ende, el perfil se sujeta en los extremos por medio de mordazas y es doblada conforme se estira alrededor de una matriz fija.

Usualmente existe menor recuperación elástica cuando el trabajo se realiza, mientras se estira. Los extremos sujetados deben ser cortados una vez concluido el proceso de doblado, debido a la deformación que estos sufren al momento que se fijan a las mordazas, como se indica en la figura 8. (Quinga Guanocunga, 2009).

Figura 8

Doblado a tracción



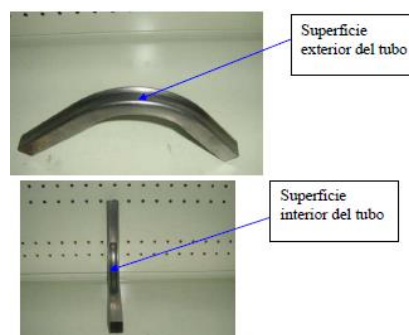
Nota. La figura representa un doblado a tracción de tubos. Tomado de (Quinga Guanocunga, 2009)

2.4.3 Fallas en el doblado de tubos

Anteriormente, en el literal 2 se mencionaron los sistemas que ocupan para realizar el doblado de tubos en el país, teniendo como inconvenientes la deformación al momento de realizar el trabajo, como se observa en la figura 9.

Figura 9

Fallas de deformación en el doblado



Nota. La imagen representa las fallas que se producen al doblar tubos de superficie cuadrada. Tomado de (Quinga, 2009)

Además, otra falla que poseen dichas máquinas en el país es el desbalanceo, debido al peso y longitud del material al momento que se realizan sus respectivos dobleces.

2.5 Normativas y requerimientos

Para la construcción de estribos y el doblado de tubos se debe tener en cuenta las normativas vigentes en el país como es la NTE INEN 2167 y la NTE INEN 0134.

2.5.1 Normativa para estribos

Se tiene en consideración que, para la construcción de estribos de forma rectangular o cuadrada, se debe regir a la norma NTE INEN 2167 (ecuatoriana), misma que es para varillas de acero corrugado y lisas de baja aleación para refuerzo de hormigón, o a su vez se aplica la ASTM A706 (americana) Standard Specification for Deformed and Plain Low-Alloy Steel Bars for Concrete Reinforcement. En la figura 10, se observan las distintas medidas de estribos que se emplean en el sector de la construcción dentro del país.

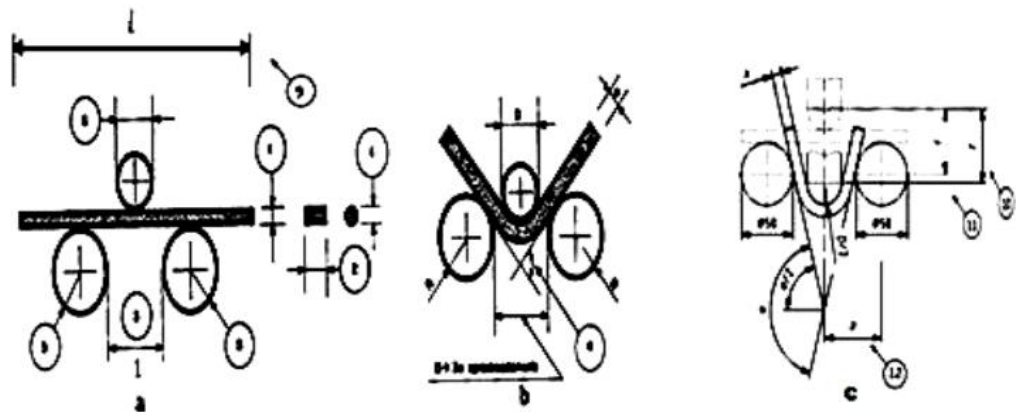
Figura 10.
Dimensiones de estribos

DIMENSIONES DE ESTRIBOS				
Diámetro mm	Base (b) cm	Alto (h) cm	Gancho (g) cm	Peso Unitario kg
8	10	10	5	0,200
8	15	15	5	0,280
8	20	20	5	0,360
8	10	15	5	0,240
8	10	20	5	0,280
8	15	20	7	0,332
8	15	25	7	0,371
10	32	32	7,5	0,882

Nota. La gráfica representa las dimensiones de estribos que se encuentran disponibles en el mercado. Tomado de (Adelca, 2021)

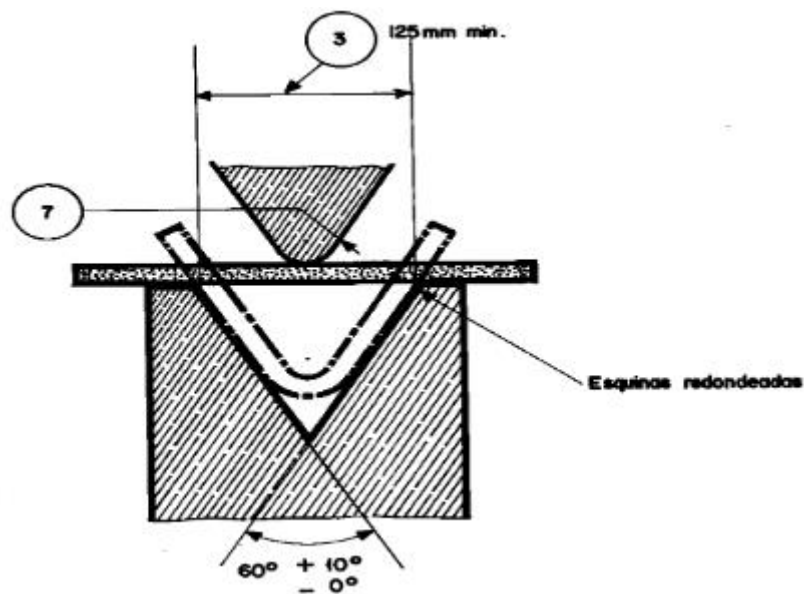
De acuerdo a la norma NTE INEN 110, se debe emplear para el doblado de productos de acero, técnicas de doblado de apoyos y de matrices como se observan en las figuras 11 y 12, teniendo en cuenta que no se utilizan para materiales de espesores menores a 3 mm y tubos.

Figura 11
Doblado sobre apoyos



Nota. La gráfica representa las matrices de doblado en base a rodillos móviles. Tomado de (INEN NTE 110, 2013)

Figura 12
Doblado sobre matriz



Nota. La imagen representa técnica de doblado mediante mordazas fijas. Tomado de (INEN NTE 110, 2013)

2.6 Requerimiento de tubos

En la industria nacional existen diversas empresas que se dedican a la comercialización y distribución de tubos, entre las más importantes son: Adelca, Novacero, Dipac, Ipac, etc. Por lo que para importar y exportar el producto dichas empresas se rigen a las normativas internacionales como:

ASTM (American Society for Testing Materials), ISO (International Standards Organization), ANSI (American National Standard Institute), PFI (Pipe Fabrication Institute) y JIS (Japanese International Standard). Por catálogos de productos, se sabe que en el mercado nacional se encuentran tubos mecánicos, estructurales, cañerías y eléctricos.

2.6.1 Ensayo de doblado para tubos de acero de sección circular

En el país se realizan los ensayos de dobleces acatándose a la normativa NTE INEN 0134, para la cual las máquinas dobladoras de tubos de sección circular deberán realizar el trabajo respetando las siguientes medidas, como se observa en la siguiente tabla.

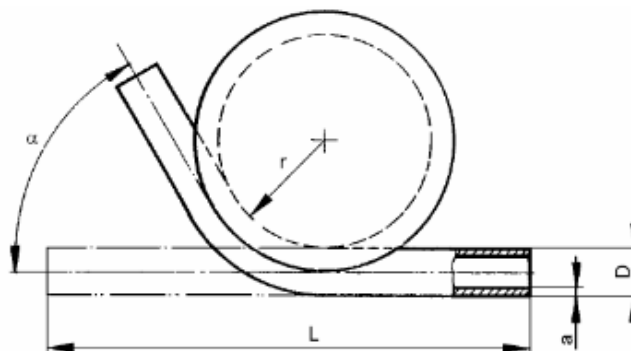
Tabla 2
Radios mínimos mandril

Diámetro nominal del tubo	Radio de mandril en mm
3/8 DN 10	50
1/2 DN 13	60
3/4 DN 20	80
1 DN 25	100
1 1/4 DN 32	150
1 1/2 DN 40	170
2 DN 50	210

Nota. La tabla representa los diámetros nominales y los radios respectivos para la matriz de doblado. Tomado de (NTE INEN 0134, 2009)

A continuación, se observa que las máquinas dobladoras según la normativa NTE INEN 0134 para realizar las probetas en los tubos constan de un mandril acanalado, como se observa en la figura 13.

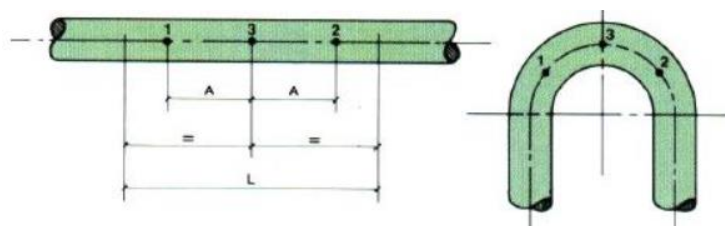
Figura 13
Ensayo de doblado según normativa NTE INEN 0134



Nota. La gráfica indica la forma de ejecutar los ensayos de doblado mediante el uso de matrices. Tomado de (NTE INEN 0134, 2009).

Para realizar un doblado de tubo a 180° se tiene que marcar el centro del mismo, como se observa en figura 14. También se debe tomar como referencia la siguiente tabla normalizada para el ensayo, ya que se muestra la medida mínima que se puede doblar y de que diámetro tiende a ser.

Figura 14
Doblado de tubo a 180°



Nota. La imagen muestra las medidas a tener en cuenta para un doblado de tubo a 180°. Tomado de (NTE INEN 0134, 2009).

Tabla 3
Doblado a 180°, dimensiones mínimas

Diámetro nominal del tubo	L ⁽³⁾ mm	A	
		Radio corto (RC) mm	Radio largo (RL) mm
3/8 DN 10	375	55	72
1/2 DN 13	485	65	86
3/4 DN 20	590	98	122
1 DN 25	745	125	155
1 1/4 DN 32	880	165	190
1 1/2 DN 40	1000	195	220
2 DN 50 ⁽⁴⁾	1200	215	252

Nota. La tabla presenta los diámetros nominales junto a las longitudes para realizar doblados de 180. Tomado de (NTE INEN 0134, 2009)

2.7 Línea base de la máquina dobladora multifuncional

Anteriormente, en el literal 2 se realizó el análisis de los proyectos similares a lo requerido al tema de investigación, con la finalidad de obtener información en cuanto a los diferentes mecanismos, procesos, técnicas, materiales y controles de las diversas máquinas dobladoras existentes a nivel nacional e internacional.

Mediante la propuesta de la máquina multifuncional de superficies cilíndricas semiautomática, se desea tener tres tipos de doblado en la misma, los cuales son de estribos, varillas y tubos, con la finalidad de aumentar la producción en serie y calidad en la manufactura en cuanto al campo metalmecánico del país, además salvaguardar la integridad de los operadores con lo que respecta a enfermedades ergonómicas.

Como se detalló en el literal 2, existen diferentes tipos de máquinas a nivel nacional e internacional para realizar el doblado de estribos, varillas y tubos, pero no una multifuncional. Además, dichas máquinas poseen diferentes problemas como son el balanceo, excentricidad, calidad en el producto final debido a la deformación y desgaste en los sistemas de doblado reduciendo la vida útil de la misma.

Para solucionar dichos inconvenientes de las máquinas mencionadas anteriormente, se tomarán datos importantes como son: técnicas de doblado, sistemas de transmisión, fuerza empleada, velocidades angulares y materiales utilizados, estos parámetros serán evaluados con el objetivo de tener una mejor solución para este tipo de manufactura existente en el país.

2.8 Parámetros de diseño de la máquina multifuncional de superficies cilíndricas

- La dobladora multifuncional poseerá diferentes parámetros para realizar un diseño adecuado que permita cumplir el objetivo de tener en la misma los tres procesos de doblado. a continuación, se mencionarán los parámetros que tendrá dicha máquina dobladora.
- Sistema de transmisión para el movimiento motriz.
- Mecanismos de doblado, teniendo en cuenta la mejor técnica para realizar dicha función.
- Mecanismo de corte con el propósito de dar medidas finales al producto y salvaguardar la integridad del operador.

- Selección de materiales adecuados para los sistemas y mecanismos mencionados anteriormente, con la finalidad de mejorar la vida útil de los mismos.
- Selección de componentes eléctricos para el funcionamiento semiautomático de la dobladora multifuncional de superficies cilíndricas.

2.9 Alternativas de solución

A continuación, se detallarán los parámetros que fueron empleados en los proyectos mencionados en el literal 2, como son: sistemas de transmisión, de doblado, corte, materiales, componentes eléctricos y de control.

2.9.1 Sistemas de transmisión

Son importantes en cualquier proceso o máquina debido a que por medio de ellos se llegan a transmitir el movimiento a diferentes componentes de la misma, por lo tanto, serán evaluadas.

En la siguiente tabla, se indican las características de los distintos sistemas de transmisión que se emplearon en los proyectos mencionados anteriormente, para los cuales se los evaluarán mediante una ponderación del 1 al 5, siendo 1 el valor mínimo y 5 el máximo, con la finalidad de verificar el más adecuado para la dobladora.

Tabla 4
Métodos de transmisión de potencia

Características de transmisión de potencia							
Componentes	Seguridad	Mantenimiento fácil de realizarlo	Producen torques elevados	Accesibilidad en el mercado	Costos de construcción	Costos comerciales económicos	Total
Poleas tipo V	3	5	4	4	4	5	25
Piñón cremallera	4	5	5	3	5	3	25
Catalinas	4	5	4	4	4	5	26
Engranés	5	5	5	4	4	5	28

Nota. La tabla muestra diferentes sistemas para transmitir potencia

En la tabla 4, se nota que el sistema de transmisión de mayor ponderación es el de engranes, teniendo un total de 28, siendo esta la mejor alternativa debido a que genera torques elevados, y puede ser construida o caso contrario encontrar en el mercado nacional. Además, es un sistema que tiene un alto nivel de seguridad para los operadores y personas encargadas de realizar el mejoramiento.

2.9.2 Mecanismos o técnicas de doblado

En la tabla 5, se indican las técnicas de doblado que fueron empleadas en trabajos anteriormente mencionados, con la finalidad de determinar el que mejor trabajo cumpla, para lo cual se los evaluarán mediante una ponderación del 1 al 5, siendo 1 el valor mínimo y 5 el máximo.

Tabla 5
Mecanismos o técnicas de doblado

Mecanismos o técnicas de doblado							
Mecanismos	Precisión de doblado	Ángulo de doblado superior a 180°	Doblado de perfiles diversos	Control de doblado	Facilidad de manipulación	Producción	Total
Doblado por rodillos	5	5	2	5	5	5	27
Rodillo y seguidor	4	4	2	5	5	4	24
Rodillos cambiables	5	5	5	5	5	5	30
Por cilindros hidráulicos	5	3	2	3	5	4	22
Por cilindros neumáticos	5	3	2	3	5	4	22

Nota. La tabla presenta los diferentes mecanismos de doblado con sus respectivas características

La tabla 5, muestra que el mecanismo de doblado con mayor ponderación es el de rodillos cambiables, debido a que una de sus ventajas es el control del ángulo, perfiles diversos y la producción en serie.

2.9.3 Materiales empleados

A continuación, se describirán las características de los materiales empleados en los proyectos mencionados anteriormente, con la finalidad de evaluar los más apropiados. Por lo tanto, se realizará una ponderación del 1 al 5, siendo 1 el valor mínimo y 5 el máximo.

Tabla 6
Materiales

Características de Materiales						
Materiales	Mecanizable	Soporta tratamiento térmico	Resistencia al desgaste	Comercial	Costos	Total
AISI 1045	5	5	4	5	4	23
AISI 1018	5	1	3	5	3	17
AISI 5115	5	5	4	4	4	22
AISI 1040	5	5	4	5	4	23
AISI 1020	5	4	4	3	4	20
AISI 4340	5	1	5	5	4	20

Nota. La tabla presenta los diferentes materiales que se podrían usar en el diseño de la máquina.

En la tabla 6, se observa que los materiales AISI 1040 y AISI 1045 poseen la misma ponderación de 23, lo que significa que son los más óptimos para realizar los diferentes componentes de la máquina, son esenciales para la elaboración de engranes, ejes, cadenas debido a que soporta tratamiento térmico, tiene un buen porcentaje de resistencia al desgaste y puede ser mecanizado.

2.9.4 Motores eléctricos

Los autores para realizar el control de las máquinas existentes, hicieron uso de diferentes tipos de motores, los cuales serán evaluados para determinar cual tiene las mejores características, por lo que se realizara una ponderación del 1 a 5, siendo 1 el valor mínimo y 5 el máximo, como se observa en la tabla 7.

Tabla 7
Motor eléctrico

Características del motor eléctrico						
Materiales	Torque elevado	Control de posición y velocidad	Facilidad de conexión	Comercial	Costos económicos	Total
Motor jaula de ardilla	4	1	5	5	5	20
Motorreductor	5	1	5	5	4	20
Servomotor	5	5	5	5	3	23

Nota. La tabla presenta las características de diferentes tipos de motores eléctricos

En la tabla anterior se observa que el servomotor tiene una ponderación de 23, por sus características, siendo las relevantes el control de posición, velocidad y torque elevado.

2.9.5 Perfiles de la estructura

De acuerdo con (DIPAC, 2016) existe tuberías estructurales, mecánica, eléctrica, cañería, carpintería, metálica.

Tabla 8
Análisis de tipos de estructuras

Materiales	Aplicación de maquinaria	Duración	Comercial	Económico	Total
Estructural	5	4	5	4	18
Mecánica	4	2	5	3	14
Eléctrica	1	1	5	2	9
Carpintería metálica	1	1	5	2	9

Nota. En la tabla se realiza un análisis de diferentes estructuras que se encuentran en el mercado nacional

Siendo la más óptima la tubería estructural cuadrada con un total de 18, ya que posee aplicaciones automotrices, remolques, agroganadera, máquinas e implementos industriales. La calidad de acero que se encuentra en el mercado ecuatoriano es de JIS G 3132, ASTM A36 y ASTM A572.

2.10 Diseño ergonómico de máquinas

Para determinar la altura adecuada de la máquina, se debe definir el tipo de trabajo a realizar. Según (Purificación & Pastor, 2016) cuando la altura es más baja del plano de trabajo, el trabajo es más crítico.

A continuación, se presenta un gráfico de recomendaciones de alturas en los trabajos.

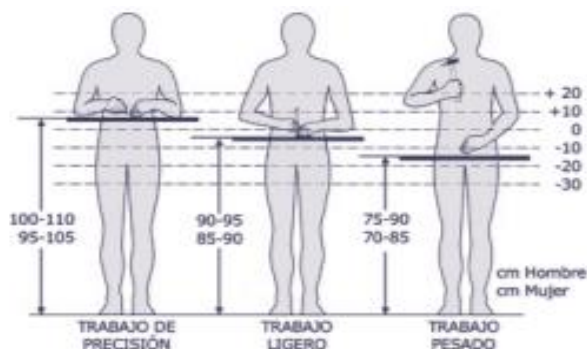
Figura 15
Alturas recomendadas según el trabajo a realizar

ALTURAS DE UTILIZACIÓN DE EQUIPOS	
Tipo de trabajo a realizar	Altura de trabajo recomendada
Manipulación de piezas no muy pesadas, con un nivel medio de fuerza y precisión Empujar o arrastrar	Ligeramente por debajo de la altura de codos de pie (Figura 5).
Tareas de precisión	Ligeramente por encima de la altura de codos preferiblemente sentado.
Tareas pesadas con aplicación de fuerza Tareas de manipulación de piezas pesadas	Entre la altura de los nudillos y la altura de los codos; el trabajador debería de estar de pie. La máxima fuerza de levantamiento se puede hacer cuando el objeto está a la altura de los nudillos.
Controles sobre paneles verticales	Entre la altura de los codos y la de los hombros. Considerar también los requisitos visuales.

Nota. La imagen presenta las alturas recomendadas según el tipo de trabajo que se aplique. Tomado de (Purificación & Pastor, 2016).

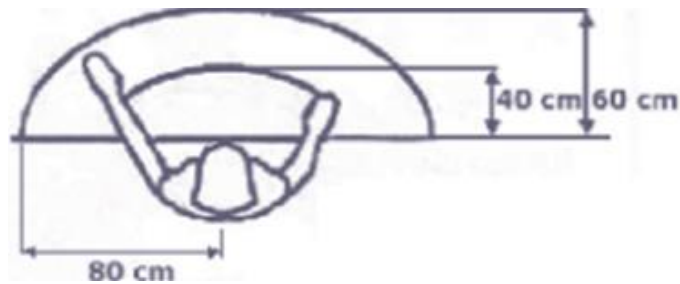
Se determina que para trabajos de precisión la altura óptima de la máquina es de 100-110cm para una altura promedio de trabajador de 1.70cm. Las zonas de alcance recomendadas en el área de trabajo de la máquina son de 80cm de radio, según normativa UNE 14738, permitiendo al trabajador alcanzar todos los elementos del área principal.

Figura 16
Altura óptima según el trabajo a realizar



Nota. La imagen presenta las alturas adecuadas para el diseño de maquinarias respetando la ergonomía en los trabajadores. Tomado de: (Purificación & Pastor, 2016).

Figura 17
Radio óptimo para alcance de materiales



Nota. La imagen representa el radio máximo del área de trabajo. Tomado de: (Purificación & Pastor, 2016)

2.11 Determinación de la alternativa de solución

De acuerdo a las evaluaciones de las tablas 4 a la 8 se procederá a describir la alternativa de solución en lo que respecta a la dobladora multifuncional de superficies.

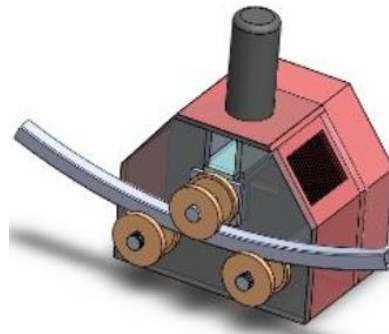
2.11.1 Alternativa 1

La dobladora semiautomática en lo que respecta al sistema de transmisión estará conformado por tornillos sin fin y engranes rectos debido a que generan torques elevado y son comerciales en el mercado nacional, en la parte de doblado de estribos se harán uso de rodillos por la precisión y control de los mismos, también un sistema de corte por cizalladura para dar las medidas finales al producto.

