



Universidad
Técnica de
Cotopaxi

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

PROPUESTA TECNOLÓGICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ROLAR DE TUBOS
CUADRADOS Y REDONDOS EN LA METAL-MECÁNICA “CAISA”**

Propuesta Tecnológica presentado previo a la obtención del Título de Ingeniero
Electromecánico

Autores:

Caisa Aguaisa Juan Andres

Pascal Granda Fredy Lenin

Tutor:

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso

Latacunga – Ecuador

Julio – 2018



Ingeniería
Electromecánica

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros Caisa Aguaisa Juan Andres y Pascal Granda Fredy Lenin declaramos ser autores de la presente propuesta tecnológica: **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ROLAR DE TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN LA METAL-MECÁNICA "CAISA"** siendo el Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso tutor del presente trabajo; y eximo expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

Además, certifico que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de mi exclusiva responsabilidad.

Caisa Aguaisa Juan Andres
C.I: 1722019823

Pascal Granda Fredy Lenin
C.I: 0401699129

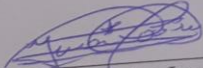


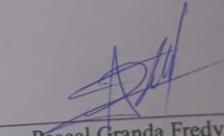
Ingeniería
Electromecánica

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros Caisa Aguaisa Juan Andres y Pascal Granda Fredy Lenin declaramos ser autores de la presente propuesta tecnológica: **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ROLAR DE TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN LA METAL-MECÁNICA "CAISA"** siendo el Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso tutor del presente trabajo; y eximo expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

Además, certifico que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de mi exclusiva responsabilidad.


Caisa Aguaisa Juan Andres
C.I: 1722019823


Pascal Granda Fredy Lenin
C.I: 0401699129



Ingeniería
Electromecánica

AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE TITULACIÓN

En calidad de Tutor del Trabajo de Investigación sobre el título:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ROLAR DE TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN LA METAL-MECÁNICA “CAISA” de los postulantes Caisa Aguaisa Juan Andres y Pascal Granda Fredy Lenin, de la carrera de Ingeniería Electromecánica considero que dicho Informe de Propuesta Tecnológica cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Proyecto que el CONSEJO DIRECTIVO DE LA FACULTAD de Ciencias de Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, Agosto 2018

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso

C.I: 175836725-2



Ingeniería
Electromecánica

AVAL DE IMPLEMENTACIÓN

Con el presente documento, hago constar que los estudiantes Caisa Aguaisa Juan Andres y Pascal Granda Fredy Lenin, de la carrera Ingeniería Electromecánica de la Universidad Técnica de Cotopaxi. Implementaron en mi propiedad un proyecto cuyo título versa: **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ROLAR DE TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN LA METAL-MECÁNICA "CAISA"**. La Metalmecánica "Caisa" del Sr. Caisa Baño Juan Eloy se encuentra ubicada en el barrio San Jaloma Casa #70 Parroquia La Merced, en el Valle de los Chillos de Quito.

Autorizo a los mencionados señores para que den al presente documento el uso legal que más convenga a sus intereses.

Latacunga, 20 de julio de 2018

Caisa Baño Juan Eloy

CC. 170710587-8

AGRADECIMIENTO

Este proyecto es el resultado del esfuerzo conjunto de todos los que formamos el grupo de trabajo. Por esto agradezco a nuestro director de tesis, Ing. Héctor Laurencio, y al Ing. Mauro Albarracín, quienes a lo largo de este tiempo han puesto a prueba sus capacidades y conocimientos en el desarrollo de esta propuesta tecnológica la cual ha finalizado, llenando todas nuestras expectativas. A mis padres quienes a lo largo de toda mi vida han apoyado y motivado mi formación académica, creyeron en mi en todo momento y no dudaron de mis habilidades. A mis profesores a quienes les debo gran parte de mis conocimientos, gracias a su paciencia y enseñanza y finalmente un eterno agradecimiento a esta prestigiosa universidad la cual abrió sus puertas a jóvenes como nosotros, preparándonos para un futuro competitivo y formándonos como personas de bien

Juan Andres Caisa Aguaisa

DEDICATORIA

A Dios.

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi madre Cecilia

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su infinito amor y paciencia.

A mi padre Juan.

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante frente a toda adversidad y por su infinito amor.

Juan Andres Caisa Aguaisa

AGRADECIMIENTO

Antes que todo darle mi agradecimiento a Dios por darme vida y salud para lograr esta meta propuesta por llenarme de fuerza y voluntad en los momentos más difíciles a mi familia por su gran apoyo moral y económico cuando más lo necesitaba.

A la Universidad Técnica de Cotopaxi, facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicada por brindarme la oportunidad de cumplir mi meta profesional.

Al personal docente y administrativo de la carrera de Ingeniería Electromecánica por la confianza brindada para cumplir la meta propuesta, mis sinceros agradecimientos están dirigidos al, Coronel Patricio Espín Pasquel y al Arquitecto Hugo Razo que me brindaron sus conocimientos y apoyo moral recibido durante esta etapa universitaria

Fredy Lenin Pascal Granda

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a mi familia especialmente a mis padres y hermanos por haberme guiado a lo largo de mi carrera.

Mi eterna gratitud a mi padre José, por haberme enseñado que con esfuerzo, trabajo y constancia todo se consigue.

Para mi madre Narcisa, por cada día hacerme ver la vida de una forma diferente y apoyarme en mis decisiones.

A mis hermanos Orlando, Mónica y Jonathan y demás familia en general por el apoyo que siempre me brindaron día a día en el transcurso de mi formación Universitaria.

Este nuevo logro es en gran parte gracias a ustedes, he logrado concluir con éxito una meta más en mi vida.

Fredy Lenin Pascal Granda

ÍNDICE GENERAL

DECLARACIÓN DE AUTORÍA	ii
AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE TITULACIÓN	iii
AVAL DE APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN	iv
AVAL DE IMPLEMENTACIÓN.....	v
AGRADECIMIENTO	vi
DEDICATORIA.....	vii
AGRADECIMIENTO	viii
DEDICATORIA.....	ix
RESUMEN	xvii
ABSTRACT	xviii
AVAL DE TRADUCCIÓN.....	xix
1. INFORMACIÓN BÁSICA	1
2. DISEÑO INVESTIGATIVO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	2
2.1. TÍTULO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA	2
2.2. TIPO DE ALCANCE	2
2.3. ÁREA DEL CONOCIMIENTO	2
2.4. SINOPSIS DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA.....	2
2.5. OBJETO DE ESTUDIO Y CAMPO DE ACCIÓN	2
2.5.1. Objeto de estudio	2
2.5.2. Campo de acción	2
2.6. SITUACIÓN PROBLÉMICA Y PROBLEMA.....	2
2.6.1. Situación problemática	2
2.6.2. Problema.....	3
2.7. HIPÓTESIS.....	3
2.8. OBJETIVO.....	3
2.8.1. Objetivo general	3
2.8.2. Objetivos específicos.....	3
2.9. DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES Y TAREAS PROPUESTAS CON LOS OBJETIVOS ESTABLECIDOS	4
3. MARCO TEÓRICO	5
3.1. INTRODUCCIÓN.....	5
3.2. GENERALIDADES DEL ROLADO.....	5
3.3. DEFINICIÓN DE ROLADO	6

3.4.	MATERIALES PARA EL ROLADO	6
3.4.1.	Procesos de rolado	6
3.5.	EQUIPOS DE ROLADO	7
3.5.1.	Rolado de tres rodillos	7
3.6.	MATERIAL DE LOS RODILLOS PARA ROLAR	8
3.7.	PARÁMETROS DEL ROLADO	8
3.7.1.	Parámetros de la geometría de la máquina	8
3.7.2.	Parámetros de las propiedades mecánicas del material	9
3.7.3.	Parámetros de la geometría del material	9
3.7.4.	Relación entre la geometría de la pieza y las propiedades mecánicas del material	9
4.	METODOLOGÍA	10
4.1.	METODOLOGÍA DE DISEÑO EXPERIMENTAL	10
4.1.1.	Operacionalización de las variables	10
4.2.	CONSIDERACIONES DE DISEÑO	10
4.3.	ALTERNATIVAS DE DISEÑO	11
4.4.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO	13
4.5.	DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA	14
4.6.	CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA EN LOS EJES	15
4.6.1.	Resistencia de fatiga por torsión	15
4.6.2.	Esfuerzos debidos a cargas combinadas en los ejes	15
4.7.	ELEMENTOS DE LA MÁQUINA	15
4.7.1.	Pernos prisionero	15
4.7.2.	Rodamientos	15
4.8.	FACTORES DE SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR	16
4.8.1.	Dispositivos de control	16
4.9.	ECUACIONES MATEMÁTICAS USADAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.	17
4.9.1.	Fundamentos del material a rolar	17
4.9.2.	Fundamentos de resistencia de materiales	17
4.10.	FACTOR DE SEGURIDAD	18
4.10.1.	Cargas estáticas	19
4.10.2.	Falla por fatiga en cargas estáticas	19
4.10.3.	sfuerzos fluctuantes	19
4.11.	MOMENTO DE INERCIA PARA TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS	19
4.11.1.	Centro geométrico de tubos cuadrados y redondos	20

4.11.2.	Fuerzas necesarias para el doblado.....	20
4.11.3.	Reacciones generadas a los rodillos inferiores.....	21
4.11.4.	Coefficiente de roce estático.....	22
4.11.5.	Torque generado en el rodillo inferior.....	22
4.12.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE CADENA Y PIÑONES.....	22
4.12.1.	Método para seleccionar un mando a cadena.....	23
4.13.	CÁLCULO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN.....	25
4.13.1.	Software para el cálculo de momentos en el árbol de transmisión MDSolids.....	25
4.14.	SELECCIÓN DEL RODAMIENTO.....	26
4.15.	DISEÑO DE LOS RODILLOS.....	26
4.16.	MEDIOS DE UNIONES.....	27
4.17.	CÁLCULO ESTADÍSTICO.....	28
4.18.	INVENTOR PROFESIONAL PARA EL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.....	29
5.	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	30
5.1.	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA ROLADORA.....	30
5.1.1.	Descripción de la máquina.....	30
5.1.2.	Estructura.....	30
5.1.3.	Sistema de transmisión.....	30
5.1.4.	Sistema de accionamiento.....	30
5.2.	PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO ASTM 500.....	31
5.3.	FUERZAS NECESARIAS PARA EL ROLADO.....	31
5.4.	DIMENSIONES MÁXIMAS PARA ROLAR EN LOS TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN ACERO A 500.....	31
5.4.1.	Momentos de inercia y flector en tubos cuadrados y redondos.....	31
5.4.2.	Fuerza necesaria para rolar un tubo en la metalmecánica “Caisa”.....	32
5.5.	DISEÑO DE CARGAS.....	32
5.5.1.	Reacciones generadas a los rodillos inferiores.....	32
5.5.2.	Potencia requerida para el rolado.....	33
5.5.3.	Fuerza normal ejercida en cada rodillo inferior.....	33
5.5.4.	Coefficiente de roce estático.....	33
5.5.5.	Diámetro de los rodillos.....	33
5.5.6.	Torque generado en el rodillo.....	33
5.5.7.	Velocidad de rotación de los rodillos.....	34
5.5.8.	Potencia requerida por cada rodillo.....	34

5.6.	SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.....	34
5.6.1.	Cálculo del número de dientes de los piñones	35
5.6.2.	Datos obtenidos en el software Renold Chain Selector.....	35
5.7.	DISEÑO DE EJES	36
5.7.1.	Eje superior.....	36
5.8.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	41
5.8.1.	Chumaceras superior e inferior	41
5.8.2.	Diseño de los rodillos de rolado.....	41
5.9.	SISTEMA ELÉCTRICO	43
5.9.1.	Selección del elemento de protección de la máquina (breaker).....	43
5.9.2.	Selección de Contactares	43
5.9.4.	Circuito eléctrico	44
5.10.	CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA.....	44
5.10.1.	Construcción de la máquina.....	45
5.11.	ANÁLISIS DE LA MÁQUINA POR MEDIO DE ELEMENTOS FINITOS	46
5.11.1.	Análisis de ejes superior e inferior.....	46
5.12.	ANÁLISIS DE TUBO A ROLAR.....	48
5.12.1.	Tubos estructurales a curvar	48
6.	PRESUPUESTO Y ANÁLISIS DE IMPACTOS.....	49
6.1.	Análisis socioeconómico	49
6.1.1.	Costos directos	49
6.1.2.	Costos indirectos de fabricación	51
6.1.3.	Costo total de la máquina	52
6.1.4.	Ingresos mensuales.	52
6.1.5.	Egresos mensuales	53
6.1.6.	Flujo de caja	53
6.1.7.	Rentabilidad.....	53
6.1.8.	Depreciación del equipo	53
6.1.9.	Valor Actual Neto (VAN)	54
6.1.10.	Cálculo de la Tasa Interna de Rentabilidad (TIR).....	54
6.1.11.	Análisis relación costo-beneficio	54
6.2.	Análisis de impactos.....	55
6.2.1.	Impacto práctico	55
6.2.2.	Impacto Tecnológico	56
6.2.3.	Impactos Económicos.....	56

