



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

PROPUESTA TECNOLÓGICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
ROLADORA DE TUBO**

**Proyecto de titulación presentado previo a la obtención del título de Ingeniero
Electromecánico**

Autores:

Molina Andrade Kevin David

Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín

Tutor:

Ing. Luis Miguel Navarrete López M.Sc.

LATACUNGA – ECUADOR

2023

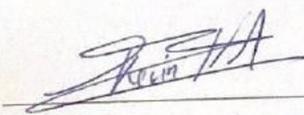


DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros, Kevin David Molina Andrade con C.I. No: 055000773-6 y Carlos Efraín Toaquiza Toaquiza con C.I. No: 050390389-0, declaramos ser autores de la siguiente Propuesta Tecnológica: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ROLADORA DE TUBO”** siendo el Ing. Luis Miguel Navarrete López M.Sc. el tutor del presente trabajo y exime expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales

Además, certificamos que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el siguiente Proyecto de Investigación, son de nuestra exclusividad.

Atentamente,


Kevin David Molina Andrade
C.I.: 055000773-6


Carlos Efraín Toaquiza Toaquiza
C.I.: 050390389-0



AVAL DEL TUTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN

En calidad de tutor de la Propuesta Tecnológica sobre el título:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ROLADORA DE TUBO” de Kevin David Molina Andrade y Carlos Efraín Toaquiza Toaquiza, estudiantes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, considero que dicho informe investigativo cumple con los requerimientos metodológicos y aportes Científico-Técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Proyecto que el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas – CIYA de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, febrero 08 del 2023

Ing. Luis Miguel Navarrete López M.Sc.

C.I. 180374728-4



APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN

En calidad de Tribunal de Lectores, aprueban el presente Informe de Investigación de acuerdo a las disposiciones reglamentarias emitidas por la Universidad Técnica de Cotopaxi, y por la **FACULTAD de CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS**; por cuanto, el o los postulantes: **MOLINA ANDRADE KEVIN DAVID** con cedula de ciudadanía C.I: 055000773-6 y **TOAQUIZA TOAQUIZA CARLOS EFRAÍN** con cedula de ciudadanía C.I: 050390389-0, con el título del Proyecto de titulación: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ROLADORA DE TUBOS”** han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Sustentación de Proyecto.

Por lo antes expuesto, se autoriza los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, febrero 08 del 2023

Por constancia firman:

Lector 1 (Presidente)

Ing. Cevallos Betún Segundo Ángel

C.I.:050178243-7

Lector 2

Ing. Laurencio Alfonso Héctor Luis

C.I.: 175836725-2

Lector 3

Ing. Freire Martínez Luigi Orlando.

C.I. : 050252958-9



AVAL DE IMPLEMENTACIÓN

Presente.

Con el presente documento, se pone en constancia que los estudiantes: Molina Andrade Kevin David y Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín, de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Técnica de Cotacachi, han desarrollado el proyecto tecnológico **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ROLADORA DE TUBO”** realizaron la entrega de la máquina para la carrera de Ingeniería Electromecánica cumpliendo así con los objetivos propuestos al inicio del desarrollo del proyecto.

Sin otro particular autorizo para que usen el presente documento para cualquier fin legal pertinente de la Universidad

Ing. MSc. Cristian Gallardo Molina
Director de la Carrera de Electromecánica
C.I. 050284769-2

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por bendecirnos la vida, por guiarnos a lo largo de nuestra existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

A todos los miembros que conforman la prestigiosa Universidad Técnica de Cotopaxi, en especial al grupo de Docentes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, por haber impartido sus extraordinarios conocimientos durante el proceso de mi formación académica.

Al Mg. Ing. Luis Miguel Navarrete López, quien compartió su apoyo incondicional, con sugerencias y críticas constructivas para el desarrollo, en el direccionamiento y revisión de este proyecto.

A los docentes de la carrera, por haber compartido sus conocimientos a lo largo de la preparación de nuestra profesión, quienes han guiado con su paciencia, y por su valioso aporte para nuestro proyecto.

Kevin David Molina Andrade

AGRADECIMIENTO

A todos los miembros que conforman la prestigiosa Universidad Técnica de Cotopaxi, en especial al grupo de Docentes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, por haber impartido sus extraordinarios conocimientos durante el proceso de mi formación académica.

Al Mg. Ing. Luis Miguel Navarrete López, quien compartió su apoyo incondicional, con sugerencias y críticas constructivas para el desarrollo, en el direccionamiento y revisión de este proyecto.

A mis profesores que siempre me apoyaron de una u otra manera y que me enseñaron a más de lo teórico que nada es imposible en la vida tan solo hay cosas difíciles, que todo está en la mente que si te propones se puede lograr y con Dios todo se puede.

Carlos Efraín Toaquiza Toaquiza

DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

A mi padre, por ser el pilar más importante, por demostrarme siempre su don de trabajar, cariño y apoyo incondicional sin importar lo difícil que sea el camino, sé que desde el cielo siempre será mi guía para escalar cada peldaño "jefe".

A mi madre, que está conmigo siempre y aunque nos faltan muchas cosas por vivir juntos, sé que este momento es tan especial para ti como lo es para mí.

A mi hermana, a quien quiero con mi vida, por compartir momentos significativos conmigo y por siempre estar dispuesta a luchar cada día de mi vida.

A toda mi familia que siempre ha estado en los momentos más difíciles de mi vida siempre han sido un apoyo muy importante, que muy seguro que, sin ese gran apoyo, no hubiera logrado esta meta.

Kevin David Molina Andrade

DEDICATORIA

A nuestro Señor Jesucristo, que me ha permitido disfrutar cada día de mi vida y que ha estado junto a mí como guía espiritual, por haberme permitido el más grande de los sueños el culminar mi carrera.

De manera especial con todo mi Corazón, Amor, Cariño, Respeto y Aprecio a mi papá Luis Efraín Toaquiza Chicaiza por todo el apoyo, confianza y sus sabios consejos que me brindó desde que yo era pequeño, agradezco que con su esfuerzo me dio la oportunidad de terminar mis estudios, a mi mamá Martha Alicia Toaquiza Pila que me dio la vida y me acompañó durante el trayecto de la misma brindándome su amor, corrigiendo mis faltas y guiándome de su mano por el camino del bien.

A mis Hermanos, Hermanas, que en el transcurso del tiempo me han brindado su Amistad, Cariño, Amor y sobre todo Comprensión en los buenos y malos momentos para así luchar día a día por cumplir mis metas de las cuales ellos forman parte importante.

A Jeniffer Estefani Toaquiza Toapanta por acompañarme en los buenos y malos momentos, quién a pesar de la adversidad es una persona muy importante en mi vida.

Pero de forma especial, esta tesis está dedicada a la memoria de mi abuelita María Matilde Pila Viracocha, quien fue mi segunda madre y mi abuelito Francisco Toaquisa Lema, fruto de nobles virtudes, enseñanzas y valores que los mantendré conmigo el resto de mi vida.

Carlos Efraín Toaquiza Toaquiza

ÍNDICE GENERAL

INFORMACIÓN GENERAL	1
1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 EL PROBLEMA	2
1.1.1 Planteamiento del problema	2
1.1.3 Formulación del problema	2
1.1.4 Matriz Causa-Efecto.....	3
1.2 BENEFICIARIOS.....	3
1.2.1 Beneficiarios directos.....	3
1.2.2 Beneficiarios indirectos.....	3
1.3 JUSTIFICACIÓN	3
1.4 HIPÓTESIS	4
1.5 OBJETIVOS.....	4
1.5.1 General	4
1.5.2 Específicos	4
1.6 SISTEMA DE TAREAS EN RELACIÓN A LOS OBJETIVOS PLANTEADOS	4
2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	5
2.1 ANTECEDENTES	5
2.2 MARCO REFERENCIAL	6
2.3 FUNDAMENTOS GENERALES	6
2.3.1 Procesos en la producción.....	6
2.3.1.2 Producción	6
2.3.2 Elementos de los procesos de producción	7
2.4 PROCESO DE DEFORMACIÓN DE METALES.....	7
2.4.1 Antecedentes y características del rolado de metales	7
2.4.2 Fundamentos del doblado de metales	8
2.5 FUNDAMENTOS Y CARACTERÍSTICAS DEL ROLADO DE TUBERÍA	8
2.5.1 Máquina roladora de tubos	8
2.5.2 Tubería metálica para el rolado	9
2.5.3 Factores y parámetros del rolado de tubería	9
2.5.3.1 Radio mínimo de curvatura	10
2.5.3.2 Alargamiento del Material a realizar la curvatura	10
2.5.3.4 Velocidad de rolado en el proceso.....	11
2.5.3.5 Recuperación elástica del material	11
2.5.3.6 Capacidad del ángulo de giro.....	12

2.5.4	Métodos para el rolado de tubos.....	12
2.5.4.1	Rolado de tubos por compresión	12
2.5.4.2	Doblado por prensa.....	12
2.5.4.3	Rolado por sistema de tres rodillos	13
2.5.6	Problemas en el rolado	14
2.6	CARÁCTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE LOS MATERIALES PARA EL PROCESO DE ROLADO	15
2.6.1	Propiedades Químicas.....	15
2.6.2	Propiedades Físicas	15
2.6.3	Propiedades mecánicas	15
2.6.4	Análisis del diagrama Esfuerzo-Deformación de los materiales.....	15
2.7	SISTEMAS ELÉCTRICOS DE CONTROL	16
2.7.1	Motor eléctrico	17
2.7.2	Elementos de control.....	17
2.8	SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	18
2.9	COMPONENTE TECNOLÓGICOS	19
2.9.1	FUSION 360.....	20
3.	DESARROLLO DE LA PROPUESTA.....	20
3.1	METODOLOGÍA	20
3.1.1	Introducción a la metodología	20
3.1.3	Requerimientos iniciales del sistema	21
3.1.4	Estructura funcional	21
3.1.4.1	Capacidad de producción	21
3.1.4.2	Método del rolado de tubería	21
3.1.4.3	Tipo de transmisión de potencia del motor	22
3.1.4.4	Tipo de transmisión de potencia de fuerza.....	23
3.1.4.5	Tipo de estructura de construcción	23
3.1.5	Diseño conceptual y gráfico	24
3.1.6	Diseño y dimensionamiento de componentes	25
3.1.6.1	Dimensionamiento de la fuerza de rolado.....	25
3.1.6.2	Diseño de componentes mecánicos	27
3.1.6.3	Diseño de detalle.....	40
3.2	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	41
3.2.1	Introducción.....	41
3.2.2	Cálculo de fuerza requerida para el doblado	41

3.2.3	Cálculo del torque de funcionamiento de los elementos de la máquina	42
3.2.4	Cálculo del torque generado por los momentos de inercia	42
3.2.5	Cálculo de la potencia de diseño del motor	42
3.2.6	Cálculo y selección del sistema de transmisión por cadenas.....	43
3.2.7	Cálculo y selección del sistema de transmisión por bandas	43
3.2.8	Cálculo de árboles laterales para las matrices de rolado.....	43
3.2.9	Cálculo para el diseño de lengüetas	44
3.2.10	Cálculo para el diseño de chumaceras	44
3.2.11	Cálculo para el diseño de elementos de sujeción	44
3.2.12	Simulación de elementos requeridos para el sistema	45
3.2.13	Construcción y pruebas del sistema	53
3.2.13	Control eléctrico del sistema	54
3.3	EVALUACIÓN TÉCNICO, SOCIAL, AMBIENTAL Y/O ECONÓMICA	54
3.3.1	Evaluación Técnico Social.....	54
3.3.2	Evaluación Técnico Ambiental	54
3.3.3	Evaluación Técnico Económica	55
3.3.3.1	VAN Y TIR	57
4.	CONCLUSIONES / RECOMENDACIONES	59
4.1	CONCLUSIONES	59
4.2	RECOMENDACIONES.....	59
	ANEXOS.....	62

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Matriz Causa – Efecto	3
Figura 2.1 Proceso de doblado de metales	8
Figura 2.2 Proceso de doblado de metales	8
Figura 2.3 Proceso de rolado de metales [11].	9
Figura 2.4 Proceso de rolado de tubería	10
Figura 2.5 Proceso de rolado de tubería por compresión	12
Figura 2.6 Proceso de doblado de tubería por prensa	13
Figura 2.7 Proceso de rolado de tubería por tres rodillos	13
Figura 2.8 Tornillo de potencia [16]	13
Figura 2.8 Diagrama esfuerzo-deformación.....	16
Figura2.9 Sistema eléctrico para el arranque directo de un motor trifásico	17
Figura 2.10 Mapa conceptual de elementos de control industrial.....	18
Figura 2.1.1 Accionamientos eléctricos.....	18
Figura 3.1 Metodología para el diseño de la máquina.....	20
Figura 3.2 Sistemas conceptuales de la máquina roladora de tubos.....	24
Figura 3.3 Fuerza ejercida para el rolado	25
Figura 3.4 Momentos de una carga puntual.	25
Figura 3.5 Componentes mecánicos.	27
Figura 3.6 Sistema de transmisión de potencia.....	29
Figura 3.7 Selección de una cadena de rodillos simple	29
Figura 3.8 Diagrama de tensiones sobre la polea y la catalina del árbol motriz.....	34
Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre de los esfuerzos sometidos para el árbol lateral.	35
Figura 3.10 Diagrama de las tensiones de la sección transversal del árbol.....	35
Figura 3.11 Diagrama de las tensiones de la sección transversal del árbol para el cálculo de cuñas.....	38
Figura 3.9 Prisma elipsoidal de distribución de la presión de un contacto cilíndrico	39
Figura 3.10 Diseño del soporte de base central.....	41
Figura 3.11. Eje diseñado para soportar el proceso de rolado.....	45
Figura 3.12. Simulación de chumacera.....	47
Figura 3.13. Simulación de matrices de rolado.....	48
Figura 3.14. Simulación de matrices de rolado.....	50
Figura 3.15. Sistema completo a simular.	52
Figura 3.16. Maquina final ensamblada.	54

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Sistema de tareas por objeto	4
Tabla 2.1: Valores referenciales de radios mínimos	10
Tabla 2.2: Valores de alargamiento según el catálogo de productos de IPAC	11
Tabla 2.3: Tipos de sistemas de transmisión de potencia.....	19
Tabla 3.1: Requerimientos iniciales del sistema a diseñar	21
Tabla 3.2: Matriz de priorización para selección del tipo de rolado de tubería	22
Tabla 3.3: Matriz de priorización para selección del tipo de transmisión de potencia.	22
Tabla 3.3: Matriz de priorización para selección del tipo de transmisión de potencia.	23
Tabla 3.5: Matriz de priorización para selección de las estructuras metálicas	23
Tabla 3.6: Apartados principales del diseño conceptual del sistema.....	24
Tabla 3.7: Apartados principales del diseño conceptual del sistema.....	34
Tabla 3.8: Cálculo de fuerza requerida para el proceso de doblado.	42
Tabla 3.9: Cálculo de fuerza requerida para el proceso de doblado.	42
Tabla 3.10: Cálculo del torque generado por los momentos de inercia.....	42
Tabla 3.11: Potencia de diseño del motor.	43
Tabla 3.12: Datos para la selección del sistema de transmisión.....	43
Tabla 3.13: Datos para la selección del sistema de transmisión.....	43
Tabla 3.14: Ejes laterales para las matrices de rolado	44
Tabla 3.15: Selección de lengüetas	44
Tabla 3.16: Selección de chumaceras	44
Tabla 3.17: Selección de pernos.....	44
Tabla 3.18: Simulación del árbol con sus respectivas fuerzas aplicadas.....	45
Tabla 3.19: Simulación de la chumacera con las fuerzas a soportar.....	47
Tabla 3.20: Simulación de las matrices de rolado.....	49
Tabla 3.20: Simulación de las matrices de rolado.....	50
Tabla 3.21: Simulación de las matrices de rolado.....	52
Tabla 3.22: Costos materiales mecánicos.	55
Tabla 3.23: Costos materiales eléctricos.....	56
Tabla 3.24: Costos de ingeniería	56

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
TÍTULO: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ROLADORA DE TUBOS”

Autores:

Molina Andrade Kevin David

Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín

RESUMEN

El presente proyecto está definido de acuerdo a distintos parámetros enfocados en la inversión de giro de un motor monofásico con la finalidad de aplicarlo a un proceso de rolado, se evidencia la construcción de una estructura misma que sirve de base para el funcionamiento en forma horizontal y vertical facilitando el trabajo del operario.

Para lo cual se diseña la máquina mediante modelos matemáticos que permitan obtener resultados satisfactorios tanto en la parte estructural como en el apartado eléctrico. Mediante diseño y simulaciones se verifica y valida el funcionamiento de esta herramienta que permite obtener un rolado con mejor detalle ahorrando precio y tiempo en la construcción.

Para el funcionamiento se toma en cuenta el tipo de tubería que rola la máquina por tanto se especifica al tubo circular con un diámetro de 1plg. Para efectuar la técnica de rolado se requiere de tres matrices diseñadas y calculadas para el efecto logrando equilibrar el sistema y la fuerza requerida para un curvado perfecto. Además, cuenta con un tablero de control que permite accionar dos motorreductores para el correcto funcionamiento de la máquina.

Finalmente se obtuvo una máquina semiautomática que logra reducir tiempo y recursos para el proceso de rolado entre una diferencia acertada de una máquina manual con una ventaja de diámetros.

Palabras clave: máquina, estructuras, motor, proceso, rolado.

TECHNICAL UNIVERSITY OF COTOPAXI
FACULTY OF ENGINEERING AND APPLIED SCIENCES
ELECTRICAL ENGINEERING CAREER

TITLE: "DESIGN AND CONSTRUCTIONS OF A TUBE ROLLER

Author: Molina Andrade Kevin David

Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín

ABSTRACT

The present project is defined according to different parameters focused on the inversion of rotation of a single-phase motor with the purpose of applying it to a rolling process, the construction of a structure itself that serves as the basis for the operation in a horizontal and vertical facilitating the work of the operator. For which the machine is designed by means of mathematical models that allow obtaining satisfactory results both in the structural part and in the electrical section.

Through design and simulations, the operation of this tool is verified and validated, which allows obtaining a rolling with better detail, saving price and time in construction. For the operation, the type of pipe that the machine rolls is taken into account, therefore the circular tube with a diameter of 1 inch is specified.

To carry out the rolling technique, three dies designed and calculated for the purpose are required, managing to balance the system and the force required for a perfect bending. In addition, it has a control panel that allows two geared motors to be activated for the correct operation of the machine.

Finally, a semi-automatic machine was obtained that manages to reduce time and resources for the rolling process between a successful difference from a manual machine with an advantage in diameters.

Keywords: machine, structures, engine, process, rolling.



AVAL DE TRADUCCIÓN

En calidad de Docente del Idioma Inglés del Centro de Idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi; en forma legal **CERTIFICO** que:

La traducción del resumen al idioma Inglés del proyecto de investigación cuyo título versa: **“DISEÑO Y CONTRUCCION DE UNA MÁQUINA ROLADORA DE TUBO”**. Presentado por: **Molina Andrade Kevin David y Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín**, egresado de la Carrera de: **Ingeniería Eléctrica**, perteneciente a la **Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas**, lo realizo bajo mi supervisión y cumple con una correcta estructura gramatical del Idioma.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y autorizo a los peticionarios hacer uso del presente aval para los fines académicos legales.

Latacunga, Febrero del 2023

Atentamente,



JOSE IGNACIO
ANDRADE MORAN



CENTRO
DE IDIOMAS

Mg. José Ignacio Andrade M.
DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS-UTC
CI: 0503101040

INFORMACIÓN GENERAL

Título: Diseño y construcción de una máquina roladora de tubo.

Tipo de proyecto: Propuesta Tecnológica

Fecha de inicio: Octubre de 2022

Fecha de finalización: Marzo de 2023

Lugar de ejecución: Laboratorios de Mecanizado de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas en la Universidad Técnica de Cotopaxi, Cantón Latacunga, Provincia de Cotopaxi

Facultad que auspicia: Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas

Carrera que auspicia: Ingeniería Electromecánica

Proyecto de investigación vinculado: Proyecto de vinculación

Equipo de trabajo:

Tutor: Ing. Luis Miguel Navarrete López M.Sc.

Ponente: Molina Andrade Kevin David

Ponente: Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín

Área de Conocimiento:

Área: (07) Ingeniería, industria y construcción

Subárea: (071) Ingeniería y profesiones afines

Subárea específica del conocimiento: (07145) Mecánica y metalurgia, (0714) Electrónica y automatización.

Línea de investigación:

Procesos Industriales

Sublíneas de investigación de la Carrera:

Diseño, construcción y mantenimiento de elementos, prototipos y sistemas electromecánicos.



1. INTRODUCCIÓN

Los procesos de fabricación en la industria metal mecánica en los últimos 50 años han experimentado grandes avances en lo que se refiere principalmente a la automatización de los mismos, hoy en día existen máquinas para realizar casi todas las operaciones del metal mecánico, siendo uno de estos el rolado de tubos.

Este proceso requiere de precisión, calidad y experiencia del operador, puesto que una falla en los cálculos o un excedente de fuerza pueden provocar el daño mecánico y estético del material. Las máquinas semiautomáticas roladoras de tubos a comparación con las operadas manualmente, generan una mejor calidad de producción, aumentando el rendimiento y obteniendo piezas de mayor precisión.

Por lo tanto se propone como proyecto de investigación implementar una máquina roladora de tubo para vincular a estudiantes y profesores de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi en modernos métodos de producción, con el fin de aplicar conocimientos técnicos en el diseño y montaje de la maquinaria para beneficio de la comunidad universitaria logrando así vincular al estudiante con la industria productiva y afianzar sus conocimientos en casos prácticos de aprendizaje.

1.1 EL PROBLEMA

La utilización de maquinaria netamente manual dificulta la velocidad de producción y la falta de calidad en los acabados, por tanto, se propone la construcción de una máquina semiautomática que permita la deformación de tubería con calidad y detalle en el desarrollo de prácticas en los Laboratorios de mecanizado de la Universidad Técnica de Cotopaxi.

1.1.1 Planteamiento del problema

El propósito general del desarrollo de esta máquina es ofrecer una solución de calidad y economía al mercado de la construcción metal-mecánica que permita la evolución de la industria local además de generar en los estudiantes las prácticas necesarias para contar con experiencia al momento de ingresar al ámbito laboral industrial.

1.1.3 Formulación del problema

No se dispone en los laboratorios de la Universidad de una máquina roladora de tubo sea esta manual o semiautomática, que permita rolar tubo redondo de 1 pulgada, ya que este es un proceso muy difícil de realizar manualmente, lo que genera pérdidas en tiempo, calidad del producto y económicas.

1.1.4 Matriz Causa-Efecto

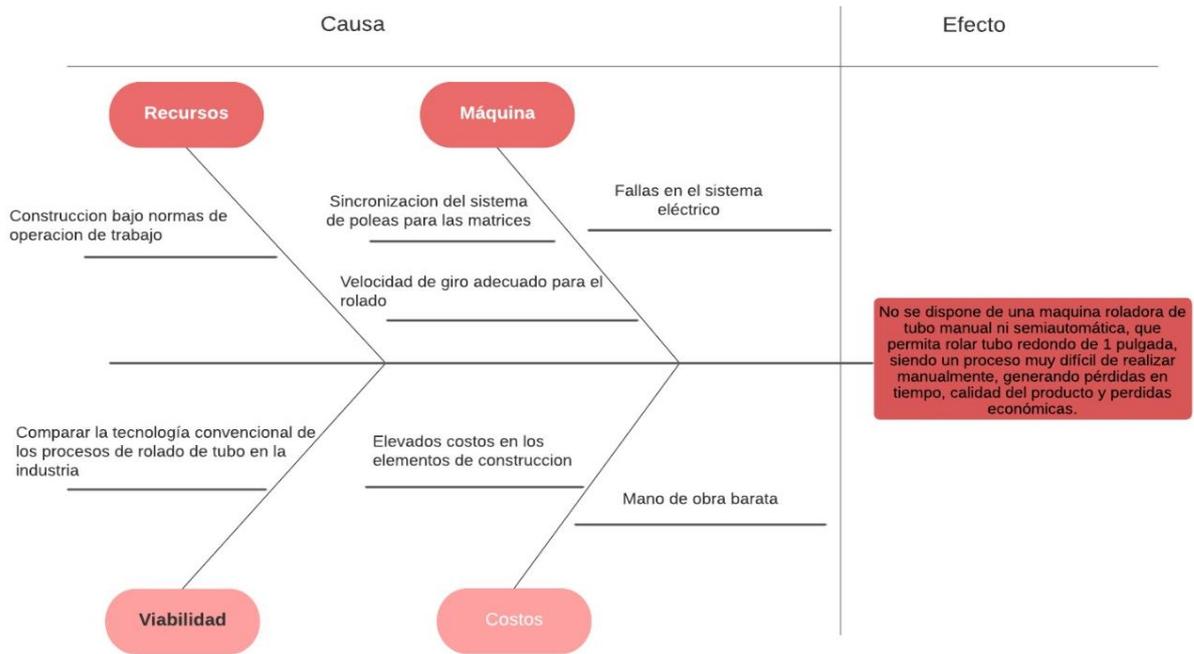


Figura 1.1: Matriz Causa – Efecto

1.2 BENEFICIARIOS

1.2.1 Beneficiarios directos

Con la implementación de esta máquina se verán beneficiados la comunidad universitaria y principalmente los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica

1.2.2 Beneficiarios indirectos

La comunidad científica de la Universidad Técnica de Cotopaxi y los docentes y estudiantes de las carreras de Ingeniería: Industrial y Eléctrica.

1.3 JUSTIFICACIÓN

En la actualidad el sector industrial dispone de normas establecidas para su correcto funcionamiento, debido a que el centro de producción se orienta a alcanzar un nivel competitivo en lo referente a la realización de trabajos industriales a gran escala, siendo un ente de investigación en la parte teórica, brindando soluciones prácticas e innovadoras de nuestro entorno, por tal razón es viable la ejecución del presente proyecto ya que incrementara el progresivo avance en el desarrollo productivo e investigativo de tecnología al alcance de todos los estudiantes.

Los avances tecnológicos permiten mejorar las máquinas en procesos de producción, ya que hoy en día las empresas enfrentan varios retos por lo que toda institución debe tener presente la



complementación de conocimientos prácticos para que sus profesionales puedan ser competitivos en su rama, desempeñando sus funciones en la empresa que lo requiera para optimizar los recursos y reducir los costos de producción.

Como grupo de investigadores, de la Especialidad de Ingeniería Electromecánica se escogió este tema de investigación porque permitirá a la comunidad estudiantil profundizar el conocimiento del rolado de tubo de una manera teórica, además conocer y adquirir experiencia en el manejo práctico de la misma vinculando de esta manera la teoría y la práctica.

1.4 HIPÓTESIS

Con la implementación de la máquina roladora de tubo redondo semiautomática de 1 pulgada se reducirá el tiempo de rolado en comparación a máquinas manuales.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 General

Implementar una máquina roladora de tubo redondo para el laboratorio de mecanizado de la Universidad Técnica de Cotopaxi con el fin de mejorar el equipamiento para la realización de prácticas.

1.5.2 Específicos

- Diseñar la máquina en un software (FUSION 360) que permita la simulación del proceso de deformado de materiales.
- Construir el prototipo de la máquina roladora de tubo redondo.
- Realizar los manuales de operación y mantenimiento.