En la sección de doblado de tubos, se lo realizarán con rodillos cambiables, mismos que permitirán dar forma a diferentes perfiles. Además, se los eligieron por ventajas como control de posición, fácil manipulación, entre otras que fueron evaluadas anteriormente en la tabla 5.

A continuación, en la figura 18 se observa un bosquejo de la dobladora multifuncional de superficies.

Figura 18.
Dobladora de superficies



Nota. La imagen representa el diseño de una posible alternativa de solución. Tomado de (Cumbal Raúl y España Héctor, 2016).

Dicha máquina doblará estribos y varillas de dimensiones mencionadas en la figura 11, en cuanto a tubos la realizará $\frac{1}{2}$ a 1 pulgada como se describió en la tabla 2, mediante la normativa INEN.

2.11.2 Alternativa 2

Estará conformada por un sistema de poleas tipo V en la parte de la transmisión, en la parte de doblado de estribos se utilizarán rodillos por la precisión y control de los mismos, también un sistema de corte por cizalladura para dar las medidas finales al producto. En la sección de doblado de tubos, se lo realizarán con rodillos cambiables, mismos que permitirán dar forma a diferentes perfiles. Además, se los eligieron por ventajas como control de posición, fácil manipulación, entre otras que fueron evaluadas anteriormente en la tabla 5. En el control de posición del rodillo móvil se lo realizará mediante un servomotor para controlar el doblado.

Capítulo III

3. Diseño y selección

3.1 Introducción

En el presente capítulo se realizará el diseño de la dobladora multifuncional de superficies, para lo cual se evaluarán las alternativas propuestas en el anterior.

Además, para dicho diseño se hará uso de un software CAD, en lo que respecta a materiales se volverán a evaluar con la finalidad de seleccionar los adecuados para cada sistema de la máquina dobladora mediante software CAE. Finalizado el diseño mecánico de la máquina, se realizará el diseño eléctrico

3.2 Sistemas CAD

En la actualidad, para el modelado de diversos mecanismos y máquinas como por ejemplo la dobladora de superficies se hacen uso de software CAD, los cuales brindan ventajas como: diseño de piezas mecánicas, ensamblajes de las mismas, desarrollo de planos, etc. En función de lo anterior a continuación se seleccionará el software más apropiado para el diseño.

En la tabla 9, se indican software CAD, considerando en una escala del 1 al 5, para la selección del mismo, en la cual 1 es el valor mínimo y 5 el máximo.

Tabla 9
Software CAD

PARAMETROS DE SELECCIÓN									
Software	Diseño en 3D	Librerías	Herramientas de dibujo	Ensamblaje	Fiabilidad y estabilidad	Simulación de procesos	Paquetes	Costos	Total
Inventor	5	3	5	4	4	3	3	3	30
SolidWorks	5	4	5	5	4	4	4	3	34
NX	5	5	5	5	5	5	5	5	40
Catia	5	5	5	5	5	5	5	5	40

Nota. La tabla muestra un análisis efectuado a los diferentes softwares CAD/CAE para determinar el adecuado a utilizar.

En la tabla anterior, se observan diversos tipos de software CAD, que poseen mayor aplicación en la industria, por lo que se puede notar que dos de los mismos son de gama alta (NX y Catia), y los otros dos son de gama baja (Inventor y SolidWorks).

Además, se puede notar que el mejor software son los de gama alta, debido a todas sus herramientas y otros parámetros que ellos poseen. Pero cabe recalcar que una de sus grandes desventajas son los costos y la forma de instalación de los mismos.

Por lo que, en este caso, para el diseño de la dobladora multifuncional, se utilizará el software CAD SolidWorks, ya que es un programa muy amigable para el usuario, y en la parte de ingeniería es excelente, debido a todas las herramientas que proporciona el mismo, como las de dibujo, operaciones, cálculo, ensamblaje, etc. Sin olvidar que se hará uso de una versión estudiantil por motivo de que la universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga no dispone de licencia comercial.

Además, tiene una gran similitud con el software Inventor, por lo que una de sus herramientas, es “detección de interferencias”, esta operación será muy utilizada al momento de rediseñarlos cascos en el módulo de ensamblaje; para asegurar que todo el diseño sea correcto.

3.3 Selección de la alternativa de solución

Como se describió en el capítulo anterior se evaluarán dos alternativas de solución, mismas que son las más óptimas para cumplir los parámetros mencionados en el literal 5.

Por lo que se las evaluará mediante una ponderación del 1 al 5, siendo 1 el valor mínimo y 5 el máximo, como se observa en la tabla 10.

Tabla 10
Selección de la alternativa de solución

Selección de la alternativa de solución					
Alternativa	Características				Total
	Transmisión con torque elevado	Doblado de múltiples perfiles	Precisión en el control de doblado	Costos bajos de materiales	
Alternativa 1	5	5	5	2	17
Alternativa 2	5	5	5	4	19

Nota. Evaluación de las alternativas propuestas para realizar el diseño

En la tabla anterior se nota que la ponderación más alta la posee la alternativa 2 con un valor de 19, debido a sus características especialmente a la transmisión con torques elevados, doblados de múltiples perfiles y bajos costos en su construcción.

3.4 Determinación de los parámetros de diseño

La máquina dobladora multifuncional se diseñará para doblar tubos redondos de acero A36 con diámetro exterior de hasta 36 mm o 1 ½ in, con espesor de pared de 3mm.

3.4.1 Torque requerido para doblado del tubo.

(Tang, 2000) determina el torque requerido para el doblado del tubo con la siguiente ecuación:

$$M = f_s \sigma_s W \left(1.41 + \frac{0.42}{R/D} \right)$$

Donde:

σ_s : Esfuerzo de fluencia (250 Mpa para acero A36)

W : Módulo de sección

R : Radio de doblado (El autor recomienda un valor mínimo de $3 \times D$)

D : Diámetro del tubo

f_s : Factor de seguridad (se toma un valor referencial de 2)

El módulo de sección para un tubo redondo es:

$$W = 0.1 \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Donde:

D : Diámetro externo

d : Diámetro interno

Reemplazando los valores en la ecuación:

$$M = 2 \times 250e6 \times \left(0.1 \frac{40e-3}{36e-3}\right) \times \left(1.41 + \frac{0.42}{3}\right)$$

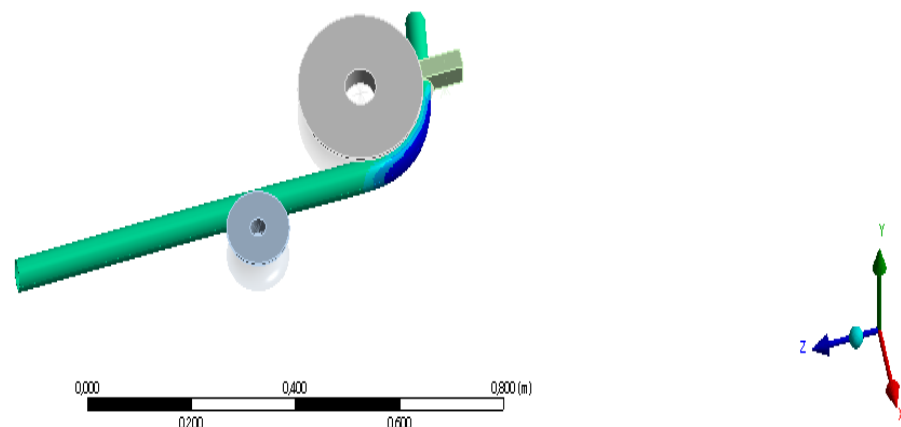
$$M = 10720 \text{ Nm}$$

3.4.1.1 Comprobación mediante software CAE del momento requerido para doblado

En la figura 19 se observa que al colocar un sensor de torque en la junta de revolución se obtuvo una curva que representa el momento en cada sub paso de carga, se observa que el momento se estabiliza en un valor de 486 Nm para la condición de simetría. Siendo la mitad del momento requerido, por lo que el momento total es de 972 Nm.

Figura 19

Estimación del máximo momento para el doblado del tubo

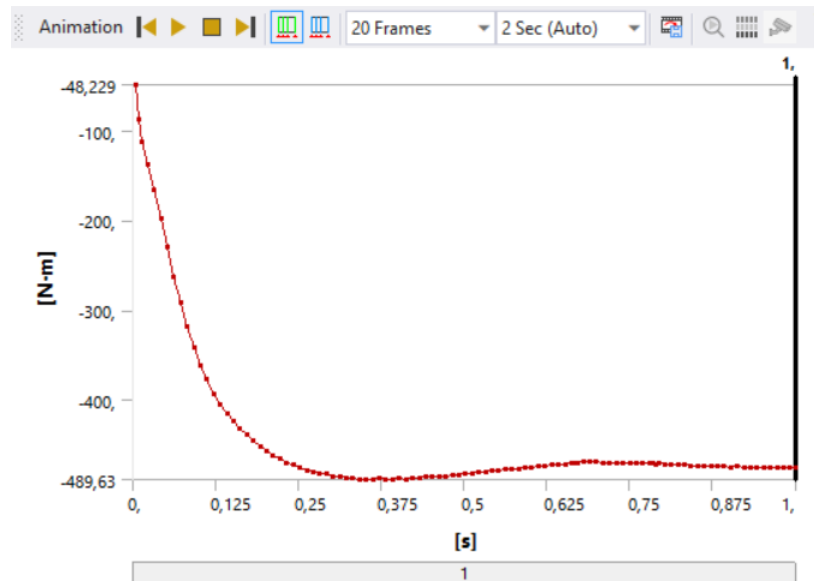


Nota. La imagen muestra el doblado del tubo mediante software CAE para encontrar el momento de doblado.

Concluyendo que la diferencia que existe entre el momento calculado 1023.45 Nm y el momento determinado por software es de 972Nm se obtiene una diferencia porcentual de 5% o 0,05.

En la figura 20 se observa la variación del momento durante el doblado del tubo

Figura 20
Curva de tiempo y momento para doblado del tubo



Nota. La imagen muestra la variación del momento mientras se va produciendo el doblado.

3.4.2 Cálculo de potencia de doblado:

Para realizar el movimiento de la matriz de doblado se determina la velocidad a la que funciona la máquina. (Yang & Zhang, 2014) establecen que la velocidad máxima recomendada para este tipo de máquinas es de 0.8 rad/s. La potencia requerida se calcula con la siguiente fórmula:

$$P = T \times w$$

Reemplazando los valores encontrados:

$$P = 1720 \times 0.8 \text{ rad/s}$$

$$P = 1376 \text{ W} = 1.8 \text{ hp}$$

3.4.3 Potencia requerida por el motorreductor mediante software CAE

En la figura 21, se observa como varia el requerimiento de potencia del motor en el tiempo siendo de 1362 W. La diferencia que existe entre la potencia calculada que es de 1376 W y la obtenida en el software es de 0.0102 o 1.02%.

Figura 21
Potencia requerida por la máquina para el doblado



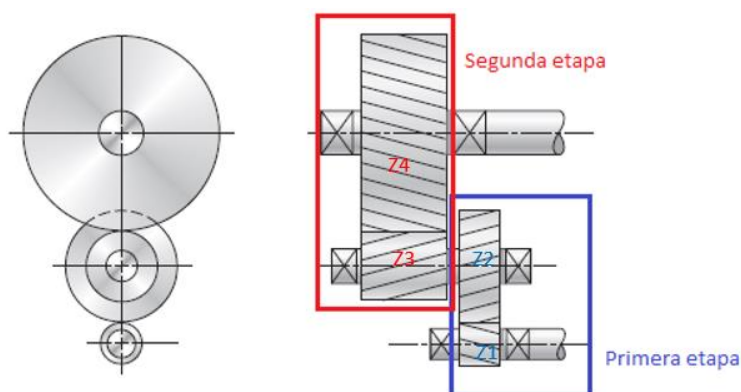
Nota. En la gráfica se observa la potencia necesaria para el doblado del tubo

3.5 Diseño del sistema de transmisión:

Para transmitir el movimiento del motor eléctrico a la matriz de doblado se usará una cadena cinemática compuesta por engranajes reductores que transmitirán la potencia y a la vez disminuirán la velocidad del motor eléctrico a la requerida por la matriz.

Se encontró en el mercado cajas reductoras con velocidades monofásicas de entrada y una velocidad de salida de 61 rpm. Por lo que se deben elegir los engranajes requeridos para llevar esta velocidad hasta los 8 rpm. Primero se realiza una reducción en 2 etapas hasta los 16 rpm:

Figura 22
Diseño tren de engranes 2 etapas



Nota. La gráfica presenta las etapas de reducción de la velocidad del motorreductor.

En (Budyna & Nisbett, 2012) se encuentra información referente al diseño de trenes de engranes. De aquí se tiene que la relación total del tren es:

$$e = \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{w_{in}}{w_{ou}} = \frac{61}{16} = 3.81$$

La reducción en cada etapa se determina mediante

$$e_{1,2} = \sqrt{3.81} = 1.95$$

El número menor de dientes requeridos en el piñón es $Z_1 = 17$

$$Z_2 = e_1 \times Z_1$$

$$Z_2 = 1.95 \times 17 = 33.15 \approx 34$$

Debido a que ambos pares de engranajes tienen la misma reducción los valores de Z_3 y Z_4 son iguales a Z_1 y Z_2 respectivamente. Lo que da una reducción total de:

$$w_{out} = \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3} \times w_{in}$$

$$w_{out1} = \frac{34}{17} \times \frac{34}{17} \times 61 = 15.3 \text{ rpm}$$

Debido a que los ejes del motor y la matriz se encuentran paralelos entre sí. Para la reducción final y cambio de dirección, se utilizarán engranajes cónicos rectos con una reducción de 2.

$$e = \frac{Z_{c1}}{Z_{c2}} = \frac{w_{in}}{w_{ou}} = 2$$

El engranaje cónico de entrada tendrá 18 dientes, de tal manera que el engranaje de salida será de 36 dientes.

$$e = \frac{Z_{c1}}{Z_{c2}} = \frac{36}{18} = 2$$

La velocidad final de salida para el doblado de tubo es

$$w_{out2} = \frac{Z_{c2} * W_{out1}}{Z_{c1}} = \frac{18 * 15.3}{36} = 7.8 \text{ rpm}$$

3.5.1 Velocidad angular 2da y 3ra etapa de reducción en software CAE

En el eje correspondiente de la segunda etapa de reducción se tiene una velocidad menor correspondiente a la relación entre dientes de los engranes de 15, 25 rpm. Mientras

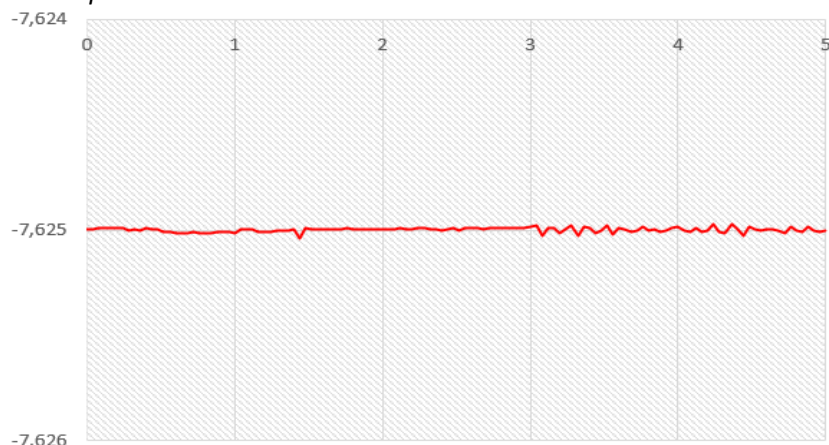
que en la última etapa de reducción se obtiene una velocidad de 7.625 rpm como se observa en la figura 23 y 24 respectivamente, teniendo una diferencia de 2.24%.

Figura 23
Velocidad angular segunda etapa de reducción



Nota. La figura representa la velocidad angular obtenida al simular mediante software CAE

Figura 24
Velocidad transmitida para el doblado del tubo



Nota. La figura representa la velocidad angular final obtenida al simular mediante software CAE

3.5.2 Análisis de esfuerzos en engranajes rectos:

Para determinar el módulo, en (Mott, 2006) se obtiene información sobre la potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del engrane con módulos, pasos y diámetros diferentes, a continuación, se procede a seleccionar la primera etapa de relación en base a las 61 rpm de entrada y 2.1 KW de potencia necesaria, para la segunda etapa la

potencia es la misma y la velocidad angular es de 30,5 rpm. Obteniendo como resultado para Z_1 un módulo de 3, y para Z_3 un módulo de 4. Ver Anexo B, literal 1.1.

Para estimar el esfuerzo de flexión de engranajes rectos se utiliza la ecuación de flexión de Lewis

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{F m Y}$$

Donde:

σ : Esfuerzo de flexión (MPa)

K_v : Factor dinámico

W^t : Componente tangencial de la carga (N)

F : Ancho de la cara del engrane (mm)

m : Módulo (mm)

Y : Factor de forma

El factor dinámico se calcula con la fórmula:

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

Donde:

V : Velocidad lineal en el radio de paso (m/s)

La velocidad lineal se obtiene con:

$$V = \frac{\pi d n}{60}$$

Donde:

d : Diámetro de paso (mm)

n : Velocidad del motor (rpm)

Reemplazando los valores de todos los engranes se obtiene la siguiente tabla 11.

Tabla 11
Dimensiones características de los engranes

	Z	Y	m (mm)	w (rpm)	d (mm)	F (mm)	V (m/s)	K_v
Z1	17	0.303	3	61	51	30	0.163	1.04
Z2	34	0.371	3	30.50	102	30	0.163	1.04
Z3	17	0.303	4	30.50	68	40	0.109	1.02
Z4	34	0.371	4	15.25	136	40	0.109	1.02

Nota. La tabla muestra las características de los engranes diseñados para transmitir la potencia del motorreductor.

Para realizar los engranajes se usará acero AISI 1040 laminado en frío, estudiado en el literal 2 en la tabla 7, que tiene un esfuerzo de fluencia de 490 MPa.

La fórmula de Lewis se puede modificar para obtener el componente tangencial máximo que soporta el engrane:

$$W_{max}^t = \frac{\sigma_{perm} F m Y}{K_v}$$

A partir de aquí se puede obtener la potencia máxima transmisible:

$$P_{max} = W_{max}^t V$$

Para obtener el rendimiento en los engrane, partiendo de la potencia de doblado de 1,80 hp, se determina mediante:

$$n_{er} = \frac{P_{max} (hp)}{P_{in} (hp)}$$

Con un factor de seguridad de 2 se obtiene los resultados mostrados en la tabla 12.

Tabla 12. Potencias máximas calculadas en los engranes

	$W_{max}^t (N)$	$P_{max} (W)$	$P_{max} (hp)$	n_{er}
1	6133.06	55.74	1.42	.77
2	7509.46	1262.67	1.733	.94
3	12058.4	1014.84	1.36	.74
4	14764.6	1242.59	1.67	.91

Nota. La tabla muestra las potencias máximas transmisibles en los engranes rectos

Se puede observar que con la configuración del tren de engranajes propuesta la potencia máxima de transmisión es de 1,67 hp con un rendimiento de 0.91.

3.5.3 Análisis de esfuerzos en engranajes cónicos:

En (Bhandari, 2011) se detalla el estudio de engranajes cónicos. La fuerza máxima aplicable a un engranaje cónico se define mediante la fórmula:

$$W_{max}^t = \frac{m F \sigma_{perm} Y}{K_v} \left[1 - \frac{F}{A_0} \right]$$

Donde:

σ : Esfuerzo de flexión (MPa)

K_v : Factor dinámico

W^t : Componente tangencial de la carga (N)

F : Ancho de la cara del engrane (mm)

m : Módulo (mm)

Y : Factor de forma del engrane recto equivalente

A_0 : distancia de conos (mm)

El número de dientes del engrane equivalente se obtiene con:

$$Z' = \frac{Z}{\cos \gamma}$$

$$\tan \gamma = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Donde:

Z_1 : Numero de dientes del engrane de entrada

Z_2 : Numero de dientes del engrane de salida

La distancia de conos se obtiene con:

$$A_0 = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}$$

Donde:

d_1 : Diámetro de paso del engrane de entrada

d_2 : Diámetro de paso del engrane de salida

Usando un módulo de 4 mm se obtienen los siguientes resultados

Tabla 13 Características del diseño de engranes cónicos

	Z	Z'	Y	w (rpm)	d (mm)	F (mm)	V (m/s)	K_v
Z1	22	40	0.39	16	82	40	0.090	1.01
Z2	44	80	0.44	8	170	40	0.180	1.03

Nota: La tabla muestra las principales características de los engranes cónicos

De igual manera, la potencia máxima transmisible es:

$$P_{max} = W_{max}^t V$$

Para obtener el rendimiento en los engrane, partiendo de la potencia de doblado de 1,80 hp, se determina:

$$n_{erc} = \frac{P_{max}}{P_{in}}$$

Con un factor de seguridad de 2 se obtiene los resultados de la tabla 14.