6.2.4. Impacto Social.....	57
6.13. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS	57
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	59
8. REFERENCIAS	60
ANEXOS	62
PLANOS.....	74
MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Actividades, resultados y medios de verificación	4
Tabla 4. 2. Variable independiente: Dimensionamiento e implementación de una máquina roladora de tubos.	10
Tabla 4. 3. Variable dependiente: Calidad de rolado en tubos cuadrados y redondos hasta 5 mm de espesor de pared.....	10
Tabla 4.4. Ventajas y desventajas de una roladora manual	12
Tabla 4.5. Ventajas y desventajas de una roladora eléctrica e hidráulica	12
Tabla 4.6. Ventajas y desventajas de la roladora electromecánica.....	13
Tabla 4.7. Selección de alternativa de diseño.....	14
Tabla 4.8. Tipos de rodamientos	15
Tabla 4.9. Factores de servicio	24
Tabla 5.10. Momento flector en tubos cuadrados y redondos	31
Tabla 5.11. Factor de seguridad.....	32
Tabla 5.12. Características del motorreductor.....	34
Tabla 5.13. Datos para la selección de cadena	35
Tabla 5.14. Número de dientes en los piñones	35
Tabla 5.15. Características de la cadena.....	35
Tabla 5.16. Propiedades mecánicas del acero SAE 4340	39
Tabla 5.17. Coeficientes combinados.....	39
Tabla 5.18. Cálculos de rodillo superior.....	42
Tabla 5.19. Cálculos de la estructura móvil	45
Tabla 5.20. Cálculos de la estructura fija	45
Tabla 6.21. Costos de materiales y elementos mecánicos	50
Tabla 6.22. Costos de materiales de control eléctrico	50
Tabla 6.23. Costos directos totales	51
Tabla 6.24. Costos de alquiler de equipo y maquinaria.....	51
Tabla 6.25. Costos de equipo de protección.....	51
Tabla 6.26. Costos de ingeniería	52
Tabla 6.27. Costos indirectos totales	52
Tabla 6.28. Costo total de construcción de la máquina roladora.....	52
Tabla 6.29. Consumo de kW.h/año	52

Tabla 6.30. Consumo de energía anual y mensual	52
Tabla 6.31. Detalles de flujo de caja	53
Tabla 6.32. Depreciación anual de la roladora	54
Tabla 6.33. Nivel de impactos generalizados	55
Tabla 6.34. Nivel de Impacto Práctico	55
Tabla 6.35. Nivel de Impacto Tecnológico	56
Tabla 6.36. Nivel de Impacto Económico	56
Tabla 6.37. Nivel de Impacto Social	57
Tabla 6.38. Tiempos de rolado	57
Tabla 6.39. Distribución de los datos calculados	58
Tabla 6.40. Datos de frecuencia real	58
Tabla 6.41. Cálculo de JI cuadrada.....	58

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 4. 6. Viga en flexión.....	18
Figura 4. 7. Resistencias a la fatiga	19
Figura 4. 8. Esfuerzos fluctuantes	19
Figura 4. 9. Disposición de los rodillos	20
Figura 4. 10. Reacciones de apoyo	21
Figura 4. 11. Fuerza de rozamiento	22
Figura 4. 12. Torque en los rodillos.....	22
Figura 4. 13. Eje expuesto a torsión	25
Figura 4. 15. Rodillos roladores	26
Figura 4. 16. Tensión de los tornillos	28
Figura 5. 1. Diseño tentativo de la máquina	30
Figura 5. 2. Fuerzas en el rolado	31
Figura 5. 3. Tubo cuadrado y redondo de 50x50x5mm.....	31
Figura 5. 4. Diagrama de cuerpo libre del tubo	33
Figura 5. 5. Rozamiento	33
Figura 5. 6. Sistema de cadenas.....	35
Figura 5. 7. Distribución de los ejes	36
Figura 5. 8. Diagrama de cuerpo libre del eje del superior	36
Figura 5. 9. Reacciones de apoyo del eje superior	37
Figura 5. 10. Diagrama de fuerza cortante del eje XY	37
Figura 5. 11. Diagrama de momento del eje XY	37
Figura 5. 12. Apoyos en el eje XZ.....	38
Figura 5. 13. Fuerza cortante del rodillo XZ	38
Figura 5. 14. Diagrama de momento del eje XZ	38
Figura 5. 15. Diagrama de torque del eje superior	39
Figura 5. 16. Diagrama de cuerpo libre del eje inferior	40
Figura 5. 17. Chumacera P20	41
Figura 5. 18. Rodillo de tubo redondo.....	42
Figura 5. 19. Rodillo de tubo cuadrado	43
Figura 5. 20. Circuito de mando y fuerza	44

Figura 5. 21. Máquina roladora	44
Figura 5. 22. Estructura de la máquina.....	46
Figura 5. 23. Movimiento de los rodillos	46
Figura 5. 24. Torsión en el eje superior.....	46
Figura 5. 25. Flexión en el eje superior	47
Figura 5. 26. Flexión en la estructura A inalámbrica y B normal	47
Figura 5. 27. Posición de rodillos al momento de rolar.....	48
Figura 5. 28. Reacciones en el tubo.....	48
Figura 5. 29. Deformación del tubo.....	49
Figura 6. 1. Zona de distribución de la hipótesis.....	58

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

TÍTULO: Diseño y construcción de una máquina para rolar de tubos cuadrados y redondos en la metal-mecánica “Caisa”

Autor/es: Caisa Aguaisa Juan Andres

Pascal Granda Fredy Lenin

RESUMEN

Para desarrollar esta propuesta tecnológica se utilizó metodología y herramientas de investigación e inicia con un diagnóstico de necesidades para el mejoramiento del proceso de rolado e identificando una solución establecida en la técnica de rolado y se procedió al diseño y construcción previo al dimensionamiento, la modelación matemática, elementos finitos y determinación de los componentes y elementos de la máquina. El diseño y construcción de la máquina roladora electromecánica de tubos cuadrados y redondos de 2 pulgadas de diámetro y espesor de pared de 1 mm a 5 mm, utilizados para la construcción de domos y cubiertas arquitectónicas en la Metalmecánica “Caisa” se tiene como objetivo automatizar con un sistema eléctrico que permite reducir tiempos de rolado, costos de fabricación y transporte. Las fases de construcción se especifican en tres estructuras, el sistema de sujeción y rolado, sistema eléctrico y sistema de transmisión. Las pruebas de funcionamiento dieron como resultado que la máquina se encuentra estructurada y ensamblada en base a las normas, y garantizando el óptimo funcionamiento y la calidad esperada. Además, se incluye un manual de operación y mantenimiento que permitirá el buen uso y conservación de la máquina. La propuesta Tecnológica tiene un costo de 2309,48 dólares americanos, y facilita a que en el futuro se pueda realizar otras funciones adaptables en la máquina con nuevos elementos eléctricos y mecánicos. La máquina roladora se encuentra funcionando en la metalmecánica generando beneficio, apoyando el desarrollo productivo en el país y brindando comodidad a los clientes.

Palabra clave: Diseño y construcción de una máquina electromecánica

TECHNICAL UNIVERSITY OF COTOPAXI
FACULTY OF ENGINEERING AND APPLIED
CAREER ELECTROMECHANICAL ENGINEERING

TITLE: Design and construction of a square and round tube bender machine in the mechanical metal “Caisa”

Author / s: Caisa Aguaisa Juan Andres

Fredy Granda Pascal Lenin

ABSTRACT

To develop this technological proposal methodology and research tools were used and it starts with a needs assessment to improve the bending process to identify an establish a tube bending technique and proceeded were designed and build pre-sizing solution, the mathematical modeling and finite element determining components and machine elements were designed. The design and construction of the electromechanical tube bender machine for square and round tubes 2 inches in diameter and wall thickness of 1 mm to 5 mm are used for dome construction and architectural coverings in Metalworking "Caisa" is aims to automatize with an electric system to reduce bending time, manufacturing costs and transport. Construction phases are specified in three structures, the clamping and bending, electrical system and transmission system. Performance tests resulted that the machine is structured and assembled based on standards, and ensuring optimal performance and quality expected. In addition, a manual operation and maintenance which allows good use and maintenance of the machine is included. The technology proposal has a cost of US \$ 2,309.48, and it makes easier in the future due to it can perform other functions on the machine adaptable with new electrical and mechanical elements. The tube bender is operating in the metalworking generating profit, supporting productive development in the country and providing convenience to customers.

Keyword: Design and construction of an electromechanical tube bender machine



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 de la tesis al Idioma Inglés presentado por los señores maestrantes: CAISA AGUAISA JUAN ANDRES Y PASCAL GRANDA FREDY LENIN, cuyo título versa **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ROLAR DE TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN LA METAL-MECÁNICA “CAISA”**, lo realizó bajo mi supervisión y cumple con una correcta estructura gramatical del Idioma.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y autorizo al peticionario hacer uso del presente certificado de la manera ética que estimaren conveniente.

Latacunga, Julio 2017

Atentamente,

.....
Lic. Ana Jacqueline Guamaní
DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS
C.C. 1803239183



1. INFORMACIÓN BÁSICA

PROPUESTO POR:

Fredy Lenin Pascal Granda

Juan Andres Caisa Aguaisa

TEMA APROBADO:

Diseño y construcción de una máquina para rolar de tubos cuadrados y redondos en la metal-mecánica “Caisa”

CARRERA:

Ingeniería Electromecánica.

DIRECTOR DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA:

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso

EQUIPO DE TRABAJO:

Fredy Lenin Pascal Granda

Juan Andres Caisa Aguaisa

LUGAR DE EJECUCIÓN:

Pichincha - Quito Parroquia La Merced, Barrio San Jaloma Casa #70 en la Metalmecánica “Caisa”.

TIEMPO DE DURACIÓN DE LA PROPUESTA:

6 meses.

FECHA DE ENTREGA:

27 de julio del 2018

LÍNEA Y SUBLÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Línea 4.- Procesos Industriales. - Promover el desarrollo de tecnologías y procesos que permitan mejorar el rendimiento productivo y la transformación de materias primas en productos de alto valor añadido.

Sub línea de investigación

Diseño, Construcción y Mantenimiento de Elementos, Prototipos y Sistemas Electromecánicos.

2. DISEÑO INVESTIGATIVO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

2.1. TÍTULO DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

Diseño y construcción de una máquina para rolar de tubos cuadrados y redondos en la metal-mecánica “Caisa”.

2.2. TIPO DE ALCANCE

Multipropósito, Productivo.

Mejorar la calidad del producto, e ingresos económicos en la Metalmecánica “Caisa”

2.3. ÁREA DEL CONOCIMIENTO

Ingeniería, Industria y Construcción.

2.4. SINOPSIS DE LA PROPUESTA TECNOLÓGICA

Implementar una máquina roladora electromecánica para tubos de 2 pulgadas con espesor de pared de 1 mm a 5 mm de espesor en tubos cuadrados y redondos en la Metalmecánica “Caisa”, se construyó por la necesidad y requerimientos del taller para el proceso de rolado, mediante un análisis económico se determinó la necesidad de contar con esta máquina, la misma que por medio de un mecanismo electromecánico de tres rodillos, permite dar la curva al tubo en varios diámetros a través de deformación plástica por rolado.

2.5. OBJETO DE ESTUDIO Y CAMPO DE ACCIÓN

2.5.1. Objeto de estudio

El objeto de estudio de la presente propuesta tecnológica se centró en el ámbito de la metalmecánica y automatización de procesos industriales, que permitió, el diseño y construcción de la máquina adecuada para la construcción de domos.

2.5.2. Campo de acción

El campo de acción de la propuesta estuvo encaminado al diseño y automatización de una máquina roladora de tubos empleados en la construcción de domos.

2.6. SITUACIÓN PROBLÉMICA Y PROBLEMA

2.6.1. Situación problemática

En la ciudad de Quito sector Valle de los Chillos Parroquia la Merced Barrio San Marcos está ubicada la Metalmecánica “Caisa” dedicada a la construcción de estructuras metálicas de diferente índole en la que se detectó que existían pérdidas económicas al momento del proceso de rolado debido a que esta actividad se la realizaba externamente.

2.6.2. Problema

Presencia de pérdidas económicas en el proceso de rolado y conformado de tubería cuadrada y redonda por falta de maquinaria adecuada.

2.7. HIPÓTESIS

Con la implementación de la máquina roladora en la Metalmecánica “Caisa” se mejorará la calidad del producto y los ingresos económicos con la reducción del tiempo de rolado.