1.6 SISTEMA DE TAREAS EN RELACIÓN A LOS OBJETIVOS PLANTEADOS

Tabla 1.1: Sistema de tareas por objeto

Objetivos específicos	Tareas/Actividades	Resultados Esperados	Técnicas, medios e instrumentos
- Diseñar la máquina en un software (FUSION 360) que permita la simulación del proceso de	- Diseño de planos mecánicos de la máquina. - Simulación de fuerzas ejercidas en la matriz de rolado.	- Planos mecánicos en un software (FUSION 360). - Modelado en 3D de la máquina. - Identificación de piezas.	- Calibrador - Software CAE (FUSION 360) con licencia educativa



deformado de materiales			
- Investigar en bibliografía puntos clave del proceso de rolado de tubería	- Compilación de información de fuentes bibliográficas	- Estudios teóricos de procesos de rolado de tubería. - Estudios de fallas en procesos de deformación de metales. - Identificación de diversos materiales usados en la construcción.	- Libros para investigación bibliográfica. - Tesis anteriores referentes al tema. - Evidencia científica publicada en revistas.
- Determinar mediante cálculos matemáticos las correctas piezas que permitirán el funcionamiento del sistema	- Elaboración de memorias de cálculo - Interpretación de resultados obtenidos	- Determinación de piezas (engranajes, tubería, matrices para el proceso de deformación, motorreductor diversas piezas mecánicas), que cumplan con la normativa vigente ecuatoriana.	- Sistema - Maquina - Proceso de soldadura - Diversas pruebas y ensayos de funcionamiento.

2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.1 ANTECEDENTES

El trabajo de investigación “Diseño y construcción de una máquina roladora de tubos” del año 2013, muestra los métodos de rolado más eficaces en la industria, además de establecer la importancia del radio de rolado en el proceso de rolado de tubería. Además, analiza las tensiones estáticas pieza por pieza, esto con el fin de verificar que cumpla con el factor de seguridad establecido. Como resultado obtiene una máquina que cumple con un factor de seguridad de dos, además de cumplir con la normativa vigente legal para el momento [1].



En la tesis “Construcción de un prototipo de dobladora manual para perfiles cuadrados de acero SAE 1018 de 20 y 25.4mm de 1 a 2mm de espesor” del año 2009 presenta una investigación moderna, en la cual se indica la ayuda que sugiere este tipo de maquinarias en la industria metalmecánica del país, además toma en cuenta la calidad al momento de terminar el doblado de la pieza. Finalmente, esta máquina elimina los pliegues y arrugas en el instante del doblado, con un proceso en frío sin el uso de mandriles y rellenos [2].

Finalmente, en el trabajo “Diseño de una máquina dobladora de tubo redondo metálico para la empresa COLDIDACTICAS LTDA” del año 2018, se hace énfasis en la disminución de riesgos higiénicos en las empresas por enfermedades o incapacidades causadas por el sobreesfuerzo al que es sometido el cuerpo con maquinaria manual. Logrando diseñar un sistema eficiente que al implementarse en la empresa mencionada logra sus objetivos planteados de mejorar la calidad del producto, aumentar la producción y disminuir la relación costo-tiempo [3].

2.2 MARCO REFERENCIAL

El desarrollo industrial requiere de mejorar cada día los tiempos de producción con un beneficio económico, basado en esto el desarrollo de máquinas automáticas que eviten el uso de fuerza humana se ha visto reflejado día a día en los procesos industriales.

2.3 FUNDAMENTOS GENERALES

2.3.1 Procesos en la producción

Un proceso de producción es la creación de un bien o servicio con la combinación de diversos factores necesarios e indispensables para conseguir satisfacer la necesidad del mercado o cumplir la demanda exigida [4].

Cabe destacar que los procesos de producción sirven para convertir la materia prima en un producto elaborado a base de diversos pasos en los cuales interviene la maquinaria.

2.3.1.1 Proceso

Conjunto de actividades planificadas en el cual participan personas y recursos de manera coordinada con el fin de conseguir un objetivo común o previamente establecido [5].

2.3.1.2 Producción

La producción se define como la obtención de bienes, servicios, materiales mediante aportaciones de trabajo [6].



2.3.2 Elementos de los procesos de producción

En los procesos de producción intervienen diversos factores, pero los principales a ser estudiados y de mayores relevancias son:

- El material, este es considerado la materia prima a transformar, dependerá del producto final.
- El hombre, el conocimiento y habilidad humano ha permitido el desarrollo industrial actual por tanto siempre se requerirá su presencia para mantenimiento, operación y control de las máquinas que intervienen en los procesos de producción.
- La máquina, es la tecnología que permita la creación del producto elaborado, requiere de modernización e ingeniería cada año para ir a la par con la evolución tecnológica.
- El capital, es la parte fundamental ya que debe ser correctamente administrado y suministrado en cada etapa del proceso de producción.

2.4 PROCESO DE DEFORMACIÓN DE METALES.

Un importante campo en el sector industrial y de construcción es la deformación referida al rolado, conificado y conformado de metales, cuyos procesos son completamente distintos el uno al otro, mediante diversas técnicas que han evolucionado en el tiempo se puede controlar diámetro, espesor y forma final del material a deformar, para la investigación centraremos el caso en el estudio del proceso de rolado de materiales.

2.4.1 Antecedentes y características del rolado de metales

En la actualidad las operaciones de rolado son mucho más variadas y el éxito de estas depende de la tenacidad del material, en operaciones simples y sencillas se deforman bajo tensión y el otro bajo compresión, pero a nivel industrial se combina compresión y alargamiento. El proceso es similar para cualquier tipo de material (tuberías, chapas, barras), este proceso supone trabajar en la zona elástica del material, razón por la cual dicho material debe tener suficiente ductilidad con el fin de que no se rompa. En este proceso se deforman las fibras exteriores resultan estiradas y las interiores por el contrario se comprimen. El espesor de la pared del perfil afecta la distribución de los esfuerzos debido a que el material experimenta en la zona de tracción un adelgazamiento que provoca aplastamiento o fisura, ver figura 2.1 [7].

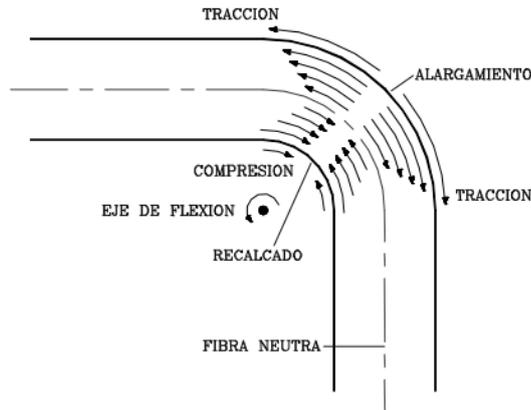


Figura 2.1 Proceso de doblado de metales [7].

2.4.2 Fundamentos del doblado de metales

El proceso de doblado de metales ocurre cuando se le aplica esfuerzos superiores al límite elástico o punto de cedencia del material, en dirección opuesta al árbol neutral del mismo, esto consigue una deformación plástica permanente en forma de curva. Usando el proceso de doblado se puede formar diversos ángulos como resultado final [8].

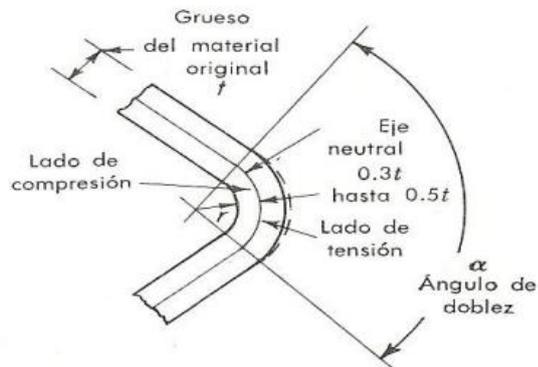


Figura 2.2 Proceso de doblado de metales [9].

Al realizar este proceso en metales es recomendable hacerlo en frío, a temperatura ambiente evitando calentar el material, ya que al aumentar la temperatura se afecta la estructura interna del elemento sufriendo cristalización lo que causa la disminución de la resistencia mecánica.

2.5 FUNDAMENTOS Y CARACTERÍSTICAS DEL ROLADO DE TUBERÍA

2.5.1 Máquina roladora de tubos

Una máquina roladora de tubos es un aparato combinado por sistemas mecánicos e hidráulicos que permiten el proceso de rolado de tuberías, con el fin de evitar la deformación y el cambio de propiedades mecánicas del material, estas máquinas están diseñadas para realizar estas operaciones en un tiempo corto, en la actualidad se dispone en el mercado de máquinas de

operación manual o control por pedal y más sofisticadas que permiten un control del tipo CNC. Es importante mencionar que independientemente del grado de automatización, su funcionamiento se basa en una palanca, un motor y un árbol de rotación, ver figura 2.3 [10]:

- **Palanca.** – La palanca funciona como un punto de apoyo, para trabajar como eje de rotación y conducido por el motor, aquí se determina el giro y ángulo de rotación.
- **Árbol de rotación.** – Es un disco metálico, su función es dar forma y ángulo al rolado de tubo, este dependerá de la dimensión del ángulo y rotación del tubo.
- **Motor.** – Sirve para vencer la rigidez que presenta el tubo cuando el eje de rotación no es suficiente, varía en función al árbol de rotación y características del tubo.



Figura 2.3 Proceso de rolado de metales [11].

2.5.2 Tubería metálica para el rolado

Tubería se considera al objeto de forma cilíndrica, hueca por dentro, casi siempre abierta en los extremos de formas y paredes delgadas que pueden unirse en sus extremos por medio de uniones, codos o soldaduras. Los tubos se doblan mediante técnicas que no permitan aplastarlos ni deformarlos en su sección de curvatura [12]

2.5.3 Factores y parámetros del rolado de tubería

El radio de rolado se entiende como un radio de curvatura en referencia al eje neutral de la tubería, hace referencia a los grados existentes entre el eje neutral y los extremos de cada tubo. El diámetro interior y exterior del tubo dependerá de la materia prima con el que fue elaborado. Este proceso es permanente y se define en función a la matriz con el que se realiza el rolado. Se inserta una barra denominada mandril que evita la formación de arrugas, el tubo al ser rolado debe rotar conjuntamente con la parte móvil con una palanca que se denomina mandril. El curvado se desliza automáticamente en el interior del tubo a medida que se efectúa el doblez. El centro de la línea este situado aproximadamente a un tercio del diámetro del tubo hacia el

lado del curvado. Por ese detalle el tubo es curvado en su extensión sin mucho esfuerzo, ver figura 2.4 [13].

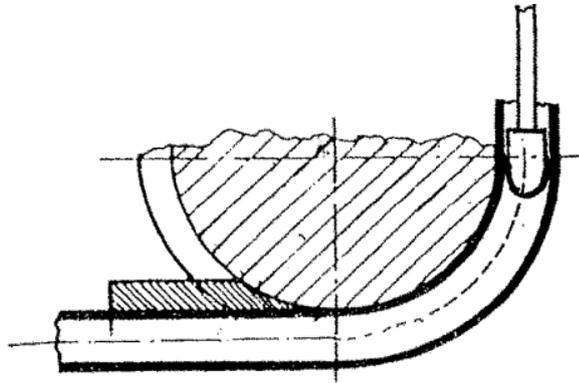


Figura 2.4 Proceso de rolado de tubería [13].

2.5.3.1 Radio mínimo de curvatura

La calidad de las curvas obtenidas al momento de realizar el proceso dependerá de la relación entre el diámetro exterior del tubo a rolar y el radio de curvatura una vez culminado el proceso, esto se conoce como un factor de curvatura. Por medio de este es posible determinar y seleccionar el radio mínimo de curvatura para la tubería con el fin de no presentar deformaciones en el resultado final [14]. Se han establecido radios mínimos para diferentes tubos y espesores, ver tabla 2.1:

Tabla 2.1: Valores referenciales de radios mínimos.[12].

Ø Nominal Tubo (pulgadas)	Ø Nominal Tubo (mm)	Espesor de pared (mm)	Radio mínimo de curvatura (mm)	Radio mínimo de curvatura (in)
0,50	20,63	2,50	61,90	2,40
0,75	25,05	2,50	75,20	3,00
1,00	32,64	2,50	97,90	3,90
1,25	42,16	2,50	126,50	5,00
1,50	48,26	2,50	144,80	5,70
2,00	59,24	2,50	177,70	7,00

2.5.3.2 Alargamiento del Material a realizar la curvatura

Es posible reducir la cantidad de alargamiento requerido para hacer una curvatura particular si se usa equipos con una presión dada, ver tabla 2.2:



Tabla 3.2: Valores de alargamiento según el catálogo de productos de IPAC

Diámetro de curvatura	Requerimientos de estiramiento
1 D	50%
½ D	33%
2 D	25%
2 ½ D	20%
3D	17%
Tipos de materiales de alargamiento	
Material	% de estiramiento
Acero blando 1010	2%
Acero limpio	50%
Aluminio 5052-0	30%
6061-0	25%
Cobre (blando)	50%
Titanio 5 SA (comercialmente puro)	22%
Titanio 3 LA 21/2 (aleado)	14%

2.5.3.3 Cálculo de la matriz de avance

Las tuberías de acero por su calidad, características y propiedades determinadas hacen a estos productos ideales para cualquier tipo de uso e industrias por lo que han logrado obtener gran acogida en el mercado. Por el tipo de acero es más fácil de pintar y recubrir. Para el cálculo de la matriz de avance se requiere los datos, ver tabla 2.3:

Tabla 2.3: Propiedades mecánicas del tubo 1pulgada

Norma:	Calidad:	Límite de fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tracción mínima (MPa)	Elongación mínima en 50 mm
NTE INEN 2415	JIS 3141 SPCC SD	290	310	25 B

2.5.3.4 Velocidad de rolado en el proceso

La velocidad de deformación, es un factor de poca injerencia en la operación. La mayoría de metales de estructura cúbica centrada cambian su comportamiento de dúctiles a frágiles dentro de un rango de temperatura por tanto si se excede la velocidad de deformación el fenómeno de transición resulta más significativo.

2.5.3.5 Recuperación elástica del material

Se presente siempre en las operaciones de conformado de materiales, siempre se debe tener en cuenta la recuperación elástica para obtener la dimensión final del material. La recuperación no



puede ser instantánea, pero sucede siempre o en la mayoría de casos, cuando se retiran las cargas a la que el material está sometido.

2.5.3.6 Capacidad del ángulo de giro

La capacidad del ángulo de giro varía según la máquina, depende si la máquina es por rodillo tractores (roladora), se puede doblar en ángulos de 360° con un radio de curvatura mayor a 500mm.

2.5.4 Métodos para el rolado de tubos

Existen diversas técnicas para lograr un correcto proceso de rolado de tubería, en este apartado se describirá tres métodos principales:

2.5.4.1 Rolado de tubos por compresión

Este método consiste en la sujeción del tubo hacia el árbol de rotación con el uso de una mordaza, la rotación de ambas herramientas sobre el árbol de rolado flexiona al tubo del dado de formación. Se recibe una tensión radial que se genera en el proceso. Las aplicaciones de las máquinas de rolado rotativo comprenden de materiales no ferrosos en radios pequeños y de baja producción, cobre, intercambiadores de calor, circuitos de radiadores y equipos de refrigeración, ver figura 2.5 [15].

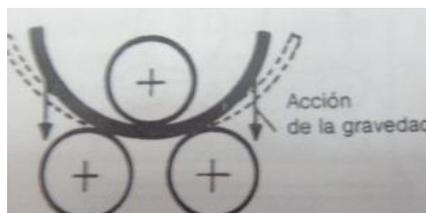


Figura 2.5 Proceso de rolado de tubería por compresión [15].

2.5.4.2 Doblado por prensa

Este método consiste en crear una curvatura presionando un dado formador, el tubo es soportado por un par de dados separadores que se abren a medida que el conformador se mueve hacia el centro empujando el tubo. Este proceso es muy rápido y excelente para altas producciones; sin embargo, los dados deben ser cambiados según la variedad de las curvaturas, se usan en instalaciones de obras, calderas, destilerías, gasoductos, oleoductos e industrial naval, ver figura 2.6 [16].

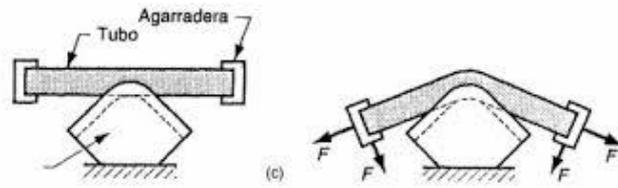


Figura 2.6 Proceso de doblado de tubería por prensa [16].

2.5.4.3 Rolado por sistema de tres rodillos

Esta técnica consiste en utilizar tres rodillos cilíndricos para formar la curvatura, es usada para dar forma a grandes radios. La curva se crea cuando el dado del centro superior se mueve ajustándose al tubo mientras que los otros rotan al mismo tiempo en una dirección. Útil para la construcción de buques y tuberías, ver figura 2.7 [16].

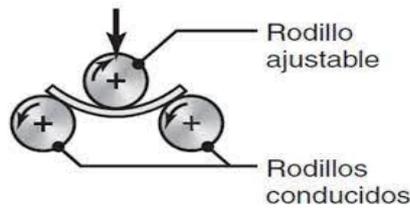


Figura 2.7 Proceso de rolado de tubería por tres rodillos [15].

2.5.5 Tornillo de potencia-tuerca

El mecanismo tornillo-tuerca, conocido también como husillo-tuerca es un mecanismo de transformación de circular a lineal compuesto por una tuerca alojada en un eje roscado (tornillo). Si el tornillo gira y se mantiene fija la orientación de la tuerca, el tornillo avanza con movimiento rectilíneo dentro de ella.

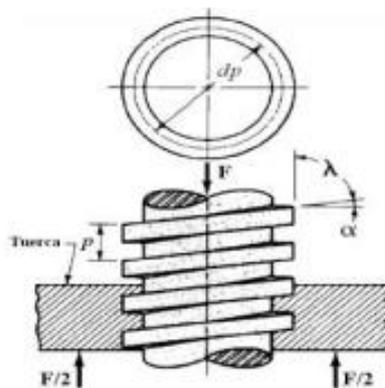


Figura 2.8 Tornillo de potencia [16]



Por otra parte, si se hace girar la tuerca, manteniendo fija la orientación del tornillo, aquella avanzará por fuera de ésta. Este mecanismo es muy común en nuestro entorno, pues lo podemos encontrar en infinidad de máquinas y artilugios. Evidentemente, este mecanismo es irreversible, es decir, no se puede convertir el movimiento lineal de ninguno de los elementos en circular. El avance depende de dos factores: La velocidad de giro del elemento motriz. El paso de la rosca del tornillo, es decir, la distancia que existe entre dos crestas de la rosca del tornillo. Cuando mayor sea el paso, mayor será la velocidad de avance.

2.5.6 Problemas en el rolado

Dentro del proceso de rolado de perfiles, suelen suceder ciertos inconvenientes donde podemos nombrar los siguientes:

- Arrugamientos
- Jorobas en la parte externa del rolado
- Rayado en el lado de la mordaza
- Pliegues en el área de rolado
- Aplastamiento
- Marcas de herramienta sobre la línea de centro
- Desgarramiento y recuperación elástica con aumento de radio de giro.

Estos problemas de rolado son considerados los más comunes en el área industrial y suelen suceder por diversos motivos:

- Demasiado ajuste sobre el perfil
- Deslizamiento del perfil a través de la abrazadera
- Insuficiente ajuste sobre el perfil
- Tamaño disperejo entre la ranura del perfil alineado.

Un problema crónico que no desaparece una vez corregida la posición y alineación indica que la herramienta esta desgastada.

Para evitar los distintos inconvenientes del proceso de rolado de tubería (cuerpos huecos), se recurre frecuentemente al uso de diversas medidas: calentamiento, llenado de perfiles o empleo de mandriles [2].



2.6 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE LOS MATERIALES PARA EL PROCESO DE ROLADO

Los materiales en ingeniería dependen del uso adecuado y de la aplicación a la que va a ser sometido, pero para el estudio y análisis del proceso de rolado es necesario entender sus principales propiedades

2.6.1 Propiedades Químicas

Son aquellas que el metal adquiere mediante la adición de diversos elementos químicos

2.6.2 Propiedades Físicas

Son aquellas que no son afectadas mediante fuerzas externas como el calor, la densidad, la conductividad o temperatura.

2.6.3 Propiedades mecánicas

Son aquellas que son afectadas directamente por fuerzas del exterior, como el laminado, formado, estirado, doblado, rolado y maquinado, para comprender este apartado se dictan las siguientes definiciones:

- **Tenacidad.** – Resistencia que opone un cuerpo a romperse por impacto, el elemento mientras más tenaz más fuerza se requiere para romperlo.
- **Fragilidad.** – Propiedad que indica la facilidad con la que un cuerpo se rompe al impacto y obtienen una deformación permanente.
- **Elasticidad.** – Capacidad del material de regresar a su forma original, después de aplicarse una fuerza exterior.
- **Plasticidad.** – Propiedad de deformación permanente cuando se ejerce una fuerza sobre el cuerpo.
- **Maleabilidad.** - Propiedad del metal que permite que se lamine a diferentes formas u tamaños sin que se rompa.
- **Ductilidad.** – Es propiedad que presentan algunos metales cuando bajo la acción de una fuerza pueden estirarse sin romperse permitiendo obtener alambre e hilos.
- **Dureza.** – Se puede definir como la resistencia a la penetración por fuerza o deformación plástica [17].

2.6.4 Análisis del diagrama Esfuerzo-Deformación de los materiales

Mediante el análisis del diagrama esfuerzo-deformación se puede determinar las características y propiedades de los materiales, ver figura 2.8

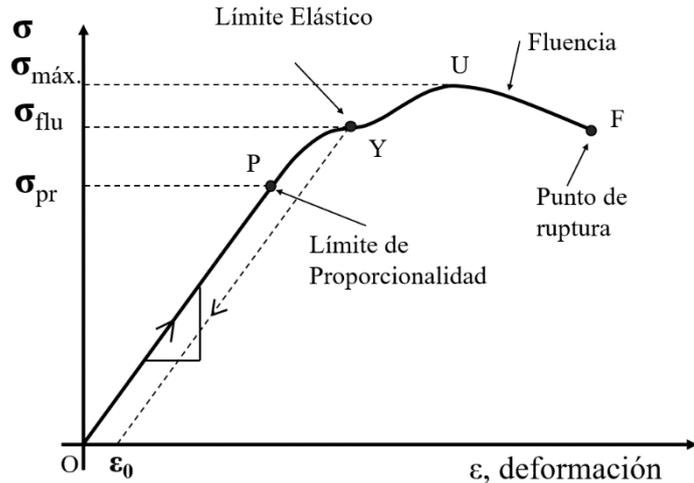


Figura 2.8 Diagrama esfuerzo-deformación [18].

- **Límite de proporcionalidad.** - Es la máxima tensión que se puede producir en un ensayo de tracción, la deformación es una función lineal.
- **Límite elástico.** - La tensión máxima que se produce en el ensayo de tracción con valores numéricos entre el límite elástico y el límite de proporcionalidad.
- **Zona elástica.** – Es la región de la curva tensión – deformación que va desde 0 hasta el límite de proporcionalidad
- **Zona plástica.** – Es la región de la curva que va desde el límite de proporcionalidad hasta el punto de rotura.
- **Límite elástico aparente o de fluencia.** – Se produce un aumento de deformación sin aumento de tensión.
- **Módulo de Resiliencia.** – Se calcula como el área bajo la curva de tensión-deformación desde el origen hasta el límite de proporcionalidad.
- **Módulo de Tenacidad.** – El área total bajo la curva tensión-deformación va desde el origen hasta la rotura [7].

2.7 SISTEMAS ELÉCTRICOS DE CONTROL

Un sistema eléctrico consta de distintos materiales usados para formar un circuito de conducción eléctrica, es de gran importancia el dimensionamiento de cada componente como: motores, conductores, contactores, protecciones, pulsadores ya que deben cumplir con distintas normativas y llevar a cabalidad el diseño sin riesgos eléctricos, ver figura 2.9:

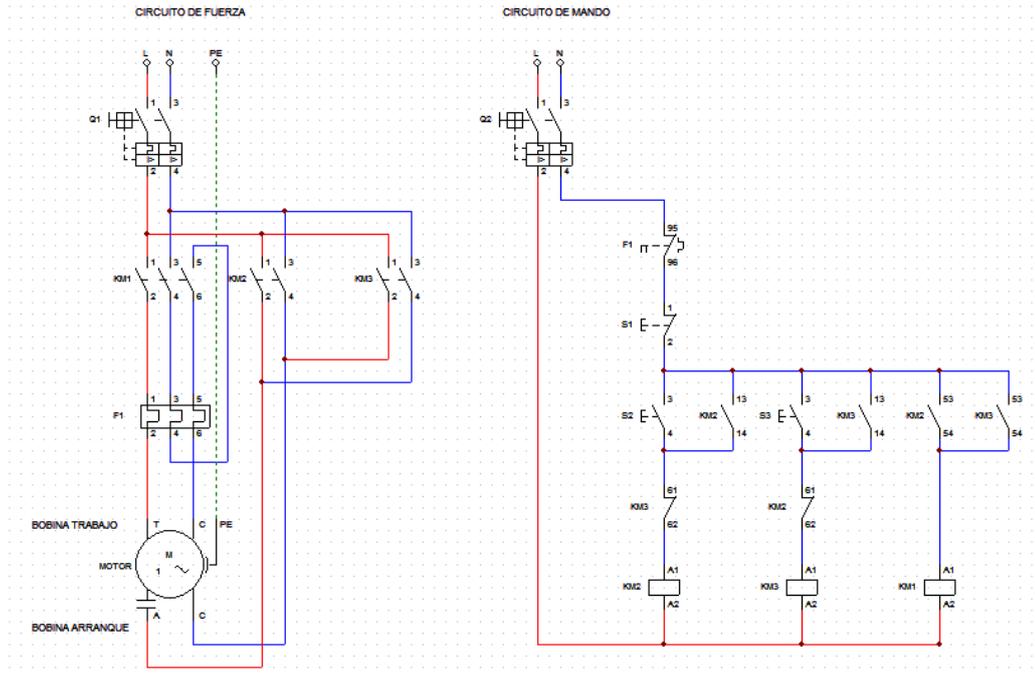


Figura 2.9 Sistema eléctrico para el arranque directo de un motor trifásico [19].

2.7.1 Motor eléctrico

Los motores eléctricos son máquinas eléctricas que transforman la energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas [19]. Estas máquinas están compuestas por un rotor y un estator. En el campo de la ingeniería posee diversas aplicaciones industriales.

Se pueden clasificar en motores de corriente continua como:

- De excitación independiente
- De excitación shunt o derivación

También como motores de corriente alterna:

- Síncronos
- Asíncronos: Monofásicos, de bobinado auxiliar, de espira en cortocircuito, trifásicos, rotor bobinado, rotor en cortocircuito (jaula de ardilla).

2.7.2 Elementos de control

Para controlar un circuito eléctrico se puede definir lo siguientes elementos:

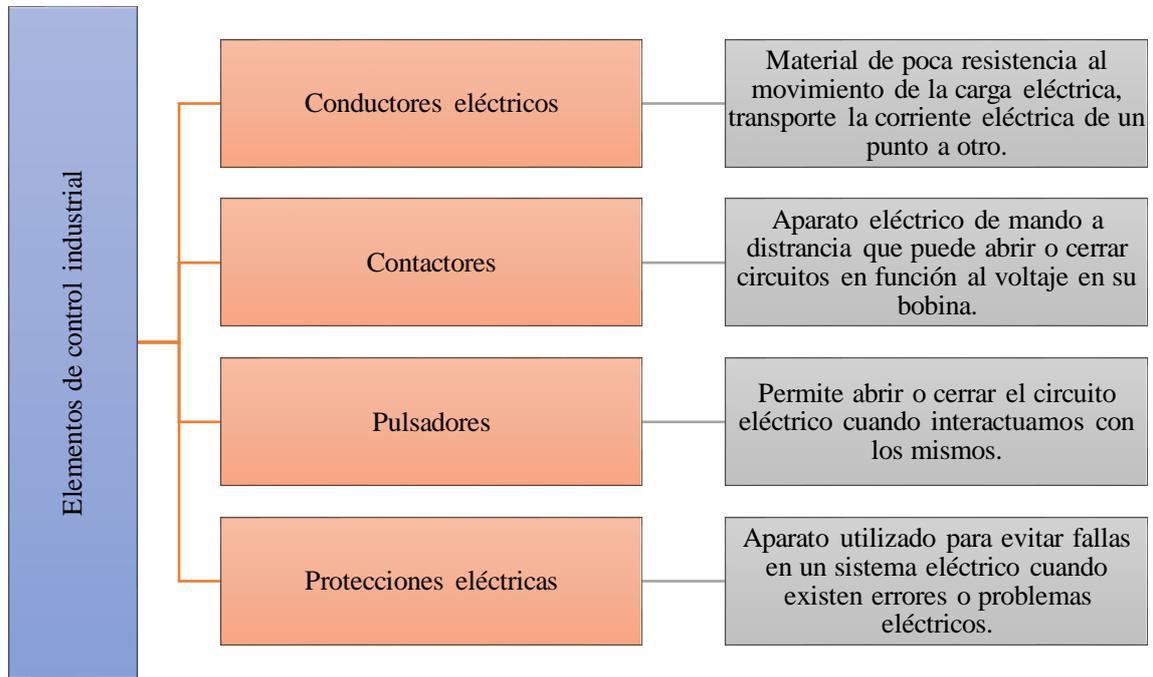


Figura 2.10 Mapa conceptual de elementos de control industrial.