Tabla 14 Potencias máximas transmitidas

	W_{max}^t (N)	P_{max} (W)	P_{max} (hp)	n_{erc}
1	17052.56	1542.88	0.86	.5
2	18961.65	3431.22	1.62	.9

Nota. La tabla muestra las potencias máximas transmisibles en la última etapa de engranes

3.5.4 Esfuerzo máximo en el engrane:

Una vez determinadas fuerzas máximas aplicables a los engranes, estos se usan para determinar el esfuerzo de flexión en los dientes de los engranes del eje que transmitirá la potencia con la flexión de Lewis:

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{F m Y}$$

Para el engrane Z_4 :

$$\sigma = \frac{1.02 \times 17052.56}{50e - 3 \times 5e - 3 \times 0.371}$$

$$\sigma = 187.95 \text{ MPa}$$

Para el engrane Z_3

$$\sigma = \frac{1.02 \times 17052.56}{50e - 3 \times 5e - 3 \times 0.303}$$

$$\sigma = 230.13 \text{ MPa}$$

Para el engrane cónico Z_{1c}

$$\sigma_b = \frac{S_b * N}{m F Y \left[1 - \frac{F}{A_0}\right]}$$

$$\sigma_b = \frac{28961,65 * 2}{5 * 50 * 1.01 * \left[1 - \frac{50}{105.61}\right]}$$

$$\sigma_{1c} = 435,7 \text{ MPa}$$

Para el engrane cónico Z_{2c}

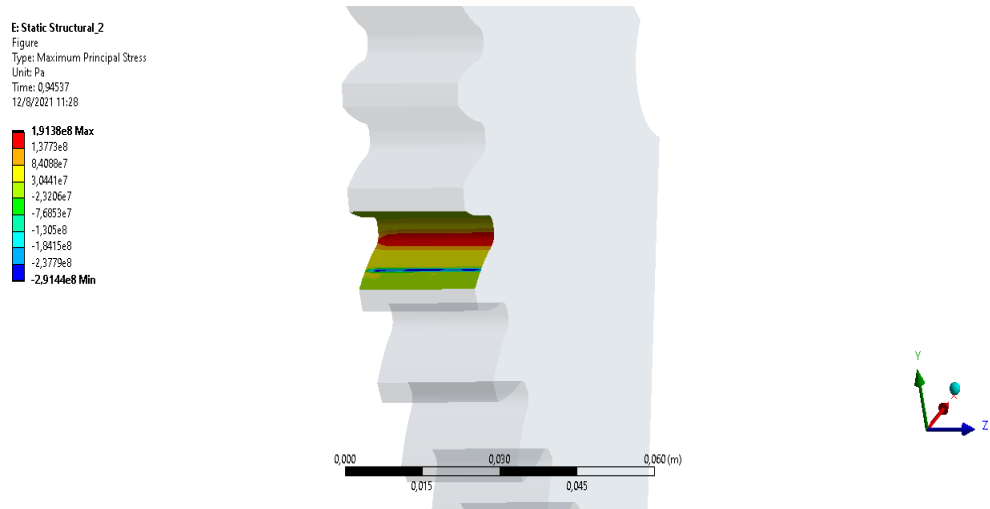
$$\sigma_{2c} = \frac{17052.56 * 2}{5 * 50 * 1.03 * \left[1 - \frac{50}{105.61}\right]}$$

$$\sigma_{2c} = 251,53 \text{ MPa}$$

3.5.5 Comprobación esfuerzo de flexión en el engrane mediante software CAE:

El esfuerzo de flexión en el engrane se obtiene con el esfuerzo principal máximo. Se observa en la figura 25 que el valor máximo se ubica en el radio de la base del diente y es magnitud 191.38 MPa, mientras que el calculado es de 187.95 MPa, obteniendo una diferencia de 2%, siendo aceptable.

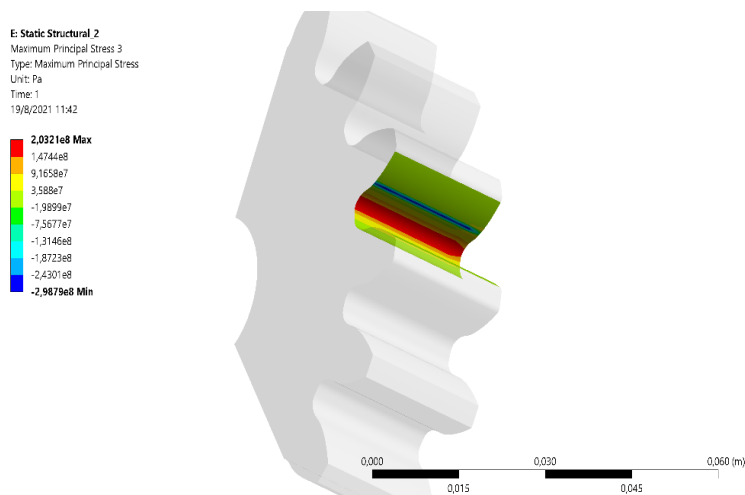
Figura 25
Esfuerzo de flexión mediante software CAE



Nota. La figura representa el esfuerzo de flexión máximo obtenido durante la simulación.

El esfuerzo principal máximo para el piñón 3 es de 217.21 MPa como se identifica en la figura 26, mientras que el valor calculado es de 230,13 MPa, con una diferencia porcentual de 5,6%, comprobando su correcto dimensionamiento.

Figura 26
Esfuerzo de flexión máximo piñón 3

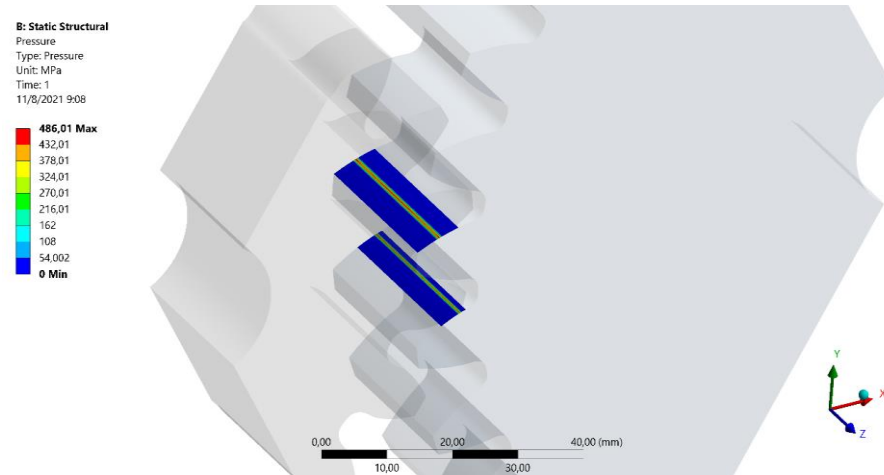


Nota. La figura representa el esfuerzo de flexión máximo obtenido durante la simulación.

A continuación, en la figura 27, se puede ver el comportamiento de los engranes cuando entran en contacto siendo este en el diámetro de paso.

Figura 27

Zona de contacto del engrane con el piñón



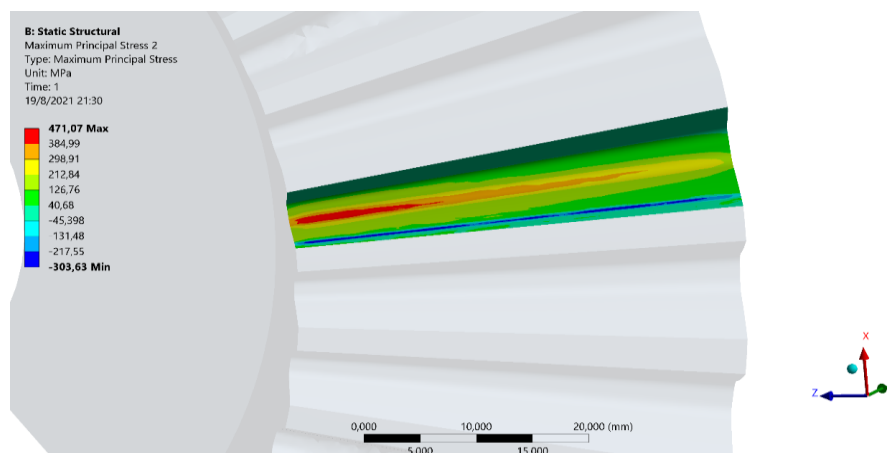
Nota. La figura representa la zona de contacto entre los engranes mediante simulación CAE.

3.5.5.1 Esfuerzos de flexión engranes cónicos

En la figura 28, se observa que el valor máximo se ubica en el radio de la base del diente y es magnitud 471.07 MPa. Mientras que el esfuerzo máximo del engrane cónico calculado es de 435,7 MPa, obteniendo una diferencia de 7,5%.

Figura 28

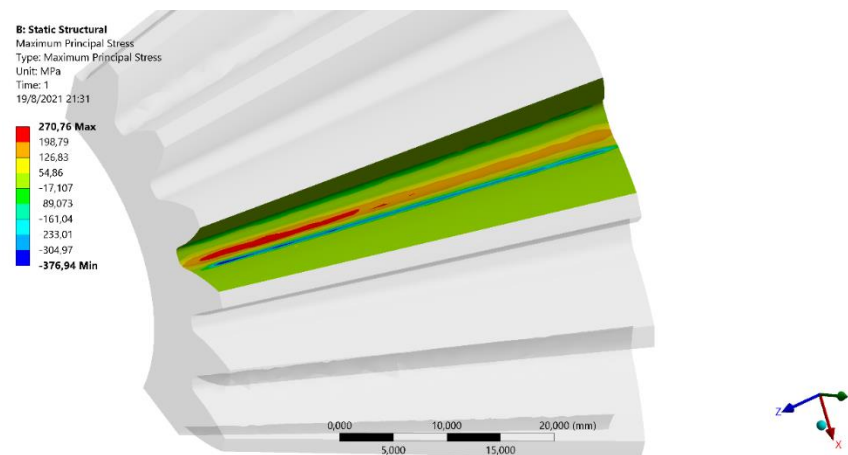
Esfuerzo de flexión engrane cónico



Nota. La figura representa el esfuerzo de flexión máximo obtenido durante la simulación.

En la imagen 29 se identifica que el esfuerzo principal máximo es de 270,8 MPa y de igual manera se ubica en el radio de la base del diente. El esfuerzo máximo del engrane cónico calculado es de 251,53 MPa, obteniendo una diferencia de 7,1%.

Figura 29
Esfuerzo de flexión engrane cónico



Nota. La figura representa el esfuerzo de flexión máximo obtenido durante la simulación.

3.6 Selección del motor eléctrico:

Para realizar el movimiento de la matriz de doblado se usará un motor eléctrico que impulsará el sistema de transmisión de movimiento diseñado anteriormente. En la página web (Roydisa, s.f.) se establece que los parámetros más importantes al momento de seleccionar un motor eléctrico son: potencia, velocidad, tensión.

3.6.1 Velocidad:

La velocidad de un motor esta sincronizada con la frecuencia de alimentación, en el país es de 60 Hz por lo que se seleccionará un motor que gire a 1800 rpm.

3.6.2 Potencia:

La potencia requerida para el motor se obtiene a partir del cálculo de potencia de doblado y las eficiencias producidas en cada juego de engranes rectos y cónicos:

Potencia de doblado:

$$P = 1.8 \text{ hp}$$

La eficiencia de los engranes rectos se calculó en el literal 3.5.1 en la tabla 11 siendo 0.91; mientras que el rendimiento de los engranes cónicos se encuentra en la tabla 13 del literal 3.5.2 dando un valor de 0.9.

Potencia requerida por el motor:

$$P_{req} = \frac{1.8}{0.91 * 0.9 * 0.98} = 2 \text{ hp}$$

3.6.3 Tensión eléctrica:

Se elige una tensión de 220 Vac debido a que es la utilizada en la industria.

3.7 Diseño de ejes

Para el diseño de los ejes que conforman la dobladora multifuncional de superficies se deberá conocer el material y que trabajo va a realizar en dicha máquina. En (Budyna & Nisbett, 2012), se encuentra información relacionada al diseño de ejes. De ahí se obtiene que, para determinar el diámetro requerido en los ejes se puede usar la ecuación de Goodman modificada:

$$d = \left(16 \frac{n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

n : Factor de seguridad

S_e : Resistencia a la fatiga

S_{ut} : Resistencia a la tracción

k_t : Factor de concentración de esfuerzo a flexión

k_{ts} : Factor de concentración de esfuerzo a torsión

M_a : Momento alternante

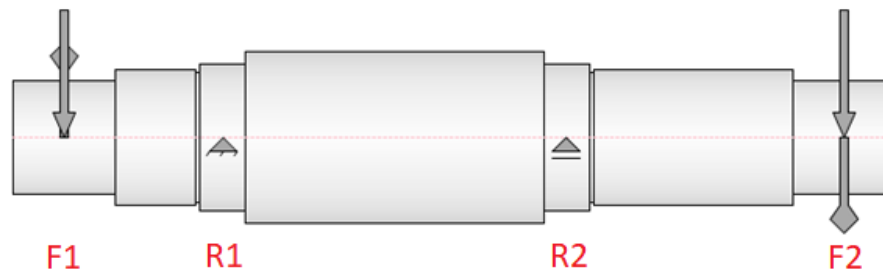
M_m : Momento medio

T_a : Torsión alternante

El eje crítico es el que conecta la segunda fase del tren de engranajes y el engranaje cónico que mueve la matriz de doblado. Para determinar su diámetro primero es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre:

Figura 30

Diagrama de cuerpo libre de eje motriz



Fuerzas aplicadas:

Tabla 15

Determinación de fuerzas y torques en el eje

Índice	Fuerza radial		Magnitud	Dirección	Torque
	Y	X			
F1					920.84 N m
F1	10833.39 N	-3943.03 N	11528.65 N	200 deg	
F2	17052.57 N	6206.63 N	18146.97 N	20 deg	
F2					-920.84 N m

Resultados:

Tabla 16

Determinación de reacciones en el eje

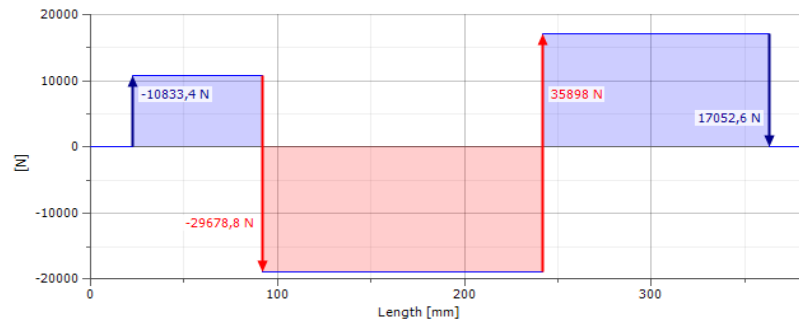
Índice	Tipo	Fuerzas de reacción			
		Y	X	Magnitud	Dirección
R1	Fijo	-29678.79 N	-10802.19 N	31583.51 N	200 deg
R2	Deslizante	35897.97 N	13065.79 N	38201.82 N	20 deg

3.7.1 Diagramas:

Fuerza cortante plano YZ

Figura 31

Fuerza cortante plano YZ

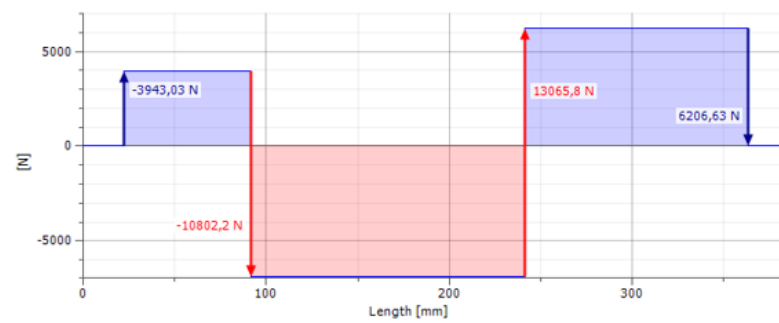


Nota. La figura representa las fuerzas cortantes que se producen en el eje.

Fuerza cortante plano XZ:

Figura 32

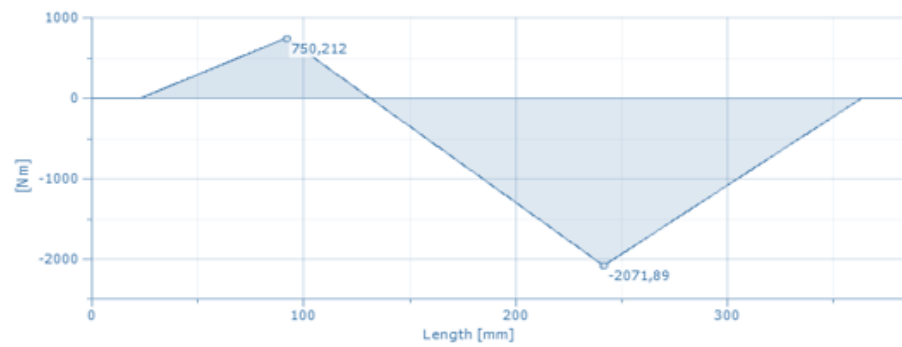
Fuerza cortante plano XZ



Nota. La figura representa las fuerzas cortantes que se producen en el eje.

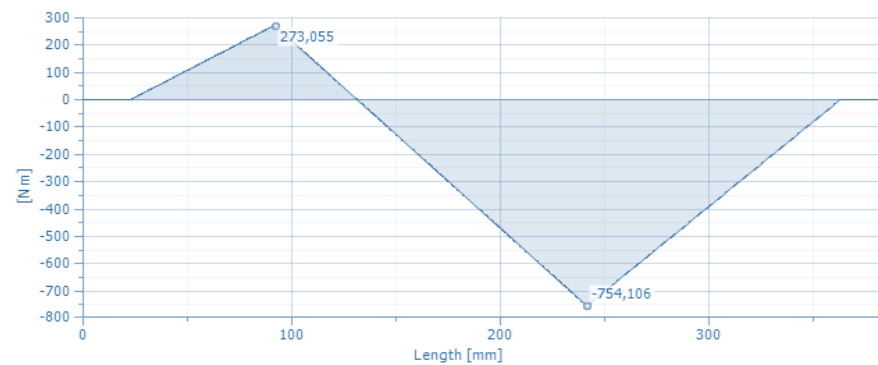
Momento deflexión plano YZ:

Figura 33
Momento deflexión plano YZ



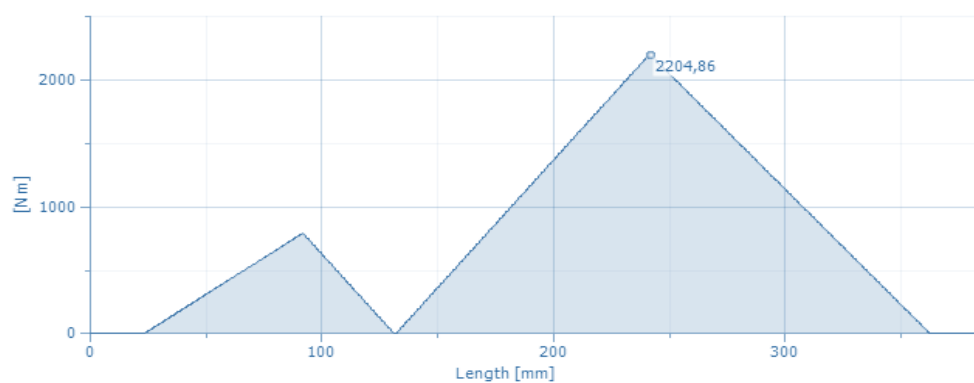
Momento deflexión plano XZ:

Figura 34
Momento deflexión plano XZ



Momento flexionante total:

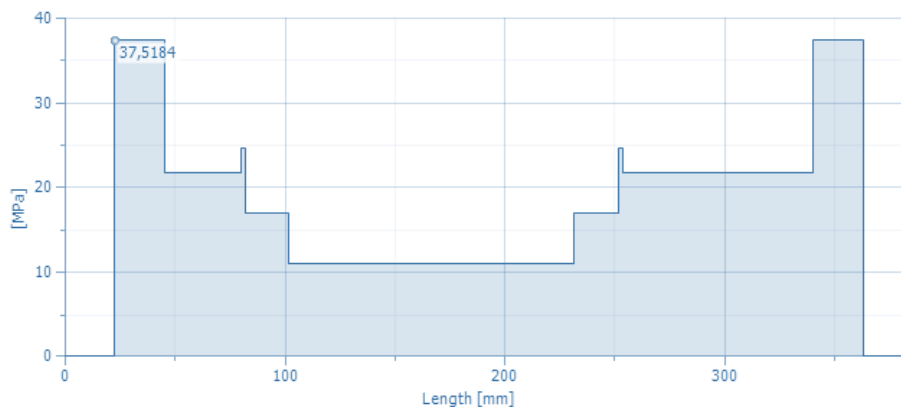
Figura 35
Momento deflexión total



3.7.2 Esfuerzo torsional:

Del mismo modo, los esfuerzos por torsión no tienen mucha influencia en el comportamiento del eje, como se observa en la figura 36.

Figura 36
Esfuerzo torsional del eje



3.7.3 Momento máximo:

A partir de las figuras se tienen los momentos máximos en cada eje

$$M_{YZmax} = 2071.89Nm$$

$$M_{XZmax} = -754.106Nm$$

Y un momento máximo total:

$$M_{max} = \sqrt{M_{Zmax}^2 + M_{Ymax}^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{2071.89^2 + -754.106^2}$$

$$M_{max} = 2204.86 Nm$$

Torsión máxima:

$$T_{max} = W_b^t \frac{d_B}{2}$$

$$T_{max} = 17052.57 \frac{0.108}{2}$$

$$T_{max} = 920.83 Nm$$

Los factores k_t y k_{ts} se obtienen de (Budyna & Nisbett, 2012). Ver Anexo C, literal 1.2.

$$k_t = 1.7$$

$$k_{ts} = 1.5$$

La resistencia a la fatiga se determina usando:

$$S_e = 0.5 S_{ut} k_a k_b$$

Donde:

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

S_{ut} : Resistencia a la tracción (MPa)

El factor de superficie se toma para un acero 1050 laminado en frío sometido a temple y revenido:

$$k_a = 4.51 S_{ut}^{-0.265}$$

$$k_a = 4.51 \times 1120^{-0.265}$$

$$k_a = 0.7$$

Según (Budyna & Nisbett, 2012) el factor de tamaño K_b se aproxima como .0.8 al ser un diámetro desconocido. Ver Anexo C, literal 1.3.

Reemplazando estos valores

$$S_e = 0.5 \times 0.7 \times 0.8 \times 1120 = 314.35 \text{ MPa}$$

Reemplazando todos los valores calculados en la fórmula del diámetro y con un factor de seguridad de 2 se tiene:

$$d = \left(16 \frac{2}{\pi} \left\{ \frac{1}{314.35e6} [4(1.7 \times 5444.1)^2 + 3(1.5 \times 0)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{1120e6} [4(1.7 \times 0)^2 + 3(1.5 \times 920.84)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 42.2 \text{ mm}$$

Que es el diámetro mínimo requerido para la aplicación.

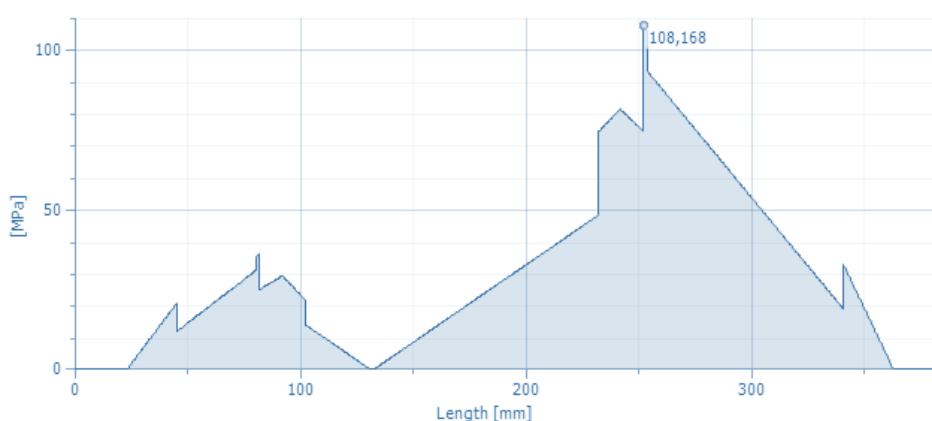
3.8 Estudio mediante software CAE de los ejes

3.8.1 Esfuerzo de flexión total:

En la figura 37 se observa que el esfuerzo de flexión máximo del eje se da en la zona del rodamiento de los engranes cónicos que es 108.17 MPa. Sin embargo, este valor es menor que el esfuerzo de fluencia del material siendo este de 290 MPa, ver Anexo C, literal 1.1.