2.8. OBJETIVO

2.8.1. Objetivo general

Implementar una máquina roladora de tubos cuadrados y redondos en la metalmecánica “Caisa” la misma que será más eficiente en el tiempo de conformado, y el proceso de rolado.

2.8.2. Objetivos específicos

- Recopilar información técnica que aporte a la construcción y funcionamiento de la máquina roladora de tubos.
- Realizar los cálculos y los planos de la máquina roladora de tubos cuadrados y redondos con ayuda de la información recolectada dentro de esta propuesta tecnológica.
- Seleccionar los componentes y mecanismos adecuados para el control de la máquina, tales como: eléctricos, y mecánicos que permitan la construcción de la máquina roladora de tubos cuadrados y redondos de 2 pulgadas de diámetro con espesor de 1 mm hasta 5 mm de espesor de pared.
- Construir la máquina roladora de tubos cuadrados y redondos dentro de la metalmecánica “Caisa”.

2.9. DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES Y TAREAS PROPUESTAS CON LOS OBJETIVOS ESTABLECIDOS

Tabla 2.1. Actividades, resultados y medios de verificación

Objetivo	Actividad	Resultado de la actividad	Medios de Verificación
Recopilar información técnica que aporte a la construcción y funcionamiento de una máquina roladora de tubos	Investigación bibliográfica	Determinar los parámetros iniciales de diseño y selección de los diferentes componentes	Documentación bibliográfica
Seleccionar los componentes y mecanismos adecuados para el control de la máquina entre ellos, eléctricos y mecánicos que permitan la construcción de la máquina roladora de tubos cuadrados y redondos de espesor de pared de 1 mm a 5 mm de espesor.	Cálculo y simulación componentes mecánicos y eléctricos de la máquina.	Construcción de los componentes y ensamblaje de la máquina.	Cálculo matemático Determinación de las dimensiones y capacidad de los equipos.
Elaborar los planos de la máquina roladora de tubos cuadrados y redondos con ayuda de la información recolectada dentro de esta propuesta tecnológica	Selección técnica en base a los parámetros de diseño de los componentes eléctricos y mecánicos.	Desarrollo de los planos mecánicos y eléctricos.	Planos estructurales
Construir la máquina roladora de tubos cuadrados y redondo dentro de la metalmecánica “Caisa”.	Soldado y ensamblaje de las diferentes pieza que conforman la máquina.	Terminado de la máquina.	Puesta en funcionamiento.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. INTRODUCCIÓN

Para la fabricación de domos en las construcciones arquitectónicas se diseñó y construyó la máquina roladora, para brindar comodidad y seguridad a los propietarios de los inmuebles, anteriormente para rolar un tubo se lo realizaba de forma artesanal o manual lo cual generaba grietas en el material, y existía dificultad al momento de realizar el rolado generando pérdidas de tiempo y una mala calidad en el servicio hacia los clientes.

La presente propuesta tecnológica inició como parte de la asignatura de Proyecto Integrador II, con la construcción de una máquina roladora manual, mejorando este proyecto con la automatización cuya finalidad es el mejorar la producción y, además, garantizar un correcto funcionamiento para satisfacer las necesidades de la empresa. La construcción de la máquina roladora de tubos se consideró como una alternativa para resolver los problemas que presentaba la Metalmecánica “Caisa” en el proceso de rolado manual como eran:

- Se empleaba varios operarios.
- Tiempos elevados en la producción.
- Errores cometidos en el proceso de rolado, y en casos extremos la pérdida del material que elevaba los costos de producción.

La máquina consta de elementos eléctricos y mecánicos los mismos que proporcionan un torque de 910 N.m para realizar el rolado. Con la automatización del proceso de rolado de tubos cuadrados de 2 pulgadas con espesor de pared de 1 mm a 5 mm, se proporcionó, rapidez, precisión y distribución de la carga en toda la estructura para que sea homogénea, tal como exige el proceso de manufactura, esto se logró en la automatización que permitió controlar la velocidad de desplazamiento del tubo en el proceso de rolado mediante la implementación de dispositivos eléctricos y mecánicos.

3.2. GENERALIDADES DEL ROLADO

Una de las más importantes operaciones del conformado mecánico es el proceso de rolado, en el cual el metal es obligado a tomar una nueva forma, por movimiento y flujo plástico. Estos movimientos se realizan alargando y contrayendo las dimensiones de todos los elementos de volumen, en sus tres direcciones ortogonales; en donde, la forma final de la pieza será la integración de estos movimientos [3].

Las operaciones de doblado o curvado se los realiza en prensas, plegadoras, máquinas formadas de varios rodillos, enderezadoras y bancos de estirado. El doblado abarca al proceso de rolado, el mismo que para su efecto utiliza rodillos. En el proceso de rolado tiene una relación importante ya que el material a doblar es obligado a tomar la forma curva deseada por medio de tres o más rodillos con el fin de obtener piezas cilíndricas [3].

3.3. DEFINICIÓN DE ROLADO

Se llama rolado al proceso de conformado mecánico por flexión, que consiste en deformar plásticamente láminas o tubos metálicos al hacerlos pasar por medio de rodillos. Uno de ellos superior que se desliza verticalmente hasta que roce al material y con movimiento del resto de los rodillos hace posible su funcionamiento y a su vez el curvado de la pieza de trabajo [3].

3.4. MATERIALES PARA EL ROLADO

El rolado es muy utilizado para doblar materiales diversos y de secciones diferentes, teniendo estas varias aplicaciones. Se puede doblar perfiles, planchas, barras, de acuerdo al equipo, uso o requerimiento deseado [4].

3.4.1. Procesos de rolado

El rolado es un proceso de curvado mecánico para el hierro y otros metales, mediante el cual se coloca una pieza metálica en forma de perfil, lámina, ángulo o tubo, sobre rodillos giratorios, que por fuerza mecánica de presión flexionan el material para dar una forma curva específica o ángulo a la pieza. Este proceso se lleva a cabo por fabricantes y talleres especializados en estructuras y perfiles metálicos [5].

➤ Rolado de Planos

Se refiere al trabajo que consiste en doblar láminas utilizando un radio relativamente amplio con el propósito fundamental de obtener la forma curva deseada (anexo, figura 3.1), este es el proceso general para la fabricación de cilindros para tanques, conos para decantadores. Otras formas cilíndricas tales como las chimeneas de las estufas o bajantes de canales [6].

➤ Rolado de no planos

En esta categoría se encuentran los procesos de rolado de perfiles y tubería, para lo cual las máquinas para este tipo se encuentran equipadas con soporte de apertura, cierre manual, extensiones para incorporar rodillos para el curvado de perfiles y tubos, pedales para la rotación de los rodillos y protecciones de seguridad. El rolado de perfiles y tuberías en

general se emplea para la fabricación de arcos arquitectónicos, pórticos curvos, arcos para túneles (anexo, figura 3.2) [6].

3.5. EQUIPOS DE ROLADO

En general las roladoras son de mucha utilidad para el doblado ya sea de láminas o de perfiles metálicos, en las empresas como en los talleres mecánicos básicamente se puede encontrar formadas por tres y cuatro rodillos de cuya disposición depende su clasificación [7].

3.5.1. Rolado de tres rodillos

Estas pueden ser de rodillos simétricos o asimétricos, el rodillo superior es fijo mientras que los otros rodillos inferiores tienen movimiento independiente uno del otro, lo que permite el precurvado de la pieza teniendo como resultado los diámetros requeridos [7].

➤ Roladora Tipo Pinch

Esta roladora se encuentra formada por tres rodillos (anexo, figura 3.3), cuyos centros forman un triángulo isósceles, su vértice superior es el centro del rodillo de mayor diámetro, el mismo que es graduable y transmite la fuerza de doblez. Los rodillos inferiores son de menor diámetro que el superior, y no tiene tracción, su funcionamiento está dado por el roce con el material; estos rodillos son fijos. En general el movimiento de estos rodillos se lo hace por medio de motores, cuya velocidad de giro de los rodillos es controlada por un sistema de engranajes [8].

➤ Roladora Tipo Zapato

Está formada por tres rodillos (anexo, figura 3.4), dos de los cuales transmiten el movimiento, permaneciendo fijos durante su funcionamiento y son graduables dependiendo del espesor del material; en cambio el tercer rodillo es el que da la curvatura del material gracias a su movimiento en dirección diagonal y gira solo por rozamiento con el material; la entrada del material se lo hace por los rodillos fijos, el movimiento es por medio de motores, [8].

➤ Roladora Manual

Está formada por tres rodillos, su funcionamiento es manual (anexo, figura 3.5). En general el movimiento de los rodillos inferiores se los realiza por medio de una manivela, cuya velocidad de giro es controlada por el operario. En este tipo de roladoras no se necesita de un esfuerzo grande ya que el rolado se lo realiza en lámina fina o delgada [9].

➤ **Roladora Universal para Perfiles**

Formada por tres rodillos, uno superior fijo y dos inferiores que tienen movimiento independiente uno del otro, con tracción motorizada y superficie lisa (anexo, figura 3.6), lo que permite obtener un curvado óptimo con cualquier tipo de perfil sin dañar su superficie [10].

3.6. MATERIAL DE LOS RODILLOS PARA ROLAR

Los rodillos son el elemento más importante en cuanto a vida útil, como costos por ende el material usado preferentemente para los rodillos es el acero AISI 1018, AISI C 1045 forjado o simplemente el AISI 1045 tratado térmicamente, ya que estos rodillos son sometidos a desgaste, en caso de esfuerzos extremos se usa AISI 4340 o similares y son diseñados de manera que ofrecen un rápido reemplazo en caso de un daño [12].

3.7. PARÁMETROS DEL ROLADO

La roladora manual tiene una forma simétrica que se asemeja a un triángulo isósceles (anexo figura 3.7) los parámetros del rolado son: geometría de la máquina, interacción rodillos-pieza de trabajo, propiedades mecánicas del material, geometría del material, relación entre la geometría de la pieza y las propiedades mecánicas del material [17].

3.7.1. Parámetros de la geometría de la máquina

Está relacionada con el radio de los rodillos (superior e inferior), distancia entre centros de rodillos inferiores y el ángulo entre la línea de centro y de simetría.

Es importante para determinar la fuerza de rolado, el espesor del material a rolarse y el radio de curvatura del tubo rolado (anexo figura 3.7) [17].

Los parámetros obtenidos son:

- R: radio del rodillo superior
- r: radio de los rodillos inferiores
- L: distancia entre centros rodillos inferiores
- α : ángulo entre la línea de simetría y la línea de centros superior e inferior.
- P_s : fuerza de doblado aplicada en el eje de simetría.
- R_A y R_B : reacción a la fuerza de rolado que aparecen en los rodillos inferiores.
- θ : ángulo comprendido entre la normal al rodillo y el punto de contacto del tubo.
- D: distancia entre el punto de contacto del tubo con el rodillo inferior y la línea de simetría.
- d: distancia entre el punto de contacto del tubo con el rodillo superior y el eje de simetría.
- R_c : radio de curvatura de la pieza rolada.

- t: espesor material.

3.7.2. Parámetros de las propiedades mecánicas del material

La ductilidad y el límite de fluencia, la fuerza de rolado. En términos generales, cualquier material dúctil que puede ser conformado en frío por otro proceso puede ser rolado en las roladoras de rodillo. De los innumerables parámetros que presentan las propiedades mecánicas de los materiales, el límite de fluencia es el que más interesa para el cálculo de la fuerza de doblado [10].

3.7.3. Parámetros de la geometría del material

La geometría del material es importante para todos los parámetros de forma que tiene que ver con la sección transversal de los tubos, en base a esto se puede obtener el módulo plástico. Para comprender mejor la geometría de las secciones transversales se las puede dividir en simétricas y asimétricas.

Las secciones transversales simétricas son todas aquellas que tienen por lo menos dos ejes de simetría (anexo figura 3.8), además, en el caso del doblado se necesita que dichos ejes sean perpendiculares entre sí [10]. El módulo plástico se obtiene a partir del momento estático de área de cualquiera de las dos partes en que divide el eje neutro a la sección transversal.

3.7.4. Relación entre la geometría de la pieza y las propiedades mecánicas del material

De especial interés para la obtención del momento límite (por flexión). El parámetro más importante que se obtiene es el momento límite. El rolado se produce gracias a la deformación plástica del material bajo una fuerza de flexión.

Una representación idealizada se muestra en este diagrama en la cual una vez alcanzada la fluencia en el punto “y” (anexo, figura 3.9) la deformación continúa sin ningún aumento posterior de la tensión aplicada. Un material que se ajusta a esta curva se considera elasto-plástico perfecto y bajo esta hipótesis, el estudio se ve facilitado, pues las tensiones serán proporcionales a las deformaciones, hasta cuando la tensión máxima alcanza el valor del límite de fluencia [7].