2.7.3 Accionamientos eléctricos

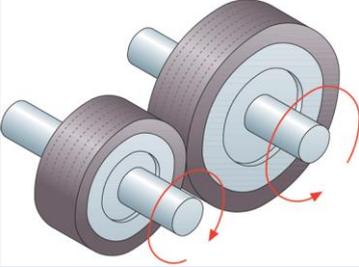
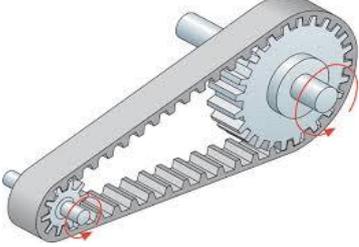
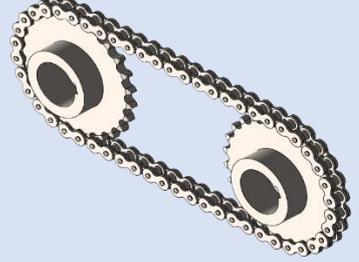
Los accionamientos eléctricos son los más extendidos y los que poseen un mayor campo de aplicación dada la fácil disponibilidad de la energía eléctrica a través de las redes de distribución. De hecho, hay accionamientos que dependen de una etapa previa realizada por un accionamiento eléctrico, como en los accionamientos neumáticos o hidráulicos (un accionamiento eléctrico debe mover inicialmente un compresor o una bomba), gravitatorio (previamente se tiene que desplazar el elemento que caerá por gravedad al sitio por el que caerá)

2.8 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Son sistemas que tienen como objetivo llevar a los diferentes elementos de una máquina de potencia y el movimiento que se da por un elemento motriz en este caso el motor, con la finalidad de que la máquina pueda cumplir y funcionar el rol para la cual fue diseñada

Existen diversos métodos de transmisión de potencia, ver tabla 2.3:

Tabla 4.4: Tipos de sistemas de transmisión de potencia

TIPO DE SISTEMA	DEFINICIÓN
 <p data-bbox="325 633 584 667">Ruedas de fricción</p>	<p data-bbox="699 344 1414 600">Es un sistema constituido por dos ruedas que mediante el rozamiento de sus bordes transmiten la potencia. La presión que existe entre estos elementos es lo que permite comunicar el movimiento, por tanto, de este parámetro dependerá la eficacia del mecanismo.</p>
 <p data-bbox="405 954 504 987">Correa</p>	<p data-bbox="699 689 1414 945">Sistema de transmisión en el cual la fuerza se transmite mediante el giro de dos poleas por efectos de rozamiento mediante una cinta cerrada conocida como cadena de transmisión. Ofrece ventajas: silencioso, absorber choques.</p>
 <p data-bbox="405 1290 504 1323">Cadena</p>	<p data-bbox="699 1010 1414 1317">Consta de una cadena con piñones unidos a árboles o ejes de transmisión. El movimiento se ejecuta por el empuje de los rodillos sobre los dientes de la polea. En este no existe resbalamiento, su peso es menor en distancias entre ejes y las cadenas poseen resistencia óptima para la transmisión.</p>
 <p data-bbox="384 1626 525 1659">Engranaje</p>	<p data-bbox="699 1344 1414 1650">La transmisión de potencia se realiza a través de ruedas dentadas, debido al movimiento al intercalarse los dientes entre sí, existen diversos tipos de ruedas en el mercado. Su principal característica es que el movimiento no genera deslizamiento, lo que permite un excelente rendimiento.</p>

2.9 COMPONENTE TECNOLÓGICOS

Los componentes tecnológicos generan ayuda en el proceso de diseño y simulación para verificar el correcto funcionamiento de la máquina previa a su construcción.



2.9.1 FUSION 360

Es una plataforma de software CAD, CAM, CAE y de circuitos impreso de modelado 3D basado en la nube para el diseño y manufactura de productos para la elaboración de planos y modelado de simulaciones mecánicas, térmicas, hidráulicas.

3. DESARROLLO DE LA PROPUESTA

3.1 METODOLOGÍA

3.1.1 Introducción a la metodología

En este punto del trabajo de investigación se diseña y dimensiona cada uno de los elementos mecánicos que se ocuparan para la construcción de la máquina roladora de tubos, estas se deben acoger a normativas técnicas y específicas las cuales cumplan con factores de seguridad y una mínima cantidad de pérdida de materia prima.

3.1.2 Metodología de diseño

Dado el presente trabajo, se utilizará métodos de carácter cualitativo el cual permitirá identificar los requisitos de diseño para efecto de la máquina, las características de funcionamiento y los atributos de la misma y cuantitativo ya que mediante el uso de ecuaciones y modelos matemáticos se lograra diseñar un sistema sólido que cumpla con la normativa NTE INEN 134:2009, para tal se plantea el uso de tablas que determinan mediante ponderación numérica una característica y se selecciona el modelo más apropiado para el diseño del sistema.

A continuación, se detalla la metodología a seguir en este proyecto, ver figura 3.1:



Figura 3.1 Metodología para el diseño de la máquina.



3.1.3 Requerimientos iniciales del sistema

Para el diseño y construcción de la máquina roladora de tubos, se debe cumplir con las siguientes características de diseño ver tabla 3.1:

Tabla 3.1: Requerimientos iniciales del sistema a diseñar

Descripción	Unidades / Método de selección
Radio mínimo de curvatura (90°), bajo normativa NTE INEN 134:2009	Mm
Radio mínimo de curvatura (180°), bajo normativa NTE INEN 134:2009	Mm
Capacidad de producción	u/hora
Diámetro de tubería a curvar	1 pulgada
Selección del método de rolado de tubería	Matriz de priorización de Holmes
Selección del tipo de transmisión de potencia del motor	Matriz de priorización de Holmes
Selección del tipo de transmisión de potencia de fuerza	Matriz de priorización de Holmes
Selección de la estructura de construcción	Matriz de priorización de Holmes

3.1.4 Estructura funcional

Para este proceso en la metodología se detalla los requerimientos iniciales a cumplir para la selección correcta de cada parte de la máquina, por tanto, bajo la normativa NTE INEN 134:2009 se delimita los diámetros mínimos de curvatura para 90° y 180 que se efectúan en rolado de tuberías (ver ANEXO I, literal 1)

3.1.4.1 Capacidad de producción

Para determinar la capacidad de producción de la máquina se seguirá el siguiente proceso:

- Registro manual de la producción en una hora
- Medición de los radios de curvatura aceptables bajo la normativa NTE INEN 134:2009

Se debe calificar que no exista deformidades luego del proceso de rolado para asegurar la calidad del producto y su excelente acabado final.

3.1.4.2 Método del rolado de tubería

Para el rolado de tubería existen diversos métodos y técnicas que se pueden aplicar, mediante el uso del método de matriz de priorización de Holmes (ver ANEXO 1, literal 2), se escogerá el mejor método que se aplique para el diseño del sistema, ver tabla 3.2:



Se dará una puntuación del 1 al 5, según dicte el criterio.

Tabla 3.2: Matriz de priorización para selección del tipo de rolado de tubería

Técnicas de rolado de tubería					
Mecanismos	Ángulo de rolado 180°	Rolado de perfiles diversos	Control de rolado	Facilidad de manipulación	TOTAL
Rolado por rodillos	5	3	5	4	17
Rodillo y seguidor	3	2	5	5	15
Rodillos de matriz regulable	5	5	5	5	20
Cilindros hidráulicos	2	2	3	5	12
Cilindros neumáticos	2	2	3	5	12

Bajo el criterio de análisis se muestra que el mecanismo preferencial para el rolado de tubería que requiere el diseño es el de rodillos de matriz regulable por sus ventajas en el ángulo de rolado, diversos perfiles, el control y la facilidad de manipulación.

3.1.4.3 Tipo de transmisión de potencia del motor

La matriz de priorización, guía para la selección del correcto método de transmisión de potencia entre el motor y el motorreductor necesario para el diseño del sistema, ver tabla 3.3:

Tabla 3.3: Matriz de priorización para selección del tipo de transmisión de potencia.

Técnicas de transmisión de potencia					
Mecanismos	Seguridad	Costos de construcción	Deslizamiento	Mantenimiento	TOTAL
Transmisión por correa	3	5	3	5	16
Transmisión por cadena	5	4	5	5	19
Transmisión por engranaje	4	4	5	5	18



Bajo el criterio de análisis se muestra que el mecanismo preferencial para la transmisión de potencia es el de cadena, por su alta seguridad, evita deslizamientos y mantenimiento accesible.

3.1.4.4 Tipo de transmisión de potencia de fuerza

La tabla 3.4 muestra la tabla de priorización para la selección de transmisión de potencia de fuerza para el rolado.

Tabla 3.3: Matriz de priorización para selección del tipo de transmisión de potencia.

Técnicas de transmisión de potencia					
Mecanismos	Seguridad	Costos de construcción	Uso de poleas	Mantenimiento	TOTAL
Transmisión por correa	3	5	5	5	18
Transmisión por cadena	5	4	0	5	14

Al ser poleas, el uso de transmisión por correa es indispensable para su correcto funcionamiento, por tal para la transmitir fuerza entre el motorreductor y las poleas se selecciona la correa

3.1.4.5 Tipo de estructura de construcción

Bajo el catálogo de DIPAC, existen dos tipos de materiales para la construcción de estructuras metálicas, ver tabla 3.5:

Tabla 3.5: Matriz de priorización para selección de las estructuras metálicas

Técnicas de transmisión de potencia					
Mecanismos	Costos en el mercado	Facilidad al soldar	Facilidad para pintar	Disponibilidad en el mercado	TOTAL
Acero negro	5	5	5	5	20
Acero galvanizado	4	3	3	5	15

Bajo el criterio de análisis se muestra que el acero negro es el ideal para la construcción de estructuras metálicas.

3.1.5 Diseño conceptual y gráfico

Para este apartado de metodología se diseña el sistema a construir, mediante un software CAD, para el caso FUSION 360, donde se identifica cada parte esencial de la máquina roladora de tubos como se puede ver en a figura 3.2:

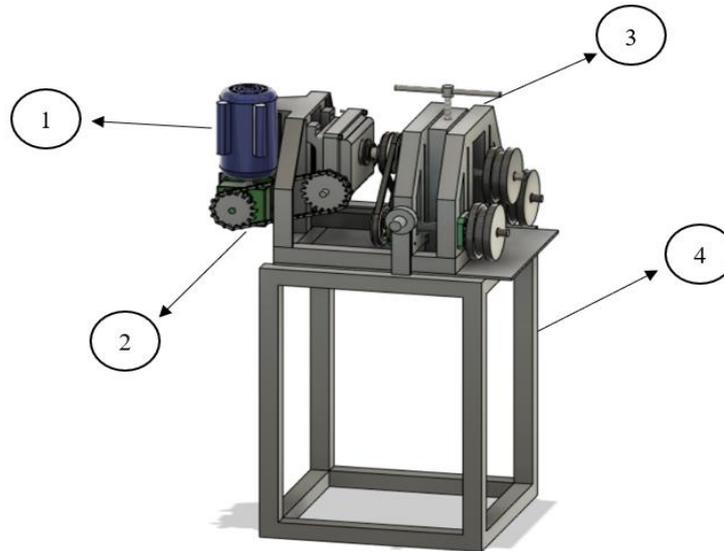


Figura 3.2 Sistemas conceptuales de la máquina roladora de tubos.

La máquina roladora de tubos empieza su funcionamiento mediante la activación del respectivo apartado eléctrico, luego con sistemas de transmisión de potencia disminuyen la velocidad del motor mediante motorreductores y cadenas de transmisión, para después transmitir la potencia a las poleas las cuales harán girar las matrices que permitirán el avance de la tubería. Para el control del ángulo de rolado se añade un tornillo sin fin que controla la matriz superior de rolado. Además, la mesa posee un eje de giro el cual lograra que el sistema cumpla su funcionamiento en horizontal y vertical haciéndola funcional en ambos sentidos, la máquina cuenta con cinco apartados principales ver tabla 3.6:

Tabla 3.6: Apartados principales del diseño conceptual del sistema.

Número	Apartado	Descripción
1	Eléctrico	Este cuenta con las respectivas protecciones eléctricas y de control. Sus componentes principales son el motor y el motorreductor.

2	Sistemas de transmisión de potencia	Los sistemas de transmisión de potencia permiten llevar movimientos a los diferentes mecanismos de la máquina.
3	Sistema mecánico	Permite el rolado correcto de la tubería consta de: matrices, ejes y todo el apartado mecánico para el funcionamiento de la máquina.
4	Estructura	Soporta todos los sistemas en conjunto

3.1.6 Diseño y dimensionamiento de componentes

Con el uso de ecuaciones matemáticas se determinará los datos necesarios para el diseño de cada elemento de la máquina para su respectivo cálculo.

La máquina roladora se diseñará para rolar tubos redondos de acero A36 con diámetro de 1 pulgada y espesor de 1.5mm.

3.1.6.1 Dimensionamiento de la fuerza de rolado

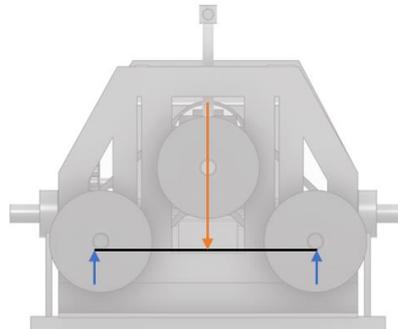
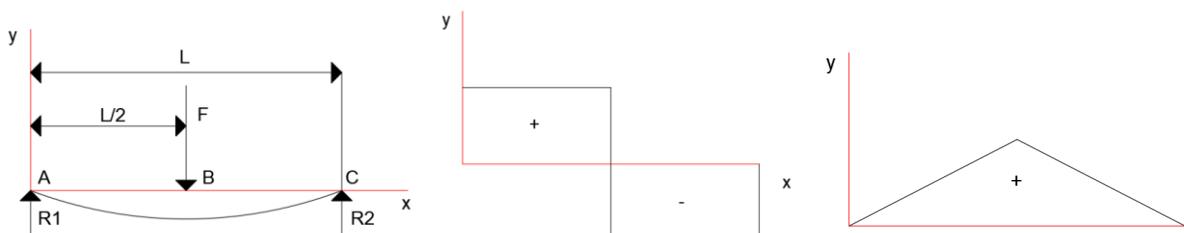


Figura 3.3 Fuerza ejercida para el rolado

Para empezar, es necesario el cálculo de la fuerza de deformación plástica o fuerza de rolado que se delimita en el diseño del sistema, por tanto, se idealizará el proceso de rolado como una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro, ver figura 3.3:



a) Diagrama de fuerzas

b) Fuerza cortante

c) Momento flector

Figura 3.4 Momentos de una carga puntual.



Basado en el momento flector se puede deducir:

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Dónde:

M_{AB} = Momento flector del punto AB [kNm].

F = Fuerza de rolado [kN].

x = Distancia del punto A al punto B [m].

También se requiere el momento límite de una corona circular, según Moina, Navarrete y Rodríguez se define:

$$M_L = 4 * S_y * e * r_m^2 \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde

M_L = Momento límite de una corona [kNm].

S_y = Esfuerzo de fluencia del material [kpsi].

r_m = radio medio [mm].

e = espesor de tubería [mm].

Por tanto, la fuerza de rolado es:

$$F = \frac{4 * M_L}{L} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Dónde:

F = Fuerza necesaria para realizar el rolado [kN].

L = Distancia entre apoyos entre rodillos laterales [m].

Además, se debe tener en cuenta la fuerza de rozamiento

$$F_r = \mu * F \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Dónde:

μ = Coeficiente de fricción

F = Fuerza de rolado [kN].

3.1.6.2 Diseño de componentes mecánicos

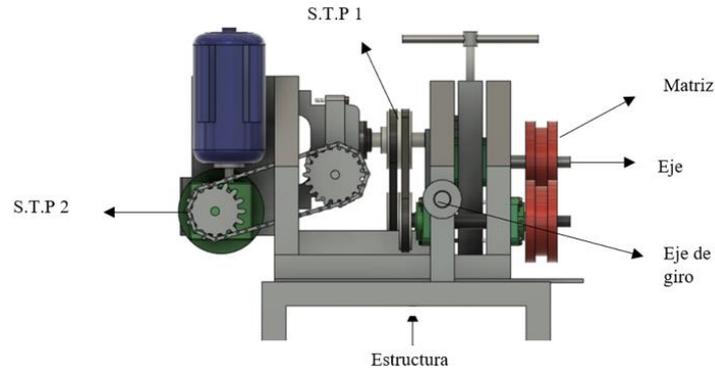


Figura 3.5 Componentes mecánicos.

- Cálculo del torque

Se debe calcular el torque requerido para romper la fuerza de rozamiento generada por los rodillos motrices, según AMOB “Empresa dedicada a la fabricación de equipos especializados para la industria de curvado de tubería y perfiles” para rolado de tubería menor a 50 mm, se recomienda rodillos de 240mm de diámetro, más el 20% para tener un valor cercano al real.

$$T_r = F_r * r \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Dónde:

T_r = Torque de rozamiento [kNm].

F_r = Fuerza de rozamiento [kN].

r = radio de giro de los rodillos [m].

- Torque generado por los momentos de inercia

Se debe considera para el diseño, los torques que generan los elementos fundamentales de la máquina para tal, el árbol, el sistema de transmisión de potencia y las matrices, para este cálculo se requiere de las masas de cada elemento.

$$I = \frac{1}{2} * m * R_1^2 \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Dónde:

I = Momento de inercia [kgm²].

m = Masa del elemento [kg].



R = Radio [m].

Para poder calcular el torque generado por el momento de inercia se requiere de dos pasos fundamentales como son la aceleración angular:

$$\alpha = \frac{n}{t_{est}} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Dónde:

α = Aceleración angular [rad/seg²].

n = Velocidad del motor [rad/seg].

t_{est} = Tiempo que tarda el motor en estabilizarse [seg].

Luego se procede al cálculo del torque generado por el momento de Inercia

$$T_i = I_T * \alpha \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Dónde:

T_i = Torque generado por el momento de inercia [Nm].

I_T = Momento de inercia Total [kgm²].

α = Aceleración angular del motor [rad/seg²].

Para el cálculo del momento de inercia total se requiere de la suma de los momentos de inercia de los 4 elementos que intervienen en el proceso: el árbol, el sistema de transmisión, la matriz, y la tubería a doblar.

$$T_t = (F_r + T_i) * 2 \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Dónde:

T_t = Torque máximo total generado [kNm].

- **Potencia de diseño del motor**

Para el diseño del motor se requerirá de la potencia que se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$P_D = T_t * \omega \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Dónde:

P_D = Potencia de diseño del motor [HP].

ω = Velocidad angular de los rodillos [rad/seg²].

- **Diseño del sistema de transmisión de potencia**

Para el diseño del módulo de transmisión de potencia se debe tener en cuenta el siguiente funcionamiento:

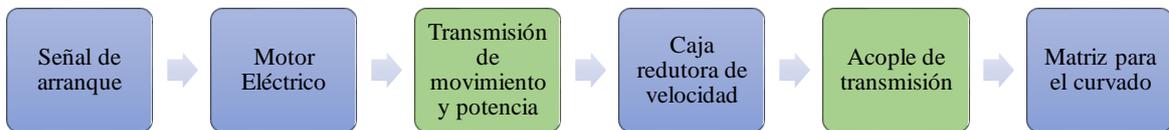


Figura 3.6 Sistema de transmisión de potencia.

Por tanto, se debe seleccionar el más apto para los dos sistemas de transmisión de potencia que posee la máquina, debemos tener en cuenta algunas características: alta eficiencia, durabilidad, fácil instalación, seguridad, accesibilidad al mantenimiento, garantizar la correcta relación de transmisión.

Se debe tomar en cuenta que el motor y el motorreductor es entregado por la Universidad para su uso, por tanto, el diseño debe plantearse en esos componentes descritos.

- **Diseño del Sistema de transmisión de potencia 2 (Árbol del motor – Árbol del motorreductor)**

Mediante el análisis de criterios de selección, se determina que para el caso es mejor optar por un sistema de transmisión mediante cadenas de rodillos y engranajes, para la selección se depende de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía, distancia entre los ejes.

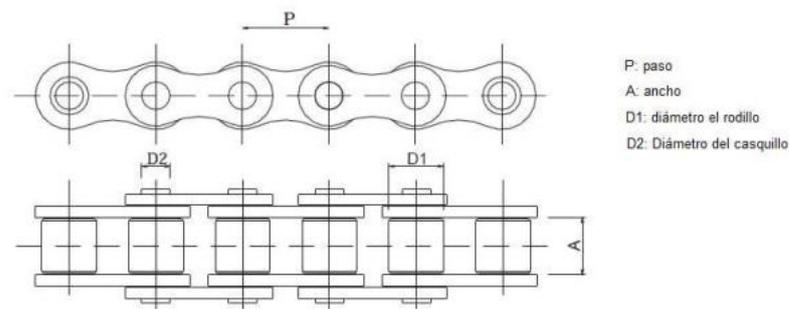


Figura 3.7 Selección de una cadena de rodillos simple [21].

Se debe establecer la relación de transmisión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Donde

i = Relación de transmisión.



n_1 = Velocidad del eje motriz [rev/min].

n_1 = Velocidad del eje accionado [rev/min].

Según el Manual Mecánico de Shigley, el cálculo de la potencia de diseño es

$$H_{diseño} = P_{motorreductor} * f_s \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Donde

$H_{diseño}$ = Potencia de diseño [HP].

$P_{motorreductor}$ = Potencia entregada del motorreductor [HP].

f_s = Factor de servicio (Valor debe obtenerse del catálogo de bandas).

El tipo de cadena y la cantidad de dientes que se requiere para el sistema de transmisión de potencia se debe diseñar a partir de tablas y gráficas ya elaboradas en base a la velocidad angular [RPM] y a la potencia de diseño [HP] (Anexo 1, literal 3).

Se requerirá del factor de corrección de potencia:

$$W_c = H_{diseño} * Cf_1 * Cf_2 * Cf_3 \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Donde

W_c = Potencia corregida [kW].

$P_{motorreductor}$ = Potencia entregada del motorreductor [kW].

Cf_1 = Coeficiente de corrección por trabajo.

Cf_2 = Coeficiente de corrección por número de dientes (Z_1) de la catalina.

Cf_3 = Coeficiente de corrección por la relación de transmisión y distancia entre centros.

C = Distancia entre pasos [mm].

Se procede a calcular la velocidad lineal de la cadena

$$V = \frac{PZ_1n_1}{1000} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Donde

V = Velocidad lineal de la cadena [m/min].



p = Paso [mm].

n_1 = Velocidad del eje motriz motorreductor [kW].

Z_1 = número de dientes de la rueda conductora (engranaje) [u].

Tensión ramal del conductor

$$T = \frac{6120 * H_{diseño}}{V} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Donde

T = Tensión de la cadena [kg].

Coefficiente de seguridad

$$K = \frac{\text{carga de rotura teórica de la cadena}}{\text{carga de rotura calculada de la cadena}} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Donde

K = Coeficiente de seguridad.

Presión de las articulaciones

$$t = \frac{T}{s} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Donde

t = Presión de las articulaciones [kg/cm²].

s = Superficie de la articulación [cm²].

Longitud de la cadena

$$L = 2C + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 - z_2)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{Ecuación 3.17}$$

Donde

L = Longitud de la cadena [mm].

z_1 = Número de dientes del engranaje conductor.

z_2 = Número de dientes del engranaje conducido.



- **Diseño del Sistema de transmisión de potencia 1 (Árbol del motorreductor – Árbol de matriz)**

Mediante el análisis de criterios de selección, se determina que para el caso es mejor optar por un sistema de transmisión mediante poleas y correas, para su selección se requiere de diversas tablas y graficas (Anexo1, literal 4), las variables que influyen en la selección son la velocidad y la potencia máxima de transmisión

Cálculo de la longitud de paso, para la selección del perfil más adecuado para la transmisión de potencia

$$Lp = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Ecuación 3.18}$$

Donde

Lp = Longitud de paso de la banda [mm].

D = Diámetro de la polea mayor [RPM].

d = Velocidad del árbol accionado [RPM].

C = Distancia entre centros [mm].

Según el Manual Mecánico de Shigley, para determinar el ángulo de contacto de la banda:

$$H_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r * d)^2 - C_4 \log(r * d) \right] (r * d) + C_2 r \left(1 - \frac{1}{K_A} \right) \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Donde

H_r = Potencia nominal [HP].

r = RPM del árbol de alta velocidad, dividido entre 1000.

K_A = Factor de relación de velocidad.

C_1, C_2, C_3 y C_4 = Constantes que dependen de la sección transversal de la banda (Manual mecánico de Shigley, pág. 810, tabla 17-6).

d = Diámetro de paso de la polea menor [mm].



n = Número de revoluciones por minuto [RPM]

Para el cálculo de la potencia corregida, el Manual Mecánico de Shigley determina:

$$H'r = k_1 * k_2 * Hr \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Donde

$H'r$ = Potencia corregida [HP].

k_1 = Factor de corrección según el ángulo de contacto (Manual mecánico de Shigley, pág. 810, tabla 17-4).

k_2 = Factor de corrección por longitud (Manual mecánico de Shigley, pág. 812, tabla 17-8).

Hr = Potencia nominal [HP].

Cálculo de la potencia de diseño, basado en el Manual Mecánico de Shigley

$$H_{diseño} = P_{motorreductor} * f_s \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Donde

$H_{diseño}$ = Potencia de diseño [HP].

$P_{motorreductor}$ = Potencia del motorreductor [HP].

f_s = Factor de servicio [kW] (Valor obtenido en catálogo de bandas).

Para el cálculo del número de bandas

$$N^{\circ}bandas = \frac{H_{diseño}}{H'r} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

- **Diseño de árboles laterales para las matrices de rolado**

Para el diseño de los árboles de rolado, se debe determinar las fuerzas que se aplican y las cargas que soportan. Para efecto se diseña las cargas que actúan sobre el árbol propuesto, ver tabla 3.7:

Al ser revoluciones bajas se realiza un diseño estático, teniendo en cuenta que el eje a dimensionar estará sometido a cargas del tipo: flexión y torsión.

Previo a esto se debe dimensionar las tensiones actuantes sobre la polea y la correa del árbol lateral, ver figura 3.8:

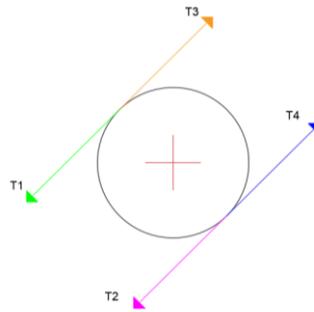


Figura 3.8 Diagrama de tensiones sobre la polea y la catalina del árbol motriz.

Se calcula el momento torsor del árbol principal:

$$M_t = \frac{P_{motorreductor} * 76}{\omega} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Donde

M_t = Momento torsor [kgfm].

Luego se procede al cálculo de tensiones según la siguiente ecuación

$$M_t = (T1 * T2) * D1 \quad \text{Ecuación 3.23}$$

Donde

$T_{1,2}$ = Tensiones respectivas generadas en la figura 3.8 de diseño [kgf].

$D1$ = Diámetro de la polea menor [m].