Figura 37

Esfuerzo de flexión total en el eje

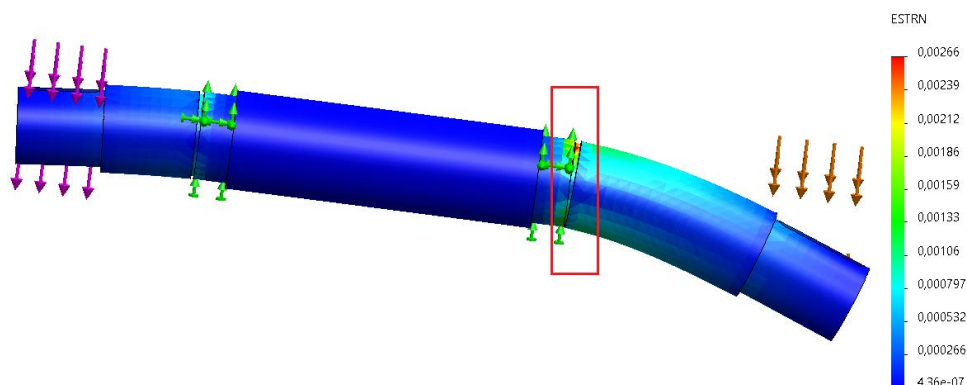


Nota. La figura presenta el lugar de mayor flexión en el eje, siendo en la parte que se ubican los rodamientos.

A continuación, mediante la imagen 38 se presenta la zona de mayor esfuerzo de flexión en el eje, analizado mediante la deformación unitaria siendo de 0,0027mm y ubicada en la zona de alojamiento de los rodamientos.

Figura 38

Deformación unitaria del eje y zona de deflexión



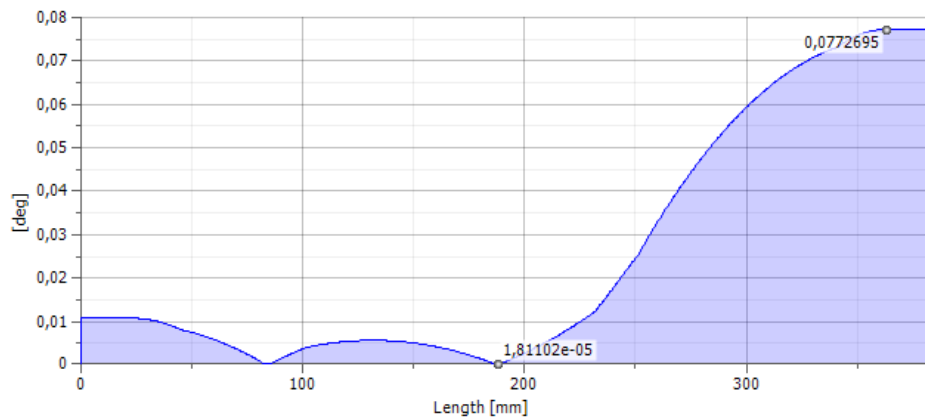
Nota. La gráfica muestra la deformación unitaria producida en el eje y la zona de mayor deflexión.

3.8.2 Angulo de deflexión total:

En la imagen 39 se observa el angulo de deflexión del eje en su longitud. Se observa que el valor máximo es de 0.0772° y se ubica en la zona del engrane cónico. Según (Vanegas Useche, 2018) el ángulo permisible para ejes es de $0,091^\circ$; visualizando un correcto diseño, ver Anexo C, literal 1.4.

Figura 39

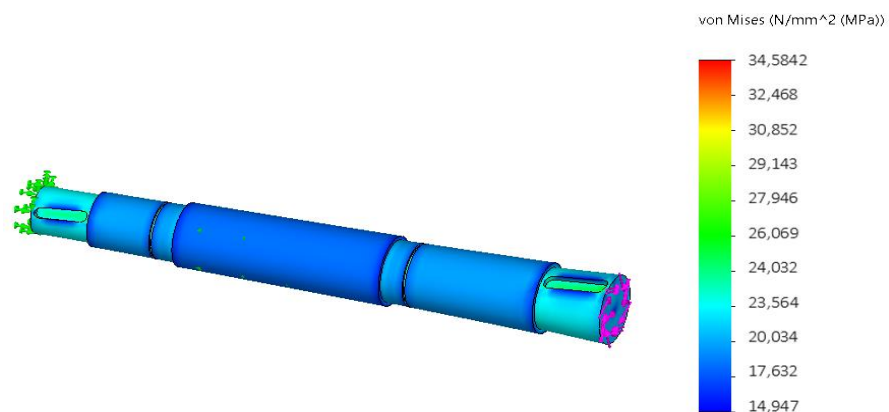
Estimación ángulo de deflexión



3.8.3 Esfuerzo torsional por CAE

En la figura 40 el esfuerzo torsional máximo del eje es de 34,59MPa y el mínimo esfuerzo torsional es de 14,95MPa. En el literal 3.7.1 se observa mediante diagramas que el esfuerzo torsional es de 37,52MPa, obteniendo así una diferencia de 0,078 o 7,8%.

Figura 40 Esfuerzo torsional en software

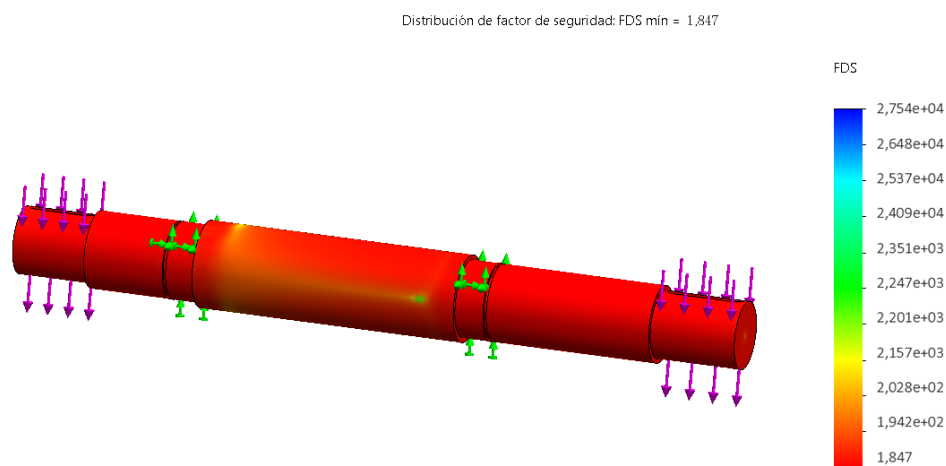


Nota. La figura representa el estudio de esfuerzos torsionales producen en el eje.

3.8.4 Factor de seguridad

Realizando el análisis en software CAE, se obtiene un factor de seguridad máximo de 2,75mm y un mínimo FS= 1,85mm como se observa en la figura 41; mientras que el determinado para el encontrar el diámetro mínimo en los cálculos es de FS= 2mm. Obteniendo un error diferencial de 0.075 o el 7,5%. Concluyendo en base a este estudio que el diámetro mínimo fue diseñado de manera adecuada.

Figura 41
Estudio del factor de seguridad por software



Nota. La imagen presenta el cálculo de factor de seguridad para el eje diseñado

En la tabla 17 se presenta los estudios efectuados en el software conjuntamente con los valores admisibles y calculados anteriormente.

Tabla 17
Resumen estudios realizados mediante software CAE

Estudio	Resultado	Calculado	Admisible
Esfuerzo de flexión total	108.17 MPa	104,28 MPa	290 MPa
Ángulo deflexión total	0.0772º	--	0.091º
Esfuerzo torsional total	34,59 MPa	37,52 MPa	--
Factor de seguridad	1,85	2	--

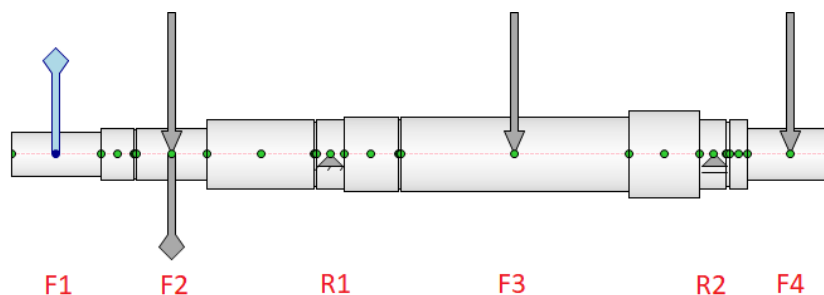
Nota. La tabla representa un resumen de los estudios realizado al eje mediante software

3.8.5 Diseño de eje para transmitir movimiento para la corrugación de tubos

La figura 42 muestra las fuerzas y reacciones contenidas en el eje, y servirán para el diseño de este.

Figura 42

Determinación de fuerzas y reacciones



Nota. La figura presenta las diferentes fuerzas y reacciones que actúan sobre el eje

Las fuerzas aplicadas se resumen en la tabla 18:

Tabla 18

Fuerzas radiales

Índice	Fuerza radial				Torque
	Y	X	Magnitud	Dirección	
F1					379 N m
F2	1089.5 N	3934.34 N	11503.23 N	20 deg	
F2					-379 N m
F3	1000 N		1000 N		
F4	1000 N		1000 N		

Nota. La tabla presenta las magnitudes de todas las fuerzas y torques actuantes sobre el eje

Los resultados obtenidos los encontramos en la tabla 19:

Tabla 19

Fuerzas resultantes de acción sobre el eje

Índice	Tipo	Fuerzas de reacción			
		Y	X	Magnitud	Dirección
R1	Fijo	18453,450 N	5550,880 N	19270,238 N	16,74 deg
R2	Deslizante	12356,050 N	1616,540 N	12461,348 N	352,55 deg

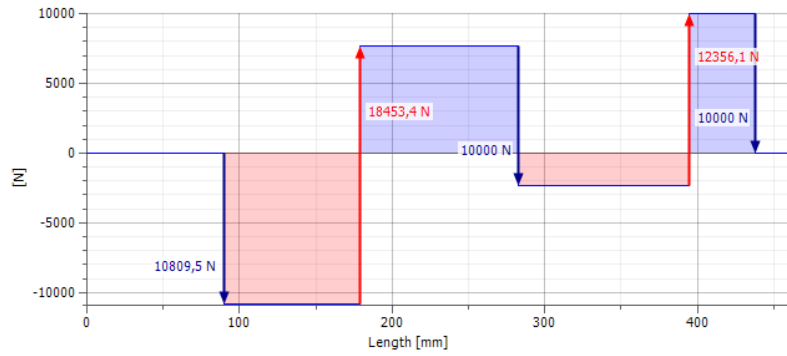
Nota. La tabla presenta las magnitudes de todas las fuerzas de reacción sobre el eje

3.8.5.1 Diagramas:

En la figura 43 encontramos la fuerza cortante del plano YZ:

Figura 43

Fuerzas sobre plano YZ

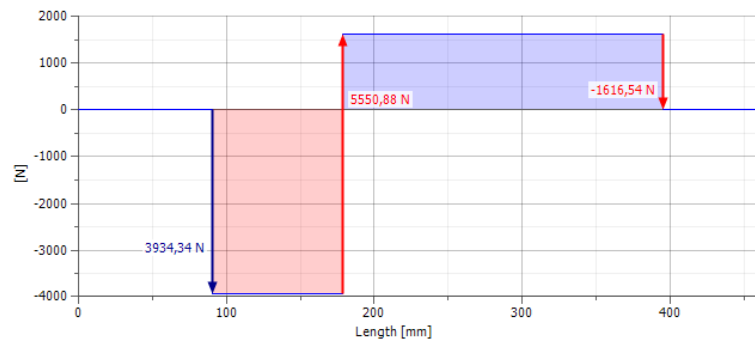


Nota. La figura representa las fuerzas cortantes que se producen en el eje.

La fuerza cortante plano XZ se encuentra en la figura 44:

Figura 44

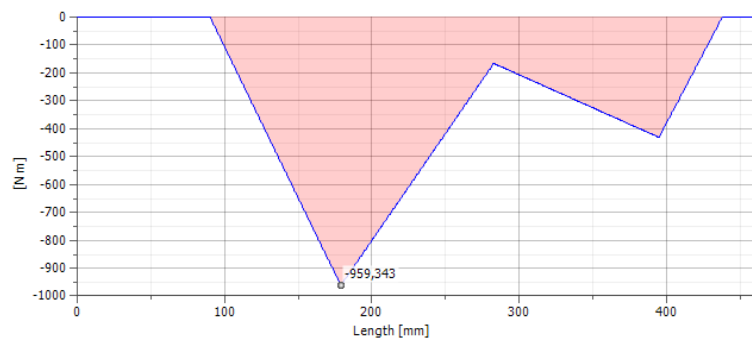
Fuerzas sobre el plano YZ



En la figura 45 tenemos el momento flexionante del plano YZ:

Figura 45

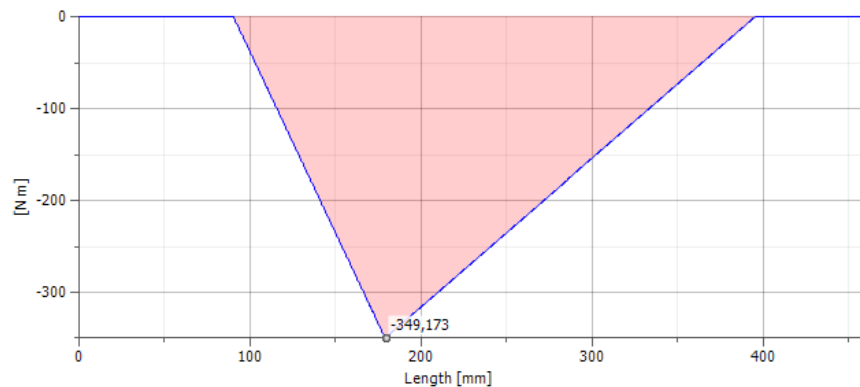
Momento flector YZ



El momento flexionante del plano XZ está en la figura 46:

Figura 46

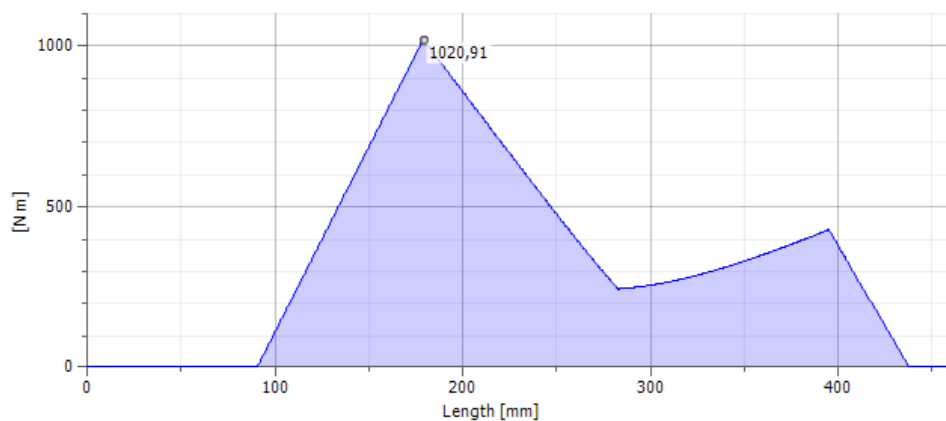
Momento flector XZ



El momento flexionante total se encuentra en la figura 45:

Figura 47

Momento flector total



Momento máximo:

A partir de las figuras se tienen los momentos máximos en cada eje

$$M_{YZmax} = -959,53 Nm$$

$$M_{XZmax} = -349,2 Nm$$

Y un momento máximo total:

$$M_{max} = \sqrt{M_{Zmax}^2 + M_{Ymax}^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{-959,53^2 + -349,2^2}$$

$$M_{max} = 1021,09 \text{ Nm}$$

Torsión máxima:

$$T_{max} = W_b^t \frac{d_B}{2}$$

$$T_{max} = 1089,5 * \frac{0.108}{2}$$

$$T_{max} = 920.83 \text{ Nm}$$

3.8.6 Cálculo del diseño del eje

Se realizará el cálculo, para determinar el diámetro mínimo que debe poseer el eje para obtener un trabajo adecuado, por lo tanto, se utilizará la siguiente ecuación.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}}$$

Dónde:

- d_{min} = Diámetro mínimo, (mm).
- n = Factor de seguridad, (2).
- T = Torque, (Nm).
- M = Momento flector, (Nm)
- S_y = Límite de fluencia, (Pa).
- S_e = Esfuerzo tracción, (Pa).

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{920.83 \text{ Nm}}{8820 \times 10^6 \text{ N/m}^2}\right)^2 + \left(\frac{1021.09 \text{ Nm}}{12740 \times 10^6 \text{ N/m}^2}\right)^2}}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 * 1.5}{\pi} \sqrt{0.037 \times 10^{-12} + 0.923 \times 10^{-12}}}$$

$$d_{min} = 0.0356 \text{ m}$$

$$d_{min} = \mathbf{35.6 \text{ mm}}$$

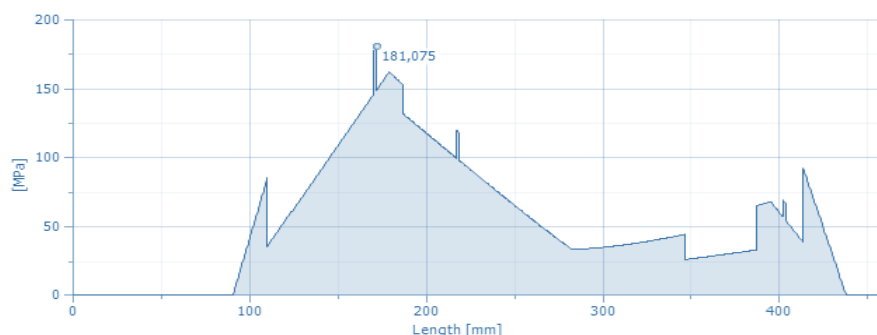
3.9 Estudio mediante software CAE

3.9.1 Esfuerzo de flexión total

En la figura 48 se observa mediante estudio CAE que el esfuerzo de flexión total se encuentra en el sitio de alojamiento de los engranes y los rodamientos, con un valor de 181,1 MPa, sin embargo, el esfuerzo de fluencia del material es de 290MPa, encontrándose dentro de los límites admisibles, ver Anexo C, literal 1.4.

Figura 48

Estudio de esfuerzo de flexión total

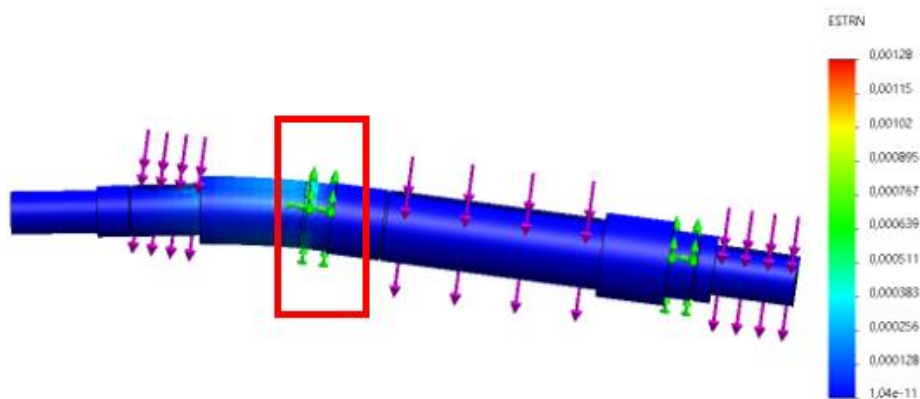


Nota. La figura representa el esfuerzo de flexión total en el eje.

Seguidamente en la figura 49 se identifica las deformaciones unitarias donde podemos verificar que el lugar crítico se encuentra en la zona de los rodamientos con un valor de 0,0013mm.

Figura 49

Máxima deformación unitaria en el eje



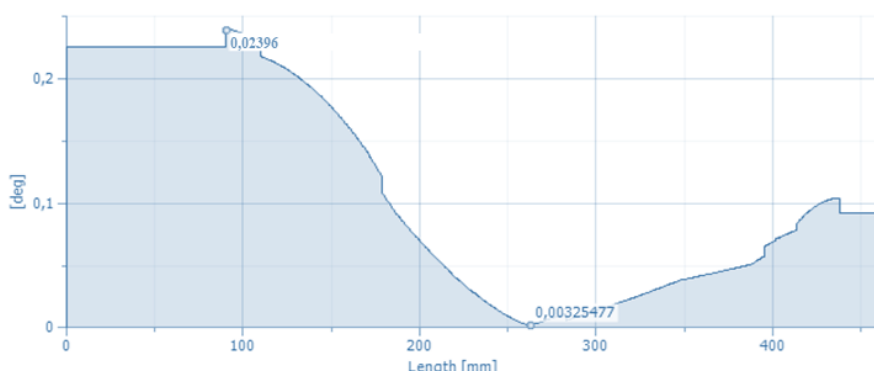
Nota. La figura representa la máxima deformación unitaria que se produce en el eje.

3.9.2 Ángulo de deflexión total

En la figura 50 se observa el ángulo de deflexión total del eje, encontrado en la zona explicada anteriormente y teniendo un valor de $0,024^\circ$. Según (Vanegas Useche, 2018) el máximo ángulo de deflexión para ejes que contiene engranes rectos es de 0.001 rad es decir 0.057° .

Figura 50

Estudio del ángulo de deflexión total



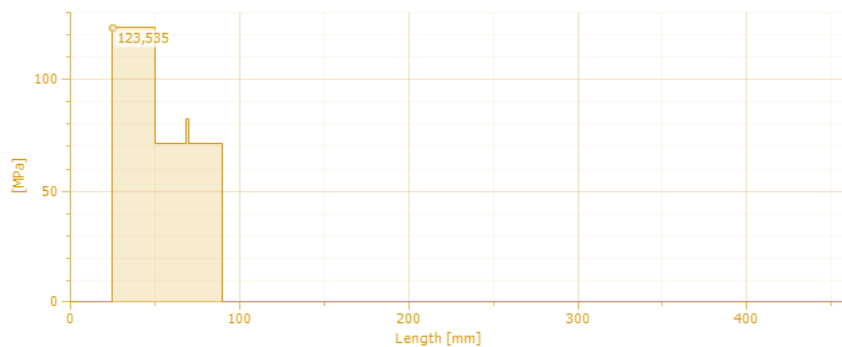
Nota. La figura representa el máximo ángulo de deflexión que se produce en el eje.