Posteriormente todo incremento del momento aplicado tendrá como contra partida no un incremento de la tensión máxima, sino una propagación de la fluencia de afuera hacia adentro. Correspondiéndose con la propagación de la fluencia o toda la sección transversal, teniéndose un valor límite para el momento interno generado en la sección transversal, a partir de la cual, toda deformación adicional se consigue sin aumento de momento aplicado [7].

4. METODOLOGÍA

El desarrollo de la presente propuesta tecnológica se sustentó en el marco teórico investigativo, de donde se obtiene referencias para proceder con la construcción de la roladora, para ello se divide el trabajo de construcción, tomando en cuenta los diferentes sistemas que conforman la parte principal de la roladora.

4.1. METODOLOGÍA DE DISEÑO EXPERIMENTAL

La investigación utilizada es de tipo aplicada, por lo que se recurre de información argumentativa sobre temas de proceso de rolado, desplazamientos del material e instrucciones de control.

4.1.1. Operacionalización de las variables

Tabla 4. 2. Variable independiente: Dimensionamiento e implementación de una máquina roladora de tubos.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Escala de medición
Dimensiones del material a rolar	Características físicas de los tubos.	Analizar las propiedades mecánicas de los tubos.	mm
Tensión límite de fluencia	Momento máximo	Resistencia del material	MPa
Radio de rolado	Magnitud física que expresa la curvatura.	Medir el radio rolado.	mm

Tabla 4. 3. Variable dependiente: Calidad de rolado en tubos cuadrados y redondos hasta 5 mm de espesor de pared.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Escala de medición
Dimensión de los rodillos	El peso máximo que se va a aplicar al rodillo para tener óptimas condiciones de trabajo.	Se mide con la ayuda del software y nos da información de datos físicos según material y su capacidad.	MPa. mm
Separación de los rodillo	Curvatura de rolado	Radio de rolado	Ángulo
Fuerza del motoreductor	El motorreductor requerido para hacer girar los arboles de transmisión.	La fuerza máxima para el rolado.	Kilovatios (kw) o (HP)

4.2. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Las consideraciones para el diseño de la máquina roladora se establecieron de acuerdo a los requerimientos de la Metalmecánica “Caisa”, las cuales influyeron en el diseño y construcción de la máquina, los mismos que se detallan a continuación:

- Tamaño y peso: la máquina va ser transportada a diferentes lugares de trabajo y se pretende que el trabajo a realizar sea fácil y ergonómico al momento de manipular la máquina, la máquina

estará destinada a hacer domos para las construcciones arquitectónicas, la estructura de la máquina debe ser lo más liviana posible para su fácil trasportación.

- Sistema de control: es importante para la Metalmecánica, la demanda del diseño de esta máquina la misma que será de fácil accionamiento donde no exista un desgaste físico por parte del operador, por lo que se propuso que la máquina sea puesta en funcionamiento por medio de un motorreductor de alto toque que girará a los dos lados el cual estará encargado de transmitir la potencia por medio de cadena.
- Mantenimiento: la máquina deberá tener un mantenimiento periódico para alargar su vida útil y sea eficiente con la finalidad que cumpla con los requerimientos de la Metalmecánica, la máquina va ser operada por el propietario de la Metalmecánica y sus empleados, por lo que debe ser sencilla en su sistema mecánico y eléctrico, sus elementos que conforman la máquina se los pueda encontrar con facilidad en el mercado nacional.
- Seguridad: en los diseños de maquinarias y equipos, es responsabilidad del diseñador lo que pueda suceder con ella; por la cual se ajustarán los factores de seguridad adecuados que garanticen su correcto funcionamiento, debido a que los operadores estarán vulnerables a cualquier falla o desperfecto del sistema. Así mismo; se deben garantizar que los fenómenos visualizados en el proceso se apeguen a las normas de fabricación, obteniendo resultados confiables.

4.3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Luego de haber realizado una revisión bibliográfica sobre diseños de máquinas se plantearon tres alternativas que cumplen con los parámetros necesarios para su diseño y construcción, para evaluar cada una de ellas y seleccionar la más indicada que cumpla con las exigencias de la Metalmecánica tomando en cuenta las consideraciones de diseño anteriormente mencionadas.

- Alternativa 1. Esta alternativa ya existe en metalmecánica, mencionando que esta propuesta tecnológica ya se viene desarrollando desde Proyecto Integrador 2, se basa en un sistema manual, conformado por un volante sujeto al eje de rotación esta máquina satisface la demanda básica de cualquier taller o pequeña industria que su producción sea baja, la fuerza necesaria para realizar el rolado de tubos será generado por el operador.

La máquina está compuesta por tres estructuras metálica desmontables como se muestra en el (anexo de la figura 4.1.)

Tabla 4.4. Ventajas y desventajas de una roladora manual

Ventajas	Desventajas
Fácil operación, no se requiere de algún tipo de capacitación para operar la máquina	Para realizar el curvado al material el mismo está en contacto por medio de 3 rodillos, no se puede ejercer una presión y velocidad constante.
Accionamiento manual no se requiere de energía eléctrica para su funcionamiento	El tubo que se desea rolar tendrá que ser considerado por ser un sistema mecánico ya que el operador se esforzara más al aumenta el espesor de pared.
No existe peligro al momento de operar la máquina.	El rolado es lento, por lo que disminuye la producción y requiere más horas, y más de una persona para realizar el trabajo.

- Alternativa 2: la máquina estará basada es dos sistemas, uno eléctrico y otro hidráulico con tres rodillos; dos móviles y uno fijo en la parte superior, los rodillos inferiores serán impulsados por medio de un motor eléctrico de modo que le dará sentido de giro a la derecha.

Para regular el radio de curvado, los rodillos inferiores podrán ser por medio de pistones hidráulicos los cuales se moverán en forma vertical o horizontal, el cual podrán moverse hacia arriba o abajo, izquierda o derecha el rodillo superior ejercerá una presión por medio de un pistón hidráulico y los rodillos inferiores serán acoplados por medio de engranes automotrices de roce a roce los cuales podrán girar una velocidad menor, a la que genera el motor eléctrico, para esto el motor estará conectado a una caja de reducción de velocidad con el fin de disminuir la velocidad de entrada (anexo la figura 4.2).

Tabla 4.5. Ventajas y desventajas de una roladora eléctrica e hidráulica

Ventajas	Desventajas
Fácil operación por ser un sistema semiautomático.	Todos los elementos del sistema hidráulico son de alto costo como por ejemplo los pistones o bomba y engranes automotrices.
No requiere de un mantenimiento sofisticado	El equipo solo puede operar en ambientes donde cuente con energía eléctrica o plantas eléctricas.
Para tener un sistema de transmisión de engrane el diseño de la máquina será más compacta.	Los rodillos se trasladaran independiente, será complejo calibrar en el área de trabajo, y están expuestos a pérdidas o sustracción de sus partes que la conforman.

- Alternativa 3. La máquina va ser electromecánica y el movimiento va ser realizado por un motorreductor de alto torque acoplado a un conjunto de un sistema de transmisión de cadena, encargada de transmitir la potencia y velocidad necesaria para vencer la resistencia que opone el tubo a ser deformado, donde facilitará el transporte y trabajo al ser realizado por el operador en la obtención de productos ya terminados.

La máquina contendrá un diseño estructural, especial para soportar todos los elementos que la conforman, de este modo se realizara un trabajo ergonómico, la estructura será reforzada con el objetivo que sea muy resistente y que soporte todos los mecanismos del diseño como:

motorreductor, ejes, rodamientos, sistema de transmisión de cadena, rodillos rolaadores, y el gato hidráulico que va ejercer la fuerza en el rodillo superior y a su vez realizar el rolado. De esta manera se detallada, y se fabricará con tubo estructural cuadrado, y soldado, que servirá como base para el montaje de cada uno de los componentes del sistema.

Se sujetará al rodillo con el eje con pernos prisioneros y topes se serán encargados de ajustar el rodillo a una medida deseada para evitar el contacto del material con la máquina y los ejes.

Tabla 4.6. Ventajas y desventajas de la roladora electromecánica

Ventajas	Desventajas
De acuerdo a la posición de los rodillos inferiores, se podrá rolar tubos de diferentes diámetros.	Aislamiento de pernos que sujetan la chumacera
Es un método eficiente para transmitir potencia mecánica, dado que los dientes de los piñones evitan que la cadena se resbale y se pierda torque.	Mantener lubricado el sistema de transmisión.
Pueden transmitir potencia a grandes distancias entre centros.	Reajuste de cadena.

4.4. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO

Las principales diferencias entre estas propuestas de diseño, es su sistema de transmisión de potencia son:

- Sistema manual para la alternativa 1.
- Sistema eléctrico e hidráulico con transmisión de engrane automotriz roce a roce.
- Sistema electromecánico con transmisión de cadena.

Para la selección de la alternativa de diseño se tomarán en consideración los costos y sugerencias de la metalmecánica como se mencionaron anteriormente como son: tamaño, mantenimiento sistema de accionamiento, seguridad y la fácil adquisición de sus elementos para la construcción. Este análisis se realizó con el fin de obtener los parámetros específicos y acordes con la realidad, debido a que el equipo será construido bajo las condiciones descritas anteriormente.

La escala asignada a cada criterio de diseño y su respectiva evaluación está comprendida entre un rango de 1 a 5; donde la escala valorativa se distribuyó de la siguiente manera:

- Deficiente (1).
- Regular (2).
- Bueno (3).
- Muy bueno (4).
- Excelente (5).

Los criterios fueron tomados en base a evaluación de alternativas prescritas en el libro de diseño de elementos de máquinas Robert Mott (tabla 4.7).

Tabla 4.7. Selección de alternativa de diseño

Alternativas	Sistema manual	Sistema de transmisión por engrane	Sistema de transmisión por cadena
Tamaño y peso	3	3	5
Mantenimiento	3	4	5
Sistema de accionamiento	1	4	5
Adquisición de equipos	N/A	2	5
Seguridad	5	3	4
Materiales de construcción	5	3	5
Totales	17	19	29

Fuente: [28]

El análisis de las alternativas, las ventajas y desventajas de cada uno de los tipos de operación de las máquinas, se optó por seleccionar el sistema de transmisión por cadena que es la alternativa 3, y si cumple con los requerimientos de la metalmecánica y entre ellos se encuentran: la seguridad, mantenimiento y lo más importante es su tamaño y peso para su fácil transportación. El mantenimiento no es muy costoso y no representa un costo elevado para su operación y los materiales y equipos son los más accesibles en el mercado nacional.

4.5.DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

La máquina se construyó con tubo cuadrado ASTM 500, de 50 x 50 mm x 2 mm de espesor de pared, se ha colocado sobre una base y un marco horizontal que son fijos. Un tercer marco con las mismas características de estructura se compone el marco vertical y se mueve hacia arriba y hacia abajo dentro de dos canales metálicos que se realizaron en la estructura fija. El movimiento de la parte móvil es vertical en el marco fijo horizontal cualquier movimiento que exista en el marco vertical es realizado con un gato hidráulico que ejerce una presión al momento de rolar. Este gato se mueve con la ayuda de una palanca que se ha conectado en él.

De este modo moviendo la palanca del gato hidráulico, la estructura móvil se desplaza verticalmente sobre el marco horizontal con la finalidad de ejercer una presión. Colocamos dos ejes de acero SAE 4043 de 3,7 cm de diámetro en la estructura horizontal que permanece fija, al igual se colocó un eje en la estructura vertical móvil. De esta manera, colocamos el tubo a rolar entre los dos ejes inferiores y accionamos el gato hidráulico para que el eje superior baje y, hacemos que el tubo se tome una curva deseada y se role.

En un extremo de los tres ejes, se colocó pernos de rosca completa y realizo canales para los pernos prisioneros y poder sujetar a los rodillos y los piñones de transmisión de potencia.

Tomando como una ventaja con los pernos de los ejes se construyó topes para poder sujetar los rodillos a un diámetro requerido al momento de rolar y se construyó rodillos ajustables para los extremos de los ejes que van a transportar los tubos, cuadrados.

4.6.CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA EN LOS EJES

4.6.1. Resistencia de fatiga por torsión

La existencia de un esfuerzo torsional no mayor que la resistencia a la fluencia en torsión no afecta el límite de resistencia a la fatiga torsional, a condición de que el material sea dúctil, pulido libre de mellas y cilíndrico. También se aplica a materiales con esfuerzos concentrados, en este caso se determina que el límite de fatiga por torsión se disminuye en forma monótona con el esfuerzo por torsión constante [13]

4.6.2. Esfuerzos debidos a cargas combinadas en los ejes

Para esto se considera una pequeña parte del material sometido a cargas, sobre el cual actúa esfuerzos cortantes y normales, en un estado de esfuerzos bidimensionales (anexo figura 4.3). El esfuerzo cortante se podría tratar de un cortante directo, cortante por torsión y esfuerzo cortante vertical [13]

4.7. ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

4.7.1. Pernos prisionero

Se usará estos pernos para sujetar los piñones y los rodillos con los ejes evitando el ensamble y desensamble frecuente para no dañar el material base. Los pernos prisioneros pueden ser distorsionados en el extremo de la rosca o en la parte inferior del orificio para garantizar que la rosca se asiente firmemente (anexo figura 4.4) [13].