La tensión total se obtiene:

$$T_t = T1 + T2 \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Tabla 3.7: Apartados principales del diseño conceptual del sistema.

Fuerza	Unidad
Fuerza necesaria para deformar el material	[kN]
Fuerza de rozamiento generada por el proceso de curvado	[kN]
Torque máximo generado por el motorreductor	[kN]
Fuerza tangencial generada por la polea	[kN]

Se presenta el diagrama de cuerpo libre, ver figura 3.9 y 3.10:

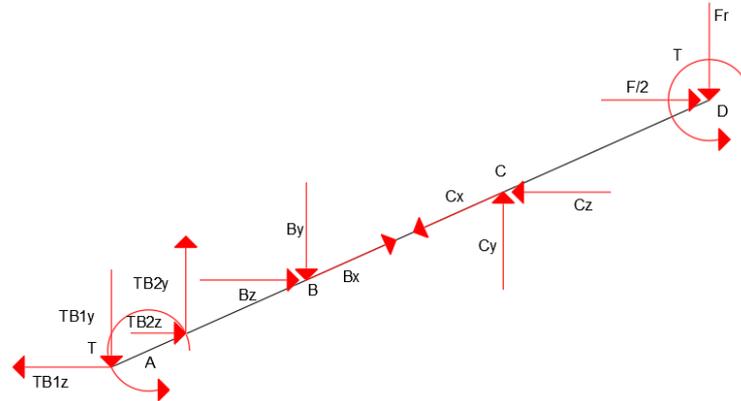


Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre de los esfuerzos sometidos para el árbol lateral.

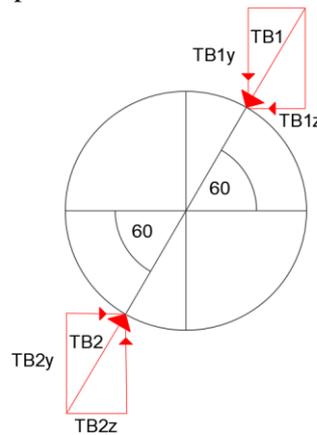


Figura 3.10 Diagrama de las tensiones de la sección transversal del árbol.

Donde se puede determinar

$$T_{B1} = T_{B2} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Donde

T_{B1} y T_{B2} = Tensiones respectivas Generados por la polea y la banda [kN].

Bajo el análisis de fuerzas, se determina para el plano Y, Z respectivamente las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ecuación 3.26}$$



$$-T_{B1y} + T_{B2y} - B_y + C_y - F_r = 0 \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Posterior tenemos la sumatoria de momentos en el árbol coordinado Y respecto al punto C

$$\sum MB = 0 \quad \text{Ecuación 3.28}$$

$$(T_{B1y} * d) - (T_{B2y} * d) + (B_y * d) + (F_r * d) = 0 \quad \text{Ecuación 3.29}$$

Dónde:

B_y = Reacción del punto B en el árbol Y [kN].

$T_{B1y, B2y}$ = Tensiones generadas por la polea en el árbol Y respectivamente [kN]

d = Distancia [m]

$$\sum F_z = 0 \quad \text{Ecuación 3.30}$$

$$T_{B1z} - T_{B2z} - B_z + C_z - F/2 = 0 \quad \text{Ecuación 3.31}$$

Posterior tenemos la sumatoria de momentos en el árbol coordinado Z respecto al punto C

$$\sum MB = 0 \quad \text{Ecuación 3.32}$$

$$(T_{B1z} * d) - (T_{B2z} * d) - (B_z * d) - \left(\frac{F}{2} * d\right) = 0 \quad \text{Ecuación 3.33}$$

Dónde:

B_z = Reacción del punto B en el árbol Z [kN].

$T_{B1z, B2z}$ = Tensiones generadas por la polea en el árbol Z respectivamente [kN]

Según el Manual Mecánico de Shigley, para el cálculo del momento total:

$$MT = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad \text{Ecuación 3.34}$$

Dónde:

MT = Momento total [Nm].

$M_{z,y}$ = Momento del árbol Z & Y respectivamente [Nm].

Finalmente, para el cálculo del diámetro del árbol Shigley en su Manual de Mecánica propone:



$$d = \left[\frac{32}{\pi * Sy} * \left(M^2 + \frac{3Tem^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 3.35

Dónde:

d = Diámetro del eje propuesto [mm].

M = Momento total [Nm].

Tem = Torque en el árbol [Nm].

- Diseño de lengüetas

Para el cálculo y diseño de lengüetas se requiere del cálculo de la fuerza de corte:

$$F_c = \frac{2Tem}{\phi}$$

Ecuación 3.36

Dónde:

F_c = Fuerza de corte [kgf].

ϕ = Diámetro del árbol [mm].

Luego se requiere del esfuerzo de corte admisible:

$$\tau_{ad} = \frac{0.577 * \sigma_{fl}}{F_s}$$

Ecuación 3.37

Dónde:

τ_{ad} = Esfuerzo de corte admisible [kgf].

σ_{fl} = Resistencia a la fluencia [kgf/cm²].

F_s = Factor de seguridad.

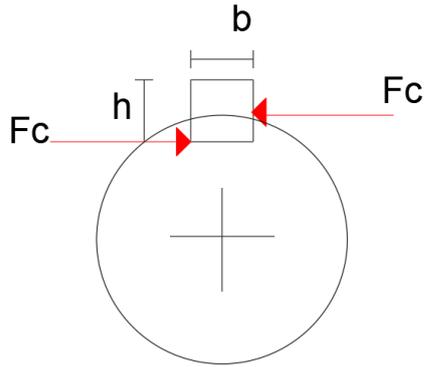


Figura 3.11 Diagrama de las tensiones de la sección transversal del árbol para el cálculo de cuñas.

Para el cálculo del largo de la cuña se debe dimensionar según la fórmula:

$$L = \frac{F_c}{\tau_{ad} * b} \quad \text{Ecuación 3.38}$$

Dónde:

b = Dato de selección según catalogo [cm].

L = Longitud de la cuña [mm].

- **Diseño y selección de chumaceras**

Para la selección de chumaceras, se ocupa catálogos de fabricantes, pero se requiere de datos previos, según el catálogo de SFK (Anexo1, literal 5) de chumaceras el cálculo de las cargas estáticas:

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a \quad \text{Ecuación 3.39}$$

Dónde:

P_o = Carga estática equivalente [N].

X_o = Factor radial (Datos tomados de catálogo de SFK).

Y_o = Factor axial (Datos tomados de catálogo de SFK).

F_r = Carga radial real [N].

F_a = Carga axial real [N].

Para el cálculo de carga radial real:

$$F_r = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} \quad \text{Ecuación 3.40}$$

Al ser dos chumaceras, se debe dimensionar también respecto a las cargas aplicadas en el otro punto de apoyo.

Según el catálogo de diseño de SKF para chumaceras se requiere la carga estática:

$$C_o = S_o * P_o \quad \text{Ecuación 3.41}$$

Dónde:

C_o = Capacidad de carga estática [N].

S_o = Factor de seguridad estático

Para el factor de seguridad estático se debe cumplir

$$1 \leq S_o \leq 1.5$$

- Diseño de rodillos

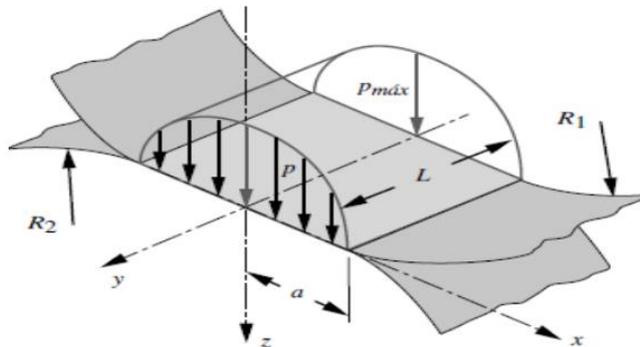


Figura 3.9 Prisma elipsoidal de distribución de la presión de un contacto cilíndrico [22].

Para el diseño de rodillos se debe tomar en cuenta el acabado superficial y el material del que está formado, por tal debido a la complejidad de las ecuaciones matemáticas que se forman, según Norton en su libro diseño de máquina se recomienda hacerlo en diversos materiales, y estos sean simulados en un software CAE, mediante el método de elementos finitos para describir un factor de seguridad dispuesto en el diseño. Teniendo en cuenta que la fuerza que recibe es la de rozamiento descrita por la tubería a curvar y la fuerza que ejerce el tornillo sin fin para la regulación del ángulo de rolado.



- Cálculo para el diámetro de los elementos de sujeción

Para la sujeción de los elementos a la respectiva máquina diseñada, se debe dimensionar bajo catálogos en el mercado:

$$d_{perno} = \sqrt{\frac{n * F}{N * S_{yperno} * \frac{\pi}{4}}} \quad \text{Ecuación 3.42}$$

Dónde:

d_{perno} = Diámetro del perno [mm].

n = Factor de seguridad.

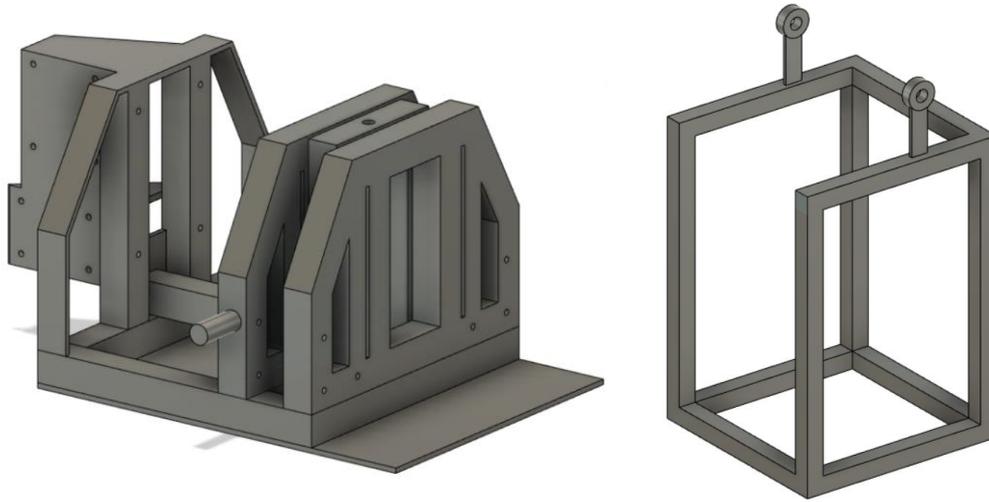
N = Número de pernos [u].

S_{yperno} = Resistencia a la fluencia del perno.

3.1.6.3 Diseño de detalle

Para la estructura del sistema se requiere que soporte todas las cargas previstas para el funcionamiento del mismo, por tanto, se realizará el diseño en un software CAD para el diseño y modelado de cada parte que conformará el sistema, debe tenerse en cuenta que el software CAD se usará en su versión estudiantil. Una vez modelado el sistema, mediante el software CAE (FUSION 360), se podrá apreciar el comportamiento de cada elemento mecánico, esto será mediante el análisis por elementos finitos. Además, se verificará que se cumpla un factor de seguridad necesario para el correcto funcionamiento de la máquina y finalmente que el proceso de rolado cumpla con la normativa NTE INEN 0134:2009.

- **Diseño de la estructura metálica para el soporte de las matrices del proceso de curvado.**



a) Soporte central

b) Mesa

Figura 3.10 Diseño del soporte de base central.

La estructura de la figura 3.10, sostendrá todo el sistema que permitirá el rolado de tubería horizontal y vertical, el literal a muestra el diseño que sostendrá los motores, matrices, ejes y permitirá el giro total del sistema, el literal b indica la mesa de diseño que soportará toda la máquina, esto deberá ser analizado por elementos finitos en un software CAE, para el caso FUSION 360.

3.2 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

3.2.1 Introducción

Una vez determinado el proceso para la construcción de la máquina roladora de tubos, comprendido el diseño y dimensionamiento de cada componente bajo normativa estandarizada, se procede a su construcción, a su vez se valida los resultados con la ayuda de un software CAE para la simulación del sistema, los cálculos respectivos de cada componente se encuentran en el Anexo II, literal 1.

3.2.2 Cálculo de fuerza requerida para el doblado

Dada las especificaciones requeridas para el funcionamiento de la máquina, esto comprende sus parámetros iniciales requeridos, y los respectivos cálculos algebraicos se obtienen el resultado en [kN], esto se puede visualizar en la tabla 3.8:



Tabla 3.8: Cálculo de fuerza requerida para el proceso de doblado.

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Momento límite de corona circular	kNm	3.2	14,11 [kN*m]
Fuerza requerida para el proceso de doblado	kN	3.3	158,09 [kN]
Fuerza de rozamiento del proceso.	kN	3.4	23,71 [kN*m]

3.2.3 Cálculo del torque de funcionamiento de los elementos de la máquina

Se debe tener en cuenta los cuatro elementos principales: eje sólido, catarina, rodillo, tubería.

Tabla 3.9: Cálculo de fuerza requerida para el proceso de doblado.

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Torque generado por el funcionamiento	kNm	3.6	$2,49 \times 10^{-4}$ [kgm ²]
Catarina	kNm	3.6	$1,61 \times 10^{-5}$ [kgm ²]
Rodillo	kNm	3.6	0,0836 [kgm ²]
Tubería	kNm	3.6	$9,67 \times 10^{-4}$ [kgm ²]

3.2.4 Cálculo del torque generado por los momentos de inercia

El torque generado por el sistema permite calcular el momento de inercia total para definir la potencia de diseño del motor, se requiere del dato para los cuatro elementos principales que conforma el sistema:

Tabla 3.10: Cálculo del torque generado por los momentos de inercia

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Torque generado por los momentos de inercia	Nm	3.8	3,51 [kNm ²]

3.2.5 Cálculo de la potencia de diseño del motor

El dato de la potencia de diseño se requiere la velocidad angular de los rodillos, para tal se define la potencia de diseño aproximado, se escoge la menor para no sobredimensionar el sistema.



Tabla 3.11: Potencia de diseño del motor.

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Potencia de diseño del motor	HP	3.9	1,50 [HP]

3.2.6 Cálculo y selección del sistema de transmisión por cadenas

Se selecciona el sistema de cadena de rodillo y engranajes, los datos se encuentran en la tabla 3.12:

Tabla 3.12. Datos para la selección del sistema de transmisión.

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Potencia de diseño	HP	3.11	2,00
Factor de corrección de potencia	kW	3.12	1,91
Velocidad lineal de la cadena	m/min	3.13	0,19
Tensión ramal del conductor	Kg	3.14	63,75
Coefficiente de seguridad			0,90
Longitud de la cadena	Mm	3.17	1218,50

3.2.7 Cálculo y selección del sistema de transmisión por bandas

Mediante el uso de catálogos de SFK se determina los componentes que se usó en el presente proyecto, ver tabla 3.13:

Tabla 3.13. Datos para la selección del sistema de transmisión.

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Longitud de paso	Mm	3.18	1218,50
Tipo de Correa	Tipo A		1,91
Potencia corregida	HP/banda	3.19	2,08
Número de bandas		3.20	1,00

3.2.8 Cálculo de árboles laterales para las matrices de rolado

Para el cálculo del eje se requiere los siguientes datos, ver tabla 3.14



Tabla 3.14. Árboles laterales para las matrices de rolado

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Masa total aproximada	Kg		7,70
Momento torsor	Kgm	3.22	72,40
Diámetro del árbol	Mm	3.35	26,66

3.2.9 Cálculo para el diseño de lengüetas

Para el cálculo de las lengüetas se requiere los siguientes datos, ver tabla 3.15

Tabla 3.15. Selección de lengüetas

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Fuerza de corte	Kgf	3.36	5,56
Esfuerzo de corte admisible	Kgf	3.37	26,08
Longitud de la lengüeta	Mm	3.38	26,50

3.2.10 Cálculo para el diseño de chumaceras

Para el cálculo de las chumaceras se requiere los siguientes datos, ver tabla 3.16

Tabla 3.16. Selección de chumaceras

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Carga estática necesaria	Kgf	3.41	96,97

3.2.11 Cálculo para el diseño de elementos de sujeción

Para el cálculo de los pernos se requiere los siguientes datos, ver tabla 3.17

Tabla 3.17. Selección de pernos

Nombre	Símbolo	Ecuación	Resultado
Diámetro del perno	Mm	3	38,00

3.2.12 Simulación de elementos requeridos para el sistema

Cálculo de la matriz de avance

- Diámetro máximo y mínimo de rolado

El resultado de la figura muestra claramente que el máximo diámetro de rolado es de 40 m, lo cual es un valor demasiadamente grande, esto indica que la distancia entre árbol debe ser más reducida, se diseñó los ejes a una distancia de 350 mm para ver el máximo diámetro de rolado.

Distancia entre rolado A y B 350 mm la distancia máxima de rolado es de 15 m, la cual es la distancia del diámetro que se busca para diseñar la máquina.

- Simulación de los árboles diseñados

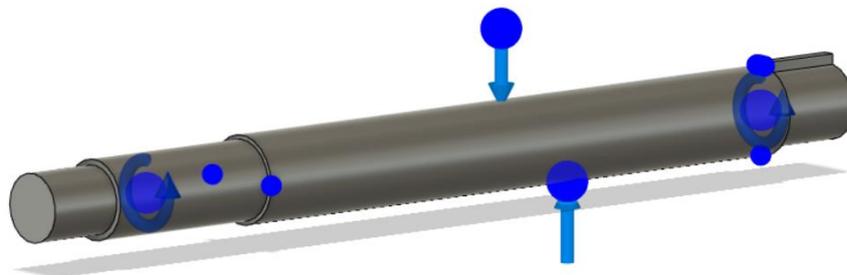
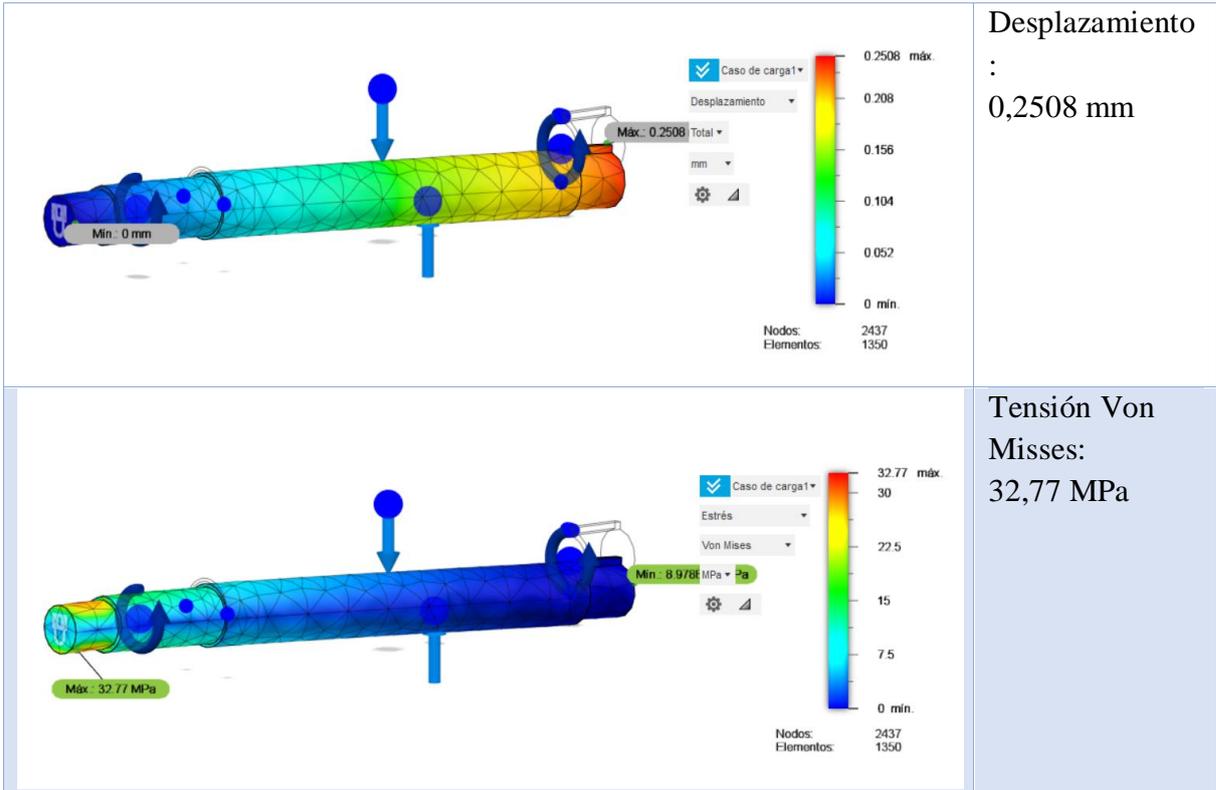


Figura 3.11. Eje diseñado para soportar el proceso de rolado

En la figura 3.11 se puede visualizar el árbol con sus respectivas fuerzas aplicadas, la simulación se realiza en el software FUSION 360 aplicando las respectivas fuerzas calculadas, el material seleccionado para el diseño es el Acero 1018 los resultados se pueden ver en la tabla 3.18:

Tabla 3.18. Simulación del árbol con sus respectivas fuerzas aplicadas

Simulación	Resultado
	<p>Factor de seguridad: 7,629</p>



En el proceso de simulación se puede apreciar que el eje dimensionado tiene todas las características para poder funcionar eficientemente en el proyecto, con un desplazamiento máximo de 0,2508 [mm], la tensión Von Misses de 32,77 [MPa] y un coeficiente de seguridad de 7,629, con estos datos se concluye que el árbol está correctamente diseñado para el sistema.

- **Simulación de chumaceras**

La chumacera debe soportar el peso total de cada eje, según el catálogo de DIPAC el peso aproximado de los árboles de 28mm en Acero AISI 1018 es de 5,71 kg por metro por tanto tenemos un peso de 1,713 kg, basado en esto simulamos tomando en cuenta una gravedad en Ecuador de 9,81 kgm/s², adicional debemos tomar en cuenta la fuerza a la que está sometida por el proceso de rolado que es de 158,09 kN, ver figura 3.12:

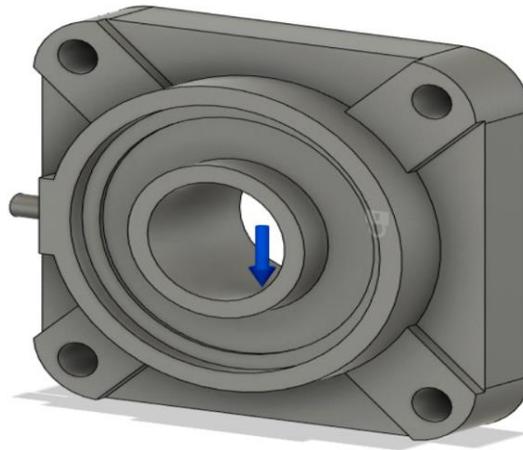
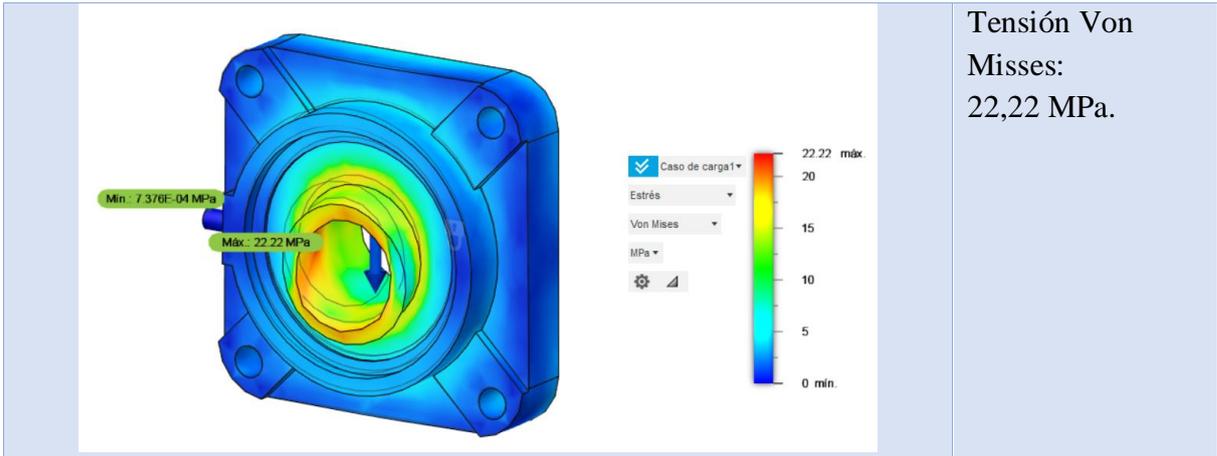


Figura 3.12. Simulación de chumacera

Tabla 3.19. Simulación de la chumacera con las fuerzas a soportar.

Simulación	Resultado
	<p>Factor de seguridad: 11,17.</p>
	<p>Desplazamiento: 0,003817 mm.</p>



En el proceso de simulación se puede apreciar que la chumacera dimensionada cumple con los requerimientos planteados como son un coeficiente de seguridad de 11,17, un desplazamiento de 0,003817 [mm] y una tensión de Von Mises de 22,22 [MPa], cumpliendo con todos los requerimientos del sistema.

- **Simulación de matrices de rolado.**

Las matrices de rolado deben soportar la fuerza aplicada para el efecto que es de 158,09 [kN] adicional la fuerza de rozamiento de la tubería que es 23,71 [kNm], ver figura 3.13:

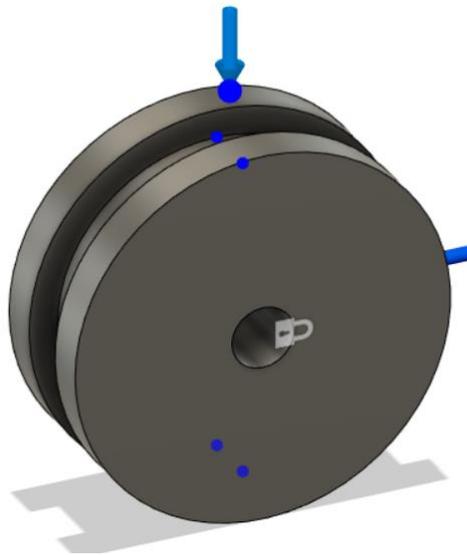


Figura 3.13. Simulación de matrices de rolado.

Tabla 3.20. Simulación de las matrices de roloado.