3.9.3 Esfuerzo torsional

El esfuerzo torsional del eje mediante software es de $123,535$ MPa como se observa en la figura 51 mientras que el calculado por elementos finitos en CAE es de $117,57$ MPa visualizado en la figura 53.

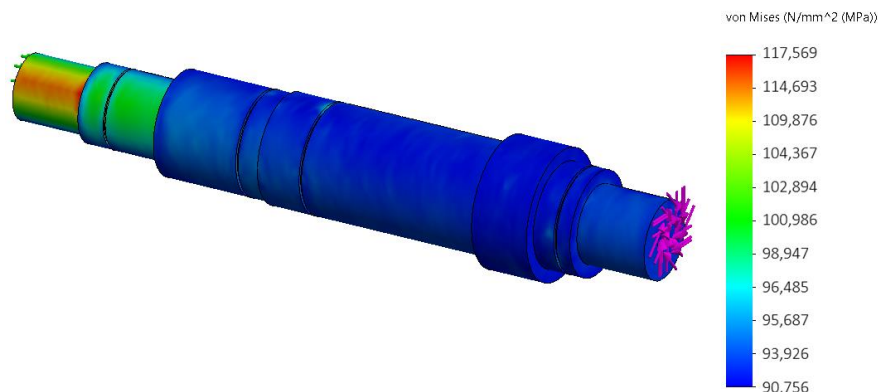
Figura 51

Estudio de esfuerzo torsional



Nota. La figura representa el estudio de esfuerzo torsional se produce en el eje.

Figura 52
Esfuerzo torsional mediante software CAE

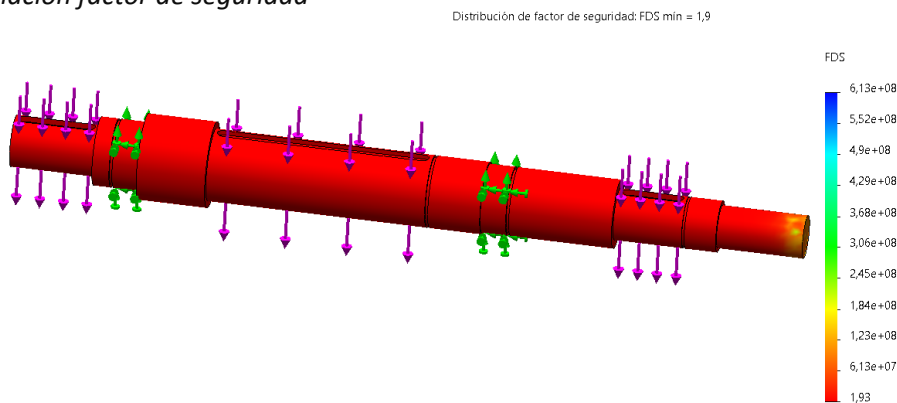


Nota. La figura representa el estudio CAE para el esfuerzo torsional que se produce en el eje.
 La diferencia que existe entre estos dos resultados es de 4,78%.

3.9.4 Factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo obtenido mediante software CAE para el diseño de eje establecido es de 1,93. Mientras que el factor de seguridad determinado para realizar el cálculo de diámetro mínimo es de 2. Obteniendo una diferencia de resultados de 3,5%, determinando que el eje ha sido diseñado de manera correcta.

Figura 53
Determinación factor de seguridad



Nota. La figura presenta el factor de seguridad estimado por el software para el diseño realizado.

Realizado el estudio del eje y los componentes que actúan sobre él se identifica que el área crítica es el lugar donde está situado el engrane recto, sin embargo, como se visualiza en la tabla 20 son valores menores a los admisibles.

Tabla 20
Comparación de resultados obtenidos en el eje

Estudio	Resultado	Calculado	Admisible
Esfuerzo deflexión total	181.08 MPa	--	290 MPa
Ángulo de deflexión total	0.024º	--	0.057º
Esfuerzo torsional total	123,53 MPa	117,6	--
Factor de seguridad	1,93	2	--

Una vez comprobado los resultados analíticamente y mediante software CAE; obteniendo porcentajes bajos de diferencia, se procede a realizar varios estudios para optimizar recursos en el diseño para los próximos elementos.

3.10 Rodamientos para el sistema de transmisión

De acuerdo al catálogo FAG, existen rodamientos que soportan carga radial y axial, mismos que poseen una amplia gama. Por lo que en este caso de acuerdo a los requerimientos de dicha dobladora estos estarán sometidos a carga radial para lo cual se evaluarán diversos tipos de rodamientos mediante una ponderación, siendo 1 el valor mínimo y 5 el máximo, en la siguiente tabla 21.

Tabla 21
Selección de rodamientos radiales

Selección de rodamientos					
Tipo	Características				Total
	Velocidades elevadas	Capacidad de carga elevada	Soporta carga radial	Costos bajos	
De bolas	5	4	5	5	19
De doble hilera	5	4	5	4	18
De rodillos	5	5	4	4	18

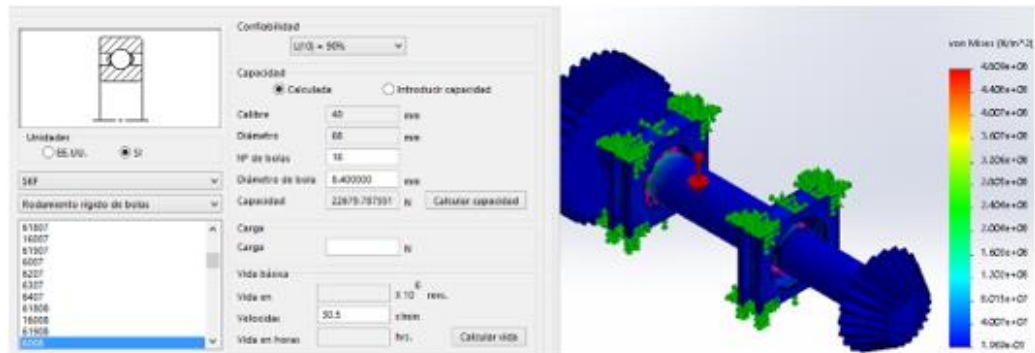
Nota. La tabla presenta los diferentes tipos de rodamientos y sus características principales

En la tabla 21 se observa que el rodamiento más adecuado para implementar es el de bolas debido que soporta cargas radiales y cargas elevadas.

3.10.1 Determinación de rodamientos en eje de transmisión mediante software CAE

Mediante el análisis CAE, en la figura 54 se observa la selección adecuada del rodamiento, siendo uno de bolas con numeración 6008, el cual posee una capacidad de carga de 22,68 KN. Este valor se puede comprobar con los datos del fabricante en este caso siendo los de SKF, se observa en el Anexo D.

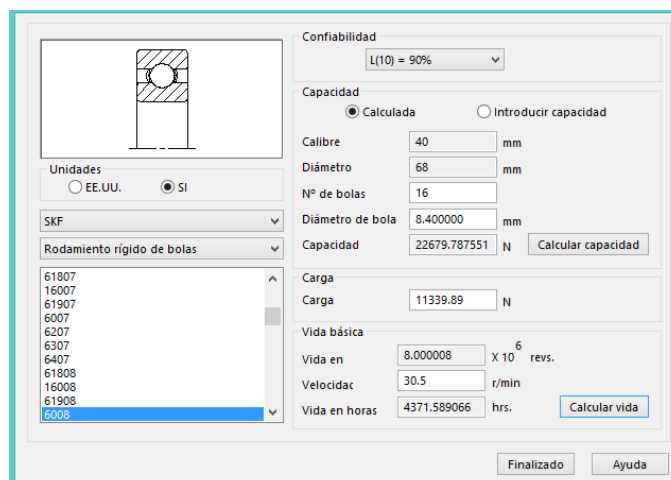
Figura 54
Determinación de rodamientos mediante software CAE



Nota. La figura muestra los diferentes rodamientos en base a las especificaciones necesarias

En la figura 55, se observa el cálculo de vida en horas que poseerá dicho rodamiento seleccionado, teniendo como resultado 4371,58 horas de funcionamiento a una velocidad de 30,5 RPM misma a la que gira el eje de transmisión, por lo que se puede concluir que el cojinete va a tener una durabilidad prolongada para realizar un mantenimiento correctivo o sustituirlo.

Figura 55
Cálculo de vida en horas del rodamiento seleccionado



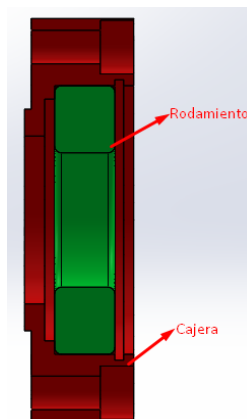
Nota. La figura muestra el análisis CAE para el rodamiento seleccionado.

Además, se conoce que el rodamiento seleccionado es comercial en el mercado ecuatoriano, lo que significa que no hubiera inconveniente en sustituirlo en caso de falla.

Para el alojamiento de este tipo de rodamientos se harán uso de cajas (figura 56) ya que permiten un mejor centrado en el sistema, por esta razón es que se descartaron el uso de chumaceras de pared.

Figura 56

Cajera y rodamiento



Nota. La figura muestra el diseño de las cajas para montar los rodamientos.

Los rodamientos seleccionados para la dobladora multifuncional fueron los 6008, mismos que son de carga radial, las características se los observa en el Anexo D

3.11 Sistema de doblado

Para el sistema de doblado se hará uso de una variedad de matrices cambiables con diferentes perfiles, con la finalidad de realizar una diversidad de productos al momento de realizar el trabajo, tomando en cuenta la normativa NTE INEN 0134 estudiada en el literal 2.6.1

Se realizó un estudio para determinar si es factible disminuir el volumen de la matriz mediante orificios, salvaguardando la concentración de esfuerzos y teniendo un factor de seguridad adecuado.

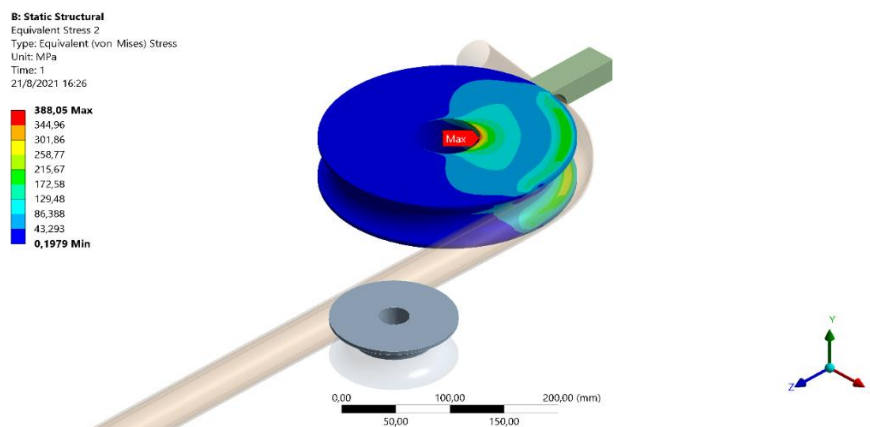
3.11.1 Estudio CAE para una matriz con superficie completa – Esfuerzo de Von Mises

En la figura 57, se observa que la matriz presenta un esfuerzo máximo de 385.05 MPa y presenta una concentración mayor de esfuerzos en las partes externa e interna de la geometría, en tanto que en su parte central los esfuerzos son menores.

Esto puede servir como guía para modificar la geometría sin afectar su comportamiento. El factor de seguridad calculado es 1.26.

$$f_s = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{max}} = \frac{490}{378.05} = 1.3$$

Figura 57
Matriz con geometría completa



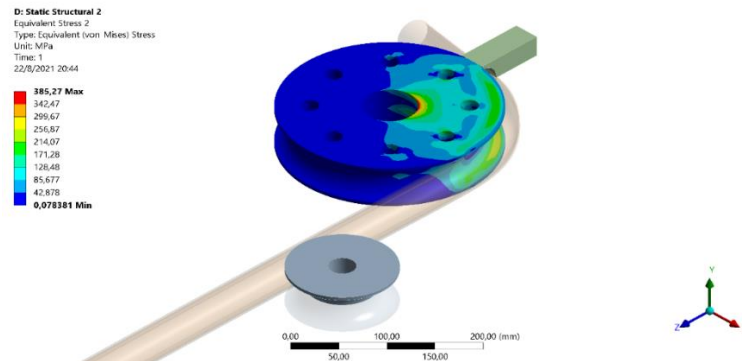
Nota. La figura muestra el análisis CAE para una matriz con geometría completa

3.11.2 Estudio CAE para una matriz con agujeros de diámetro de 20*20mm

En la figura 58, se distingue un esfuerzo máximo de 388.27 MPa, obteniendo una concentración mayor de esfuerzos en las partes externa e interna de la geometría. Se puede notar que el esfuerzo máximo aumenta ligeramente. El factor de seguridad en este caso es 1.27.

$$f_s = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{max}} = \frac{490}{395.27} = 1.27$$

Figura 58
Matriz de geometría con agujeros de 20mm



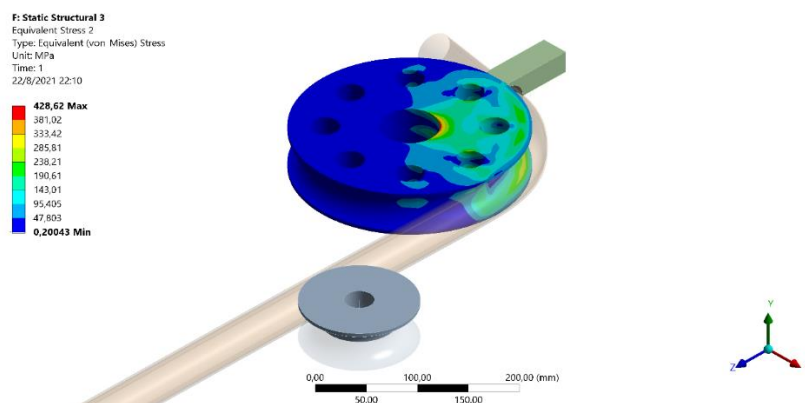
Nota. La figura muestra el análisis CAE para una matriz con agujeros de 20mm.

3.11.3 Estudio para una matriz con agujeros de diámetro de 30*30mm

En la figura 59, se identifica un esfuerzo máximo de 478.62 MPa y los esfuerzos se distribuyen de manera más uniforme en la geometría. Sin embargo, Se puede notar que el esfuerzo máximo aumenta de manera considerable de tal manera que no sería recomendable aumentar tanto este diámetro. Es obtiene un factor se seguridad de 1.14.

$$f_s = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{max}} = \frac{490}{478.62} = 1.14$$

Figura 59
Estudio CAE para una matriz con agujeros



Nota. La figura muestra el análisis CAE para una matriz con agujeros de 30mm.

A continuación, se presenta en la tabla 22 una comparación de los estudios realizados en el software CAE.

Tabla 22

Comparación de resultados obtenidos mediante software CAE

Estudio	Esfuerzo equivalente	Factor de seguridad
Matriz con geometría completa	378.05 MPa	1.3
Matriz con agujeros de 20mm	395.27 MPa	1.24
Matriz con agujeros de 30mm	478.62 MPa	1.02

Nota. La tabla representa un resumen de los estudios realizados en software

Comparando los tres análisis realizados se determina que, si es factible realizar orificios de hasta 20mm alrededor del eje de la matriz para disminuir su volumen y ocupar menor material, ya que los esfuerzos no mejoran de manera significativa siendo de 395.27 MPa y se tiene un factor de seguridad adecuado de 1.24.

3.12 Corrugado de tubos lisos

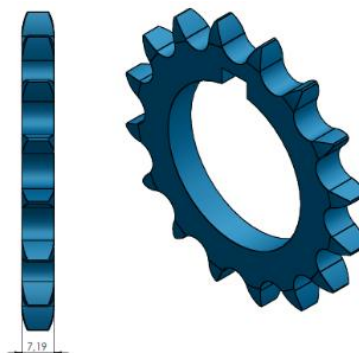
Dentro de la máquina multifuncional se determinó que se podrá dar corrugación a los tubos que vayan a ser doblados a través del uso de catalinas. Se debe tener en consideración que las catalinas por lo general son comerciales en el país.

Para este caso se utilizarán catalinas de tipo 8B simples, las cuales poseen un paso 12,70mm. Además, estas son comerciales en el mercado ecuatoriano, como se observa en el Anexo E.

No se realiza un estudio de software CAE para este sistema por que el objetivo del diseño es dar corrugación a los tubos lisos, afectando un 10% del espesor del tubo a utilizar. Para ello están situadas a medidas estándares para tubos de 25, 20, 15mm.

Figura 60

Catalinas para corrugar los tubos



Nota. La figura presenta el tipo de catalina que se encuentra en el mercado y será utilizado en el diseño.

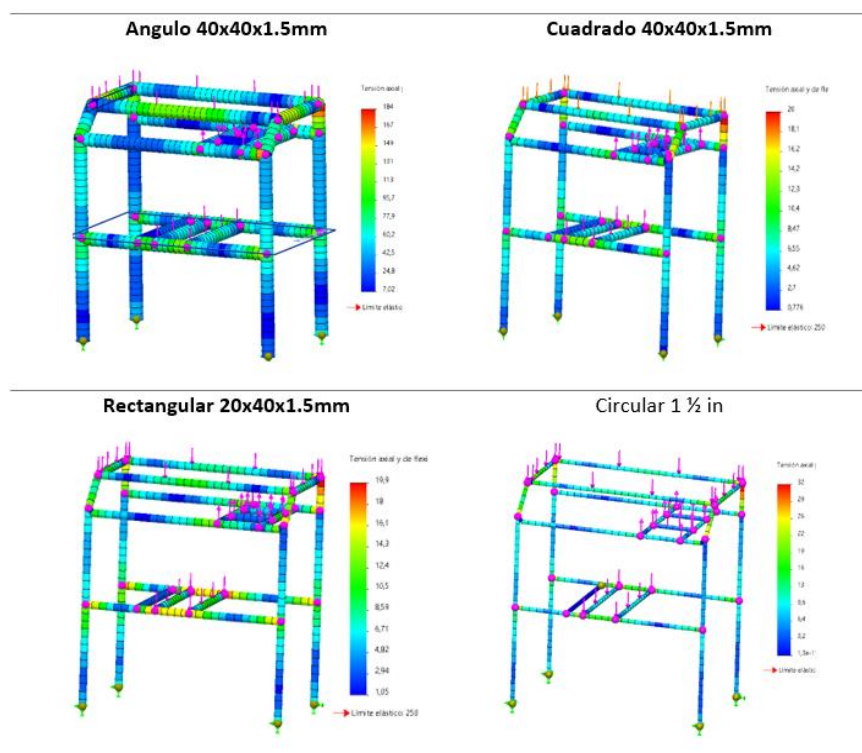
3.13 Análisis y evaluación de perfiles estructurales

Las dimensiones de la estructura son de 110cm de alto por 86cm de ancho, respetando las medidas de diseño ergonómico y equipamiento industrial estudiado en el literal 2.10. El material con el que se trabaja es acero A36.

A continuación, se realizará el análisis CAE de la estructura con diferentes perfiles como son cuadrado, rectangular, ángulo y circular de tamaño 40*40mm, con la finalidad de obtener un diseño óptimo.

En la figura 61 se observa un análisis de tensión entre los perfiles mencionados anteriormente con espesor de 1,5mm. Obteniendo en el perfil angular una tensión alta en comparación a las demás estructuras con un valor de 54 MPa, mientras que el de menor tensión se encontró en el perfil cuadrado siendo de 20 MPa.

Figura 61
Estudio de tensión para diferentes perfiles

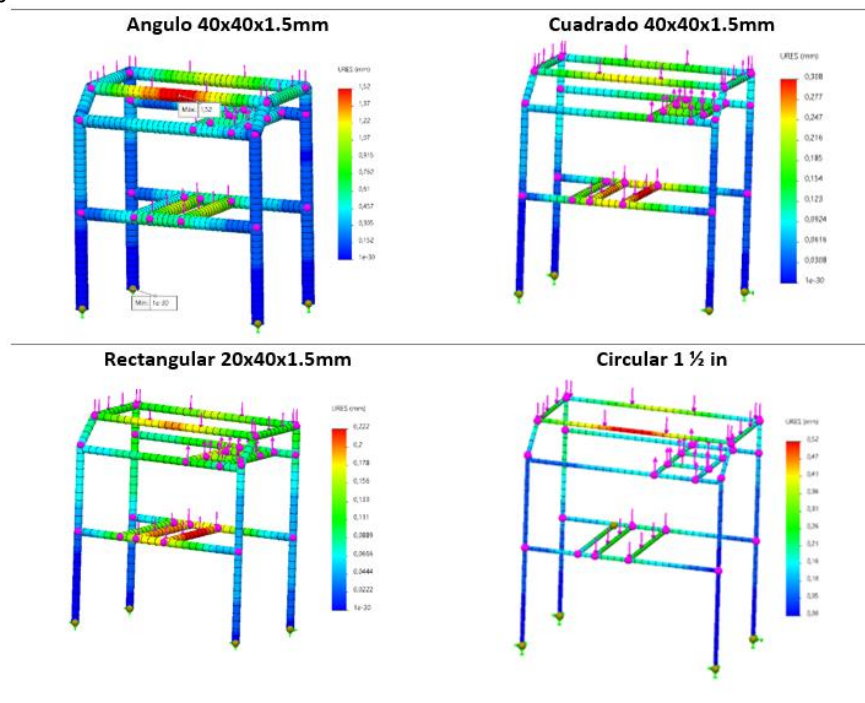


Nota. La figura muestra una comparación de diferentes perfiles estudiados en tensión.

En la figura 62 se presenta el resultado de deformación para cada una de las estructuras. La mayor deformación se presenta en el perfil angular con un valor de 1.52mm,

el perfil circular presenta una deformación de 0.52mm, el rectangular tiene una deformación de 0.23mm y el cuadrado de 0.30mm.

Figura 62
Estudio de deformación unitaria



Nota. La figura muestra los diversos perfiles estudiados mediante deformación unitaria

Para analizar el tipo de estructura más adecuado en la tabla 23 se realizará un nuevo estudio de perfiles estructurales con espesor de 2mm, obteniendo los siguientes valores que nos permitirán comparar con los estudios ya efectuados.