4.7.2. Rodamientos

Los tipos de rodamiento que se describe a continuación están clasificados de acuerdo a su función de cada uno de ellos, en la tabla 4.8. y se mencionan haciendo una comparación entre sí, las cargas radiales siempre actúan hacia el centro del rodamiento, en un radio estas cargas causan los elementos de transmisión de potencia como los engranajes rectos, poleas para bandas y las transmisiones por cadena en el árbol de trasmisión.

Tabla 4.8. Tipos de rodamientos

Tipo de rodamiento	Capacidad radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de deslizamiento
Una hilera de bola con ranura profunda.	Buena	Regular	Regular
Doble hilera de bolas ranura profunda.	Excelente	Buena	Regular
Contacto angular	Buena	Excelente	Mala

Rodillo cilíndricos	Excelente	Mala	Mala
Agujas	Excelente	Mala	Mala
Rodillos esféricos	Excelente	Regular a buena	Excelente
Rodillos cónicos	Excelente	Excelente	Mala

Fuente: [28]

➤ **Rodamientos montados**

Estos proporcionan un medio de ajuste del rodamiento en forma directa a la estructura de la maquinaria, con pernos como se muestra en la figura 4.5 en anexos, se ve un rodamiento montado en la caja de chumacera [13].

4.8.FACTORES DE SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR

Para especificar motorreductores se deben mencionar:

- Tipo de motorreductor: CD, CA, monofásico y trifásico, entre otros.
- Potencia y velocidades nominales.
- Voltaje y frecuencia de operación.
- Tipo de caja.
- Tamaño de armazón.
- Relación de reducción.

Factores para seleccionar un motorreductor:

- Par torsional y velocidad de operación, potencia nominal.
- $Potencia = Par\ torsional \times velocidad$.
- Par torsional de arranque.
- Variaciones de carga esperadas y variaciones de velocidad que soporte.
- Limitaciones de corriente.
- Ciclos de trabajo.
- Factores Ambientales: temperatura, líquidos, atmósferas corrosivas y explosivas.
- Variaciones de voltaje que se esperen.
- Capacidad de carga.

4.8.1. Dispositivos de control

En un circuito de control consta de varios componentes básicos para lograr el desempeño deseado, el tamaño de los componentes varía con la potencia del motorreductor, pero el principio de operación es el mismo; los componentes básicos son los siguientes:

- Interruptores termomagnéticos.

- Breakers.
- Relevadores.
- Contactos.
- Fusibles.
- Botones.

4.9. ECUACIONES MATEMÁTICAS USADAS PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.

4.9.1. Fundamentos del material a rolar

Las piezas de las máquinas se construyen en acero y hierro. A menudo las propiedades de elasticidad, resistencia y ductilidad de los metales se determinan con una prueba de tensión, en donde se toma una muestra del material, normalmente con una barra redonda o plana se sujeta y se tensa lentamente hasta llegar a su ruptura, con esta prueba se determina la fuerza ejercida sobre la barra y el cambio de longitud [15].

4.9.2. Fundamentos de resistencia de materiales

➤ Fuerza

Se denomina fuerza a un empuje o un esfuerzo aplicado a un cuerpo, en el cual tiende a tener cambio en su estructura externa y cierta deformación él [13].

$$F = m \cdot a \quad 4.1$$

$$w = m \cdot g \quad 4.2$$

Donde:

F : fuerza para el rolado; (N).

m : masa peso del material; (kg).

a : aceleración; (m/s^2).

w : peso; (kg).

g : Aceleración de gravedad; (m/s^2).

➤ Esfuerzo de flexión

Estas ecuaciones para representar los esfuerzos normales en flexión en vigas rectas se basan en los siguientes parámetros (figura 4.6) [13].

- La viga se prueba en flexión pura; lo cual significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.
- Inicialmente la viga es recta, y con una sección transversal constante.

- Esta viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
- Las secciones transversales se mantienen planas durante la flexión.

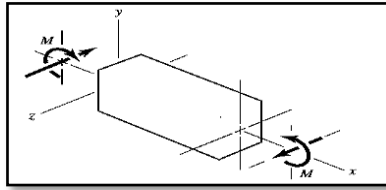


Figura 4. 1. Viga en flexión

Fuente: [28]

El esfuerzo está dado por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad 4.3$$

El esfuerzo cortante directo está dado por:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad 4.4$$

Esfuerzo en flexión está dado por:

$$\sigma_x = \frac{My}{I} \quad 4.5$$

Magnitud máxima del esfuerzo en flexión:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad 4.6$$

Donde:

σ : esfuerzo normal en el tubo; (Pa).

A : área de la sección del tubo; (m^2).

V : fuerza cortante del tubo; (N).

σ_x : esfuerzo en flexión en tubo; (Pa).

M : momento flexionante; ($N \cdot m$).

I : momento alrededor del área del eje Z; (m^4).

c : magnitud máxima de Y; (m).

σ_{\max} : magnitud máxima de esfuerzo; (Pa).

4.10. FACTOR DE SEGURIDAD

Variación del factor de diseño en su valor numérico por las modificaciones realizadas a una máquina, el redondeo a un tamaño estándar de una sección transversal o el uso de componentes recién lanzados con clasificaciones más altas. Debido a que el esfuerzo no puede variar en forma lineal con la carga, entonces es común expresar el factor de diseño en términos del esfuerzo y una resistencia relevante.

4.10.1. Cargas estáticas

Fuerza externa aplicada a una estructura o a una parte, teniendo en cuenta que el tiempo de aplicación debe ser menor que un tercio del periodo natural de vibración de la estructura o parte. Debido a que el esfuerzo no se puede variar en forma lineal con la carga, entonces es común expresar el factor de diseño en términos del esfuerzo y una resistencia relevante [15].

4.10.2. Falla por fatiga en cargas estáticas

La resistencia a la fatiga de todo material es la capacidad de resistir a cargas repetitivas, durante una cantidad dada de ciclos y la cantidad de ciclos es infinita este valor de esfuerzo se llama límite de fatiga (figura 4.7) [15].

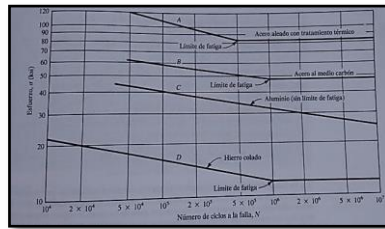


Figura 4. 2. Resistencias a la fatiga

Fuente: [28]

4.10.3. esfuerzos fluctuantes

Se le denomina esfuerzo fluctuante a todo esfuerzo que variable con promedio diferente de cero (figura 4.8), cuando un objeto una o parte es sometido a un esfuerzo alternativo con promedio diferente de cero, la carga que produce es un esfuerzo fluctuante [15].

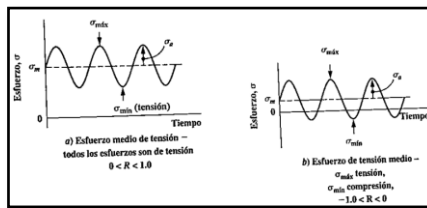


Figura 4. 3. Esfuerzos fluctuantes

Fuente: [28]

4.11. MOMENTO DE INERCIA PARA TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS

Es una propiedad geométrica de la sección transversal de los elementos estructurales, tomando en cuenta, un cuerpo alrededor de un eje, el momento de inercia, es la suma de los productos que se obtiene de multiplicar cada elemento de la masa por el cuadrado de su distancia al eje, refleja la distribución de masa de un cuerpo o de un sistema de partículas en rotación, respecto a un eje de giro, y tiene una similitud a la masa inercial en el caso del M.R.U [13].

➤ **Momento de inercia en tubos cuadrados**

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad 4.7$$

Donde:

I : momento de inercia en tubo cuadrado; (cm^4).

b : base del tubo cuadrado; (cm).

h : altura del tubo cuadrado; (cm).

➤ **Momento de inercia en tubos redondos con hueco**

$$I = \frac{\pi \cdot (e^4 - \phi_i^4)}{64} \quad 4.8$$

Donde:

ϕ_e : diámetro exterior del tubo redondo; (cm).

ϕ_i : diámetro interior del tubo redondo; (cm).

4.11.1. Centro geométrico de tubos cuadrados y redondos

Es el centro geométrico en un tubo, su ubicación puede determinarse a partir de fórmulas semejantes a las utilizadas para determinar el centro de gravedad o el centro de masa del cuerpo, en particular, si el material que está compuesto un cuerpo es uniforme u homogéneo, la densidad o el peso específico serán constantes en todo el cuerpo. Las fórmulas resultantes definen el centro de un cuerpo, ya que son independientes del peso del cuerpo [14].

$$C = h/2 \quad 4.9$$

Donde:

C : centro geométrico de tubos cuadrados y redondos; (cm).

4.11.2. Fuerzas necesarias para el doblado.

La forma geométrica de los rodillos es fundamental para cumplir con el rolado del tubo los rodillos giran para facilitar la entrada de la tubería, al mismo tiempo un tercer rodillo aplica una fuerza perpendicular al eje, cuyo resultado será la curvatura del tubo como se ilustra en la figura 4.9.

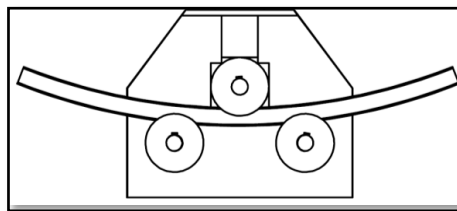


Figura 4. 4. Disposición de los rodillos

El momento flector de una fuerza resultante de distribución de tensiones, sobre la sección transversal del tubo metálico flexionado es perpendicular al eje longitudinal a lo largo donde se

produce la flexión. La fuerza necesaria para el cálculo del esfuerzo normal de flexión que se produce en el tubo, por efecto de la presión aplicada por el tercer rodillo, que subirá o descenderá según el grado de curvatura deseado, se obtiene con la ecuación 4.10.

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot C}{I} \quad 4.10$$

Donde:

σ_f : esfuerzo normal por flexión en los tubos; (*Pa*).

M_f : momento flector en los tubos; (*N · m*)

La fuerza a determinada debe ser la suficiente para deformar el tubo, es decir, que el tubo llegue a su zona plástica, para esto se debe aplicar un momento plástico a la ecuación 4.10.

$$M = \frac{S_y \cdot I}{C} \quad 4.11$$

Donde:

S_y : límite de fluencia en los tubos; (*Mpa*).

M : momento flector en tubos; (*N · m*).

Para rolar un tubo se necesaria, de una presión que será ejercida por el rodillo superior y se la obtiene con la ecuación 4.12.

$$P_s = \frac{4 \cdot M}{L} \quad 4.12$$

Donde:

P_s : fuerza de rolado; (*k · N*).

L : distancia entre los ejes inferiores; (*cm*).

4.11.3. Reacciones generadas a los rodillos inferiores

Las reacciones en el punto A y B serán las mismas debido a que se encuentran a una distancia equidistante al punto medio, donde se aplica la fuerza F (figura 4.10).

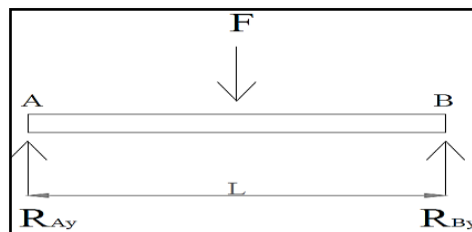


Figura 4. 5. Reacciones de apoyo

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F}{2} \quad 4.13$$

4.11.4. Coeficiente de roce estático

La fuerza de rozamiento se opone al movimiento y es proporcional a la fuerza normal que ejerce el tubo sobre el rodillo se define mediante la fuerza normal ejercida por cada rodillo y el coeficiente de rozamiento (figura 4.11).

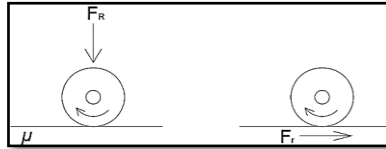


Figura 4. 6. Fuerza de rozamiento

$$F_{rs} = u_s \cdot P_i \quad 4.14$$

Donde:

P_i : fuerza normal rodillo inferior; ($k \cdot N$).

F_{rs} : fuerza de rozamiento de rodillo superior; ($k \cdot N$).

u_s : coeficiente de rozamiento.

4.11.5. Torque generado en el rodillo inferior

El movimiento que se produce en los rodillos inferiores será rotatorio, y genera un torque al momento de presionar y arrastrar al tubo, tal como se muestra en la figura 4.12.