Simulación	Resultado
	<p>Factor de seguridad: 15.</p>
	<p>Desplazamiento: 5×10^{-4} mm.</p>
	<p>Tensión Von Mises: 3,148 MPa.</p>

En el proceso de simulación se puede apreciar que las matrices de rodamiento cumplen los estándares planteados con los siguientes valores:

Factor de seguridad de 15, Desplazamiento de 5×10^{-4} [mm] y una Tensión de Von Mises de 3,148 [MPa]

- **Simulación de engranaje**

Los engranajes deben soportar la fuerza aplicada por la cadena al momento de girar, según los datos calculados previamente el valor es de 12,24 [kN]

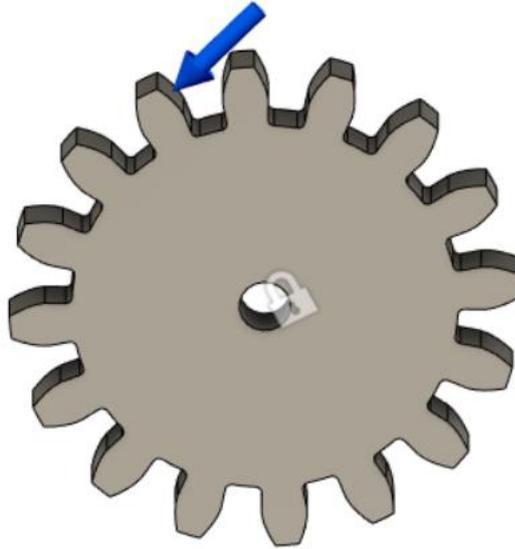
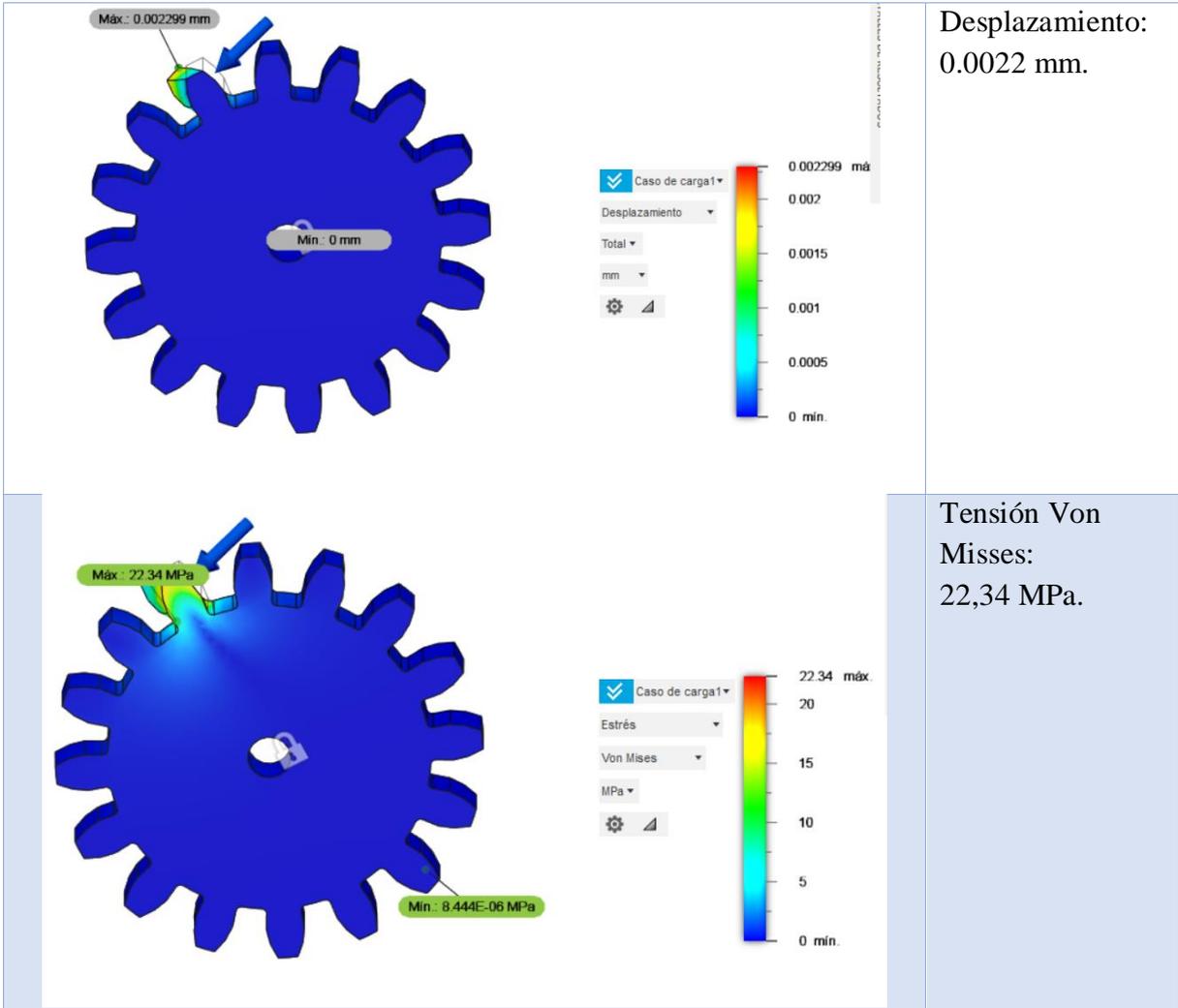


Figura 3.14. Simulación de matrices de rolado.

Tabla 3.20. Simulación de las matrices de rolado.

Simulación	Resultado
	<p>Factor de seguridad: 9.265</p>



La simulación cumple con las características definidas para el sistema, se tiene un factor de seguridad de 9,625, un desplazamiento de 0,0022 [mm] y una tensión de Von Misses de 22,34 [MPa], esto satisface la necesidad del sistema.

- **Simulación de la carga soportada por la mesa**

Para la simulación final de la mesa debemos tener el peso aproximado del sistema, para esto nos basaremos en los datos del software CAE utilizado, esto nos muestra una masa total de 603.518 [kg], con este dato más la gravedad de 9,81 [kgm/s²], nos permite obtener la fuerza a soportar por el sistema, esta es de: 5920,51 [kN], ver figura 3.15:

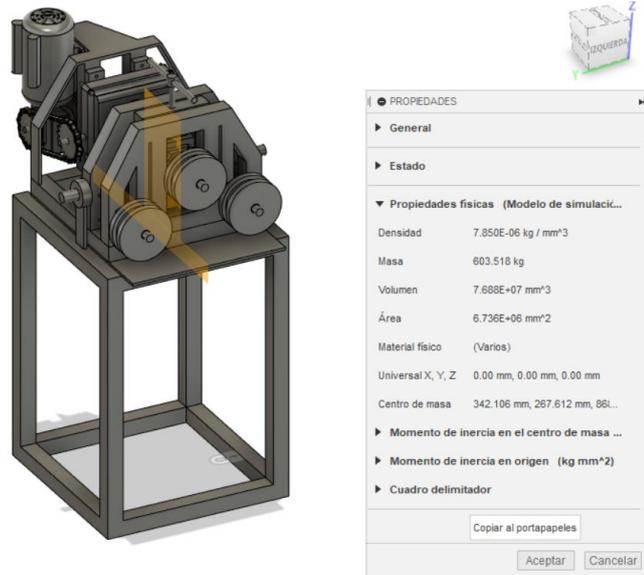
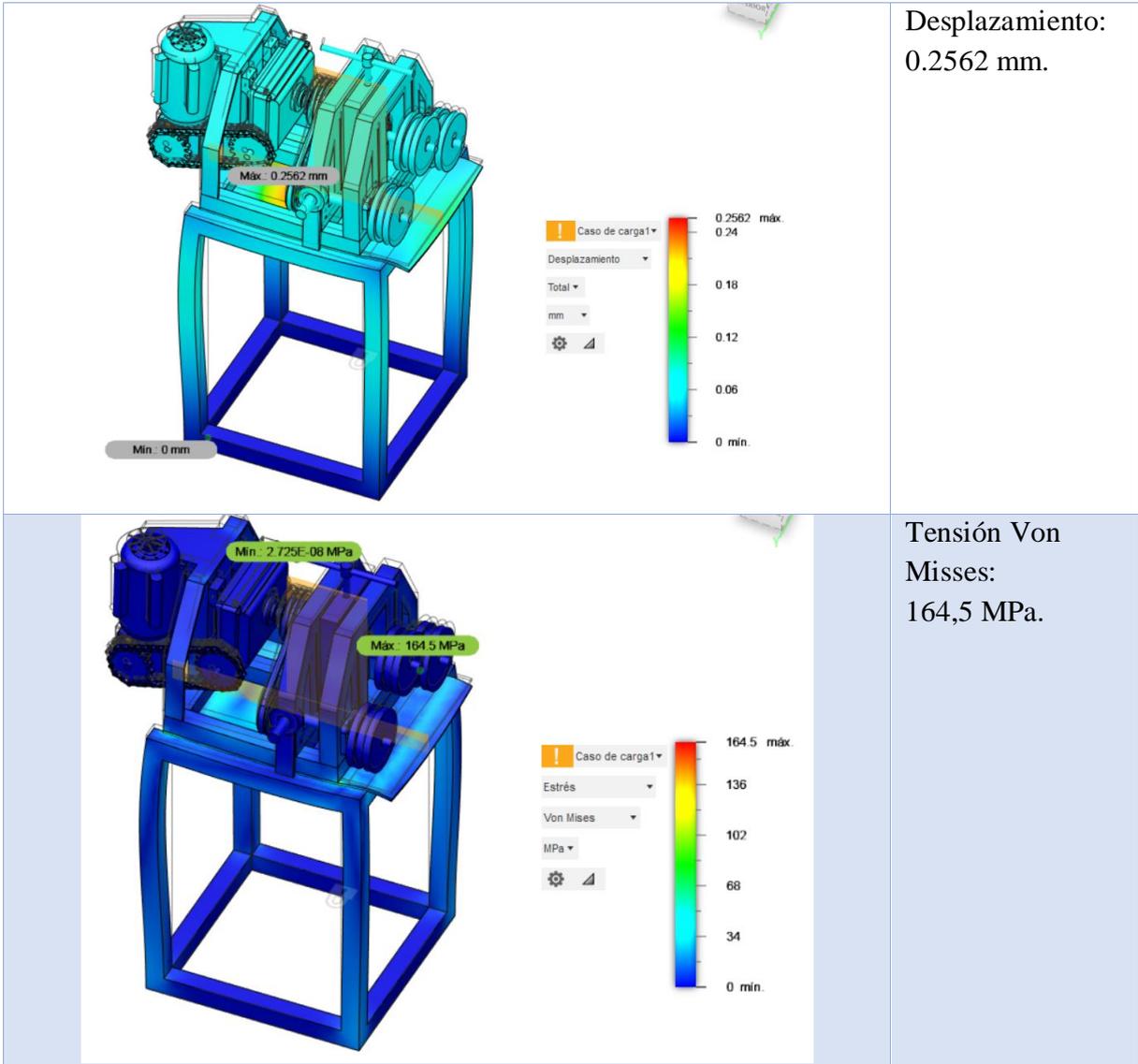


Figura 3.15. Sistema completo a simular.

Tabla 3.21. Simulación de las matrices de rolo.

Simulación	Resultado
	<p>Factor de seguridad: 1.258</p>



Finalmente, el sistema completamente armado cumple con las siguientes características: un factor de seguridad de 1,258, la tensión de Von Mises de 164,5 [MPa] y un desplazamiento de 0,2562 [mm], todos estos datos cumplen con los parámetros que se definieron al inicio de la propuesta y esto cumple con todas las garantías de funcionamiento del mismo.

3.2.13 Construcción y pruebas del sistema

Una vez diseñado el sistema, simulado y comprobado cada componente se procedió a la construcción del mismo, como se puede visualizar en la figura 3.16:



Figura 3.16. Máquina final ensamblada.

Todo el proceso de construcción se puede visualizar en el Anexo III, literal 1.

3.2.13 Control eléctrico del sistema

Para el control eléctrico del motor se requiere de contactores, pulsadores y protecciones que satisfagan las necesidades de la maquinaria, para efecto se procede a la simulación de un control de giro de un motor eléctrico esto permitirá avanzar y retroceder el proceso de rolado del sistema (Anexo III, literal 2)

3.3 EVALUACIÓN TÉCNICO, SOCIAL, AMBIENTAL Y/O ECONÓMICA

Finalizado el proyecto se realiza una evaluación que permitirá identificar factores claves al momento de funcionar el sistema.

3.3.1 Evaluación Técnico Social

El presente proyecto tiene como finalidad mejorar la producción de materia prima para la construcción, además su enfoque permitirá generar nuevas formas de trabajo permitiendo aumentar la producción y prevenir los riesgos ergonómicos a los que están sometidas las personas por el trabajo diario. La presente propuesta busca mejorar la producción nacional con máquinas modernas que permitan automatizar el sector productivo del país, logrando mejorar tiempos, optimizar recursos y una ingeniería a detalle y precisión.

3.3.2 Evaluación Técnico Ambiental

Enfocándose al medio ambiente el proyecto busca disminuir los residuos que se generan al tener errores o poca precisión en las piezas elaboradas, con la máquina precisa se logrará reducir



estos desechos nocivos para el medio ambiente. Además, la optimización de recursos permite evitar la contaminación que atraviesa en la actualidad el mundo moderno.

3.3.3 Evaluación Técnico Económica

Para la realización del proyecto se constató de un presupuesto para el material mecánico el cual se detalla en la tabla 3.22:

Tabla 3.22. Costos materiales mecánicos.

COSTOS MATERIALES MECÁNICOS			
Materiales	Unidad	Precio (\$)	Total (\$)
Tubo cuadrado, acero estructural A36 50X50X2.00	3	25,89	77,67
Chumaceras 2 pulgadas	6	11,50	69,00
Árbol AISI 1018 28mm 6m	1	56,78	56,78
Plancha ASTM A36	4	25,50	102,00
Perno 2 pulgadas con tuerca	20	0,75	15,00
Mecanizado de matrices de rolado	3	40,50	121,50
Poleas 150 mm	2	12,00	24,00
Polea doble de 150 mm	1	16,50	16,50
Engranaje 16 dientes	1	18,50	18,50
Engranaje 22 dientes	1	22,30	22,30
Cadena de rodillo 1 metro	1	14,22	14,22
Bandas de transmisión tipo A	1	7,50	7,50
TOTAL			544,97

Para el material eléctrico se constata en la tabla 3.23:



Tabla 3.23. Costos materiales eléctricos.

COSTOS MATERIALES MECÁNICOS			
Materiales	Unidad	Precio (\$)	Total (\$)
Motor eléctrico trifásico 2 [HP]	1	256,00	256,00
Motorreductor de 1,86 [kW]	1	152,00	152,00
Motorreductor de 0,11 [kW]	1	163,00	163,00
Contactador de 3 polos 6 [A] – 240 [VAC]	3	13,50	40,50
Breaker de sobrecarga térmico [2,5 A – 220VAC]	1	12,25	12,25
Pulsadores LED	3	1,00	3,00
Luces LED	3	1,00	3,00
Cables AWG 14 – Capacidad de corriente 18 ^a	10 metros	0,50	5,00
Tablero eléctrico industrial	1	25,00	25,00
TOTAL			659,75

Para el costo de ingeniería a detalle y presente se detalla los valores en la tabla 3.24:

Tabla 3.24. Costos de ingeniería

COSTOS DE INGENIERÍA			
Parámetro	Hora	Costo (\$)	Costo Total (\$)
Mano de obra directa		400,00	400,00
Diseño	50	3,00	150,00
Uso de computador	50	2,00	100,00
Energía eléctrica en maquinaria	50	0,25	12,50
TOTAL			662,50

El costo total de la presente propuesta es de \$ **1867,22**



Tabla 3.25. Tiempo de rolado

(D) Diámetro	N° de tubos	N° de Ajuste	Espesor de pared	Máquina manual		Máquina Electromecánica	
				T. Observado (minutos)	Costo(\$)	T. Observado (minutos)	Costo(\$)
1"	1	14	1.50mm	18	2.00	7	2.50
1"	1	13	2.00mm	20	3.00	10	3.50
Total:				38	5	17	6

Los siguientes datos fueron obtenidos para establecer un rango de datos de los tubos metálicos y el tiempo de rolado que se realiza en la máquina la cual se identificó que el rolado manual aumenta el tiempo en base al giro del tornillo de apriete ya que a mitad de aprieta la fuerza ejercida para el movimiento de las matrices es un poco de esfuerzo, estimando con la máquina semiautomática que reduce el tiempo, pero el costo compensa la utilización del equipo.

Análisis relación costo-beneficio

Este análisis permitió dar un criterio acertado de cual va ser la ganancia o beneficio por cada dólar que se invierta en la construcción de la maquina roladora de tubos cuadrados y redondos Relación C/B= 3.50 ya que ese espesor de pared es más utilizado en el campo metal-mecánico

3.3.3.1 VAN Y TIR

Este proyecto se realiza con un monto de inversión inicial de \$1.867,22 dólares, tiempo invertido 6 meses, determinando que es un activo para la institución cuyas dimensiones son 1.45m. de alto, y longitud de 0.6m., diseñada exclusivamente para rolar tubo redondo A36 de 1", se considera que su vida útil es de 10 años considerando su mantenimiento más o menos. Sus ingresos anuales por su uso se estiman de \$500 anualmente más o menos.

VAN: Valor Actual Neto

TIR: Tasa Interna de Retorno



Tabla 3.26. Cálculo del VAN y el TIR

CALCULO DEL VAN Y EL TIR		
Año/Periodo	Flujo de Caja	Flujo de fondos futuros
0	-\$1.867,22	}
1	\$ 500,00	
2	\$ 500,00	
3	\$ 500,00	
4	\$ 500,00	
5	\$ 500,00	
6	\$ 500,00	
7	\$ 500,00	
8	\$ 500,00	
9	\$ 500,00	
10	\$ 500,00	
11	\$ 500,00	
12	\$ 500,00	

Tabla 3.26. Cálculo del VAN y el TIR

TASA DE DESCUENTO	10%
CALCULO DEL VAN	\$3549,81
CALCULO DEL TIR	26%

Interpretación del VAN

El resultado al aplicar la fórmula de VAN es de \$3549,81, al ser mayor que cero menciona que el valor actualizado con la tasa de rentabilidad elegida del 10% de los cobros y pagos que generará la inversión dará beneficios, la estimación de ganancias brutas en este caso es de 200 de manera mensual.

Interpretación del TIR

Se determina la rentabilidad y factibilidad del proyecto en este caso con una tasa interna de retorno del 26% indicando así su nivel de flujo de caja.



4. CONCLUSIONES / RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- Para ilustrar mejor los resultados se conoce el diámetro máximo que la máquina puede realizar el rolado según la distancia que existe entre las dos matrices que es de 350 mm, el diámetro máximo de rolado es de 15 metros de circunferencia, el diámetro mínimo de rolado es de 1 metro de circunferencia.
- Para realizar un mejor trabajo en el laboratorio al momento del rolado en tubos mayores a 6 metros de longitud el equipo tiene la función de trabajar en forma horizontal.
- Tras el análisis de cálculos se identifica un factor de seguridad de 1,258 el cual cumple con los rangos de seguridad.
- De acuerdo al estudio final realizado se obtuvo una deformación máxima de 0,25 mm en la estructura de la máquina, lo que hace que el equipo sea confiable.

4.2 RECOMENDACIONES

- Al presente proyecto se lo puede repotenciar a futuro para que realice el rolado de tubo en forma automática implementando un control neumático.
- Se recomienda elaborar un juego de matrices para poder rolar las dimensiones más empleadas que son $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{2}$ pulgadas.
- Con los resultados obtenidos de diámetro máximo y mínimo que puede rolar la máquina es necesario la ayuda de otra persona para evitar perturbaciones en la fuerza de deflexión.
- Es necesario la lubricación del sistema de transmisión de potencia por cadena para mantener la vida útil de los componentes y evitar desgastes tempranos.



4.3 BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. A. Wilches Uribe, «Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos,» Universidad de los Andes, Bogota D.C., 2003.
- [2] J. E. Quinga Guanocunga, Construcción de un prototipo de dobladora manual de perfiles cuadrados de acero SAE 1018 de 20 y 25,4mm de 1 a 2 mm de espesor, Quito: EPN, 2009.
- [3] J. J. Gil Brand, «Diseño de una máquina dobladora de tubo redondo metálico automatizada para la empresa COLDIDACTICAS LTDA,» Universidad Autónoma de Occidente, Santiago de Cali, 2018.
- [4] A. Montocoyo, «Proceso de producción,» STI, Alicante, 2012.
- [5] Universidad de Jaén, «Procesos,» [En línea]. Available: https://www.ujaen.es/servicios/archivo/sites/servicio_archivo/files/uploads/Calidad/Criterio5.pdf. [Último acceso: 13 11 2022].
- [6] Instituto de Estadística de Andalucía, «La producción,» [En línea]. Available: http://www.geografia.us.es/web/contenidos/becarios/materiales/archivos/Transparencias_Tema_4.pdf. [Último acceso: 13 11 2022].
- [7] V. Cárdenas , Introducción al conformado mecánico, Quito: EPN, 195.
- [8] Escuela Colombiana de Ingeniería, Conformado de metales, Bogota: Universitaria, 2008.
- [9] J. Doyle, Wave Propagation in Structures, Irlanda: Springer, 1997.
- [10] J. Wilhes, Curvadora de Tubos: Una Máquina Dedicada a la Forma, Medellin: Metal Actual, 2008.
- [11] NARGESA, [En línea]. Available: <https://nargesa.com/es/maquinaria-industrial/curvadora-de-tubos-perfiles-mc650>. [Último acceso: 13 11 2022].
- [12] E. R. Molina León y A. Rubio Tomalacelio, Análisis de funcionamiento, operación y mantenimiento e implementación de una dobladora de tubo para el centro de producción y servicios de la Universidad Técnica de Cotopaxi, Latacunga: Universidad Técnica de Cotopaxi, 2012.
- [13] E. Santos de la Cruz, Dobladora de tubos, Lima: Industrial Data, 2008.
- [14] W. L. Moina Castro, Diseño y construcción de una prensa hidráulica para doblado de tubería metálica de pared gruesa, Quito: EPN, 2007.
- [15] Universidad UMMS, Análisis de la Ingeniería del doblado, México: UMMS, 2001.



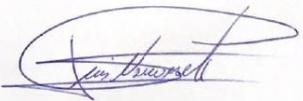
- [16 L. Doyle, Materiales y procesos de manufactura para ingenieros, México: Prentice Hall,
] 1999.
- [17 F. Beer, Mecánica de Materiales, México: McGraw Hill, 2010.
]
- [18 Universidad Tecnológica de Pereira, «Metalografía,» [En línea]. Available:
] <https://blog.utp.edu.co/metalografia/diagrama-esfuerzo-deformacion-uniforme/>. [Último
acceso: 13 11 2022].
- [19 J. E. Contla Valenzuela y E. A. Lopez Villegas, «Propuesta de puesta en marcha del
] sistema hidráulico de una máquina dobladora de tubos mediante PLC,» Instituto
Politécnico Nacional, Ciudad de México, 2016.



ANEXOS



ANEXO I. INFORME ANTIPLAGIO PROYECTO DE TITULACIÓN

Facultad:	Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas												
Carrera:	Ingeniería Electromecánica												
Nombre del docente evaluador que emite el informe:	Ing. Ing. Luis Miguel Navarrete López MsC.												
Documento evaluado:	Propuesta tecnológica previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.												
Autores del documento:	Sr. Molina Andrade Kevin David Sr. Toaquiza Toaquiza Carlos Efraín												
Programa de similitud utilizado:	Sistema URKUND												
Porcentaje de similitud según el programa utilizado:	5 %												
Observaciones: Calificación de originalidad atendiendo a los siguientes criterios. <ul style="list-style-type: none">• El documento cumple criterios de originalidad, sin observaciones.• El documento cumple criterios de originalidad, con observaciones.• El documento no cumple criterios de originalidad.	-----												
Fecha de realización del informe:	02/17/2023 04:57 PM												
Captura de pantalla del documento analizado:													
<div style="border: 2px solid black; padding: 10px;"><p>Document Information</p><table><tr><td>Analyzed document</td><td>urquak.docx (D158918387)</td></tr><tr><td>Submitted</td><td>2/17/2023 4:57:00 PM</td></tr><tr><td>Submitted by</td><td></td></tr><tr><td>Submitter email</td><td>kevin.molina7736@utc.edu.ec</td></tr><tr><td>Similarity</td><td>5%</td></tr><tr><td>Analysis address</td><td>navarrete7284.luis.utc@analysis.arkund.com</td></tr></table></div>		Analyzed document	urquak.docx (D158918387)	Submitted	2/17/2023 4:57:00 PM	Submitted by		Submitter email	kevin.molina7736@utc.edu.ec	Similarity	5%	Analysis address	navarrete7284.luis.utc@analysis.arkund.com
Analyzed document	urquak.docx (D158918387)												
Submitted	2/17/2023 4:57:00 PM												
Submitted by													
Submitter email	kevin.molina7736@utc.edu.ec												
Similarity	5%												
Analysis address	navarrete7284.luis.utc@analysis.arkund.com												
 Ing. Luis Miguel Navarrete López MsC. C.I. 180374728-4													



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

ANEXO II

5/1

Document Information

Analyzed document	urquak.docx (D158918387)
Submitted	2/17/2023 4:57:00 PM
Submitted by	
Submitter email	kevin.molina7736@utc.edu.ec
Similarity	5%
Analysis address	navarrete7284.luis.utc@analysis.arkund.com

Sources included in the report

SA	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI / TESIS EDISON CHICAIZA - PATRICIO GERMAN.pdf Document TESIS EDISON CHICAIZA - PATRICIO GERMAN.pdf (D143540854) Submitted by: luis.navarrete7284@utc.edu.ec Receiver: byron.corrales.utc@analysis.arkund.com	 2
SA	baroladora omega.pdf Document baroladora omega.pdf (D30066238)	 1
SA	luis agualongo tesis.docx Document luis agualongo tesis.docx (D14015025)	 3
SA	luis agualongo tesis .pdf Document luis agualongo tesis .pdf (D14367085)	 1
SA	TESIS SALAZAR G. ANDRES.pdf Document TESIS SALAZAR G. ANDRES.pdf (D119034275)	 1
SA	TESIS GARCES ANDRÉS 2019.docx Document TESIS GARCES ANDRÉS 2019.docx (D54322749)	 5
SA	TESIS ALBAN.docx Document TESIS ALBAN.docx (D21318653)	 3

Entire Document



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO III

Literal 1: Normativa NTE INEN 134:2009

INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN

Quito - Ecuador

NORMA TÉCNICA ECUATORIANA
Primera Revisión

NTE INEN 134:2009

ENSAYO DE DOBLADO PARA TUBOS DE ACERO DE SECCIONCIRCULAR.

Primera Edición

1. OBJETO

1.1 Esta norma tiene por objeto establecer el método para determinar la capacidad de los tubos metálicos de sección transversal circular para soportar la deformación plástica durante el ensayo de doblado.

2. ALCANCE

2.1 Esta norma se aplica a los productos tubulares de acero laminado en frío cuyo diámetro exterior es inferior o igual que 65 mm; el rango del diámetro exterior para el cual esta norma aplica puede estar especificado, exactamente, en la norma particular de cada producto.

3. DEFINICIONES

3.1 Para efectos de esta norma se aplican las siguientes definiciones:

3.1.1 Probeta de ensayo. Es una porción de material debidamente preparado para un ensayo mecánico.

3.1.2 Ángulo de doblado. Es el ángulo que forma una de las ramas de la probeta bajo carga, con la prolongación de la otra.

3.1.3 Punto o. Es el centro del radio de giro

3.1.4 Desarrollo de la curva del tubo (L). Es La longitud del segmento doblado medida sobre el eje neutro del tubo.

3.1.5 Altura de la curva del tubo (P). Es el radio medido desde el “punto o” hasta la fibra externa del tubo una vez conseguidos los 90°

3.1.6 Radio medio (RM). Es el radio medido desde el “punto o” hasta el eje neutro del tubo una vez conseguidos los 90°

4. SIMBOLOGÍA

4.1 Los símbolos, designaciones y unidades para el ensayo de doblado de tubos correspondientes a los números de las figuras anexas a esta norma son los indicados en la tabla 1.