Tabla 23 Comparación de tensión y deformación

Perfil	Tensión (MPa)		Deformación (mm)		
	Espeor	1,5mm	2mm	1,5mm	2mm
Angulo		54	41	1.52	1.44
Cuadrado		20	17	0.30	0.24
Rectangular		22	15	0.23	0.20
Circular		32	27	0.52	0.43

Nota. La tabla presenta una comparación de tensión y deformación según el tipo de perfil y espesor del material

Desarrollado el estudio donde se varió el espesor y perfil de la estructura se observa que todos están dentro del límite de plasticidad del material que es de 250 MPa, sin tener

inconveniente. Los perfiles más óptimos para emplear en el diseño son el cuadrado de 40x40 con espesor de 1.5mm y 2mm, el rectangular de 20x40 con espesor de 1.5mm y 2mm.

En la tabla 24, se obtiene un resumen del análisis realizado a las estructuras para determinar su peso, además se muestra los precios comerciales de diferentes perfiles, tamaño y espesores, mismos que se pueden encontrar en el mercado nacional como lo es en DISENSA.

Tabla 24

Resumen del estudio realizado mediante software CAD

Tipo de perfil	Tamaño (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg)	Costo (\$)
Cuadrado	40x40	1,5	22,12	15,5
Rectangular	20x40	1,5	16,50	12,7
Circular	38.1Ø	1,5	21,44	17,5
Ángulo	40x40	1,5	11,40	14,2
Cuadrado	40x40	2	29,17	21,0
Rectangular	20x40	2	21,68	14,8
Circular	38.1Ø	2	23,00	20,5
Ángulo	40x40	2	14,90	16,7

Nota. Evaluación de los análisis realizados variando el tipo de perfil y el espesor de los materiales en software CAD.

Finalmente, con el análisis efectuado en la tabla 23 y el estudio de acuerdo a precio y disponibilidad en el mercado ecuatoriano se determina que el perfil adecuado para el diseño de la estructura es el rectangular de 20x40mm con espesor de 1,5 mm ya que tiene una deformación de 0.23mm y una tensión de 22MPa siendo está relativamente baja en relación a los 250 MPa admisibles por el material, ver Anexo C. Este perfil posee un peso de 16,5kg apropiado para el traslado de la máquina, además su costo es accesible en base a las características mencionadas y es un perfil de gran comercialidad en el mercado nacional.

3.13.1 Análisis modal

Dado que la velocidad angular del motorreductor es 61 RPM (1.02 Hz), y determinado el perfil a usar, es deseable realizar un estudio para ver si hay modos que igualen esta frecuencia. A continuación, en la imagen 65, se observan las frecuencias correspondientes a cada modo de vibración. Es importante recalcar que ningún modo es cercano a la velocidad del motorreductor siendo el de mayor relevancia el modal 1 con 0,047 Hz, por lo que su efecto no complicará el funcionamiento de la máquina.

Figura 63
 Modos y frecuencias analizadas en la estructura

Nombre de estudio: RESONANCIA

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	0.029371	0.0046745	213.93
2	0.017582	0.0027983	357.36
3	0.0077112	0.0012273	814.82
4	0.0079945	0.0012724	785.94
5	0.022047	0.0035089	284.99

Nota. La figura representa el análisis modal para determinar las frecuencias de trabajo.

3.14 Diseño sistema eléctrico

El sistema eléctrico de la dobladora multifuncional constará de varios elementos electromecánicos para realizar el control respectivo. En este caso poseerá contactores, relés térmicos, breakes, etc.

A continuación, se realizará el cálculo correspondiente para hallar la corriente de arranque del motor de 2HP, mismo que fue determinado para este sistema de doblado, con la finalidad de seleccionar los elementos apropiados para el control.

Por datos de placa encontrados en catálogo ver Anexo G, se tiene una potencia de 1.5Kw, con 4 polos y una corriente de arranque de 5.68 A, para 220v.

Según (Kosow, 1978) para determinar la corriente de arranque se usa una constante máxima de proporcionalidad de 4.5 veces la corriente nominal.

$$I_{\text{arranque}} = 4.5 * I_{\text{nominal}}$$

$$I_{\text{arranque}} = 4.5 * (5.68 A)$$

$$I_{\text{arranque}} = 25.56 A$$

3.14.1 Selección del conductor

Para seleccionar el conductor adecuado para el control del motor se realiza el cálculo siguiente, donde se tomará como valor de sobrecarga 1,25 el cual se determina mediante el Anexo J de protecciones contra sobrecarga según el tipo de motor.

$$I_{\text{conductor}} = I_{\text{nominal}} * 1.25$$

Donde:

$I_{conductor}$ = Corriente del conductor, (A).

$I_{nominal}$ = Corriente nominal, (A).

$$I_{conductor} = (25.56 A) * 1.25$$

$$I_{conductor} = \mathbf{31.95 A}$$

Obteniendo una corriente de conductor de 42.6 A. Seguidamente se procede buscar el cable AWG que soporte esta corriente, siendo un cable de 10 AWG termoplástico resistente al calor con una temperatura máxima de 90 ° para una corriente normalizada de 31.95 A. En el Anexo G, literal 1.1 al literal 1.4 se encuentra las tablas normalizadas utilizadas.

3.14.2 Selección de contactores, relé térmico y breaker

Mediante las corrientes determinadas anteriormente se procederán a realizar la selección de los equipos de control.

Se colocará un relé térmico de corriente de 6- 9 A, clase 10 ya que la máquina arrancará en vacío con una duración menor a los 10s y la corriente nominal del motor es de 5.68A.

Se utilizará dos contactores para la inversión de giro de categoría AC3 (Jaula de ardilla) con una corriente nominal de 9A con alimentación a 220V. Por último, se seleccionará un breaker de 3 polos con corriente máxima de 16 A. El catálogo de los componentes seleccionados se observa en el ANEXO G, literales 1.5 al 1.7.

A continuación, en la tabla 25 se observa de manera clara los componentes seleccionados con sus características principales

Tabla 25
Selección componentes de control

Componente	Cantidad	Características
Contactor	2	AC3=220Vac I = 9 A
Relé térmico	1	U=220Vac I = 6 – 9 A
Breaker	1	3polos I = 16 A

Nota. La tabla muestra la selección de los componentes para el control eléctrico.

Sin embargo, los componentes de control deberán estar protegidos para que no se produzca ningún error, por lo que se utilizará un gabinete para su colocación, este será uno de tipo 3 ya que son diseñados para la intemperie e interiores, ver Anexo G literal 1.8.

3.15 Manual de operación de la máquina

La forma de operar de la máquina se realizará por medio del accionamiento de un breaker para energizar al sistema. Para ejecutar el accionamiento del doblado se utilizará switches de pedal pulsador.

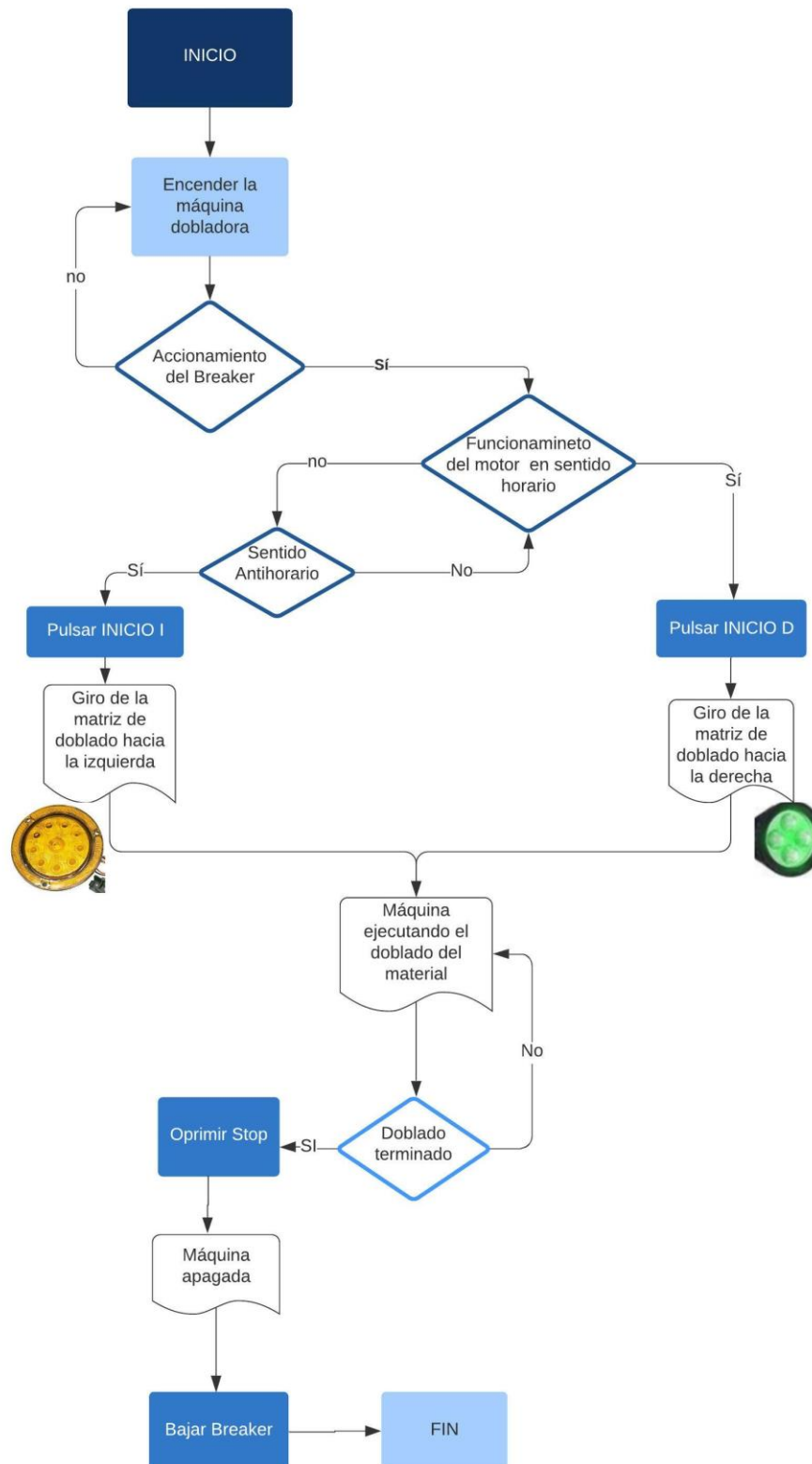
Debido a las características de trabajo se tiene una inversión de giro del motor, por lo que se empleará dos pulsadores de pedal, uno en sentido horario junto a un indicador de luz de color verde y el siguiente en antihorario con un foco amarillo para detectar el sentido de giro accionado al motor.

Una vez realizado el doblado se terminará el trabajo presionando un botón Stop y en caso de emergencia se dispondrá de un accionamiento que apague la máquina.

3.15.1 Flujograma de funcionamiento

La figura 64 muestra la forma de operación de la máquina mediante un diagrama de flujo.

Figura 64
Flujograma de funcionamiento



Nota. La gráfica presenta el funcionamiento de la máquina, junto a sus principales modos de funcionamiento.

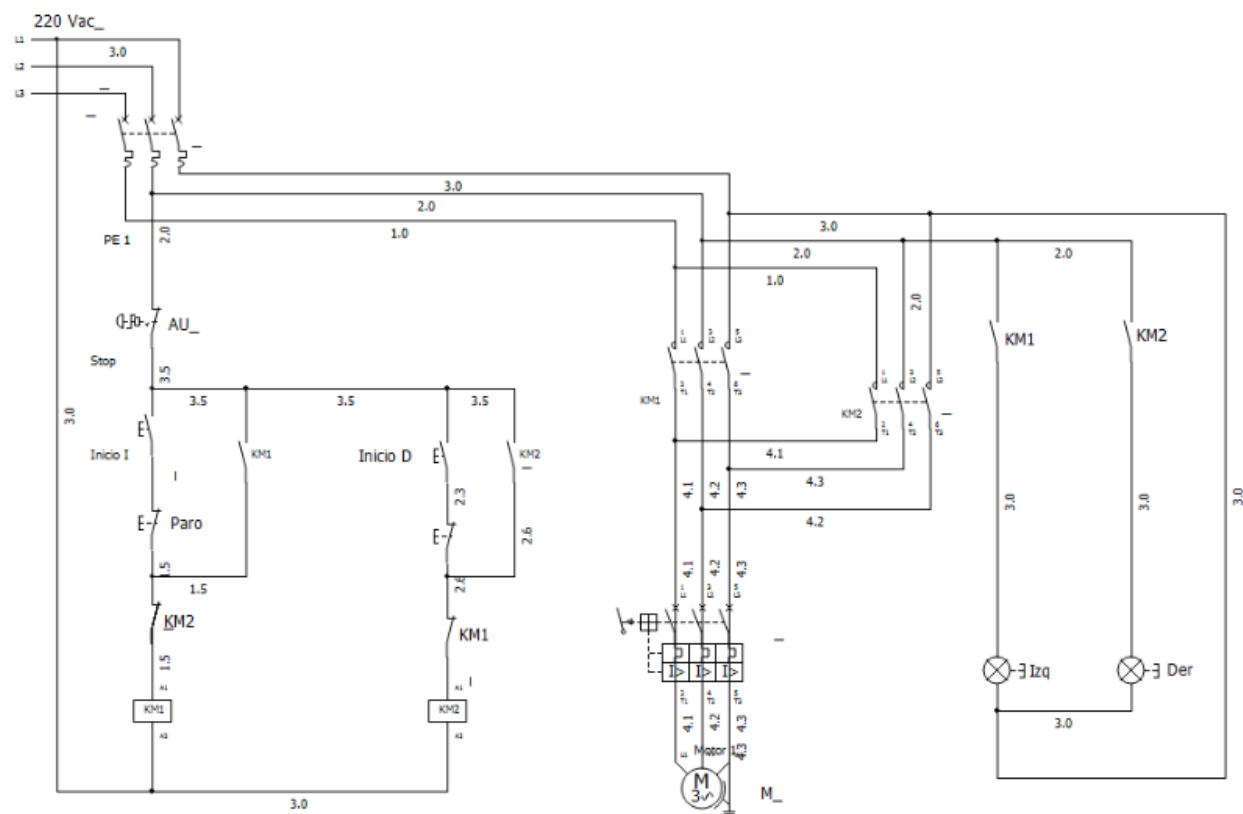
3.15.2 Diagrama de control y fuerza

Una vez analizado el flujograma de operación se realiza el diagrama de control y fuerza en la figura 67. Como se analizó en el literal anterior la máquina posee una inversión de giro según la necesidad del operador. Esta operación estará diseñada mediante el enclavamiento de relés y bobinas que abrirán o cerrarán los contactos de acuerdo a la orden ejecutada.

Por medio de accionamiento se determinará el sentido de giro y este estará señalado mediante lámparas de color verde y amarillo para su identificación.

Figura 65

Diagrama de control y fuerza de la máquina multifuncional



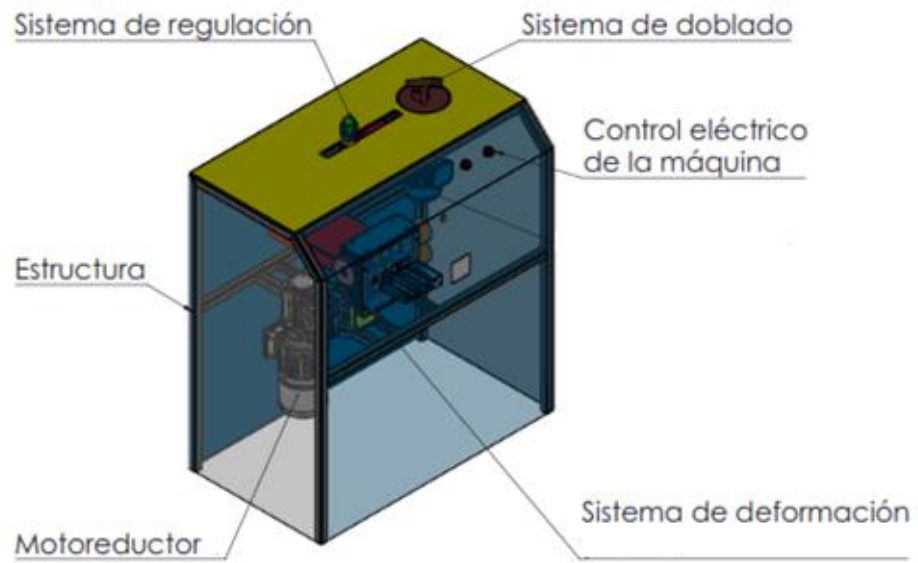
Nota. La figura representa el diagrama de control y fuerza para el funcionamiento de la máquina.

3.16 Descripción gráfica del diseño de la máquina

En la figura 68 se presenta el diseño final de la máquina dobladora multifuncional, donde se observa los principales componentes de la misma.

Los planos de construcción de todos los elementos que componen el diseño se presentan en el Anexo H en adelante.

Figura 66
Diseño de la máquina dobladora multifuncional



Nota. La figura representa los componentes de la máquina diseñada en software CAD.

Capítulo IV

4. Análisis de resultados

4.1 Introducción

Concluido el diseño de la máquina dobladora multifuncional, se llegará analizar en este capítulo la parte técnica en base a los cálculos y datos obtenidos mediante la utilización de software CAE en el capítulo de diseño y selección.

4.2 Análisis técnico

4.2.1 *Momento requerido para el doblado*

Una vez calculado el momento necesario para doblar el tubo en la máquina multifuncional se obtuvo un resultado de **1023.45 Nm**. El momento determinado mediante software es de 486 Nm, pero por escenarios de estudio se evaluó con la condición de simetría, representando la mitad del requerido, por lo que el momento total necesario es **972 Nm**.

Analizando estos dos resultados se determina que se obtuvo un error porcentual de 5% o **0.05**.

4.2.2 *Potencia del motorreductor*

En el literal 3.4.3 se realizó un análisis estático de la máquina dobladora de tubo para comprobar su comportamiento cinemático y cinético donde se sacó la potencia requerida del motor siendo este de **1362 W** con una velocidad de **7.625 rpm**, obteniendo una potencia mediante software de **1.83 hp**.

La potencia calculada en el literal 3.6 es de **2 hp** con factor de seguridad **Fs=2**, se comprueba la selección correcta del motorreductor.

4.2.3 *Eje de transmisión*

El objetivo del análisis del eje es comprobar que el comportamiento de este sea el idóneo para las cargas impuestas en el funcionamiento normal. Por medio de las gráficas analizadas en el literal 3.7.1 se observó que el eje presenta un ángulo de deflexión de

0.00772° ubicado en la zona de alojamiento de los engranes cónicos; sin embargo, el ángulo deflexión total permitido es de **0.092°**.

Se tiene un esfuerzo de deflexión total de **108.1 MPa** valor que está debajo del máximo permitido por el tipo de material. Se seleccionó un Acero **AISI 1050** para no tener diámetros de gran tamaño, por lo que ante el análisis realizado se evidencia que es correcto el cálculo de un diámetro mínimo de **60mm** al no existir deformaciones.

4.2.4 Rodamientos

Se seleccionó rodamientos rígidos de bolas calibre 40mm para un diametro del eje de 68mm, obteniendo una capacidad de carga de **22,68KN** mediante software CAE, al realizar el análisis de vida útil en horas se obtuvo un total de **4371,58 horas** a una velocidad de **30.5 rpm** que es la velocidad de giro del eje de transmisión, obteniendo una durabilidad prolongada para realizar un mantenimiento correctivo o sustituirlo.

4.2.5 Tren de engranes

El esfuerzo principal máximo se ubica en el radio de la base del diente y es magnitud **191.38 MPa**, como se observó en el literal 3.5.4. El esfuerzo de flexión máximo calculado con la ecuación de Lewis es **187.95 MPa**. El error porcentual entre ambas respuestas es del **1.79%**.

El esfuerzo de flexión máximo en el piñón es de **217.21 MPa**, determinado mediante software en el literal 3.5.4. El esfuerzo de flexión calculado es de **230.13 MPa**, por lo que el error porcentual entre ambos resultados es de **5.6%**.

4.2.6 Estructura

Se realizó un estudio comparativo mediante software CAE entre diversos perfiles con espesores de 1.5mm y 2mm, para determinar la estructura que tenga menor deformación y una baja tensión. Concluyendo que los más apropiados eran los perfiles cuadrado y rectangular. Para un segundo estudio se evaluó las propiedades físicas como son peso y precio. De esta manera se seleccionó un **perfil estructural rectangular** de dimensiones de **20x40x1,5mm**, tiene una tensión de **22MPa** y una deformación de **0.23mm**, además tiene un peso de **16,5kg** facilitando el traslado de la máquina, otro factor analizado fue el precio mediante una investigación de campo donde se identificó que es uno de los perfiles con mayor facilidad para encontrar en el mercado nacional.

Se efectuó un análisis modal para determinar la repercusión que tiene el movimiento rotativo del motor en la estructura con el fin de evitar el efecto resonancia. La velocidad angular del motorreductor es de **61 rpm (1,02 Hz)**, obteniendo de esta manera frecuencia bajas que no alteran el funcionamiento de la máquina siendo la mayor de **0,29 Hz**.

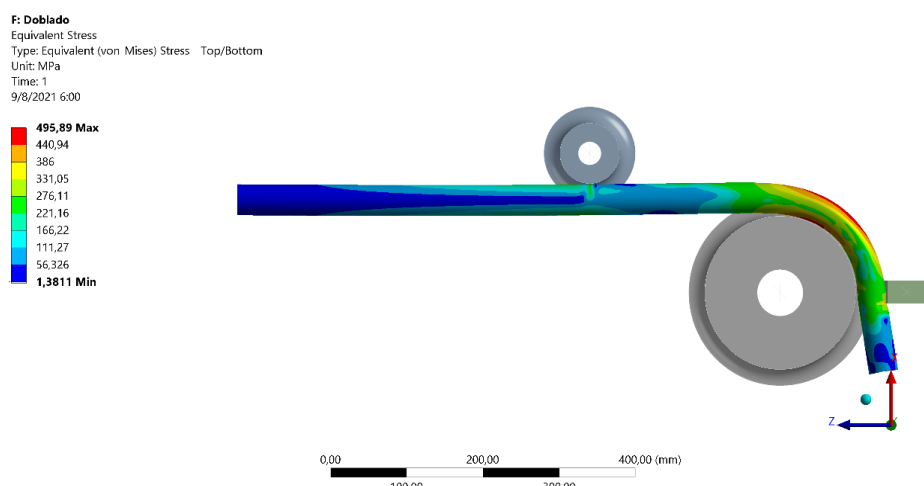
4.2.7 Análisis del producto terminado

Para el análisis del doblado se establece el material del tubo como un acero A36 no lineal, se observa la deformación del tubo alrededor de la matriz como se esperaba. En la imagen 69 se puede observar que los esfuerzos aplicados al tubo superan el valor del esfuerzo de fluencia siendo de **469.89 MPa**, mientras que el del material es de **250 MPa**, comprobando que el tubo entró en la zona plástica.