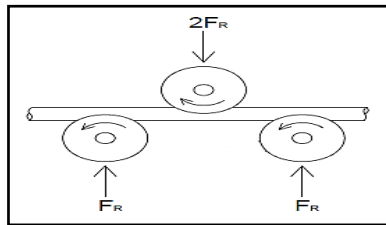


Figura 4. 7. Torque en los rodillos

$$T = F_{rs} \cdot \frac{\phi}{2} \quad 4.15$$

Donde:

T : torque en el rodillo; ($N \cdot m$).

ϕ : diámetro del rodillo; (mm).

4.12. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE CADENA Y PIÑONES

El accionamiento por medio de cadena simple de rodillos y engranajes, constituye un sólido y seguro sistema de transmisión de la energía mecánica. Para obtener un resultado óptimo de la transmisión de este tipo, es fundamental seleccionar correctamente la cadena y piñones respectivos.

Las transmisiones a cadena reúnen las siguientes ventajas:

- No se producen resbalamientos.
- Se mantiene constante la relación de velocidades.
- El rendimiento es elevado 98%.
- La carga repartida sobre los dientes del piñón prolonga la vida útil de la cadena.
- La clásica elasticidad de la cadena, sumada a la película de lubricante que se forma entre las partes móviles, amortiguan los golpes por cargas intermitentes.

4.12.1. Método para seleccionar un mando a cadena

- Establecer la relación de transmisión dividiendo las rev/min del eje por las rev/min del eje seleccionado. No es conveniente proyectar mandos con relaciones mayores de 8 a 1.
- Corregir la potencia a transmitir por medio de la tabla de factores de servicio.
- Buscar en las tablas de potencia, en base a las rev/min del eje, la cadena y cantidad de dientes son necesarios para transmitir los HP ya corregidos, evitando en lo posible usar piñones menores de 15 dientes
- Multiplicar la cantidad de dientes del piñón por la relación de transmisión para establecer los dientes de la rueda. En caso de resultar una cantidad de dientes fuera de lo normal, se optará por la más próxima, aumentando o disminuyendo proporcionalmente la cantidad de dientes del piñón para mantener la relación de transmisión.
- Controlar si los piñones elegidos reúnen las dimensiones necesarias para el caso:
 - Diámetro exterior accesible al lugar disponible
 - Diámetro de la maza adecuada para el eje que se va a montar.
 - De resultar escasa, se tomará un piñón mayor y se aumentará proporcionalmente la rueda, manteniendo siempre la relación de transmisión.
 - El ancho máximo que no exceda el disponible y controlar a la vez el ancho exterior en la cadena elegida.
- Se optará por cadena simple, doble o triple hilera (doble o triple capacidad de potencia) en el supuesto caso de que surjan algunos de los inconvenientes que a continuación se mencionan:
 - Limitaciones de espacio que obliguen a elegir una cadena de menor paso, resultando por lo tanto más chicos los piñones.
 - Velocidades excesivas para la cadena de simple hilera elegida.

En la tabla 4.9, se presenta los factores de servicio de los motores:

Tabla 4.9. Factores de servicio

Condiciones de trabajo	Motor eléctrico		Motor diésel	
	8-10 hrs.	24 hrs.	8-10 hrs.	24 hrs.
Uniforme	1,00	1,25	1,25	1,5
Semi Pesado	1,25	1,5	1,5	1,75
Pesado	1,5	1,75	1,75	2,00

Fuente: [14]

➤ **Relación de velocidades**

Se define como la relación de la velocidad angular del piñón de entrada a la del piñón de salida para un solo par de piñones.

$$Rv = \frac{w_{sal}}{w_{ent}} = \frac{N_1}{N_2} \quad 4.16$$

Dónde:

Rv : velocidad del piñón; (adimensional).

w_{sal} : velocidad angular de salida; (S^{-1}).

w_{ent} : velocidad angular de entrada; (S^{-1}).

N_1 : dientes del piñón de entrada; (rev/min)

N_2 : dientes del piñón de salida; (rev/min)

➤ **Fuerza tangencial**

Es la fuerza que ejerce los dientes del piñón sobre los dientes del piñón.

$$W_t = \frac{T \cdot 2}{D} \quad 4.17$$

Dónde:

W_t : fuerza tangencial; ($N \cdot m^2$).

T : torque; ($N \cdot m$) .

D : diámetro; (m).

➤ **Fuera Radial**

Es la componente vertical de la fuerza total la cual actúa radialmente sobre el diente del piñón.

$$W_r = W_t \cdot \tan g\phi \quad 4.18$$

Dónde:

W_r : fuerza tangencial; (N / m^2).

$\tan \phi$: tangente del ángulo.

➤ Selección de la cadena

Para hacer la selección de la cadena se utilizó el software de simulación Renold Sinergy, previamente haber calculado los dientes de los piñones, ingresamos datos de entrada, los números de dientes de los piñones y la potencia requerida por la máquina y nos dará el resultado de salida con todas las características de la cadena basándose en las normas ISO.

➤ Longitud de la cadena

Para calcular la longitud de la cadena utilizamos el software Inventor Profesional que es el conjunto de aplicaciones de diseño asistido por computadora (CAD) y proporciona aplicaciones para modelado sólido de características paramétricas de CAD en 3D, modelado directo 3D, vistas ortográficas 2D, análisis y simulación de elementos finitos, diseño esquemático, ilustraciones técnicas y visualización.

4.13. CÁLCULO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

Para el cálculo del árbol de transmisión está basado en la ecuación del código ASME esta ecuación sirve solo para arboles de transmisión sometido a flexión y a torsión, la potencia transmitida causa la torsión y las fuerzas transversales sobre los elementos causan flexión.

Un momento vector que este colineal a un eje de un elemento mecánico se llama vector de par de torsión porque causa que este se tuerza respecto al árbol (figura 4.13)

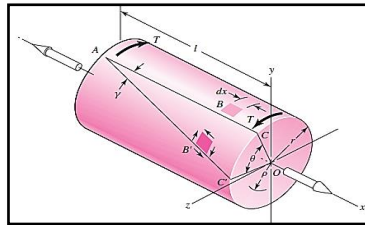


Figura 4. 8. Eje expuesto a torsión

Fuente: [14]

4.13.1. Software para el cálculo de momentos en el árbol de transmisión MDSolids

MDSolids tiene rutinas referentes a todos los asuntos enseñados en los mecánicos típicos del curso de los materiales. los conceptos básicos de la tensión, estáticamente estructuras axiales indeterminadas, torsión, vigas determinadas, características de la sección, análisis general (de fuerza axial, de torsión). Cada rutina de MDSolids ofrece un cuadro, un bosquejo, o un diagrama que represente gráficamente los aspectos importantes del problema. Los bosquejos se utilizan para demostrar la dirección de tensiones internas, de cargas aplicadas, y de fuerzas de reacción (anexo figura 4.14).

Formula del código ASME para el cálculo de árbol de transmisión de potencia.

$$D^3 = \frac{16}{\pi \cdot \sigma_s} \sqrt{(Kb \cdot Mb)^2 + (Kt \cdot Mt)^2} \quad 4.19$$

Donde:

D^3 : diámetro del eje; (m).

σ_s : esfuerzo Permisible; (Pa).

Mb : momento flector; ($N \cdot m$).

Mt : momento de torsión; ($N \cdot m$).

Kb : coeficiente combinado de choque y fatiga, multiplicado por el momento flector.

Kt : coeficiente combinado de choque y fatiga, multiplicado por el momento de torsión.

4.14. SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Al seleccionar rodamientos para cualquier propósito, lo que se quiere, en última instancia, es estar seguro de alcanzar la resistencia y el nivel requeridos de rendimiento del equipo, y al menor costo posible. Existen factores clave que debe considerar a la hora de reunir las especificaciones del rodamiento para una aplicación como son:

➤ **Fuerza radial**

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} \quad 4.20$$

➤ **Carga básica**

$$C_{OA} = S_0 \cdot P_{OA} \quad 4.21$$

Dónde:

S_0 :Factor de seguridad estática para rodamientos giratorios normales de tipo normal (anexo A-8)

C_{OA} : carga básica

4.15. DISEÑO DE LOS RODILLOS

Los rodillos deben ser de un material súper resistente a la presión y nos debe dar unos terminados de calidad sin generar grietas en el material (figura 4.15)

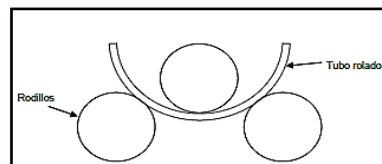


Figura 4. 9. Rodillos roladores

$$D = \frac{2 \cdot E_{\text{acero}} \cdot I}{M} \quad 4.22$$

Dónde:

E_{acero} : módulo de elasticidad del acero (anexo A-11)

I : inercia del tubo rolando; (cm^2)

M : momento flector requerido para rolar el tubo ($N \cdot m$)

D : diámetro de curvatura del tubo rolando; (mm)

➤ **Presión del rodillo**

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{rod}}}{\pi \cdot L_{\text{rod}}} \cdot \frac{\frac{1 - V_{\text{acero}}^2}{E_{\text{acero}}} + \frac{1 - V_{\text{acero}}^2}{E_{\text{acero}}}}{\frac{1}{D} + \frac{1}{d}}} \quad 4.23$$

➤ **Presión máxima en el rodillo**

$$P_{\text{maz}} = \frac{2 \cdot P_{\text{rod}}}{\pi \cdot b \cdot L_{\text{rod}}} \quad 4.24$$

Dónde:

V_{acero} : razón de poisson del acero y elásticas de los materiales (anexo A-11)

d : diámetro del rodillo superior; (mm)

L_{rod} : ancho de los rodillos; (mm)

b : semiancho de contacto entre el rodillo y el tubo rolando

P_{max} : presión en el rodillo superior; (MPa)

➤ **Factor de seguridad**

$$n = \frac{S_{\text{ys}}}{\tau_{\text{max}}} \quad 4.25$$

Donde:

S_y : esfuerzo de fluencia del hacer; (MPa)

S_{ys} : esfuerzo de fluencia al corte; (MPa)

τ_{max} : esfuerzo cortante máximo; (MPa)

n : factor de seguridad

4.16. MEDIOS DE UNIONES

La resistencia de las uniones en las que se emplean tornillos de alta resistencia, se debe al aprovechamiento de las fuerzas de rozamiento desarrolladas al apretar fuertemente los diversos tornillos. Estas contrarrestan la acción de las fuerzas exteriores, que tienden a separar las piezas. Las uniones de tornillos de alta resistencia, la distribución es uniforme sin presentar en las proximidades del agujero elevados puntos de tensión. La fuerza de apretadura origina en la espiga del tornillo; un esfuerzo de tracción muy elevado, el cual comprime las piezas a unir dando lugar a esfuerzos de deslizamiento que se oponen al resbalamiento de ambas superficies. La magnitud de las fuerzas que se pueden transmitir dependen fundamentalmente de:

- La intensidad de la fuerza de tracción en el cuerpo del tornillo.
- El coeficiente de rozamiento que se haya conseguido.

Es de destacar que, en este tipo de uniones, si están bien realizadas; los tornillos no trabajan a cortadura y por consiguiente no es preciso calcularlas para estas sollicitaciones, en la figura 4.16 se presenta la tensión de los tornillos (anexo A-14).

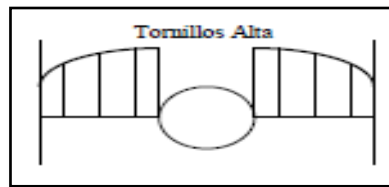


Figura 4. 10. Tensión de los tornillos

Fuente: [2]

4.17. CÁLCULO ESTADÍSTICO

➤ Muestra

El espacio muestral del que se toma una muestra concreta está formado por el conjunto de todas las posibles muestras que se pueden extraer de una población mediante una determinada técnica de muestreo.

$$n = x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_n \quad 4.26$$

➤ Media aritmética

La media aritmética es el valor obtenido al sumar todos los datos y dividir el resultado entre el número total de datos.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_n}{n} \quad 4.27$$

➤ Desviación estándar

La desviación estándar o desviación típica (σ) es una medida de centralización o dispersión para variables de razón (ratio o cociente) y de intervalo, de gran utilidad en la estadística descriptiva. Se define como la raíz cuadrada de la varianza. Junto con este valor, la desviación típica es una medida (cuadrática) que informa de la media de distancias que tienen los datos respecto de su media aritmética, expresada en las mismas unidades que la variable.

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad 4.28$$

➤ **Varianza**

La varianza representa la media aritmética de las desviaciones con respecto a la media que son elevadas al cuadrado.