Número	Designación	Símbolo	Unidad
1	Diámetro exterior de la probeta	D	mm
2	Diámetro interior de la probeta	d	mm
3	Espesor de pared de la probeta	a ⁽¹⁾	mm
4	Radio interior de doblado	r	mm
5	Ángulo mínimo de doblado	°C	° C
6	Longitud de la probeta antes del ensayo	Lo	(grados) mm

Tabla 1.1 Símbolos y designaciones

(Continua)

DESCRIPTORES: Metalurgia, ensayos de metales, ensayos mecánicos, ensayo de doblado, tubos de sección circular

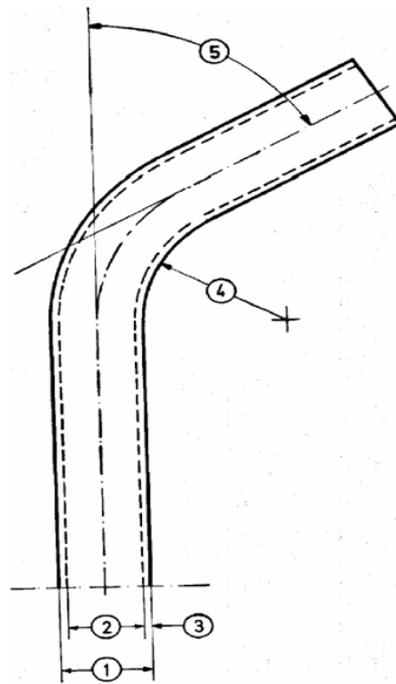


Figura 1.1 Ensayo de doblado para tubos de acero de sección circular

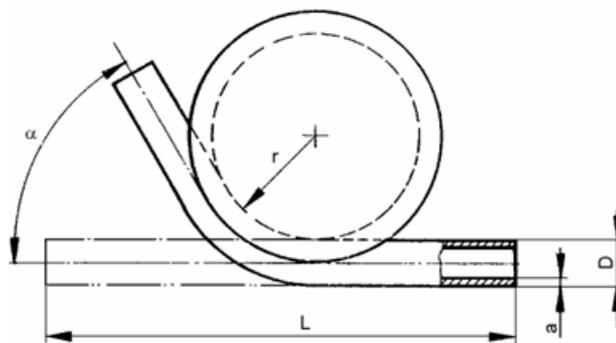


Figura 1.2 Ensayo de doblado

5. EQUIPOS

5.1 Máquinas para doblado de tubo. Son diseñadas para prevenir que la sección del tubo se ovale.

5.1.1 Mandril de doblado, de sección transversal circular, con una acanaladura en correspondencia con el diámetro exterior del tubo. El radio del mandril medido en el fondo de la acanaladura, debe ser igual al radio interior de doblado, si es que no se especifica en la norma del producto.

5.1.2 Dispositivo de aplicación de la carga, que permita aplicar un esfuerzo axial uniforme, sin choques ni vibraciones y con velocidades proporcionales a la velocidad del escurrimiento plástico normal del material en ensayo

6. PREPARACIÓN DE LA PROBETA

6.1 La probeta debe ser un segmento de un tubo recto de longitud suficiente que permita que el ensayo se lleve a cabo en la máquina de doblado de tubos según la tabla 3 y tabla 4.

7. PROCEDIMIENTO

7.1 En general el ensayo debe realizarse a la temperatura ambiente dentro de los límites de 10 °C a 35 °C. El ensayo que se lleve a cabo bajo condiciones controladas se debe realizar a una temperatura de $23 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$.

7.2 La probeta deberá estar totalmente vacía, para ser colocada en el dispositivo de ensayo.

7.3 La probeta se doblará hasta alcanzar el radio de curvatura interno y el ángulo de doblado especificados en la tabla 2, tabla 3 y tabla 4.

7.4 La zona doblada de la probeta estará en contacto, en todo momento, durante el ensayo con la acanaladura del mandril.

7.5 Si los tubos soldados se someten a este ensayo, la posición de la soldadura, es decir el eje neutro debe ser a 90° con respecto al plano del doblado, a menos que se indique lo contrario en la norma del producto al cual se refiere.

7.5.1 A la hora de colocar el tubo en la máquina para su doblado, es aconsejable situar la soldadura longitudinal en la línea neutra y en la parte superior para observar su comportamiento durante la operación.

7.5.2 Es conveniente también durante el proceso de doblado, observar el ángulo de abertura para evitar pasarse y no necesitar de un posterior enderezado.

7.6 Aplicar el esfuerzo lenta y uniformemente para no obstaculizar el escurrimiento plástico del material.

7.7 La interpretación del ensayo de doblado de tubos se debe llevar a cabo de acuerdo con los requisitos de la norma de producto al cual se refiere. Cuando estos requisitos no se especifiquen, la ausencia de grietas visibles sin el uso de instrumentos para aumentar la imagen, se debe considerar como evidencia de que la probeta ha pasado la prueba.

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

Tabla 1.2 Radios mínimos de mandril.

⁽²⁾ Para un diámetro (2 ½ DN 65) se recomienda utilizar un radio mínimo de mandril igual a 210 mm.

7.8 En la práctica, los tubos de acero tanto galvanizados como sin galvanizar, soportan perfectamente radios de doblado más exigentes que los anteriormente expuestos, aun así, no conviene desviarse

7.9 Se deben tomar en cuenta las siguientes recomendaciones para el ensayo de doblado:

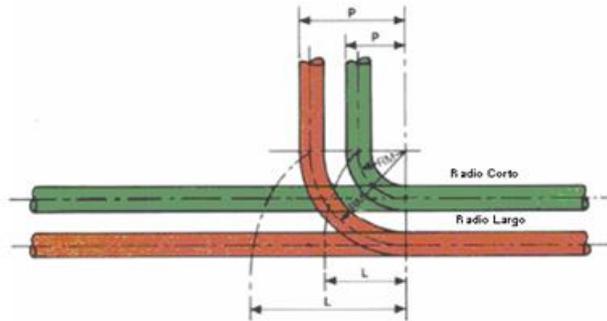
7.9.1 Se contempla el doblado de tubos solo para diámetros de hasta (2 1/2 DN 65) inclusive.

8.9.2. En el doblado de tubos, hay que prestar especial cuidado en el dimensionamiento previo de su longitud.

8.9.3. La longitud de tubo recto que es necesaria para generar una curva en el mismo y la altura que adquiere el extremo de ésta, son dimensiones fundamentales a tener en cuenta en el cálculo de la longitud de tubo necesaria.

Por ejemplo: Si se quiere curvar un tubo de diámetro nominal DN 25 a 90°, se necesitará un desarrollo de la curva del tubo (L) de 103 mm para un radio medio de 67 mm, según (tabla 3 - RC), y un desarrollo de la curva del tubo de 175 mm para un radio medio de 119 mm, según (tabla 3 – RL) Las alturas (P) que alcanzarán las curvas, una vez conseguidos los 90°, será de 88 mm según la (tabla 3 – RC)

Figura 1.3. Doblado A 90°. Desarrollo de la curva del tubo (L) y altura de la curva (P)



Diámetro nominal del tubo	Radio corto (RC)			Radio Largo (RL)		
	Radio Medio (RM) mm	Desarrollo de la curva del tubo (L) mm	Altura de la curva del tubo (P) mm	Radio Medio (RM) mm	Desarrollo de la curva del tubo (L) mm	Altura de la curva del tubo (P) mm
3/8 DN 10	34	47	40	-----	-----	-----
1/2 DN 13	41	50	46	-----	-----	-----
3/4 DN 20	54	82	68	-----	-----	-----
1 DN 25	67	103	88	119	175	135
1 1/4 DN 32	82	145	115	145	215	165
1 1/2 DN 40	108	177	145	180	275	204
2 DN 50	140	200	170	220	320	250
2 1/2 DN 65	190	290	233	318	475	355

Tabla 1.3. Curvado A 90°. Dimensiones mínimas para el ensayo

8.11 El doblado del tubo a 180 ° requiere su propia técnica. El método consta de tres fases de 60 °, mediante el siguiente proceso (ver figura 3):

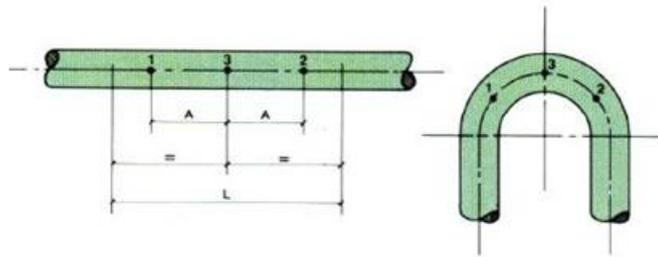
8.11.1. Marcar el centro de la curva (punto 3)

8.11.2. Tomar de la tabla 4 el desarrollo “A” según diámetro nominal del tubo y marcar los puntos 1 y 2

8.11.3. Doblar 60 ° sobre el punto 1 y otros 60° sobre el punto 2, centrando los puntos 1 y 2 con el centro de la galleta o almohadilla

8.11.4. Colocar el centro del tubo (punto 3), centrado con la galleta y doblar los terceros 60° para conseguir los 180° finales.

Figura 1.4. Doblado a 180°



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

Tabla 1.4. Doblado a 180°: Dimensiones mínimas para el ensayo.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO IV

Literal 2: Matriz de priorización de Holmes

Matriz de priorización de Holmes

Esta herramienta nos sirve para identificar o dar importancia a una opción respecto a las demás. Es decir, ante un problema tenemos varias soluciones, por lo que nos permite conocer mediante comparaciones cuál es la más adecuada para nosotros.

Esta herramienta es considerada como una de las nuevas 7 herramientas de la calidad o también denominadas herramientas administrativas de la calidad.

Debido a su fácil aplicación, esta herramienta se utiliza como base para muchas otras.

Un ejemplo más elaborado que utiliza como base esta matriz es la herramienta QFD La Casa de la Calidad, podéis consultar en qué consiste en este enlace (ver aquí). En este caso, esta herramienta será la base para otra cuya finalidad es la planificación del diseño.

1. Primero plantear la pregunta, sobre aquello que queremos saber las alternativas que tenemos y en función de unos criterios poder decidir aquello que mejor se adapte a nuestra realidad. Por ejemplo:

- Cuál es la solución más viable a corto plazo a un problema planteado
- Cuál es la causa principal a un problema dado
- Cuál es la solución más rentable a medio plazo
- Cuál es la solución más económica a mi problema...

2. Lluvia de ideas para conocer todas las opciones o posibles respuestas a la pregunta o problema planteado.

3. Se filtran todas las ideas y se definen los criterios de decisión (puede ser uno o varios dependiendo de la complejidad del tema a tratar).

4. Se dibuja la matriz

5. Se cancelan las celdas de cruce, ya que no podemos comparar una opción con ella misma.

6. Se define como totalizar o evaluar, según nos sea conveniente. En este caso, se debe establecer un criterio para poder puntuar si una opción es mejor, peor o igual que otra opción.

La mayor parte de veces, se puede hacer según estas opciones:

- O bien, mejor 1, peor 0 y en caso de igual 0.5
- O bien Peor 1, igual, 2 y mejor 3.
- O bien con símbolos que cada uno signifique un valor para poder cuantificar posteriormente...

En definitiva, realizar una escala coherente de puntuación, para poder evaluar de forma numérica el total.

7. Definir los valores de las celdas, analizando cada opción con las demás. En este caso, siempre se suele hacer la fila sobre la columna. Es decir, se compara la fila opción A, con la columna opción B, así hasta completar la tabla.

8. Se suman todos los valores de cada fila, de manera que puedas saber cada fila qué puntuación tiene.

9. Dependiendo de la puntuación obtenida en cada fila, se ordena, de tal manera que el que tenga mayor puntuación es la opción más favorable para nosotros según los criterios establecidos.

MATRIZ DE PRIORIZACIÓN

OPCIONES	Estudios de mercado	Ventas telefónicas	Atención al cliente	Conocimiento técnico	TOTAL	ORDEN
Estudios de mercado		1	0,5	0	1,5	Segundo
Ventas telefónicas	0		0	0	0	Tercero
Atención al cliente	0,5	1		0	1,5	Segundo
Conocimiento técnico	1	1	1		3	Primer

Adriana Gómez Villoldo

<http://asesordecalidad.blogspot.com>

Criterios de puntuación	
Si es mejor que otro curso	1
Si es igual	0,5
Si es peor	0

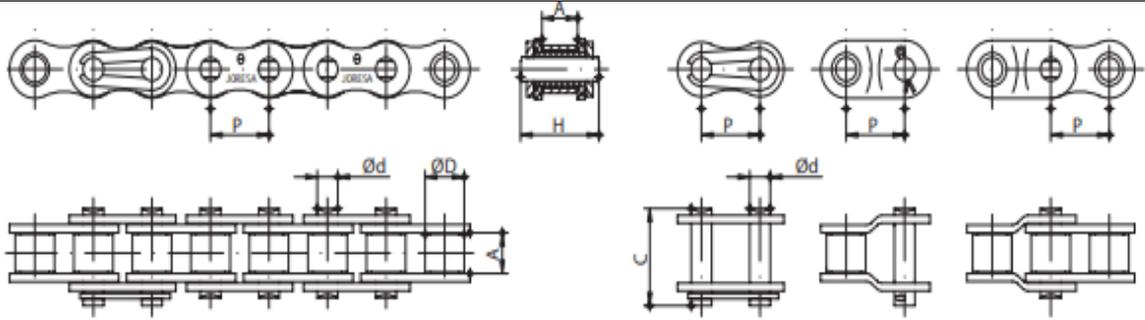


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO V

Literal 3: Catalogo de selección de cadenas JORESA Ecuador



Cadenas de rodillos simples norma europea
Simple roller chains european standard

CÓDIGO CODE		PASO PITCH		ANCHO INTERIOR INNER WIDTH	DIÁMETRO RODILLO ROLLER DIAMETER	DIÁMETRO DEL EJE PIN DIAMETER	LONGITUD DEL EJE PIN LENGTH	LONG. EJE UNIÓN CONN. LINK PIN LENGTH	SUPERFICIE ARTICULACIÓN PROJECTED BEARING AREA	CARGA DE ROTURA AVG. TENSILE STRENGTH	PASOS POR METRO PITCHES PER METER	PESO POR METRO WEIGHT PER METER
JORESA	ISO	P Pulg.-Inch	P mm.	A min. mm.	Ø D max. mm.	Ø d max. mm.	H max. mm.	C max. mm.	S' cm ²	A.T.S daN-Kg	P-Mtr Aprox.	q Kg/m.
26	04B-1	-	6,00	2,80	4,00	1,85	7,40	10,30	0,07	330	167	0,12
28	05B-1	-	8,00	3,00	5,00	2,31	8,60	11,70	0,10	590	125	0,18
32#	06B-1	3/8	9,525	5,72	6,35	3,28	13,50	16,80	0,29	1.070	105	0,40
42	08B-1	1/2	12,70	7,75	8,51	4,45	17,00	20,90	0,50	2.100	79	0,72
52	10B-1	5/8	15,875	9,65	10,16	5,08	19,60	23,70	0,68	2.740	63	0,96
62	12B-1	3/4	19,05	11,68	12,07	5,72	22,70	27,30	0,90	3.225	52	1,23
82	16B-1	1	25,40	17,02	15,88	8,28	36,10	41,50	2,12	7.050	39	2,67
102	20B-1	1 1/4	31,75	19,56	19,05	10,19	43,20	49,30	2,94	10.900	31	3,60
122	24B-1	1 1/2	38,10	25,40	25,40	14,63	53,40	60,00	5,54	17.800	26	7,28
142	28B-1	1 3/4	44,45	30,99	27,94	15,90	65,10	72,50	7,40	22.600	22	8,95
162	32B-1	2	50,80	30,99	29,21	17,81	67,40	75,30	8,00	27.200	20	9,90
202	40B-1	2 1/2	63,50	38,10	39,37	22,89	82,60	92,60	12,75	39.100	16	16,04
242	48B-1	3	76,20	45,72	48,26	29,24	98,20	109,10	20,58	60.200	13	25,31

Cadena de placas rectas *Straight plates chain.*

1 daN = 1 Kg.

Otras cadenas normalizadas o conforme a dimensiones especiales de fabrica
Other standard chains or special chains according to factory dimensions

CÓDIGO CODE		PASO PITCH		ANCHO INTERIOR INNER WIDTH	DIÁMETRO RODILLO ROLLER DIAMETER	DIÁMETRO DEL EJE PIN DIAMETER	LONGITUD DEL EJE PIN LENGTH	LONG. EJE UNIÓN CONN. LINK PIN LENGTH	SUPERFICIE ARTICULACIÓN PROJECTED BEARING AREA	CARGA DE ROTURA AVG. TENSILE STRENGTH	PASOS POR METRO PITCHES PER METER	PESO POR METRO WEIGHT PER METER
JORESA	ISO	P Pulg.-Inch	P mm.	A min. mm.	Ø D max. mm.	Ø d max. mm.	H max. mm.	C max. mm.	S' cm ²	A.T.S daN-Kg	P-Mtr Aprox.	q Kg/m.
31	--	3/8	9,525	4,10	6,35	3,28	10,50	12,60	0,22	1.000	105	0,36
36*	--	3/8	9,525	7,50	5,08	3,59	15,80	17,20	0,39	1.300	105	0,46
37* / 38*	--	3/8	9,525	5,72	6,35	4,45	13,00	15,50	0,38	1.000	105	0,44
39*	--	3/8	9,525	9,52	6,00	4,18	17,80	20,30	0,79	1.225	105	0,62
41	085	1/2	12,70	6,35	7,77	3,58	14,80	18,70	0,32	910	79	0,43
43	081	1/2	12,70	3,30	7,75	3,66	10,20	11,10	0,21	985	79	0,28
44	082	1/2	12,70	2,38	7,75	3,66	8,20	---	0,17	975	79	0,13
46	083	1/2	12,70	4,88	7,75	4,09	13,10	14,30	0,34	1.440	79	0,43
46V	--	1/2	12,70	4,88	7,75	3,66	11,20	12,30	0,27	890	79	0,35
48	420	1/2	12,70	6,40	7,75	3,96	15,00	17,50	0,39	1.785	79	0,55
49	--	1/2	12,70	5,21	8,51	4,45	13,90	15,90	0,39	1.965	79	0,64
51	--	5/8	15,875	6,48	10,16	5,08	15,55	17,15	0,51	2.450	63	0,84
81	--	1	25,40	12,70	12,70	7,00	24,10	29,00	1,06	3.900	39	1,33
87	--	1	25,40	12,70	15,88	8,28	30,80	36,20	1,74	6.200	39	2,15

* Cadena a casquillos sin rodillo. *Bush chain, without roller.*

1 daN = 1 Kg.

1.3 Factor de trabajo (coeficiente f_1)

Este coeficiente tiene en cuenta tanto la regularidad de marcha del motor de accionamiento, como el tipo de máquina o instalación que debe accionar, cuyo funcionamiento puede ser suave o irregular con impactos o golpes. En la tabla siguiente elegiremos el coeficiente adecuado.

Tabla N° 1 (Coeficiente f_1)

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento Motor de combustión interna	
			Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

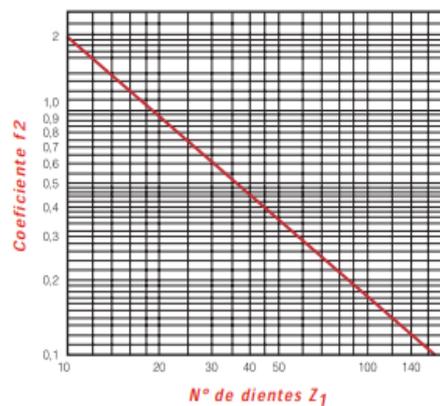
1.4 Elección del número de dientes Z_1 de piñón (Coeficiente f_2)

El valor Z_1 no vendrá fijado corrientemente en las condiciones de la transmisión, y deberá, por tanto, elegirse. Como es valor muy importante a la hora de determinar la transmisión y debe cumplir ciertas condiciones, se hacen a continuación algunas observaciones para proceder a su elección:

- Se emplearán preferentemente piñones de número impar de dientes. Así se conseguirá que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones de un tipo, interiores o exteriores. De esta forma el desgaste de los dientes de las ruedas y de la cadena será más regular.
- No se tomarán en lo posible, piñones menores de 17 dientes. Los inconvenientes del efecto poligonal se acentúan a medida que se empleen piñones más pequeños, aumentando el ruido e irregularidad de la transmisión, la magnitud de los choques entre dientes y rodillo y la concentración de los esfuerzos sobre un número de dientes reducido.
- La limitación precedente será tanto más rígida cuanto más elevados sean los valores de la potencia y RPM de la transmisión, sólo en el caso de que ambos sean reducidos, puede llegarse a emplear piñones de 11, 13 o 15 dientes.
- Debe tenerse en cuenta, además, que en caso de relaciones de transmisión elevadas, Z_1 no debe exceder en general de valores que den lugar a ruedas conducidas de más de 120 dientes. Las ruedas grandes obligan a tener en cuenta límites de desgaste de la cadena, inferiores a los de las transmisiones con ruedas de tipo medio, por presentar dificultades de engrane con el dentado al alargarse la cadena en su paso medio.

Elegido el número de dientes del piñón Z_1 , y en el supuesto de que este no tenga 19 dientes, determinaremos el coeficiente de corrección f_2 para calcular la potencia efectiva P_C (ver apartado 1). Dicho coeficiente lo obtendremos del gráfico N° II.

Tabla N° II



1.5 Relación de transmisión y distancia entre centros (Coeficiente f3)

Estas dos magnitudes influyen asimismo en el rendimiento de las transmisiones. Los valores reducidos de la relación de transmisión aconsejarán, por doble motivo, el empleo de ruedas con número de dientes elevados, pues los inconvenientes de la aplicación de ruedas pequeñas se presentarían en ambos ejes, acentuándose asimismo los desgastes.

Por el contrario, valores muy elevados de la relación de transmisión llevan a distancias entre centros muy grandes si se quiere asegurar un arco mínimo de engrane, sin el empleo de tensores. Si son forzosas reducciones de este tipo, es aconsejable el empleo de dos o más transmisiones escalonadas.

El coeficiente f3 tiene en cuenta además de los aspectos mencionados, la influencia del desgaste de la cadena, según sea la relación de transmisión, y la distancia entre centros.

Tabla N° III (Coeficiente f3)

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73

1.6 Empleo de cadenas múltiples. Potencias transmisibles por las mismas.

La aparición de las cadenas múltiples a la hora del análisis de capacidad de transmisión de las cadenas, ha permitido ampliar notablemente en cuanto a potencia a transmitir, el campo de aplicación de las mismas, en especial a velocidades altas y moderadas. Efectivamente, las cadenas múltiples, si bien no admiten potencias dobles, triples, etc., permiten, sin embargo, transmitir por fila un 85% de la potencia admisible para la cadena simple de igual paso, teniendo en cambio idénticas limitaciones cinemáticas que esta última.

La potencia transmisible por una cadena múltiple se determina partiendo de la que puede transmitir una cadena simple de igual paso, afectada por el factor según el número de filas obtenido del siguiente cuadro:

Número de filas	1	2	3	4	5	6
Factor	1	1,7	2,55	3,4	4,25	5,1

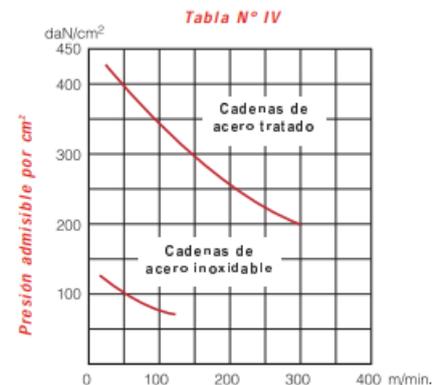
1.7 Presión sobre las articulaciones

En toda transmisión de potencia la capacidad de una cadena para soportar el esfuerzo de tracción depende no sólo de su carga de rotura, sino también de la presión que soportan las articulaciones de la misma.

La superficie de articulación de las cadenas se da como producto del diámetro del eje, por el largo del casquillo. Se expresa en cm², y suele figurar en los cuadros de medidas de las cadenas.

La presión máxima aceptable por una cadena depende de su velocidad, y de que se apliquen las condiciones de lubricación que se aconsejan en el apartado 2.3, página 49.

El cuadro siguiente, tabla IV, define los valores aceptables a distintas velocidades. Obsérvese la diferencia de capacidad entre cadenas de acero tratado y cadenas de acero inoxidable.



1.8 Fórmulas básicas para el cálculo de una transmisión

Velocidad de la cadena

$$v = \frac{Pz_1 n_1}{1000}$$

Tensión ramal conductor (Kg)

$$T = \frac{6120 \times W}{v}$$

Longitud de la cadena (mm)
(fórmula aproximada)

$$L = 2C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} p + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{6,28}\right)^2}{C} p^2$$

Distancia entre centros (mm)
(fórmula aproximada)

$$C = p \frac{\left(\frac{L}{p} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{L}{p} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{6,28}\right)^2}}{4}$$

Presión en las articulaciones (Kg)

$$t = \frac{T}{S}$$

W Potencia a transmitir (Kw)
v Velocidad lineal de la cadena (m/min.)
P Paso de la cadena (mm)
Z₁ Número de dientes del piñón o rueda pequeña
Z₂ Número de dientes de la rueda mayor
n₁ Número de vueltas del piñón (r.p.m.)
n₂ Número de vueltas de la rueda (r.p.m.)

T Tensión de la cadena (Kg)
L Longitud de la cadena (mm)
C Distancia entre centros (mm)
t Presión sobre las articulaciones (Kg/cm²)
K Coeficiente de seguridad
d Diámetro del eje de la cadena
a Longitud del casquillo
S Superficie de la articulación (cm²)



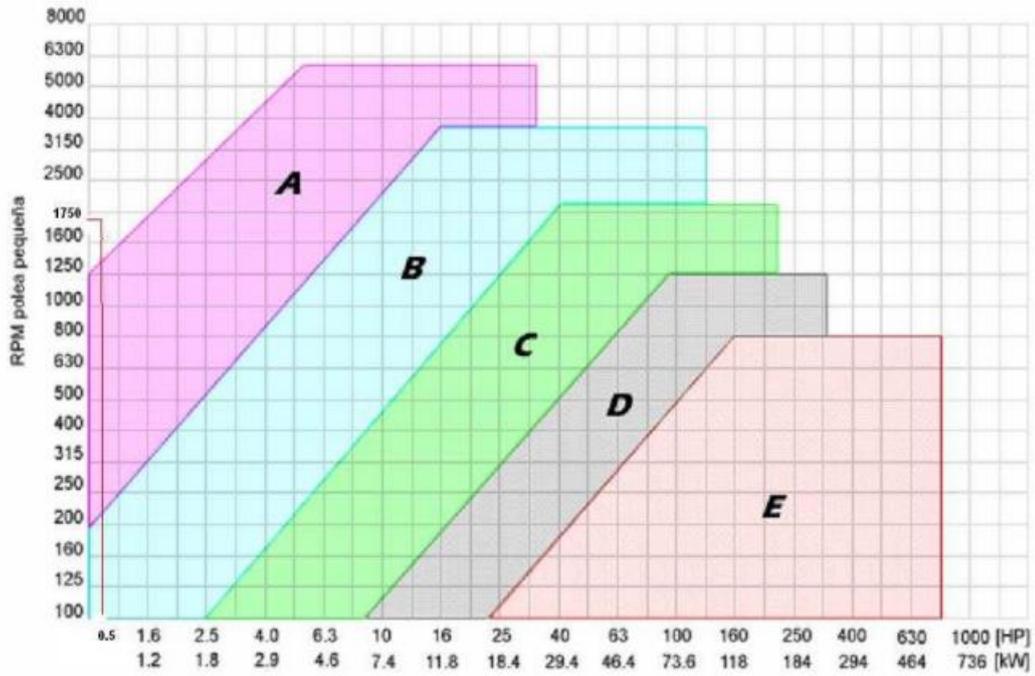
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO VI

Literal 4: Selección del perfil de la correa

Gráfico de selección del perfil de correa





UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO VII

Literal 5: Catalogo SKF para la selección de chumaceras

Capacidad de carga y vida

Cargas dinámicas y vida

La capacidad de carga dinámica C se usa en los cálculos para los rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran bajo carga. Expresa la carga que dará una vida nominal, según la normativa ISO 281:1990, de 1 000 000 revoluciones. Se asume que la magnitud y el sentido de la carga son constantes, y que es radial para los rodamientos radiales y axial y centrada para los rodamientos axiales.

Las capacidades de carga dinámica de los rodamientos SKF se han determinado según los métodos descritos en la normativa ISO 281:1990. Las capacidades de carga expresadas en este catálogo son válidas para los rodamientos de acero al cromo con tratamiento térmico hasta lograr una dureza mínima de 58 HRC, y que funcionan bajo condiciones normales.

Los rodamientos SKF Explorer cuenta, entre otras cosas, con un material y unas técnicas de fabricación mejores, por lo que las ecuaciones para calcular las capacidades de carga dinámica de dichos rodamientos incorporan factores de actualización de acuerdo con la normativa ISO 281:1990.

La vida de un rodamiento se define como

- el número de revoluciones o
- el número de horas de funcionamiento a una velocidad determinada

que el rodamiento puede soportar antes de que se manifieste el primer síntoma de fatiga del metal (desconchado, descascarillado) en uno de sus aros o elementos rodantes.