Según (Quinga, 2009): Los principales problemas que se tiene en el doblado de tubos son arrugamiento del material, formación de jorobas en las partes externas del tubo, hundimiento y huellas superficiales en el material, debido al deslizamiento del material sobre la matriz, alineación deficiente del sistema de doblado, etc. Por lo que se realizará diferentes escenarios para el doblado de tubo.

Figura 67

Comprobación de doblado del tubo



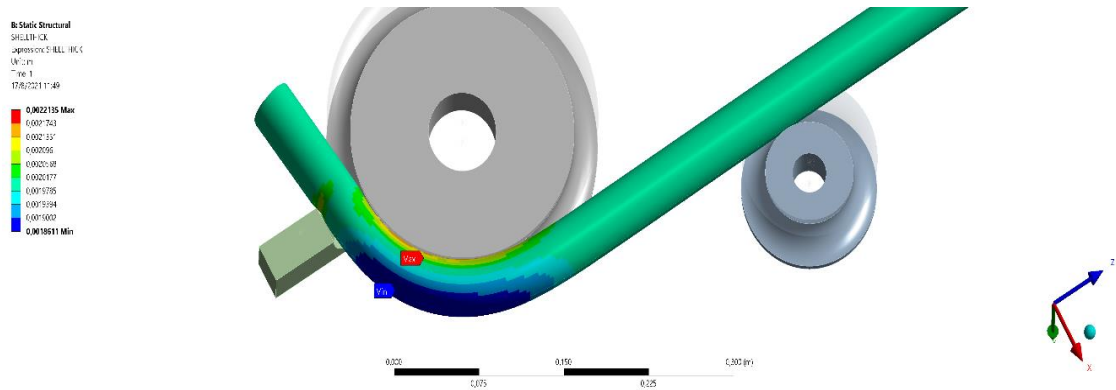
Nota. Simulación del doblado de tubo a través de la matriz

4.2.8 Variación del diámetro de doblado

En la figura 70 se observa como varía el espesor del tubo al momento de producirse el doblado por medio de la matriz a 90°, distinguiendo que en la zona de contacto del tubo y

la matriz existe un aumento del espesor a **2.2 mm**; mientras que en la zona exterior se aprecia una reducción del espesor de **1.86mm**.

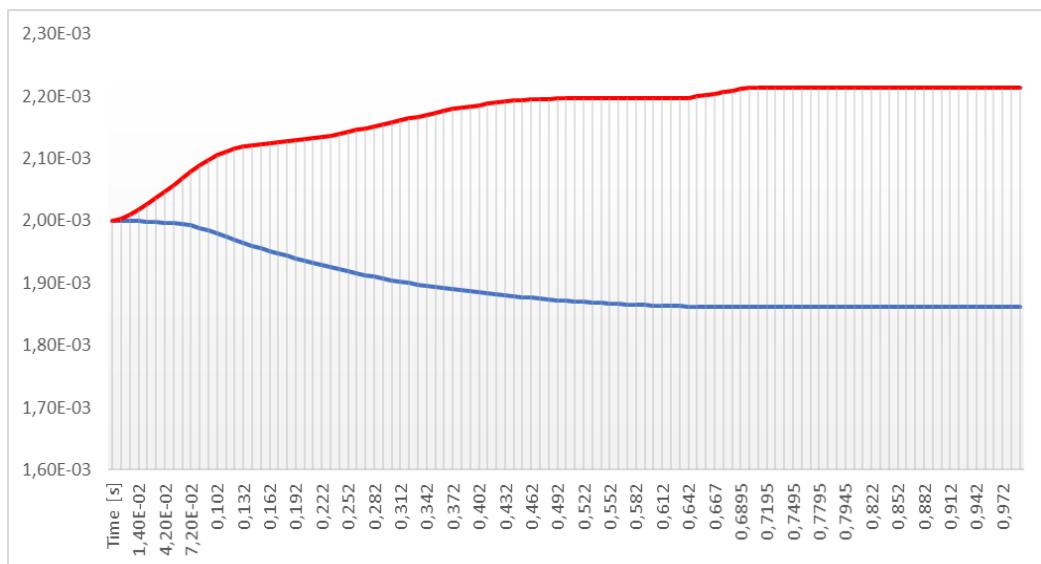
Figura 68
Cambios en el espesor del material



Nota. La gráfica muestra el doblado del tubo para un diámetro de 90° y espesor de 2mm.

A continuación, en la figura 71, se presenta una tabla de la variación del espesor del material en función del tiempo en que se va doblando. La línea roja representa el aumento de espesor en la zona de contacto del tubo con la matriz.

Figura 69
Variación del espesor del tubo durante su doblado



Nota. La figura representa la variación del espesor de tubo durante el doblado efectuado.

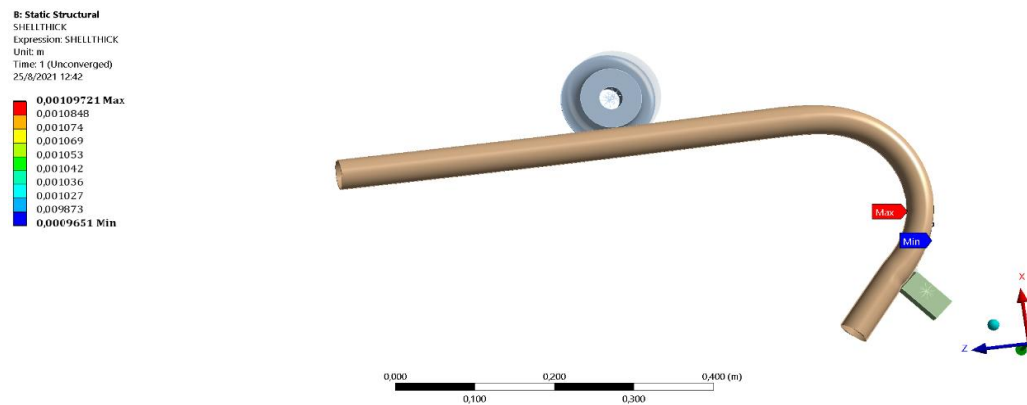
Para un tubo con ángulo de doblado a 90° y espesor de 2mm, se identificó el aumento de este en un **10%** en la zona de contacto del tubo con la matriz de doblado debido a la compresión del material, mientras que en la parte externa se visualiza que el espesor

disminuye en un **7%** como consecuencia del estiramiento del tubo doblado; mientras que en la parte que no hubo contacto con la matriz de doblado no hubo cambios en sus dimensiones.

4.2.9 Diámetro de doblado a 150° y 1mm de espesor

Para el siguiente análisis se hizo una variación del diámetro de doblado a **150°** y se disminuyó el espesor del material a **1mm**, como se observa en la imagen 72, no presenta deformaciones en el tubo durante el doblado, debido al bajo espesor del material, la compresión para efectuar el trabajo no conlleva mayor esfuerzo obteniendo un doblado satisfactorio.

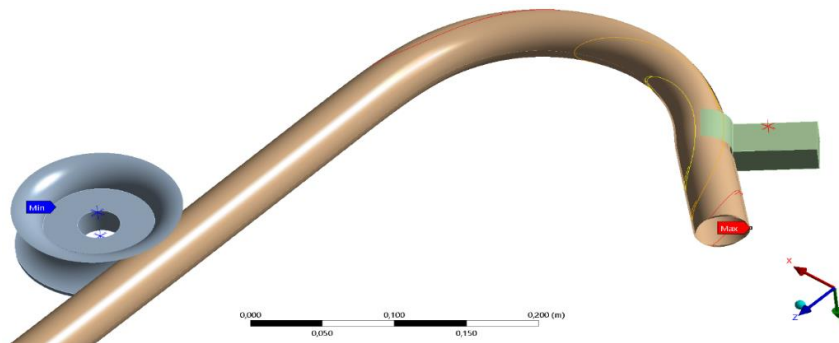
Figura 70
Doblado de tubo a 150°



Nota. La imagen representa el doblado de un tubo con espesor de 1mm a 150°

El espesor máximo que se produce en el interior del tubo debido al doblado es de **1.097mm** y en la parte exterior que es la zona de estiramiento del tubo se tiene una reducción de espesor de **0.09651mm** por lo que se evidencia que para las condiciones establecidas en el estudio no existe fallas en el proceso, como se aprecia en la imagen 73 con un doblado adecuado.

Figura 71
Deformaciones durante el doblado del tubo

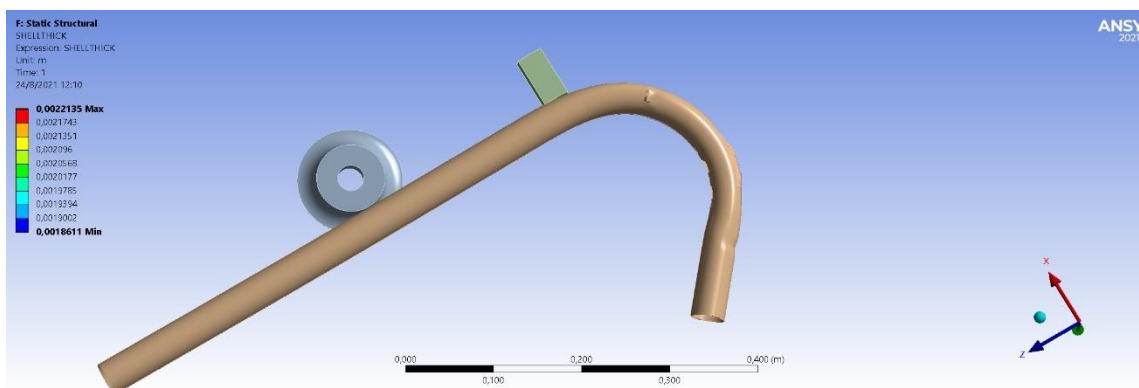


Nota. La imagen muestra el doblado final del tubo a 150° y un espesor de 1mm

4.2.10 Ángulo de doblado a 150° y 2mm de espesor

Se realizó un nuevo estudio bajo las condiciones de ángulo de doblado a 150° con un espesor de material de **2mm**, obteniendo como resultado una deformación evidente del tubo produciéndose fallas al estilo de jorobas en la parte externa del mismo como se visualiza en la figura 74.

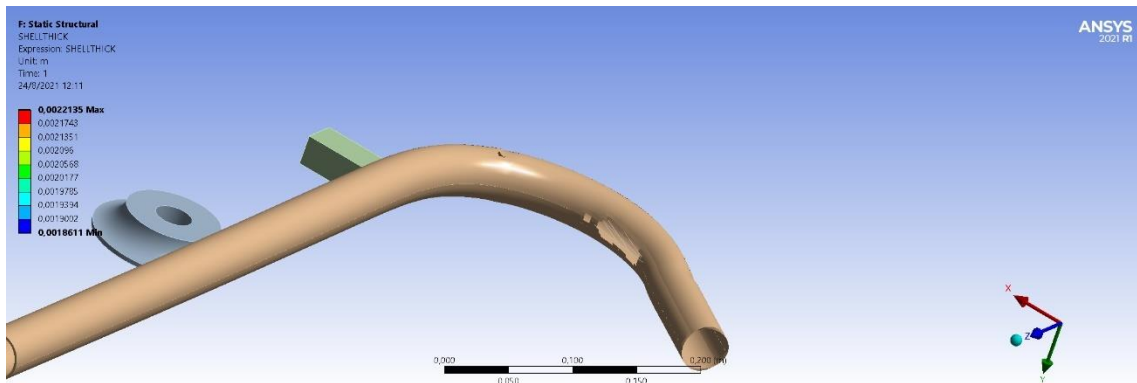
Figura 72
Doblado de tubo a 150° y 2mm de espesor



Nota. La figura muestra las deformaciones presentes al doblar un tubo con ángulos críticos y espesores mayores.

En la imagen 75 se observa un rayado del material en el lado interno debido a la compresión alta que existe del material con la matriz al momento de cumplir con el diámetro establecido para el doblado.

Figura 73
Fallas en el doblado

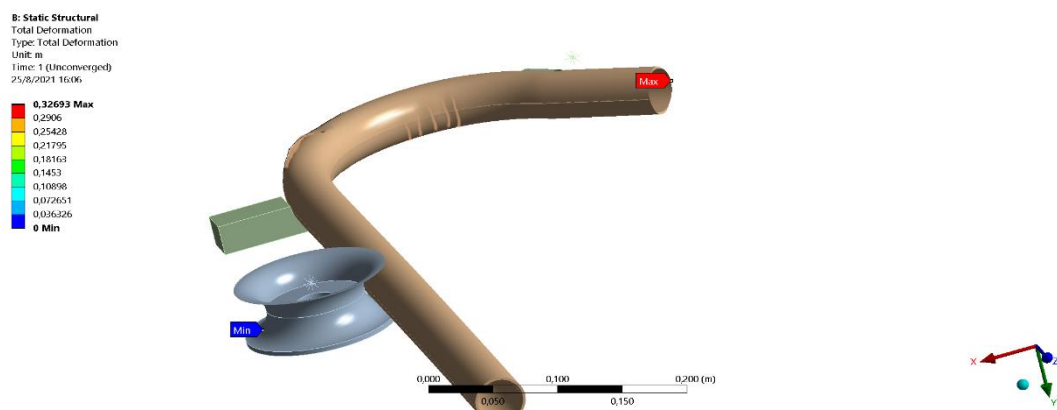


Nota. La imagen presenta deformaciones producidas en el lado interno del tubo, luego de haber entrado en contacto con la matriz.

4.2.11 Ángulo de doblado a 150° y 3mm de espesor

Se realizó un nuevo análisis aumentando el espesor a **3mm**, obteniendo resultados críticos en el doblado del tubo, como se aprecia en la figura 76 corrugación en la parte interna del tubo.

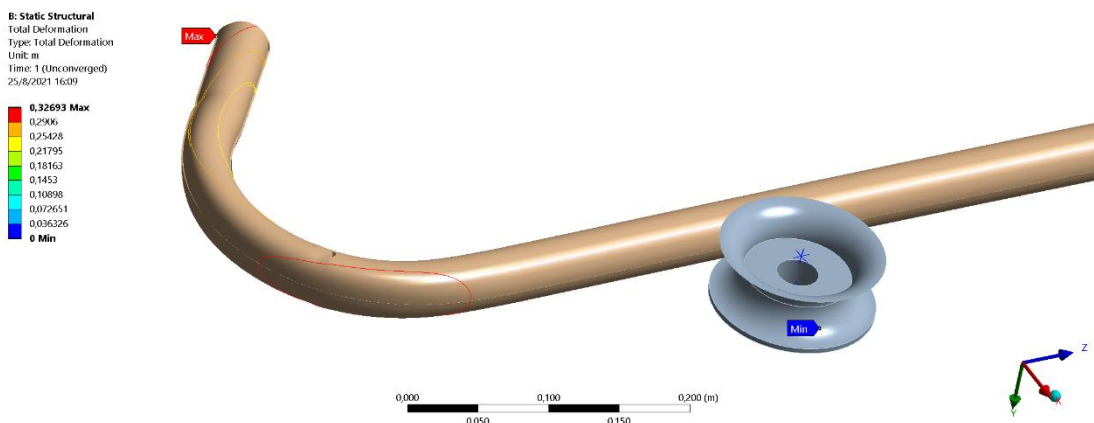
Figura 74
Deformaciones producidas con un doblado de 150°



Nota. La gráfica identifica las corrugaciones obtenidas en el tubo al aumentar el espesor en 3mm.

En la figura 77 se observa nuevas deformaciones en la parte externa del material, se identifica un aplastamiento del tubo en la zona de contacto con la matriz, se produjo nuevas jorobas en el tubo y no se obtuvo un doblado óptimo debido a las condiciones críticas fijadas para el estudio.

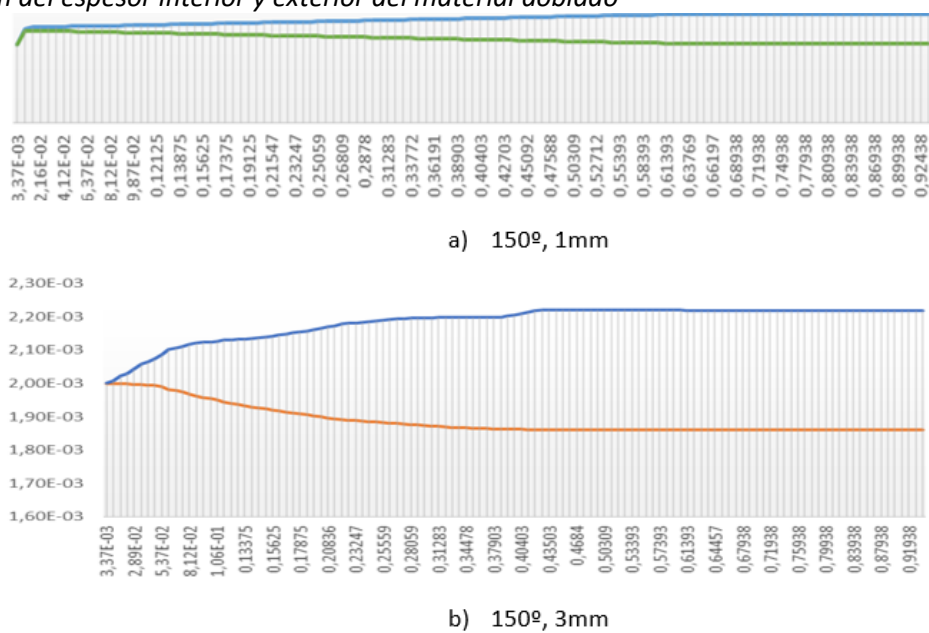
Figura 75
Doblado de tubo a 150° y 3mm de espesor



Nota. La imagen presenta diversas deformaciones del tubo al ser doblado a un ángulo de 150°.

Por último, se visualiza la imagen 76 donde se muestra dos tablas de gráficas variando el espesor del material y manteniendo el ángulo máximo de doblado. Como observamos mientras mayor espesor tiene el material (Parte b) la deformación va a producirse de manera más evidente, produciéndose jorobas en el tubo y teniendo un doblado imperfecto. Mientras que en la parte (a) para un tubo de espesor 1mm se produce una variación mínima sin deformaciones, agujeros o elevaciones que dañen el aspecto del doblado, como se observó en los análisis anteriores.

Figura 76
Variación del espesor interior y exterior del material doblado



Nota. La figura presenta dos secciones donde se mantiene el ángulo de doblado y se varía el espesor del material

Es importante aclarar que para el diseño implementado que tiene como objetivo el cambio estético en tubos de superficie lisa no se realizó estudios de simulación debido a que no conlleva esfuerzos mayores que permitan realizar análisis de deformaciones encontradas.

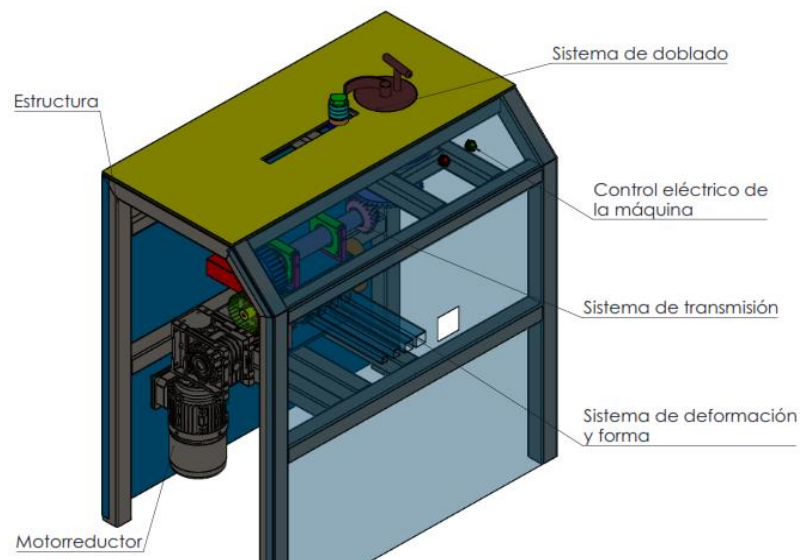
4.3 Análisis de costos

Se detallarán todos los materiales eléctricos y mecánicos que se necesitarán para realizar dicho proyecto. Además, de los costos de ingeniería y manufactura de la misma.

El diseño constará con 1 motorreductor a 61 rpm y una transmisión que poseerán engranajes cónicos y rectos, dimensionados en el literal 3.

A continuación, en la figura 79 se observan los sistemas que conformarán la dobladora multifuncional de superficies.

Figura 77.
Máquina dobladora multifuncional



Nota. La gráfica representa todas las componentes que se evaluarán económicamente para conocer el costo de construcción.

En la tabla 26, se observan los costos de control de la máquina multifuncional

Tabla 26
Costos de control

Descripción	Cantidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Motorreductor 2HP, 61 rpm	1	510	510
Contactores 220 V – 9 A	2	25	50
Relé térmico 9 A	1	25	25
Pulsado STOP	1	5	5
Switchs de pedal pulsador	2	6.50	13
Caja de control	1	41,58	41,58
Fusible 20 A	1	0,5	0,5
Portafusibles	1	3,75	3,75
Cable de conexión AWG 10	1	35	35
Terminales	15	1	15
Breaker 3 Polos, 16 A	1	18,5	18,5
Canaleta ranurada	1	3,4	3,4
Borneras	3	2	6
Mangueras	1	15	15
		Sub total	740,73
		Iva	88,89
		Total	829,62

Nota. La tabla muestra los precios finales para la parte eléctrica de la máquina.

Como se observa en la tabla 26, el total de los costos de control son de 829.62 \$ dólares americanos.

A continuación, en la tabla 27 se observan el listado de costos de materiales que se emplearán en la dobladora, teniendo en consideración que se realizará el tren de engranajes para su movimiento.