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \quad 4.29$$

➤ **Distribución**

En estadística, la distribución χ^2 (de Pearson), llamada Chi cuadrado o Ji cuadrado, es una distribución de probabilidad continua con un parámetro k que representa los grados de libertad de la variable aleatoria.

$$X = Z_1^2 + \dots + Z_k^2 \quad 4.30$$

4.18. INVENTOR PROFESIONAL PARA EL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

El análisis de elementos finitos (FEA) es un método computarizado para predecir cómo reaccionará la estructura ante las fuerzas, la vibración. El análisis de elementos finitos muestra en la estructura de la máquina si se deformara, desgastará o funcionará como se espera. FEA descompone un objeto real en un gran número (entre miles y cientos de miles) de elementos finitos, como pequeños cubos. El análisis de elementos finitos predice el comportamiento de la parte de la estructura que va ser más afectada por una variedad de efectos físicos, entre los que se incluyen:

- Esfuerzo mecánico
- Vibración mecánica
- Fatiga
- Movimiento

5. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

5.1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA ROLADORA

5.1.1. Descripción de la máquina

La fuerza que permitió la deformación del material es mediante el accionamiento de un gato hidráulico. La posición de trabajo se efectuará de forma horizontal de acuerdo con el diseño. La máquina cuenta con tres rodillos intercambiables cada uno de ellos acoplado a su respectivo eje, dos de ellos son inferiores y son los que trasmiten el movimiento rotatorio para que el tubo pueda deslizarse con facilidad, el ultimo rodillo es el superior y es el responsable de trasmitir la fuerza para realizar el conformado del material.

El uso de rodillos intercambiables y su movimiento rotatorio al instante de realizar el proceso de rolado es fundamental, puesto que de esta manera el tubo se podrá deformar de modo más sencillo de acuerdo a las características pretendidas (figura 5.1).

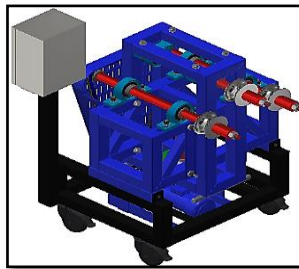


Figura 5. 1. Diseño tentativo de la máquina

5.1.2. Estructura

El montaje de los elementos y equipos que conforman la máquina roladora está situada en un arreglo fabricado de tubos estructurales. Toda la máquina estará compuesta por tubos cuadrado soldado, que son lo suficientemente resistentes para soportar todos los componentes de la máquina.

5.1.3. Sistema de transmisión

El sistema de transmisión va a aumentar el par motor del motorreductor, está diseñado de acuerdo al cálculo del momento flector necesario para rolar el tubo y está formado por un sistema de transmisión por cadena, el cual se encarga de transmitir la potencia a través de sus coronas dentadas, aumentando el par final; de esta forma pueda vencer la rigidez del material y lograr el curvado del tubo sin mayor esfuerzo.

5.1.4. Sistema de accionamiento

Este equipo consta con un sistema de accionamiento eléctrico. Esto facilitará la producción logrando satisfacer las necesidades del cliente, y tiene un buen rendimiento en su operación en cuanto al tiempo y procedimiento en la obtención de productos terminados. Este accionamiento se logra por medio de un motorreductor con reducción de velocidad, encargado de transmitir la potencia necesaria; facilitando el modo de operar el equipo sin generar desgaste físico del operador.

5.2. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO ASTM 500

El tubo cuadrado máximo a rolar es el ASTM 500 de grado B de dimensiones de 50 x 50 mm x 5 mm de espesor de pared (anexo 1) se muestran las propiedades mecánicas del acero y el valor del límite de fluencia es $S_y = 317 \text{ MPa}$ y los cálculos se realizaron en función del espesor de pared máximo exigido por la metalmecánica que es 5 mm “Caisa”

5.3. FUERZAS NECESARIAS PARA EL ROLADO

La forma geométrica de los rodillos es fundamental para rolar los tubos. Los rodillos inferiores giran para facilitar la entrada de la tubería, al mismo tiempo un tercer rodillo realiza una presión perpendicular al eje, cuyo resultado será la curvatura del material como se ilustra en la figura 5.2.

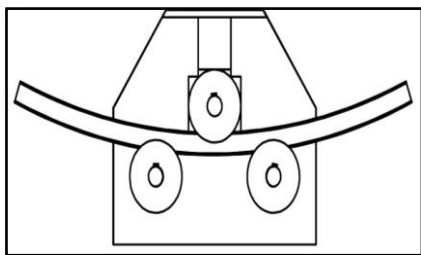


Figura 5. 2. Fuerzas en el rolado

5.4. DIMENSIONES MÁXIMAS PARA ROLAR EN LOS TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS EN ACERO A 500

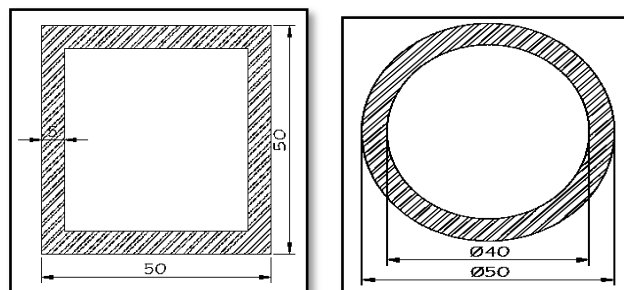


Figura 5. 3. Tubo cuadrado y redondo de 50x50x5mm

5.4.1. Momentos de inercia y flector en tubos cuadrados y redondos

Tabla 5.10. Momento flector en tubos cuadrados y redondos

Tubos	M. Inercia Ec. 4.7. y 4.8 (cm^4)	Centroide Ec. 4.9. (cm)	M. flector Ec. 4.11. (N.m)
Cuadrados	37,5	2,5	4.755
Redondos	18,11	2,5	2.100

5.4.2. Fuerza necesaria para rolar un tubo en la metalmecánica “Caisa”

Se consideró una viga apoyada en los extremos con carga puntual y el valor máximo del momento flector, se calculó la fuerza que va ejercer el rodillo superior para rolar con la Ec. 4.12.

$$P = 54,34kN$$

Se tomó la fuerza máxima para rolar un tubo cuadrado de 50 x 50 x 3 mm de espesor de pared, en los cálculos realizados anteriormente hay una clara diferencia del momento flector (tabla 5.10), mediante este análisis se determinó que la fuerza máxima de rolado es de 54,34 kN o (5,5 toneladas) y se utilizó como fuerza referente para el diseño y construcción de la máquina roladora.

$$P_s = 54,34kN$$

5.5. DISEÑO DE CARGAS

Se asumió que en la máquina se presentarán cargas estáticas debido a las bajas velocidades de rotación, por esta razón el factor de diseño o Factor de Seguridad [FS] se utilizó conforme lo estipulado en la tabla 5.11.

Tabla 5.11. Factor de seguridad

Factor de seguridad	Circunstancias
1,25 a 2	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2 a 2,5	Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
2,5 a 4	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente
4 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Fuente: [14]

Factor de seguridad asumido para el diseño es 2 y bajo la norma UNE en ISO 12100 de seguridad de las máquinas se utilizó en todos los cálculos de diseño para garantizar el desempeño y su funcionamiento de la máquina, la fuerza máxima a ejercer por parte del gato hidráulico a través del rodillo superior será de 54,34 kN

5.5.1. Reacciones generadas a los rodillos inferiores

Para una viga apoyada en los extremos con una carga puntual en el centro se obtuvo las reacciones de apoyo en los dos ejes inferiores (figura 5.4) y se obtiene con la Ec 4.13.

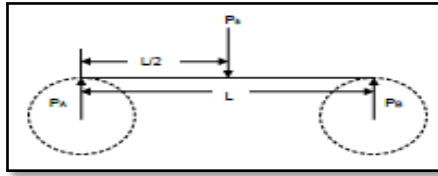


Figura 5. 4. Diagrama de cuerpo libre del tubo

$$R_{Ay} = \frac{P}{2} = 27,17 \text{ kN}$$

$$R_{By} = R_{Ay} = 27,17 \text{ kN}$$

La reacción de apoyo está en los dos extremos y va ser la misma en el apoyo $R_{Ay} = R_{By}$

5.5.2. Potencia requerida para el rolado

Los tubos son desplazados por medio de los rodillos inferiores mediante accionamiento electromecánico, la potencia necesaria se encuentra definida por la fricción existente entre el tubo y los rodillos, que forman parte de la máquina.

5.5.3. Fuerza normal ejercida en cada rodillo inferior

La fuerza que ejerce cada rodillo inferior es la misma fuerza que se ejerce en los apoyos.

$$P_i = R_{Ay} = 27,17 \text{ kN}$$

5.5.4. Coeficiente de roce estático

El coeficiente de rozamiento se seleccionó en base al material que están construido los rodillos y el material a ser rolado, (anexo A-2) figura 5.5, el coeficiente de rozamiento es de 0.18 y se lo obtiene con la Ec. 4.14.

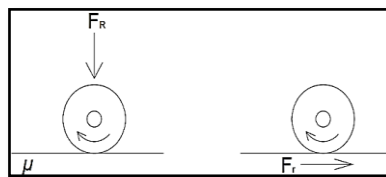


Figura 5. 5. Rozamiento

$$F_{rs} = 27,17 \text{ kN}$$

5.5.5. Diámetro de los rodillos

El diámetro de los rodillos fue tomado en base a máquinas roladoras que existen en el mercado.

$$\phi = 110 \text{ mm}$$

5.5.6. Torque generado en el rodillo

El torque que existe en los rodillos inferiores al momento de ejercer el proceso de rolado se lo obtiene con la Ec. 4.15.

$$T = 2 \cdot 374,94 N.m = 749,88 Nm$$

5.5.7. Velocidad de rotación de los rodillos

Una de las consideraciones tomadas fue la velocidad de rotación de los rodillos, debe ser muy lenta, y los dos rodillos inferiores deben girar a una sola velocidad para que no se produzca resbalamiento al momento de arrastrar al tubo, con el propósito que el operador pueda supervisar cuidadosamente el proceso de rolado, muchas máquinas roladoras existentes en el mercado giran a una velocidad promedio de 12 a 38 rev/min, por lo que se consideró asumir esa velocidad de rotación para garantizar la calidad en el proceso de rolado.

$$\omega = 12 \text{ rev/min}$$

5.5.8. Potencia requerida por cada rodillo

La potencia que se ejerce en los rodillos inferiores es la fuerza con que va arrastrar los tubos en el proceso de rolado.

$$P = T \cdot \omega = 0,55 \text{ kw} = 0,74 \text{ Hp}$$

Al tratarse de dos rodillos que van arrastrar el tubo.

$$P_{Total} = 2 \cdot P = 1,48 \text{ Hp}$$

5.6. SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Con la potencia total se seleccionó un motorreductor de 1.5 Hp, de corriente continua ya que si cumple con las características para el área de trabajo en el que se va a desempeñar y se muestra en la tabla 5.12. Se consideró seleccionar un motorreductor comercial con una potencia de operación mayor de la requerida, para asegurar que el tubo sea desplazado sin ningún problema. Las características del motor se presentan en el (anexo A-3.)

Tabla 5.12. Características del motorreductor

Marca	Zurich
Potencia	1.5 hp
Voltaje	110 CC
Modelo	CH 8055 Zurich
Revoluciones de salida	12 rpm
Torque de salida	854.17 lb.in
Relación de transmisión	416:12
Frecuencia	60 Hz
Sentido de giro	Horario

El sistema de cadena se encarga de reducir o aumentar la velocidad proveniente del motorreductor, hasta la velocidad requerida por los rodillos inferiores; es decir aumentar de 12 rev/min que tiene el motorreductor a 20 rev/min. Mediante el software de selección de cadenas Renold Sinergy fue

posible determinar la cadena adecuada solo con indicar la potencia que se desea transmitir, y el número de dientes de los piñones, las condiciones de operación, la velocidad del motorreductor y el tipo de cadena.

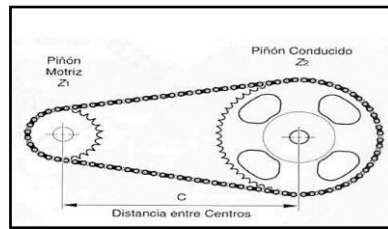


Figura 5. 6. Sistema de cadenas

Fuente. [8]

➤ **Parámetros para la selección de cadena**

Tabla 5.13. Datos para la selección de cadena

Especificaciones técnicas del motorreductor			Velocidad requerida por el sistema	Relación de velocidad E.4.16
Torque	Velocidad	Potencia real		
854,17 lb.in	12 rev/min	1,5 hp	20 rev/min	1,66 rev/min

5.6.1. Cálculo del número de dientes de los piñones

Para el cálculo de piñones, el primer piñón es el que sale del eje del motorreductor, es de 25 dientes se tomó como base para el cálculo y aumentar la velocidad de 12 rev/min a 20 rev/min y se seleccionó del catálogo SFK de cadenas y piñones de transmisión de potencia (Anexo A-4)

Tabla 5.14. Número de dientes en los piñones

N_1 Dientes del piñón	N_2 Dientes del piñón	Relación de velocidad	Relación de salida real
25	16	0,64	20 rev/min

5.6.2. Datos obtenidos en el software Renold Chain Selector

Luego de simular en el software con distintos tipos de cadenas se determinó que la cadena adecuada para transmitir la potencia del motorreductor hacia los ejes es la cadena 40 B (ISO 606) de un solo tramo (anexo figura 5.7 y 5.8).