La experiencia demuestra que rodamientos aparentemente idénticos, funcionando bajo idénticas condiciones, tienen vidas diferentes. Por tanto, es esencial una definición más clara del término "vida" para calcular el tamaño del rodamiento. Toda la información que presenta SKF sobre capacidades de carga dinámica está basada en la vida alcanzada o sobrepasada por el 90 % de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente representativo.

mientos individuales sólo se puede predecir estadísticamente. Los cálculos de la vida sólo hacen referencia a un grupo de rodamientos y a un determinado grado de fiabilidad, es decir, el 90 %. Asimismo, los fallos en la práctica no suelen estar causados por la fatiga, sino por la contaminación, el desgaste, la desalineación, la corrosión, o debido a fallos de la jaula, la lubricación o la obturación.

Otro tipo de "vida" es la "vida determinada". Se trata de la vida determinada por una autoridad, por ejemplo, en base a datos hipotéticos de carga y velocidad facilitados por dicha autoridad. Generalmente, es una vida nominal básica L_{10} basada en la experiencia obtenida con aplicaciones similares.

Cargas estáticas

La capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos

- giran a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm)
- realizan movimientos oscilantes muy lentos
- permanecen estacionarios bajo carga durante largos períodos de tiempo.

También se debe comprobar el factor de seguridad de las cargas de poca duración, como las cargas de choque o las cargas elevadas de pico que actúan sobre un rodamiento rotativo (sometido a esfuerzos dinámicos) o cuando el rodamiento está en reposo.

La capacidad de carga estática se define según la ISO 76:1987 como la carga estática que corresponde a una tensión de contacto calculada en el centro de la superficie de contacto más cargada entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura de

- 4 600 MPa para rodamientos de bolas a rótula
- 4 200 MPa para el resto de rodamientos de bolas
- 4 000 MPa para todos los rodamientos de rodillos.

Esta tensión produce la deformación permanente total del elemento rodante y del camino

Selección del tamaño del rodamiento

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estático de la aplicación, que se define como

$$s_0 = C_0/P_0$$

donde

C_0 = capacidad de carga estática, kN

P_0 = carga estática equivalente, kN

s_0 = factor de seguridad estático

En el cálculo de la carga estática equivalente se debe utilizar la carga máxima que pueda soportar un rodamiento. En la sección "Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática", desde la **página 76**, encontrará más información acerca de los valores recomendados para el factor de seguridad y el modo de calcularlo.

Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de la vida

Vida nominal

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990 es

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

p = exponente de la ecuación de la vida
= 3 para los rodamientos de bolas
= 10/3 para los rodamientos de rodillos

Vida nominal SKF

Para los rodamientos modernos de alta calidad, la vida nominal o básica se puede desviar significativamente de la vida de servicio real en una aplicación determinada. La vida de servicio en una aplicación depende de una variedad de factores, entre los que se encuentra la lubricación, el grado de contaminación, la desalineación, el montaje adecuado y las condiciones ambientales.

Por este motivo, la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 contiene una fórmula de la vida ajustada para complementar la vida nominal. Este cálculo de la vida usa un factor de ajuste para tener en cuenta las condiciones de lubricación y contaminación del rodamiento y el límite de fatiga del material.

La normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 también permite que los fabricantes de rodamientos recomienden un método adecuado para calcular el factor de ajuste de la vida a aplicar a un rodamiento en base a las condiciones de funcionamiento. El factor de ajuste de la vida a_{SKF} aplica el concepto de carga límite de fatiga P_u análogo al utilizado cuando se realizan cálculos para otros componentes de la máquina. Los valores para la carga límite de fatiga se encuentran en las tablas de productos. Asimismo, con el fin de reflejar las condiciones de funcionamiento de la aplicación, el factor de ajuste de la vida a_{SKF} hace uso de las condiciones de lubricación (relación de viscosidad κ) y del factor η_c para el nivel de contaminación.

La ecuación para la vida nominal SKF cumple con la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

donde

- L_{nm} = vida nominal SKF (con un $100 - n^1$ % de fiabilidad), millones de revoluciones
 L_{nmh} = vida nominal SKF (con un $100 - n^1$ % de fiabilidad), horas de funcionamiento
 L_{10} = vida nominal básica (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones
 a_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad (→ **tabla 1**)
 a_{SKF} = factor de ajuste de la vida SKF (→ **diagramas 1 al 4**)
 C = capacidad de carga dinámica, kN
 P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN
 n = velocidad de giro, rpm
 p = exponente de la ecuación de la vida
= 3 para los rodamientos de bolas
= 10/3 para los rodamientos de rodillos

En algunas ocasiones resulta preferible expresar la vida del rodamiento en unidades distintas a millones de revoluciones u horas. Por ejemplo, la vida de los rodamientos de mangueta usados en automóviles y ferrocarriles se suele expresar en kilómetros recorridos. La **tabla 2, página 58**, ofrece los factores de conversión normalmente utilizados para facilitar el cálculo de la vida del rodamiento en diferentes unidades.

Factor de ajuste de la vida a_{SKF} de SKF

Como ya hemos mencionado, este factor representa la relación existente entre el coeficiente de la carga límite de fatiga (P_u/P), las condiciones de lubricación (relación de viscosidad κ) y el nivel de contaminación del rodamiento (η_c). Los valores para el factor a_{SKF} se pueden obtener de cuatro diagramas, dependiendo del tipo de rodamiento, como función de η_c (P_u/P) para los rodamientos SKF estándar y SKF Explorer y los diferentes valores de la relación de viscosidad κ

Diagrama 1: Rodamientos radiales de bolas, **página 54.**

Diagrama 2: Rodamientos radiales de rodillos, **página 55.**

Diagrama 3: Rodamientos axiales de bolas, **página 56.**

Diagrama 4: Rodamientos axiales de rodillos, **página 57.**

Estos diagramas se basan en los valores típicos y en el tipo de factores de seguridad normalmente asociados con las cargas límites de fatiga para otros componentes mecánicos. Teniendo en cuenta las simplificaciones inherentes de la ecuación de la vida nominal SKF, incluso con unas condiciones de funcionamiento identificadas con exactitud, no tiene sentido usar valores para a_{SKF} superiores a 50.

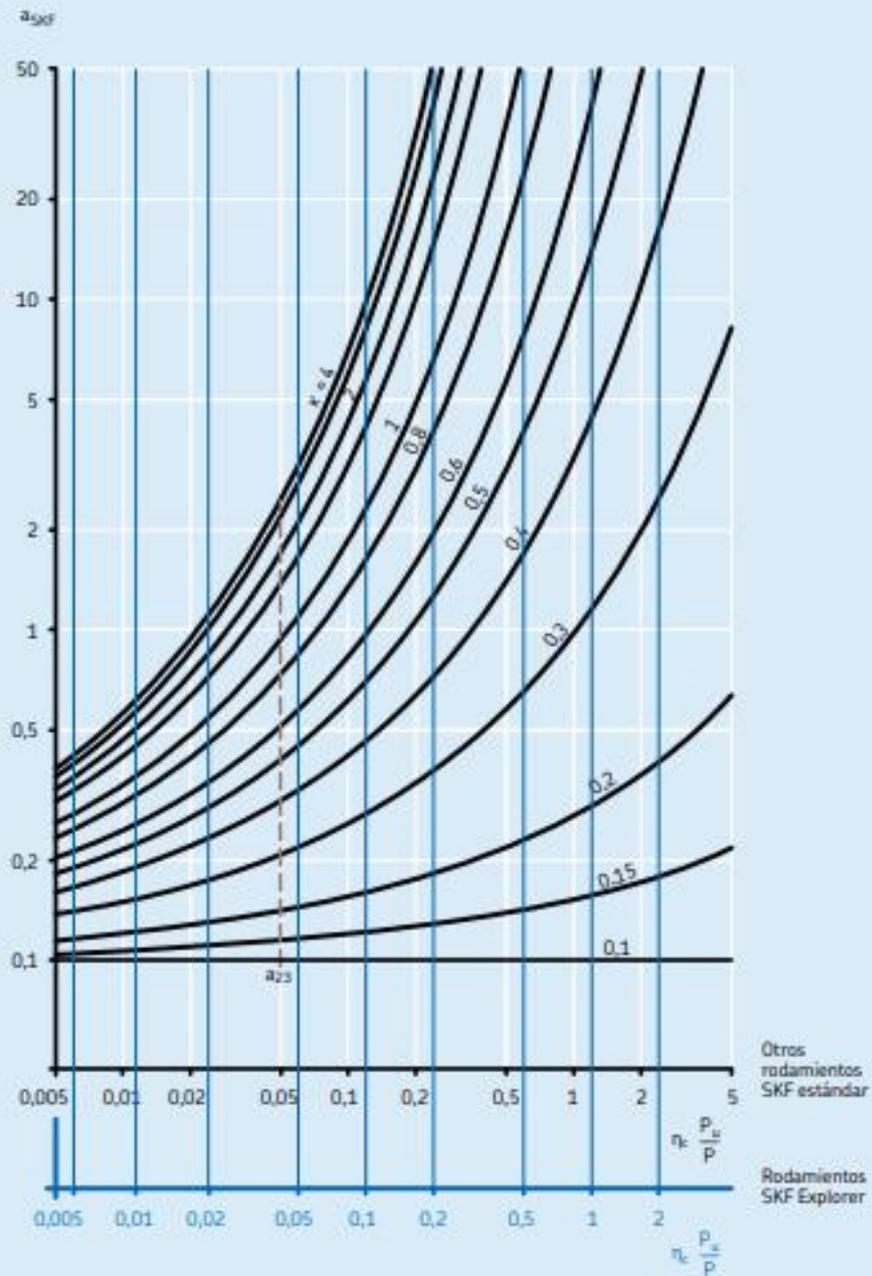
¹⁾ El factor n representa la probabilidad de fallo, es decir, la diferencia entre la fiabilidad requerida y el 100 %

Tabla 1

Valores para el factor de ajuste de la vida a_1

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas



Si $\kappa > 4$, utilice la curva para $\kappa = 4$

Dado que el valor de $\eta_c \frac{P_e}{P}$ tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0,1 para todos los valores de κ

La línea de puntos marca la posición de la antigua escala $a_{23}(\kappa)$, donde $a_{SKF} = a_{23}$



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO VIII

Literal 1: Cálculo y selección de cada componente

Fuerza requerida para el doblado

Momento límite de una corona:

$$M_L = 4 * S_y * e * r_m^2$$

El dato S_y lo obtenemos del catálogo del fabricante de aceros utilizados

$$M_L = 4(46) * 317,16 * 1,5 * 161,29$$

$$M_L = 14,11 [kn * m]$$

Fuerza requerida para el doblado:

$$F = \frac{4 * ML}{L}$$

$$F = \frac{4 * 14,11}{0.357}$$

$$F = 158,09 [kN]$$

Fuerza de rozamiento:

$$F_r = \mu * F$$

$$F_r = 0,15 * 158,09$$

$$F_r = 23,71 [kN]$$

Torque generado por lo momentos de inercia

Momentos de inercia

Se debe calcular primero los momentos de inercia generados por cada componente principal que se encuentran en funcionamiento del sistema. Todos los pesos fueron tomados de sus respectivos catálogos.

Para el eje (Acero 1018):

Este cálculo será referencial, en el próximo apartado se detallará a definición el tamaño y longitud del eje:

$$I = \frac{1}{2} * m * R^2$$

$$I = \frac{1}{2} * 3 * 0.0127^2$$

$$I = 2,49 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Para el rodillo (Acero 1018):

Este cálculo será referencial, en el próximo apartado se detallará a definición el tamaño y longitud del eje:

$$I = \frac{1}{2} * m * R^2$$

$$I = \frac{1}{2} * 64,8 * 0,0508^2$$

$$I = 0,0836 \text{ kgm}^2$$

Para el piñon (140-2):

Este cálculo será referencial, en el próximo apartado se detallará a definición el tamaño y longitud del eje:

$$I = \frac{1}{2} * m * R^2$$

$$I = \frac{1}{2} * 0,02 * 0,041^2$$

$$I = 1,681 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Tubera de construcción (Acero A36):

Este cálculo será referencial, en el próximo apartado se detallará a definición el tamaño y longitud del eje:

$$I = \frac{1}{2} * m * R^2$$

$$I = \frac{1}{2} * 3 * 0,0254^2$$

$$I = 9,67 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

DESCRIPCION	ALEACION	Diametro mm	Pulgadas	Decimales	LARGO mts	PESO X METRO
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 3.2 MM	1018	3.2	1/8	0.125	3.05-3.66	0.06
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 4.8 MM	1018	4.8	3/16	0.187	3.05-3.66	0.14
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 6.4 MM	1018	6.4	1/4	0.25	3.05-3.66	0.25
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 7.9 MM	1018	7.9	5/16	0.312	3.05-3.66	0.39
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 9.5 MM	1018	9.5	3/8	0.375	3.05-3.66	0.56
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 11.1 MM	1018	11.1	7/16	0.437	3.05-3.66	0.77
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 12.7 MM	1018	12.7	1/2	0.5	3.05-3.66	1.01
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 14.3 MM	1018	14.3	9/16	0.562	3.05-3.66	1.28
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 15.9 MM	1018	15.9	5/8	0.625	3.05-3.66	1.58
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 17.5 MM	1018	17.5	11/16	0.687	3.05-3.66	1.91
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 19.0 MM	1018	19.1	3/4	0.75	3.05-3.66	2.27
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 20.6 MM	1018	20.6	13/16	0.812	3.05-3.66	2.67
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 22.2 MM	1018	22.2	7/8	0.875	3.05-3.66	3.10
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 23.8 MM	1018	23.8	15/16	0.937	3.05-3.66	3.55
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 25.4 MM	1018	25.4	1	1	3.05-3.66	4.05
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 27.0 MM	1018	27	1 1/16	1.062	3.05-3.66	4.57
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 28.6 MM	1018	28.6	1 1/8	1.125	3.05-3.66	5.12
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 30.2 MM	1018	30.2	1 3/16	1.187	3.05-3.66	5.71
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 88.9 MM	1018	88.9	3 1/2	3.5	3.05-3.66	49.61
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 95.2 MM	1018	95.3	3 3/4	3.75	3.05-3.66	56.95
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 101.6 MM	1018	101.6	4	4	3.05-3.66	64.8
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 108.0 MM	1018	114.3	4 1/2	4.5	3.05-3.66	82.01
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 114.3 MM	1018	114.3	4 1/2	4.5	3.05-3.66	82.01
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 120.7 MM	1018	120.6	4 3/4	4.75	3.05-3.66	91.37
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 127.0 MM	1018	127	5	5	3.05-3.66	101.25
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 133.4 MM	1018	133.3	5 1/4	5.25	3.05-3.66	111.62
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 139.7 MM	1018	139.7	5 1/2	5.5	3.05-3.66	122.51
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 146.1 MM	1018	146	5 3/4	5.75	3.05-3.66	133.90
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 152.4 MM	1018	152.4	6	6	3.05-3.66	145.8
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 165.1 MM	1018	165.1	6 1/2	6.5	3.05-3.66	171.11
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 177.8 MM	1018	177.8	7	7	3.05-3.66	198.45
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 190.5 MM	1018	190.5	7 1/2	7.5	3.05-3.66	227.81
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 203.2 MM	1018	203.2	8	8	3.05-3.66	259.2
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 215.9 MM	1018	215.9	8 1/2	8.5	3.05-3.66	292.61
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 228.6 MM	1018	228.6	9	9	3.05-3.66	328.05
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 241.3 MM	1018	241.3	9 1/2	9.5	3.05-3.66	365.51
BARRA REDONDA DE ACERO 1018 DE 254.0 MM	1018	254	10	10	3.05-3.66	405

Momento de inercia total

$$I_t = I1 + I2 + I3 + I4$$

$$I_t = 2,49 \times 10^{-4} + 0,0836 + 1,681 \times 10^{-5} + 9,67 \times 10^{-4}$$

$$I_t = 0,084$$

Aceleración angular

$$\alpha = \frac{n}{t_{est}}$$

$$\alpha = \frac{1750}{2}$$

$$\alpha = 875$$

Torque generado por el momento de inercia

$$T_i = I_t * \alpha$$

$$T_i = 74,22 \text{ Nm}$$

Torque total generado por el momento de inercia

$$T_t = (23,71 + 74,22) * 2$$

$$T_t = 3,51 \text{ kNm}$$

Potencia de diseño del motor

$$P_D = T_t * \omega$$

$$P_D = 3,51 * 0,5$$

$$P_D = 1,7$$

$$P_D = 1,5 \text{ HP}$$

Diseño del sistema de transmisión de potencia

Dimensionamiento del sistema de transmisión de potencia (Cadena-Pinon)

Relación de transmisión

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Como se definió al inicio la Universidad realiza la entrega de motores y motorreductores para el presente proyecto, por tanto, n_1 se define como el eje motriz principal con una velocidad de 500 RPM

$$i = \frac{500}{5}$$

$$i = 100$$

Potencia de diseño

$$H_{diseño} = P_{motorreductor} * f_s$$

$$H_{diseño} = 2 * 1$$

$$H_{diseño} = 2$$

Potencia de diseño corregida

$$W_c = H_{diseño} * Cf_1 * Cf_2 * Cf_3$$

Los coeficientes f_1 , f_2 y f_3 se encuentran en el catálogo de diseño de la empresa JORESA, para el sistema diseñado los valores son:

$$Cf_1 = 1$$

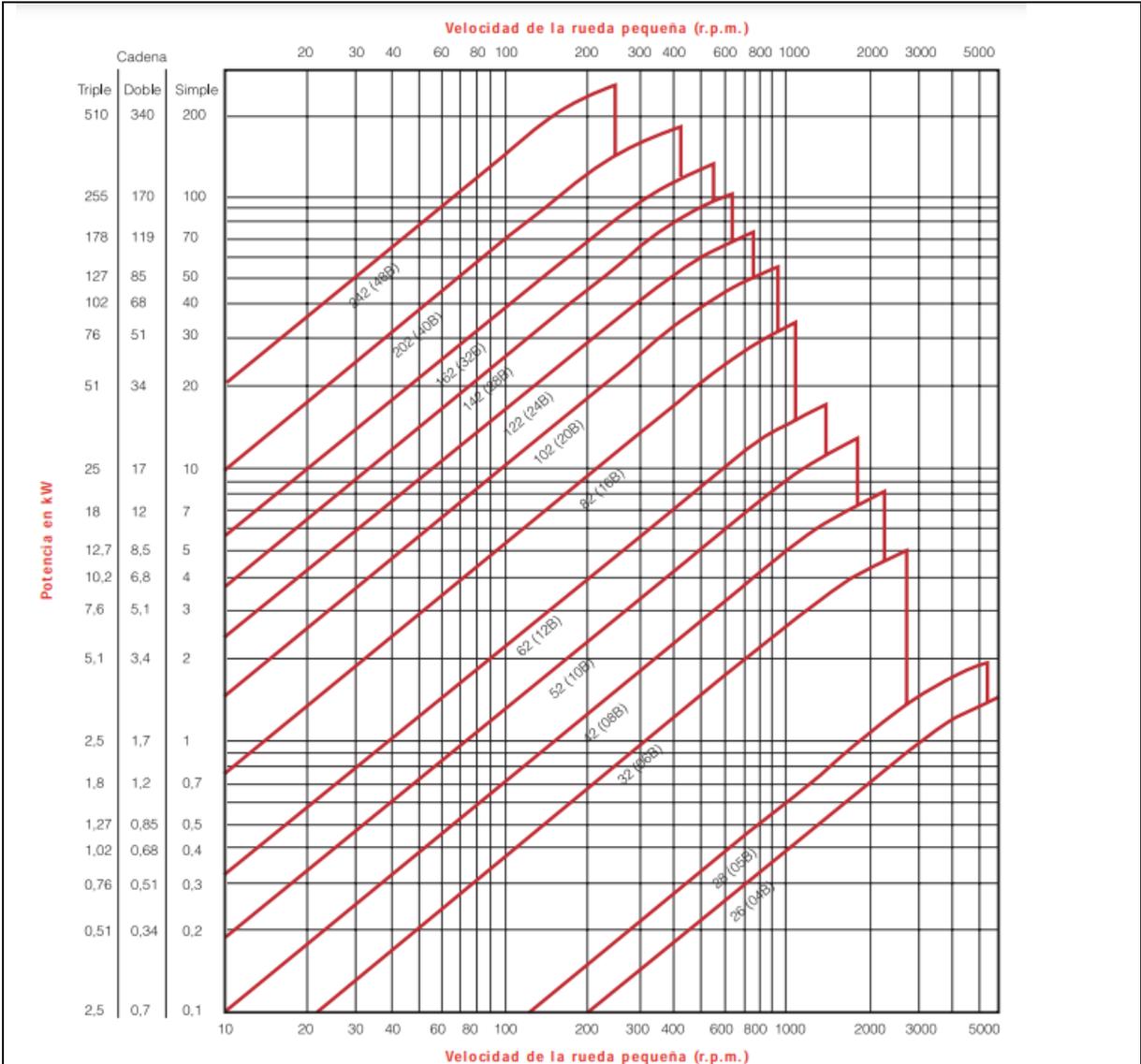
$$Cf_2 = 1,1$$

$$Cf_3 = 0,87$$

$$W_c = 2 * 1 * 1,1 * 0,87$$

$$W_c = 1,91 [kW]$$

Para la selección de la cadena se usará el método descrito en el catálogo de JORESA, como se describe en la siguiente gráfica:



Velocidad lineal de la cadena

$$V = \frac{PZ_1n_1}{1000}$$

Los coeficientes f_1 , f_2 y f_3 se encuentran en el catálogo de diseño de la empresa JORESA, para el sistema diseñado los valores son:

$$Cf_1 = 1$$

$$Cf_2 = 1,1$$

$$Cf_3 = 0,87$$

$$W_c = 2 * 1 * 1,1 * 0,87$$

$$W_c = 1,91 [kW]$$

Según la gráfica se debe seleccionar unca cadena 26(04-B1), para transmitir potencias menores a 2 kW

26	04B-1	-	6,00	2,80	4,00	1,85	7,40	10,30	0,07	330	167	0,12
----	-------	---	------	------	------	------	------	-------	------	-----	-----	------

Esta selección tiene un paso de 6,00 mm

Por tanto:

$$V = \frac{PZ_1n_1}{1000}$$

$$V = \frac{6,00 * 16 * 2,0}{1000}$$

$$V = 0,192 \text{ m/min}$$

Tensión ramal del conductor

$$T = \frac{6120 * H_{diseño}}{V}$$

$$T = \frac{6120 * 2}{0,192}$$

$$T = 63,75 \text{ [kg]}$$

Coefficiente de seguridad

$$K = \frac{\text{carga de rotura teórica de la cadena}}{\text{carga de rotura calculada de la cadena}}$$

$$K = 0,9$$

Longitud de la cadena

$$L = 2C + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 - z_2)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(600) + \frac{21 + 16}{2} + \frac{(21 - 16)^2}{4\pi^2 600}$$

$$L = 2(600) + \frac{21 + 16}{2} + \frac{(21 - 16)^2}{4\pi^2 600}$$

$$L = 1218,50 \text{ mm}$$

Dimensionamiento del sistema de transmisión de potencia (poleas y bandas)

Se requiere un perfil de correa tipo A, según el catálogo de SFK:

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L_p = 2(600) + 1.57(120 + 100) + \frac{(120 - 100)^2}{4(600)}$$

$$L_p = 1,5 \text{ mm}$$

$$L_p = 2 \text{ mm}$$

Ángulo de contacto de la banda

$$H_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r * d)^2 - C_4 \log(r * d) \right] (r * d) + C_2 r \left(1 - \frac{1}{K_A} \right)$$

Según el Manual Mecánico de Shigley:

$$C_1 = 0,8542$$

$$C_2 = 1,342$$

$$C_3 = 2,436 \times 10^{-4}$$

$$C_4 = 0,1703$$

$$H_r = \left[0,8542 - \frac{1,342}{5} - 2,436 * 10^{-4} (2,5 * 5)^2 - 0,1703 \log(2,5 * 5) \right] (2,5 * 5) + 1,342(2,5) \left(1 - \frac{1}{0,9} \right)$$

$$H_r = 4,14 [HP]$$

Potencia corregida

$$k_1 = 0,95$$

$$k_2 = 0,76$$

$$H'r = 0,95 * 0,76 * 4,14$$

$$H'r = 2,08 \text{ HP/banda}$$

Numero de bandas

$$N^\circ \text{bandas} = \frac{H_{\text{diseño}}}{H'r}$$

$$N^\circ \text{bandas} = \frac{2}{2,08}$$

$$N^\circ \text{bandas} = 1$$

Diseño de ejes para el sistema

Para diseñar los ejes se debe obtener el peso al que van a ser sometidos.