Tabla 27
Costos de materiales metálicos

Partes	Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total \$
Material para eje motriz forma	Diam=60mm L=420 mm Material: AISI 4340	1	25,2	25,2
Material para engranaje Z17 – Mod 3	Diam=60mm L=50 mm Material: AISI 5115	1	2,5	2,5
Espaciador forma	Diam=60mm L=260 mm Material: AISI 1045	1	1,4	1,4
Material eje conducido forma	Diam=60mm L=260 mm Material: AISI 4340	1	21,2	21,2
Material engranaje Z34 – Mod 3	Diam=115mm L=50 mm Material: AISI 5115	1	9,2	9,2
Material engranaje Z17 – Mod 4	Diam=80mm L=60 mm Material: AISI 5115	1	5,5	5,5
Material eje engranaje recto y cónico	Diam=50mm L=410 mm Material: AISI 4340	1	14,8	24,8
Material engranaje Z34 – Mod 4	Diam=150mm L=60 mm Material: AISI 5115	1	20,1	20,1
Material cónico Z22 – Mod 4	Diam=110mm L=70 mm Material: AISI 5115	1	12,5	12,5
Material cónico Z44 – Mod 4	Diam=190mm L=80 mm Material: AISI 5115	1	42,5	42,5
Material eje motor	Diam=50mm L=260 mm Material: AISI 4340	1	9,8	9,8
Material cajera rodillo cónico	Diam=130mm L=60 mm	2	14,5	29
Material espaciador cajera	Material: AISI 5115 Diam=240mm	1	75	75
Disco giratorio	Diam=160mm L=70 mm Material: AISI 1045	1	25,62	25,62

Partes	Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total \$
Tubo cuadrado	Tubo negro (2x50x50mm)	3	16,5	49,5
Material base cajeras superior	Platina A36 (8x225x85)	2	30	60
Material base cajeras	Platina A36 (15x200x85)	2	26,65	53,3
Material cajeras	Placa A36(25x100x80)	6	15,25	91,5
Material placa superior	Platina A36 (6x950x435)	1	35,1	35,1
Material para leva	Diam=65mm L=70 mm Material: AISI 1045	2	4,3	8,6
Perno guía	Diam=50mm L=100 mm Material: AISI 1045	1	9,4	9,4
Puertas	Planchas de tol negro de t=1.2 mm	2	41	82
33108		2	12	24
6008 FBJ		3	2,15	6,45
Lijas 80		1	2,3	2,3
Lijas 220		1	2	2
Thiner laca		3	3	9
Pintura		2	6	12
6005 FBJ		3	1,9	5,7
Broca de titanio hierro				0,89
Tornillo triplepato				2,68
			Sub total	748,74
			Iva	89,85
			Total	838,59

Nota. La tabla muestra los precios de los materiales para la parte mecánica de la máquina.

La tabla 27 detallada anteriormente, muestra que el costo de materiales para la elaboración de la dobladora es de 838.59 \$ dólares americanos.

En la tabla 28, se presentan los costos que de mecanizado e ingeniería para la máquina dobladora multifuncional de superficies cilíndricas.

Tabla 28
Costos de ingeniería y mecanizado

Costos de Ingeniería y Mecanizado			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario \$	Precio Total \$
Diseño mecánico	1	300	300
Armado de tablero eléctrico	1	150	150
Mecanizado del diseño	1	1400	1400
Total			1850

Nota. La tabla representa el costo de ingeniería y mecanizado.

La tabla anterior, muestra que la totalidad en costos de ingeniería y mecanizado de la dobladora multifuncional es de 1850\$ dólares americanos.

4.3.1 Costos finales de la máquina

Tabla 29
Costo final de la máquina dobladora multifunción

Diseño	Detalle de actividades			Total
	Costos eléctricos	Costos mecánicos	Costos de mecanizado	
Máquina dobladora multifuncional	821.78	838.59	1850	3510.37

Nota. La tabla muestra el costo final para la manufacturación de la máquina en el país.

Como se observó, en la tabla anterior la máquina multifuncional de diferentes perfiles es de 3510.37 \$ dólares americanos. Además, se debe considerar que las partes y materiales son encontrados en el país, con la finalidad de si ocurriera la necesidad de acceder algún repuesto, esto se realice sin ninguna complicación.

4.4 Análisis financiero – viabilidad

A continuación, se procederá a calcular el valor de salvamento el cual es la estimación del costo que tendrá dicho bien en un lapso de 10 años que por lo general se les da de vida útil a máquinas y herramientas, para lo cual se utilizará la siguiente fórmula.

$$V_{\text{salvamento}} = V_{\text{inicial}} - \frac{V_{\text{inicial}} * n}{N}$$

Donde:

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento, (\$).

V_{inicial} = Valor de costo inicial, (\$).

n = Tiempo de vida útil, (años).

N = Tiempo de depreciación, (10 años).

Se reemplazará la ecuación anterior teniendo en consideración que la máquina dobladora de superficies cilíndricas está diseñada para 9 años de vida útil.

$$V_{\text{salvamento}} = (3510.37 \$) - \frac{(3510.37 \$) * 9 \text{ años}}{10 \text{ años}}$$

$$V_{\text{salvamento}} = 351.037 \$$$

A continuación, se determinará la depreciación anual de la dobladora haciendo uso de la siguiente fórmula.

$$D_{\text{anual}} = \frac{V_{\text{inicial}} - V_{\text{salvamento}}}{n}$$

Donde:

D_{anual} = Depreciación anual, (\$)

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento, (\$).

V_{inicial} = Valor de costo inicial, (\$).

n = Tiempo de vida útil, (años).

$$D_{\text{anual}} = \frac{(3510.37\$) - (351.037\$)}{9}$$

$$D_{\text{anual}} = 317.70 \$$$

Se concluye que la máquina tiene una depreciación anual de 317.70 \$ dólares americanos, siendo estos valores calculados a un tiempo de vida útil de 9 años. Este dato es importante para conocer la pérdida de valor anual de la máquina ya que es un activo fijo, en caso de que exista una futura venta transcurrido varios años de su construcción.

4.4.1 Beneficio del producto

A continuación, en la tabla 30 mediante una investigación de campo se detallarán los costos de doblado por tubos y varillas artesanalmente, empleados en el sector metalmecánico de la ciudad de Latacunga en el taller “Arte de hacer hierro”, de propiedad del Sr. Segundo Pullopaxi, ubicado en el sector Santán Grande.

Este análisis se desarrolló en base a una estimación de ganancias que se obtiene semanal y mensualmente en un taller de la pequeña industria.

Tabla 30

Especificaciones de cobros por el doblado de tubos

Especificaciones	Costo unitario (\$)	Beneficio semanal (\$)	Beneficio mensual (\$)
Doblado de tubos espesor 2mm	3,50	18	72
Doblado de tubos espesor 1,5mm	2,50	15	60
Doblado de varillas de 1 in de diámetro	1,50	9	32
Doblado de varillas de 10mm de diámetro	0,45	4,5	18
		Total	182

Nota. Detalles de cobros por dobles según el espesor del material

En la tabla anterior, se determinó un valor de utilidad de 182\$ dólares americanos por el doblado de tubos y estribos de diferente tamaño

Por lo tanto, se determinará el beneficio anual de la máquina dobladora de superficies cilíndricas, mediante la siguiente ecuación.

$$B_{anual} = B_{mensual} * 12 \text{ meses}$$

Donde:

B_{anual} = Beneficio anual, (\$).

$B_{mensual}$ = Beneficio mensual, (\$).

$$B_{anual} = (182\$) * 12 \text{ meses}$$

$$B_{anual} = 2184 \$$$

De acuerdo a lo calculado se determinó que tiene un beneficio anual de 2184 \$ dólares americanos.

4.4.2 **Determinación del tiempo de recuperación de la inversión**

Mediante la siguiente ecuación, se determinará el tiempo de recuperación de la máquina dobladora multifuncional.

$$t_{recuperación} = \frac{\text{Valor de costo inicial}}{B_{mensual}}$$

Donde:

$t_{recuperación}$ = Tiempo de recuperación, (años)

$V_{inicial}$ = Valor de costo inicial, (\$).

B_{anual} = Beneficio anual, (\$).

$$t_{recuperación} = \frac{3510.37 \$}{2184\$}$$

$$t_{recuperación} = 1.6 \text{ años}$$

Se concluye que el tiempo de recuperación de la inversión de los 3510.37 \$ dólares americanos se dará en un plazo de 1.6 años. Por lo tanto, esto quiere decir que el proyecto es viable ya que está en el rango de tiempo de recuperación que se establece por lo general de 5 años.

Otro aspecto de viabilidad de construcción de la máquina es que permitirá a la pequeña industria metalmecánica mejorar su talento para diseñar y obtener acabados de primer nivel con mayor producción en serie y ocupando menores tiempos.

se determinará el tiempo de recuperación de la máquina dobladora multifuncional.

$$t_{recuperación} = \frac{\text{Valor de costo inicial}}{B_{mensual}}$$

$$t_{recuperación} = \frac{3510.37 \$}{2184\$}$$

$$t_{recuperación} = 1.6 \text{ años}$$

Se concluye que el tiempo de recuperación de la inversión de los 3510.37 \$ dólares americanos se dará en un plazo de 1.6 años. Por lo tanto, esto quiere decir que el proyecto es viable ya que está en el rango de tiempo de recuperación que se establece por lo general de 5 años.

Otro aspecto de viabilidad de construcción de la máquina es que permitirá a la pequeña industria metalmecánica mejorar su talento para diseñar y obtener acabados de primer nivel con mayor producción en serie y ocupando menores tiempos.

4.5 Validación de la hipótesis

Para la validación de esta se empleará el método de la hipótesis nula, mismo que permite abordar problemas como ajuste, homogeneidad y dependencia, por dicho motivo su aplicación. A continuación, se procederá a realizar la validación de la hipótesis, para lo cual se seguirán los siguientes pasos:

- Determinar la hipótesis nula (Ho) y de trabajo (H1).
- Calcular los valores críticos y de prueba, definiendo las zonas de aceptación y rechazo Ho.
- Decisión y conclusión.

4.5.1 Cálculo de la validación de la hipótesis

A continuación, se colocará la hipótesis nula y la de trabajo, las cuales poseerán los valores observados en

la tabla 31.

Tabla 31
Colocación de hipótesis nula y de trabajo

Rubros	Costos	
	Extranjeros	Nacional
Precio	2900	3089,12
Flete	570	100
Seguro	694	0
AD VALOREM	832,8	0
FODINFA	20,82	0
IVA	704,55	421,24
Base imponible	1500	0
	7222,17	3610,36

Nota. La presente tabla muestra los precios de la máquina para poder importar y realiza una comparación con la propuesta a manufacturar

$$H_0: u = 7222.17 \text{ costo extranjero } (\$)$$

$$H_1: u < 3610,36 \text{ costo nacional } (\$)$$

Se procederá a calcular el porcentaje, los cuales están dados por las dos hipótesis.

$$\alpha = \frac{H_1}{H_0} * 100\%$$

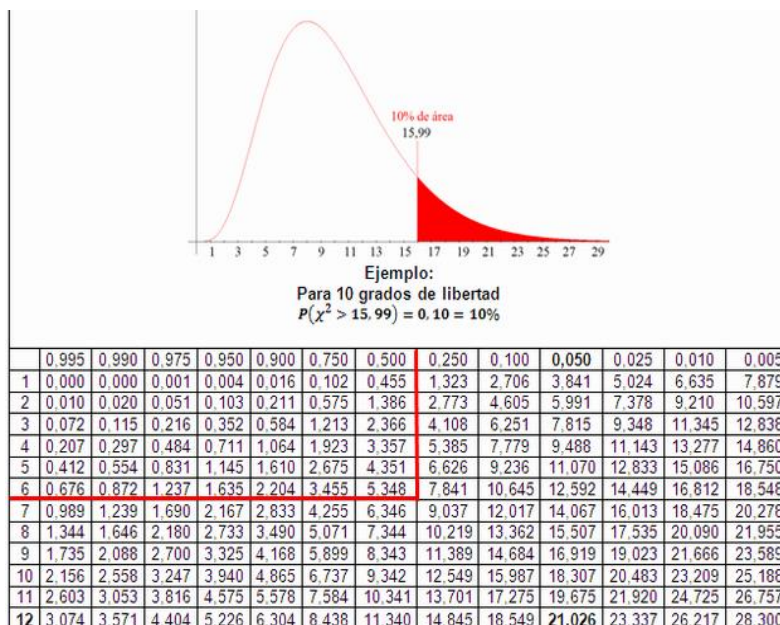
$$\alpha = \frac{3610,36}{7222.17} * 100\%$$

$$\alpha = 49,98 \%$$

Reemplazando los datos se obtuvo un valor del 49,98 %. Además, se determinó el grado de libertad que posee dicho sistema, siendo este de 6.

Utilizando la figura 80, se calculará el valor crítico (Z_c) para determinar el rango máximo de la hipótesis nula, con los valores del 50% y grado de libertad de 6.

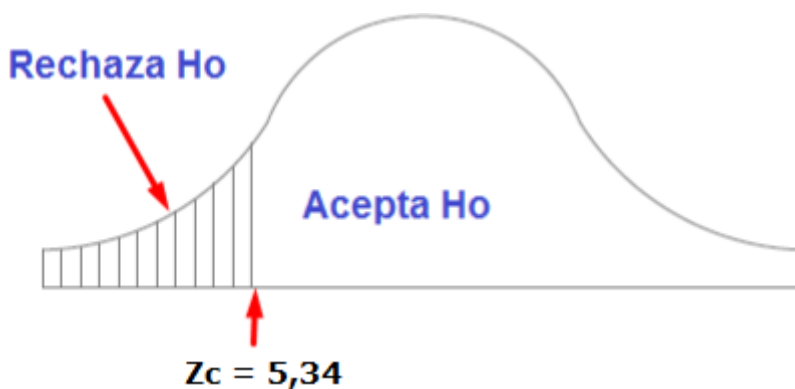
Figura 78
Determinación del valor crítico Zc



Nota. La gráfica representa la identificación del valor crítico en base a los grados de libertad

Como se observa en la siguiente figura 79, el valor máximo de la hipótesis nula es de 5,348.

Figura 79
Aceptación o rechazo de la hipótesis



Nota. La figura muestra el lugar de ubicación del valor crítico de la hipótesis estudiada para su validación.

Aplicando la siguiente ecuación, se determinará si el valor calculado de la hipótesis nula se encuentra en los rangos establecidos.

$$\sigma = \text{costo extranjero} - \text{costo nacional}$$

$$\sigma = 7222,17 - 3610,36$$

$$\sigma = 3611,81$$

$$Z_c = \frac{\bar{X} - u}{\frac{\sigma}{\sqrt{n}}}$$

$$Z_c = \frac{3610,36 - 7222,17}{\frac{3611,81}{\sqrt{7}}}$$

$$Z_c = -2,64$$

Con el valor obtenido de -2,64, se determina que la hipótesis nula cae en la zona de rechazo como se observa en la figura, esto da a concluir que la hipótesis nula se elimina, por lo tanto, está demostrado que se mantiene la hipótesis planteada o de trabajo.

Capítulo V

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

- Se diseñó una máquina multifuncional de superficies curvas para el sector metalmecánico, mediante el uso de software CAD/CAE y se analizó su estructura electromecánica obteniéndose los siguientes resultados: Para ejecutar el trabajo de doblado se necesitará un motor de potencia 2Hp a una velocidad de 7.63 rpm obteniendo un torque de 1720 Nm permitiendo doblar estribos y tubos de 1 ½ in a un ángulo máximo de 150°.
- Se diseñó un sistema mecánico de tren de engranes que consta de una primera etapa con engranes rectos encargados de reducir la velocidad a 15.8 rpm y transmitir el movimiento hacia un juego de engranes cónicos de módulo 4mm y 5mm, obteniendo una velocidad final de 7.63 rpm, misma que es transmitida a la matriz de doblado.
- Se diseñó un sistema de control y fuerza que consta de un cable conductor 10 AWG termoplástico resistente al calor con una temperatura máxima de 90° para una corriente normalizada de 31.95 A. Se determinó dos contactores para la inversión de giro de categoría AC3 con una corriente nominal de 9A con alimentación a 220V. Estableciendo dos switch de pedal para facilitar el accionamiento de la máquina al operador.
- En el análisis CAE realizado a un tubo de 38,1 mm de diámetro con espesor de 1.5mm y 90° de doblado se observó que se produce una expansión en el material en la parte externa del 7%, mientras que en la interna se llegó a comprimir en un 10%, considerando que se aplicó un toque de 1720 Nm, mismo que permitió superar el límite de elasticidad del material para deformarlo de manera correcta.
- En un nuevo estudio realizado con el tubo ya mencionado variando su espesor a 3mm y el ángulo de doblado a 150° se obtuvo deformaciones en la parte externa del material como son aplanamiento del tubo en la zona de contacto con la matriz, se produjo jorobas en el tubo y no se obtuvo un doblado óptimo debido a las condiciones críticas fijadas para el estudio.

- La dobladora multifuncional de superficies curvas en el escenario de construcción necesitaría un valor de 3510.37 \$ dólares americanos, los cuales se recuperaría en un tiempo de 18 meses a una producción mensual de 182 \$ dólares americanos, lo que significa que el proyecto es rentable para una metalmecánica del sector, ya que su inversión sería recuperada a corto plazo.

5.2 Recomendaciones

- Implementar un sistema de control de velocidad, debido a que la máquina llega a doblar diferentes perfiles en cuanto a dimensiones y espesores.
- Debido a la variación de trabajo en el sector metalmecánico artesanal se recomienda establecer un diseño para facilitar el traslado, nivelación y anclaje de la máquina de acuerdo a las necesidades del operador.
- Analizar mediante software CAE nuevos perfiles de tubos como son en ángulo, cuadrado, etc.; para visualizar posibles fallas que se producirían bajo las condiciones de operatividad establecidas en el diseño de la máquina.
- Manufacturar la dobladora multifuncional ya que en el mercado ecuatoriano no se dispone y serviría para el crecimiento de la pequeña industria metalmecánica.

Bibliografía

- Adelca. (2021). *Recuperado el 24 de Febrero del 2021*. Obtenido de Estribos:
<https://www.adelca.com/producto.php?nom=ESTRIBOS&cat=0>
- ALSIMET, S. (05 de Julio de 2020). *Recuperado el 08 de Enero del 2021*. Obtenido de EL DOBLADO DE TUBO DE METAL: TIPOS Y APLICACIONES:
<http://alsimet.es/es/noticias/doblado-de-tubo-de-metal>
- Bhandari, V. (2011). *Design of Machine Elements*. Mumbai: McGraw Hill education.
- Budyna, R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D.F.: McGraw-Hill.
- Cortes, A. (23 de Mayo de 2013). *Recuperado el 08 de Enero del 2021*. Obtenido de Doblado y Curvado de Metales: <http://modelos2andreacortes.blogspot.com/2013/05/doblado-y-curvado-de-metales.html>
- CRYSTAL. (s.f.). *Recuperado el 08 de Enero del 2021*. Obtenido de Redondeado de tubos:
<http://www.nzdl.org/gsdImod?e=d-00000-00---off-0gtz--00-0----0-10-0---0---0direct-10---4-----0-0l--11-en-50---20-about---00-0-1-00-0--4----0-0-11-10-OutfZz-8-00&a=d&cl=CL1.3&d=HASH285fe5ea3f00c8f3d072f6.8.9>
- Cumbal Raúl y España Héctor, U. (03 de 2016). *Recuperado el 10 de Enero del 2021*. Obtenido de DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA DOBLADORA DE TUBOS SEMIAUTOMÁTICA CON RODILLOS INTERCAMBIABLES:
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12216/3/UPS-KT01238.pdf>
- DIPAC. (18 de 10 de 2016). *Recuperado el 19 de Mayo del 2021*. Obtenido de AISI 4340 (705):
<https://www.dipacmanta.com/aisi-4340>

FAG, R. (08 de 07 de 2007). *Recuperado el 08 de Julio del 2021*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut214/FAG.pdf>

INEN NTE 110, P. r. (2013). *Recuperado el 04 de Marzo del 2021*. Obtenido de Ensayo de doblado para aceros: chrome-extension://oemmndcblldboiebfnladdacbfmadadm/<https://www.normalizacion.gov.ec/buzon/normas/110-1.pdf>

ISSUU, M. (14 de 05 de 2013). *Recuperado el 31 de Marzo del 2021*. Obtenido de EL GRAN CATÁLOGO 4000 - SECCIÓN E - PIÑONES: <https://issuu.com/msg-mexico/docs/cat4000-e>

López, E. (01 de 2015). *Recuperado el 02 de Febrero del 2021*. Obtenido de Diseño de Máquina de Varillas de Acero de 1/4 inch para la Fabricación de Asas para Ollas: <http://www.repositorio.usac.edu.gt/1365/1/Elias%20Jonathan%20Lopez%20Meren.pdf>

Material Mundial, G. (31 de 07 de 2019). *Recuperado el 20 de Mayo del 2021*. Obtenido de Acero ASTM A36, Acero A36 Propiedades, Ficha Tecnica, Dureza, Densidad Estructural PDF: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>

MOTOX, M. (2008). *Recuerado el 08 de Julio del 2021*. Obtenido de Catálogo D87.1 · : <http://www.rodamientos.com/catalogos/moto/sie01es.pdf>

Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México DF: Pearson Educación.

Nargesa. (2021). *Recuperado el 04 de Febrero del 2021*. Obtenido de Curvadora de Tubos y Perfiles MC200: <https://www.nargesa.com/es/maquinaria-industrial/curvadora-de-tubos-perfiles-mc200/>

- NTE INEN 0134, E. (2009). *Recuperado el 25 de Febrero del 2021*. Obtenido de Ensayo de doblado para tubos: https://nanopdf.com/download/nte-inen-0134-ensayo-de-doblado-para-tubos-de-acero_pdf
- Quinga Guanocunga, J. E. (2009). *Recuperado el 10 de Enero del 2021*. Obtenido de Construcción de un Prototipo de Doblado Manual para Perfiles Cuadrados de Acero SAE 1018 de 20 y 25.4 mm de 1 a 2 mm de Espesor: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/1426?locale=en>
- Quinga, J. (2009). Construcción de un Prototipo de Dobladora Manual para Perfiles Cuadrados de Acero SAE 1018 de 20 y 25.4 mm de 1 a 2 mm de Espesor. Quito.
- Roydisa. (s.f.). *Selección adecuada de un motor eléctrico asíncrono*. Obtenido de Roydisa: <https://www.roydisa.es/archivos/3012>
- Tang, N. (2000). Plastic-deformation analysis in tube bending. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 751-759.
- Trujillo, O. (19 de 09 de 2016). *Recuerado el 02 de Febrero del 2021*. Obtenido de Diseño de una Máquina para Cortar y Doblar Estribos en Serie para Columnas de Hormigón Armado: <https://www.redalyc.org/jatsRepo/5055/505554800001/html/index.html>
- Wuxi Haoshuo Technology Co, L. (04 de 2012). *Recuperado el 04 de Febrero del 2021*. Obtenido de Máquina dobladora de estribos y vigas de acero CNC: <http://www.haoshuomachine.com/es/4-12-cnc-rebar-bending-machine.html#>
- Yang, H., & Zhang, Z. (2014). Hot Tube-Forming. *Comprehensive Materials Processing*, 321-350.

ANEXOS