Masa total aproximada = 7,70 [kg]

$$W = \frac{P}{L}$$

$$W = \frac{7,70}{0,036}$$

$$W = 213,88 [N/m]$$

$$W = 21,80 [kgf/m]$$

Momento torsor

$$M_t = \frac{2 * 76}{2,104}$$

$$M_t = 72,40 \text{ [kg * m]}$$

$$72,04 = (T1 - T2) * 0,120$$

$$(T1 - T2) = 600,33$$

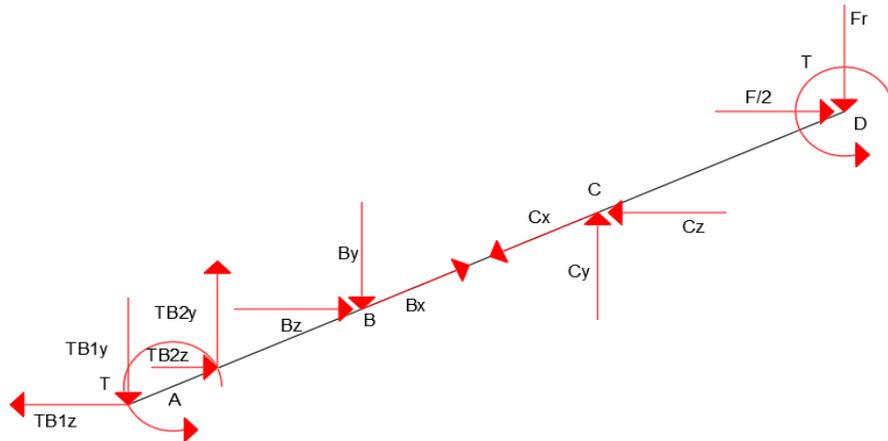
$$T1 = 12T2$$

$$12T2 - T2 = 600,33$$

$$T2 = 54,57 \text{ [kgf]}$$

$$T1 = 654,84 \text{ [kgf]}$$

$$Tt = 709,41 \text{ [kgf]}$$



$$T_{B1y} = 709,41 * \text{sen}(60)$$

$$T_{B1y} = 614,36$$

$$T_{B1z} = 709,41 * \text{cos}(60)$$

$$T_{B1z} = 354,75$$

$$-T_{B1y} + T_{B2y} - B_y + C_y - F_r = 0$$

$$-614,36 + 354,75 - B_y + 153,77 - F_r = 0$$

$$-B_y - F_r = 105,84 \text{ [kgf]}$$

$$(T_{B1y} * d) - (T_{B2y} * d) + (B_y * d) + (F_r * d) = 0$$

$$(709,41 * 0,55) - (354,75 * 0,95) + (B_y * 0,85) + (105,84 * 0,815) = 0$$

$$(390,17) - (337,01) + (B_y * 0,85) + (86,25) = 0$$

$$B_y = 139,41 \text{ [kgf]}$$

$$F_r = 164,01 \text{ [kgf]}$$

Diagrama de momentos cortantes y flectores

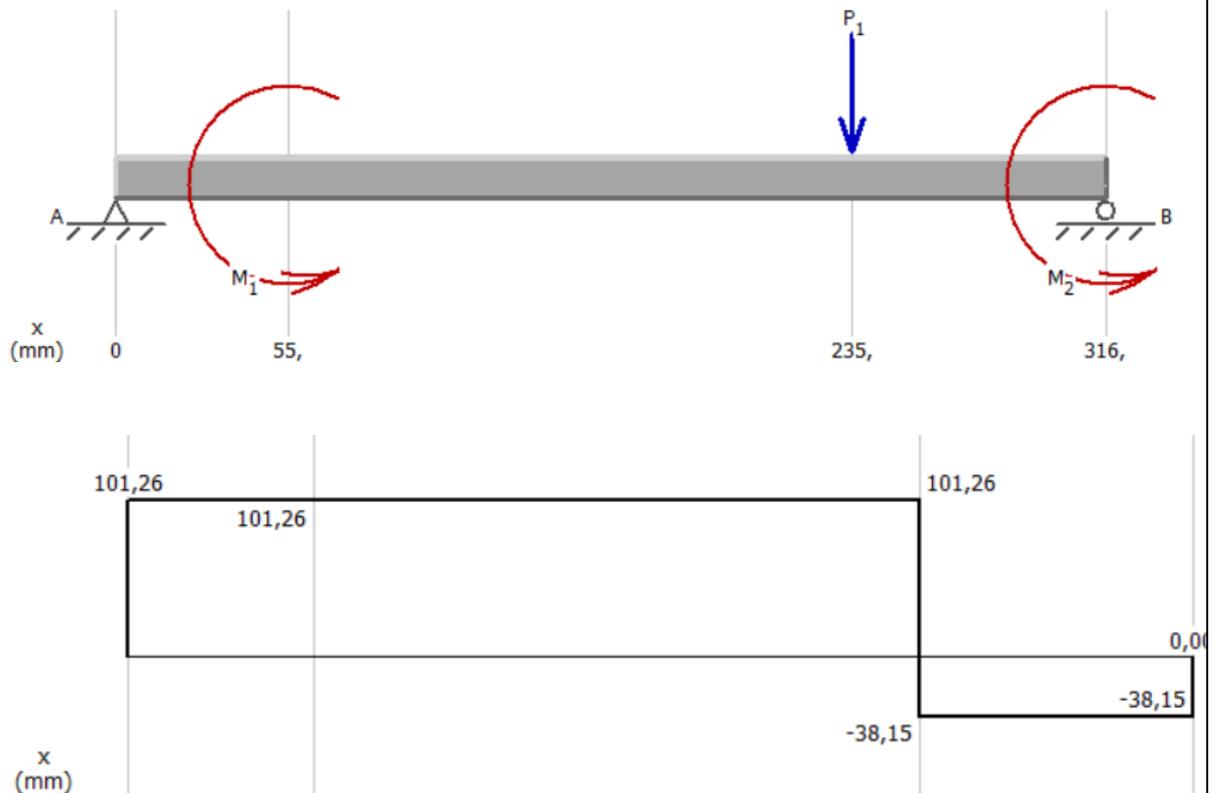


Figura 2.1 Diagrama de momento cortante eje X-Y

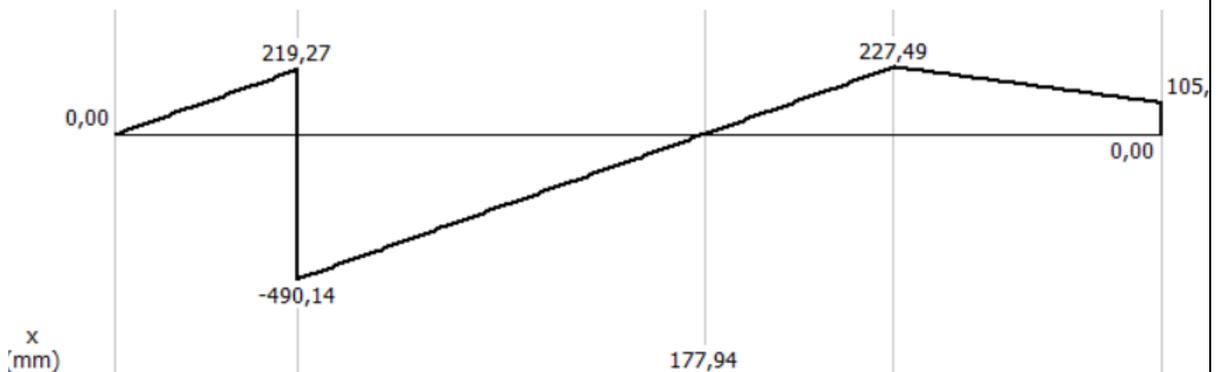


Figura 2.2 Diagrama de momento flector eje X-Y

$$\sum F_z = 0$$

$$(T_{B1z} * d) - (T_{B2z} * d) - (B_z * d) - \left(\frac{F}{2} * d\right) = 0$$

$$B_z = 77,49 \text{ [kgf]}$$

$$MT = \sqrt{77,49_z^2 + 139,41_y^2}$$

$$MT = 129,48 \text{ [Nm]}$$

Diámetro del eje

$$d = \left[\frac{32}{\pi * S_y} * \left(M^2 + \frac{3T e m^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$d = \left[\frac{32}{\pi * 317,16} * \left(129,48^2 + \frac{3(74,22)^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$d = 26,66 \text{ mm}$$

Diseño de Lengüetas

Fuerza de corte

$$F_c = \frac{2(74,22)}{26,66}$$
$$F_c = 5,56 \text{ [kgf]}$$

Esfuerzo de corte admisible

$$\tau_{ad} = \frac{0,577 * 40,60}{0,9}$$
$$\tau_{ad} = 26,08 \text{ [kgf]}$$

Longitud de la lengüeta

$$L = \frac{5,53}{26,08 * 8}$$
$$L = 26,50 \text{ mm}$$

Diseño y selección de chumaceras

Según el catálogo de SFK

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a$$
$$F_r = \sqrt{139,41_y^2 + 77,41_z^2}$$
$$F_r = 159,45 \text{ [N]}$$
$$P_o = 0,6 * 159,45 + 0,5 * 0$$
$$P_o = 95,67$$

Capacidad de carga estática necesaria

$$C_o = S_o + P_o$$

$$C_o = 1,3 + 95,67$$

$$C_o = 96,97$$

Bajo la directriz del catálogo del SKF se determina la chumacera con diámetro de 26mm con capacidad de carga estática de 960 N, este sería:

Designación: SY30FM

Soporte: SY506M

Rendimiento: YET 206

Dimensión del elemento de sujeción

$$d_{perno} = \sqrt{\frac{n * F}{N * S_{y_{perno}} * \frac{\pi}{4}}}$$

$$d_{perno} = \sqrt{\frac{0,9 * 158,09}{20 * 60 * \frac{\pi}{4}}}$$

$$d_{perno} = 38[mm]$$

Fuerza ejercida sobre el tornillo: corresponde a la resistencia que ofrece cada tubo a doblarse

$$F = 14kN = 3147,32lb$$

Diámetro del tornillo seleccionado: de la tabla de tornillos de rosca standard

$$d = 1plg$$

Hilos por pulgadas de los tornillos: de la tabla de tornillos de rosca

$$N = \frac{34 \text{ Hilos}}{plg}$$

Paso del tornillo para la matriz de avance:

$$p = \frac{1}{N}$$

$$p = \frac{1}{34} = 0.02941plg$$

Diámetro de raíz del tornillo:

$$d_r = 0.8376plg$$

Diámetro medio del tornillo

$$d_m = d - \frac{0.6495}{N}$$

$$d_m = 1plg - \frac{0.6495}{8} = 0.919plg$$

Altura de la rosca

$$h = \frac{d - d_r}{2}$$

$$h = \frac{1plg - 0.837plg}{2} = 0.0812plg$$

Ancho de la rosca: las roscas standard por lo general son de 30° de inclinación

$$b = 2 \cdot h \cdot \tan(30^\circ)$$

$$b = 2 \cdot 0.0812plg \cdot \tan(30^\circ) = 0.094plg$$

Área de esfuerzo a tensión: de la tabla de tornillos de rosca standard

$$A_r = 0.6057 plg^2$$

Número de hileras en contacto con en el roscado de avance

$$n = 4$$

Avance del tornillo

$$L = n \cdot p$$

$$L = (4) \cdot (0.02941) = 0.11764 plg \approx 2.98 \text{ mm}$$

Dónde:

n= Numero de hileras en contacto con en el roscado

p= Paso de la rosca

Angulo de avance:

$$\lambda = \arctan \left[\frac{L}{\pi \cdot d_m} \right]$$

$$\lambda = \arctan \left[\frac{0.11764 plg}{\pi \cdot 0.19} \right] = 0.19^\circ$$

Coefficiente de roce: considerando la una máquina de calidad promedio de mano de obra y materiales en condiciones de operación

$$\mu = 0.21$$

Esfuerzos

Esfuerzo a flexión en la rosca:

$$\sigma_x' = \frac{3 * F * h}{\pi * d_m * n \cdot b^2}$$

$$\sigma_x' = \frac{3.314732 \text{ lb} \cdot 0.0812 \text{ plg}}{\pi * 0.019 * 4 * (0.094)^2} = 30.058 \text{ ksi}$$

Esfuerzo a tensión en el cuerpo:

$$\sigma_x'' = \frac{F}{A_r}$$

$$\sigma_x'' = \frac{3147.32 \text{ lb}}{0.6057 \text{ plg}^2} = 5.196 \text{ ksi}$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau_{xy} = \frac{16T_1}{\pi * d_r^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * (627.49 \text{ Lb})}{\pi * (0.8376)^3} = 5.43 \text{ ksi}$$



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO IX

Literal 1: Proceso de construcción



Figura 1. Corte y aumento de la mesa de soporte.

Fuente: Autores



Figura 2. Corte de tubo cuadrado de 50x50x2.00

Fuente: Autores



Figura 3. Obtención cortes

Fuente: Autores



Figura 4. Armado y soldadura de matriz triangular

Fuente: Autores



Figura 5. Armado completo de matriz triangular

Fuente: Autores



Figura 6. Base del motor

Fuente: Autores



Figura 7. Soldadura de matriz triangular y base del motor

Fuente: Autores



Figura 8. Perforación para el acople de chumaceras

Fuente: Autores



Figura 9. Comprobación de montaje motoreductor

Fuente: Autores



Figura 10. Unión de mesa de soporte y mesa triangular

Fuente: Autores



Figura 11. Resultado soporte y mesa triangular

Fuente: Autores



Figura 12. Soldadura del mecanismo de ajustar

Fuente: Autores



Figura 13. Montaje de árboles y chumaceras

Fuente: Autores



Figura 14. Corte de plancha para estructura triangular

Fuente: Autores



Figura 15. Soldadura de plancha

Fuente: Autores



Figura 16. Colocación de poleas

Fuente: Autores



Figura 17. Medición de longitud a cortar

Fuente: Autores



Figura 17. Fondeado de pintura

Fuente: Autores



Figura 17. Fondeado de tapas

Fuente: Autores



Figura 18. Fondeado de matrices

Fuente: Autores



Figura 19. Soldadura de ruedas

Fuente: Autores



Figura 20. Conexión eléctrica

Fuente: Autores

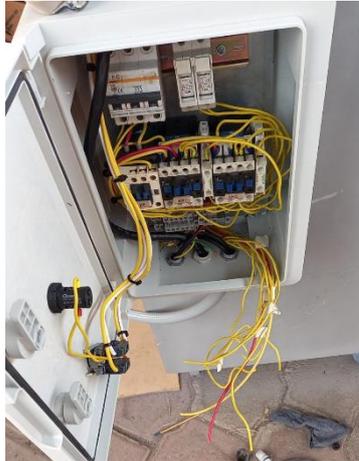


Figura 21. Verificación de cableado eléctrica

Fuente: Autores



Figura 21. Máquina roladora de tubo terminada

Fuente: Autores



Figura 22. Funcionamiento de máquina roladora de tubo

Fuente: Autores

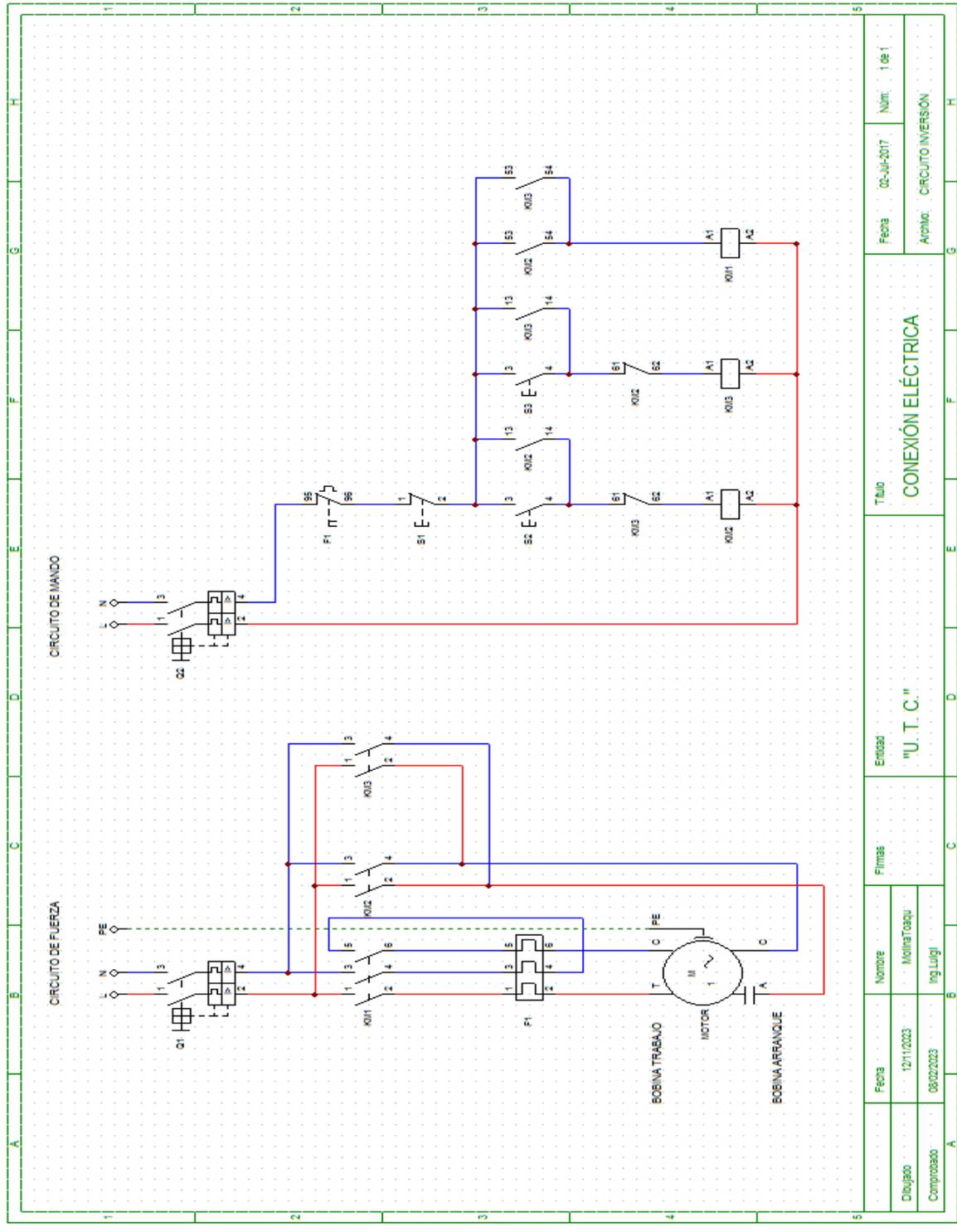


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA



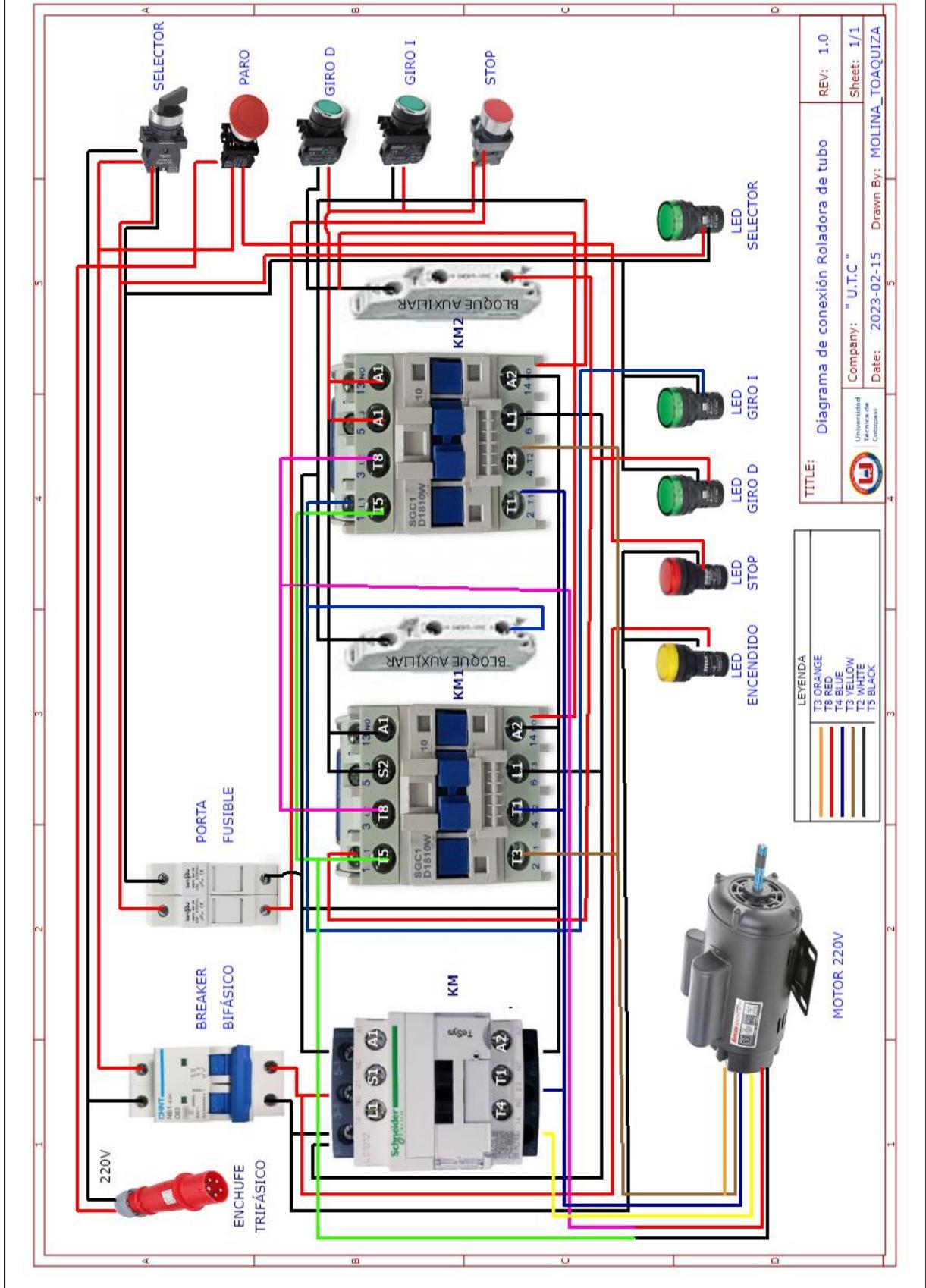
ANEXO X

Literal 2: Conexiones eléctricas para el diseño



Fecha	05-10-2017	Núm.	1 de 1
Diseñado	Molina Tosqui	Título CONEXIÓN ELÉCTRICA	
Comprobado	Ing. Luigi		
Elaborado		"U. T. C."	
Firmas		C	
Nombre		E	
Fecha		D	
Diseñado		F	
Comprobado		G	
Elaborado		H	

Literal 2. Diagrama de conexión de roladora de tubo



TITLE:	Diagrama de conexión Roladora de tubo	REV:	1.0
Company:	"U.T.C"	Sheet:	1/1
Date:	2023-02-15	Drawn By:	MOLINA_TOAQUIZA

LEYENDA	
—	T3 ORANGE
—	T8 RED
—	T4 BLUE
—	T2 YELLOW
—	T2 WHITE
—	T5 BLACK



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA



ANEXO XI

Literal 4: Manual de operación de la máquina roladora de tubo.

1. Conecte la máquina a 220V (2 fases).
2. Abra la caja de control y accione el breaker que se encuentra en el interior de la caja (Verifique que la luz piloto amarilla este encendida).
3. Colocar el selector en posición ON que esta fuera de la caja de control.
4. Asegurar que la matriz móvil este colocada correctamente para el ingreso del tubo.
5. Seleccionar si se va a trabar en forma vertical y horizontal.
6. Gire la palanca de apriete dos vueltas por pasada.
7. Hacer un avance de ida y vuelta por cada pasada (para tubo de 3 metros de longitud si se desea obtener una circunferencia se debe hacer 14 vueltas de palanca de apriete).
8. Se debe guiar el tubo con ayuda de un operador siguiendo la línea de suelda del tubo.
9. Para el funcionamiento del giro de las matrices tenemos un control de mando con tres pulsadores los de color verde realiza el giro (Horario/Anti horario) y el pulsador de color rojo (stop) en cada accionamiento de giro.
10. En caso de dos operarios se puede ocupar el mando de pedales que realiza el giro de las matrices (Horario/Anti horario)
11. Por seguridad en funcionamiento de operación de rolado si existe un momento al que se accione los dos pulsadores no accionara nada en lo eléctrico por tener un bloqueo en los dos mandos de máquina.
12. Una vez obtenido el rolado requerido se procede a girar la palanca de apriete en forma anti horario para poder retirar el tubo.
13. Para el apagado se verifica el selector en la posición (OFF), verificamos el apagado de la luz piloto (Amarillo)
14. Se procede abrir el tablero de control para bajar el breaker y desconectar el enchufe 220V

Seguridad.

Los símbolos que se muestran en esta sección se utilizan para identificar los posibles peligros. Cuando se observe un símbolo de seguridad en este manual o en la máquina, recuerde que existe la posibilidad de que se produzcan lesiones personales y sigan las instrucciones de forma correcta, puede provocar daño en los quipos.

Recomendaciones Importantes



¡AVISO!

Lea todas las instrucciones contenidas en este manual antes de usar la máquina, observando siempre las instrucciones de seguridad y siguiendo las instrucciones para prevenir accidentes y/o lesiones.

Seguridad personal

Manténgase alerta, atento a lo que está pasando y juicio cuando esté utilizando. No opere la máquina cuando esté cansado, distraído o bajo la influencia de drogas, alcohol o medicamentos. Un momento de distracción puede resultar en una lesión grave.

Utilice el equipo de seguridad. Siempre use gafas de seguridad. Utilizando equipos de seguridad como guantes, calzados, protección para los oídos, usted aumenta la seguridad y reduce el riesgo de accidentes.

Vístase correctamente. No use ropa suelta o joyas que puedan arrollar en las partes móviles del equipo. Se recomienda utilizar guantes y zapatos cuando se trabaja al aire libre.

Retire cualquier objeto antes de encender el equipo. Una herramienta o cualquier otro objeto atrapado en las partes móviles del equipo pueden causar lesiones.

Riesgos

Los riesgos en el proceso de corte se agrupan en las siguientes categorías.

- ✓ Riesgo eléctrico.
- ✓ Riesgo mecánico.

Riesgo eléctrico.

El sistema trabaja con 2 voltajes, el motor trabaja con 220 VCA el control eléctrico el contacto por el cableado de la caja de los elementos de protección pueden provocar una sobrecarga al cuerpo humano siendo así un riesgo que exista la posibilidad de que suceda.

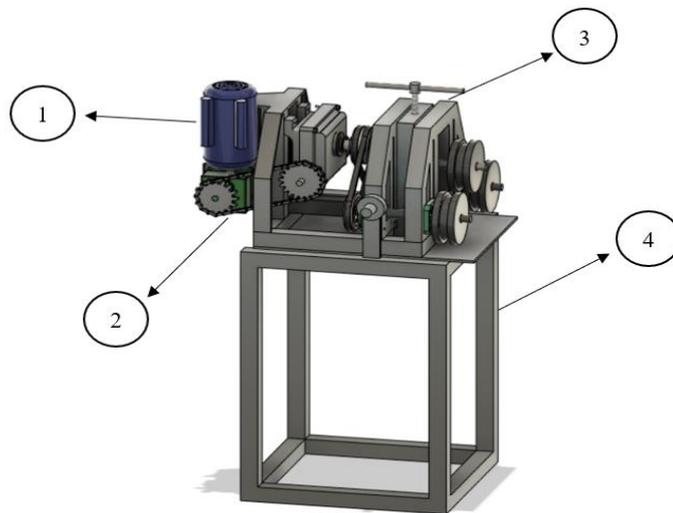
- ✓ Use guantes y botas aislantes
- ✓ Permanecer la puerta del tablero cerrada
- ✓ Desactivar el Breaker o desenchufar la máquina si es necesario

Riesgo mecánico.

El sistema mecánico de la maquina principalmente en las matrices en contacto con el tubo de rolado por lo cual puede existir un peligro y causar daño o lesiones en las manos identificado como un atrapamiento, aplastamiento, enganche si se aproxima mucho a este punto de operación.

- ✓ Permanecer a una distancia adecuada fuera de la mesa de trabajo
- ✓ Utilizar equipos de protección guantes, casco
- ✓ No usar manillas ni pulseras

Componentes Principales



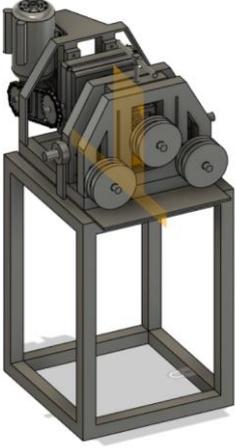
1. Sistema eléctrico
2. Sistema de transmisión de potencia

3. Sistema mecánico
4. Estructura

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

A continuación, se muestra a bajo la ficha técnica de la máquina Roladora de tubo de 1 pulgada.

TABLA # 1

FICHA TÉCNICA				
Realizado por:	Molina Kevin Toaquiza Carlos	Fecha:	17/02/2023	
Máquina-equipo	Máquina Roladora de tubo de 1 pulgada	Ubicación	Taller de mecanizado	
Fabricante	MS-13-43	Sección	Doblado	
Modelo	MC650	Código inventario	1	AÑO FABR.
Marca	AHMSA			2015
CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA MESA ROLADORA				
Altura	Ancho	Peso	Largo	Color
		190 kg		Gris/ Negro
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS		Foto de la máquina-equipo		
MARCA: WEG MODELO: Abierto POTENCIA 1HP/FUENTE DE ENERGÍA 220 VCA/ FRECUENCIA 60HZ/ RPM 1720				
Función				
Realizar rolados de tubo de arco y circunferencias a tubos de 1 pulgada metálicas de acero bajo carbón acero inoxidable				

Fuente: Manual de funcionamiento de roladora AHMSA modelo MC650 MS-13-43

MANUAL DE MANTENIMIENTO

A continuación, se detalla el mantenimiento que debe realizarse para la conservación y el buen funcionamiento de la máquina dobladora de tubo.

Plan de mantenimiento de la Máquina Roladora de Tubo						
Parte	Actividad	Insumo	Cantidad	Tiempo	Frecuencia	Observaciones
Estructura	Limpieza de las guías. Limpieza general	Guaípe, franela	1/4 libra	30 min	diario	Limpiar antes de cada corte, las guías de aluminio.
Tornillo de ajuste	Aceitar la zona de hilos	Aceite sintético	1	20min	mensual	Colocar solo en la zona de roscado
Transmisión poleas y bandas	Cambio de banda	banda	Tipo A	1h	2400 horas	Realizar esta actividad. De manera
Transmisión Catarina y cadena	Engrasado	Grasa para engranaje CERANCA	1	1h	Mensual	Desarmado de la cubierta
Reductores Potencia y Velocidad	Cambio de aceite	Aceite sintético poliglicol	1	1h 30min	Anual	Destapar las tapas principales para la lubricación
Chumaceras	Colar en cada chumacera el grasero para su lubricación	Grasa LGT2 Grasero	1	30min	Semanal	Destapar las tapas necesarias para la lubricación
Tablero de control eléctrico	reajuste de borneras de las terminales de conexión	destornillador	1 u	30 min	Anual	