Se consideró transmisión medianamente impulsiva por el número de revoluciones por minutos que va estar sometido el sistema de transmisión por cadena.

Tabla 5.15. Características de la cadena

Renold Chain Selector	Paso de cadena (pulg)	ϕ del piñón Z1 (pulg)	ϕ del piñón Z2 (pulg)	Torque del piñón (lb.in)
Resultados	1/2	9,973	6,407	656,563

La cadena seleccionada es la 40 B ISO ver anexo A-5, se tomó en cuenta que la máquina ya está construida, la separación de los ejes y la ubicación del motorreductor, la longitud de la cadena se calculó por medio del Inventor, y que es de 1.8 metros, considerando una medida comercial se adquirió 2 metros para realizar los ajustes necesarios en la máquina (anexo, figura 5.9).

5.7. DISEÑO DE EJES

Los ejes de la máquina son los elementos que guían el movimiento de rotación de los rodillos rolandores y se encuentran sometidos a flexión y torsión transmitidos por el piñón y la cadena y los tubos en el momento de ser rolados.

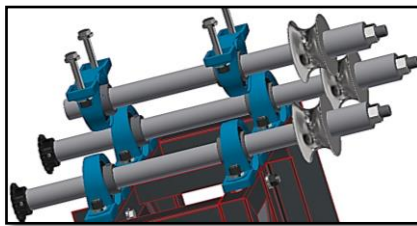


Figura 5. 7. Distribución de los ejes

5.7.1. Eje superior

El eje superior está encargado de transmitir la presión desde el gato hidráulico hacia el tubo, el tubo está apoyado encima de los rodillos de los ejes inferiores, la presión que ejerce el rodillo superior es de 54.34 (kN), en este caso únicamente se tiene las reacciones de apoyo y la fuerza máxima para el rolado ver diagrama de esfuerzos (anexo A-6)

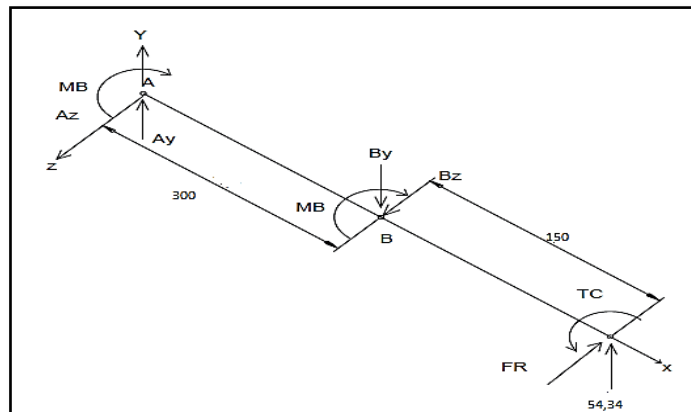


Figura 5. 8. Diagrama de cuerpo libre del eje del superior

➤ Fuerzas que actúan en el rodillo superior eje XY

En el rodillo superior actúan la fuerza normal y la reacción de apoyo del eje superior (figura. 5.12.)

$$P_s = 54,34 \text{ kN}$$

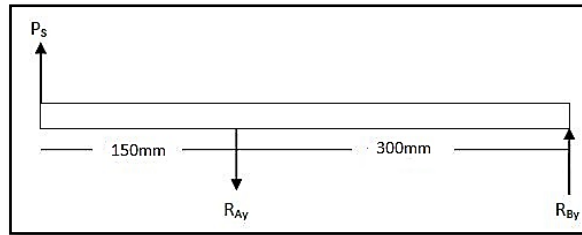


Figura 5. 9. Reacciones de apoyo del eje superior

Se consideró la longitud de los apoyos de los ejes en base a que la máquina va ser multifuncional y se rolara en la parte interna de la estructura materiales con mayor diámetro por ejemplo platinas y láminas de mayores dimensiones en el centro de los ejes sin que se exceda la fuerza máxima de diseño, mediante la sumatoria de momentos se determinó de las reacciones de apoyo que va existir en él eje en el punto R_{Ay} es 81,5 kN en el eje XY.

$$R_{Ay} = P_s + R_{By} = 81,5 \text{ kN}$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortantes y momentos**

Mediante el software de simulación y las ecuaciones de singularidad e iterando a lo largo de la longitud del eje superior se determinó las fuerzas cortantes y momentos que existen y su magnitud.

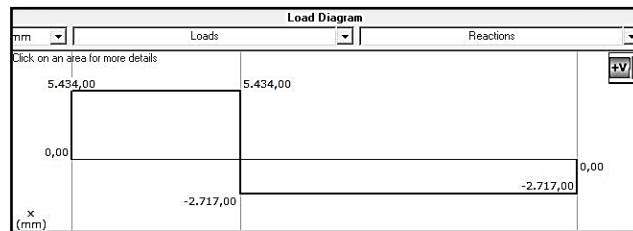


Figura 5. 10. Diagrama de fuerza cortante del eje XY

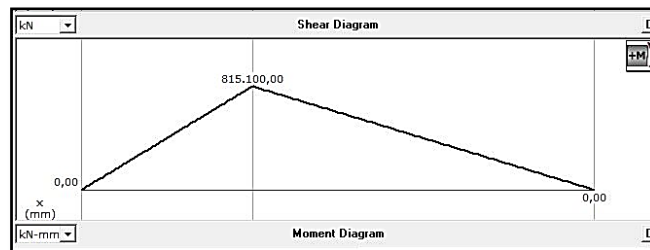


Figura 5. 11. Diagrama de momento del eje XY

➤ **Momentos flectores obtenidos mediante el software de simulación**

Los momentos flectores obtenidos mediante la simulación en distintas partes del eje donde va existir apoyos son los siguientes:

$x = 0mm$	$x = 150mm$	$x = 292mm$	$x = 450mm$
$M_{1y} = 0N.m$	$M_{2y} = 815,10N.m$	$M_{3y} = 407,55N.m$	$M_{4y} = 0N.m$

➤ **Fuerzas que actúan en el rodillo XZ**

En este caso solo actúa la fuerza de fricción del rodillo

$$F_r = 2 \cdot F_{rs} = 12,498 kN$$

➤ **Reacciones en los apoyos**

Las reacciones de apoyo en el eje XZ se determinó mediante la sumatoria de momentos con sus respectivos apoyos que tiene el eje en toda su longitud.

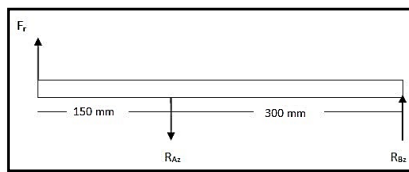


Figura 5. 12. Apoyos en el eje XZ

Donde las reacciones de apoyos en el eje XZ es:

$$R_{Az} = F_r + R_{Bz} = 18,735 kN$$

➤ **Diagrama de fuerzas cortantes y momentos**

Mediante las ecuaciones de singularidad y simulando en el software, a lo largo de toda la longitud del eje superior se determinó la fuerza cortante y momentos en el eje XZ

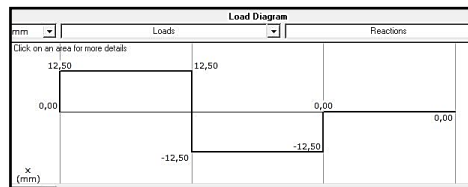


Figura 5. 13. Fuerza cortante del rodillo XZ

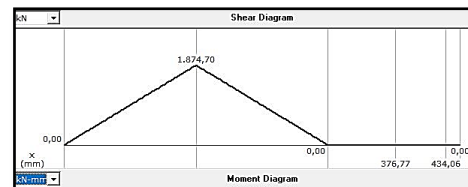


Figura 5. 14. Diagrama de momento del eje XZ

➤ **Momentos flectores obtenidos en el eje XZ mediante el software de simulación**

Los momentos cortantes que existe en el eje son los siguientes:

$x = 0mm$	$x = 170mm$	$x = 292mm$	$x = 450mm$
$M_{1z} = 0N.m$	$M_{2z} = 1874,1N.m$	$M_{3z} = 397,35N.m$	$M_{4z} = 0N.m$

➤ **Momentos resultantes**

Mediante la ecuación de Pitágoras se calculó el momento máximo que existe en el eje superior.

$$M_3 = 1022,116 N.m$$

➤ **Análisis del torque superior**

El torque que existe en la máquina es distribuido hacia los dos rodillos inferiores, el torque máximo para el diseño de los ejes.

$$T = 2 \cdot T_i = 749,88 N.m$$

➤ **Diagrama del torque**

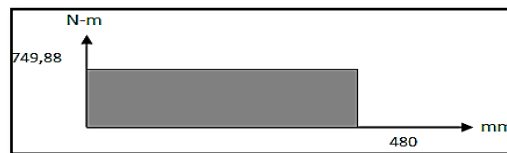


Figura 5. 15. Diagrama de torque del eje superior

➤ **Material seleccionado para los ejes**

El material empleado es el acero SAE 4340, el cual es un acero de aleación que responde muy bien al templeado en aceite. Su contenido de cromo le permite una buena penetración de la dureza y el molibdeno le da homogeneidad y resistencia. Con este acero se obtiene propiedades como buena resistencia al desgaste, tenacidad y ductilidad.

Tabla 5.16. Propiedades mecánicas del acero SAE 4340

Grado del Acero	Resistencia a la tracción σ_r		Límite de fluencia σ_f		Dureza (Brinell)
	kg/mm^2	MPa	kg/mm^2	MPa	
SAE 4340	125	1250	90	900	353

Fuente: [15]

Al utilizar la ecuación del código ASME, se requiere conocer previamente los coeficientes Kb y Kt que es el esfuerzo permisible del material, se muestran en la tabla 5.17. en función de la forma de actuación de la carga aplicada al eje.

Tabla 5.17. Coeficientes combinados

Coeficientes combinados	Kb	Kt
Carga aplicada gradual	1,5	1,0
Carga repentina (choque menor)	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5
Carga repentina (choque ligero)	2,0 - 3,0	1,5 - 3,0

Fuente: [15]

El diámetro del eje se lo obtiene con la Ec. 4.19.

$$D = 0,034m$$

Se tomó una medida comercial que exista en el mercado nacional que es de 35 mm de diámetro, y en consideración que en el taller de la Metalmecánica “Caisa” existe unos ejes del mismo material de un diámetro mayor se tomó en cuenta para la construcción de la máquina.

$$\phi_c = 37mm$$

➤ Ejes inferiores

Se realizó los mismos cálculos como se hizo con el eje superior, lo que cambio es la fuerza que ejerce el gato hidráulico, esta fuerza es dividida para los dos ejes inferiores (figura 5.19).

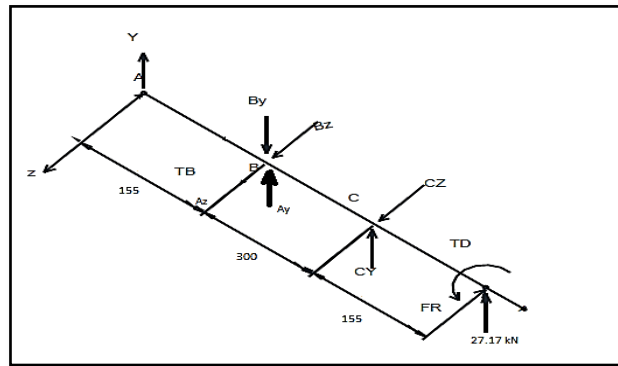


Figura 5. 16. Diagrama de cuerpo libre del eje inferior

Para encontrar la fuerza tangencial se usa la Ec 4.17

$$W_t = 397,28lb / in$$

Para el cálculo de la fuerza radial se obtiene usando la Ec. 4.18.

$$W_{rB} = 144,6lb / in$$

El momento máximo en el eje

$$M_3 = 15000 N.m$$

Cálculo del diámetro del eje inferior con la Ec. 4.19.

$$\phi_{inf} = 30mm$$

Los ejes inferiores fueron calculados similarmente que el eje superior con la diferencia que este va estar sometido a un torque del piñón con se muestra en el diagrama de cuerpo libre y su diámetro es 30 mm, por factores económicos y disposición de la empresa se llegó a un acuerdo y se seleccionó el mismo diámetro de eje para los rodillos inferiores es:

$$\phi_{inf} = 37mm$$

5.8. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En los rodamientos actúan cargas radiales, se seleccionó rodamientos de bolas de una hilera del catálogo SKF (anexo A-7), que son de carga impulsada y actúa en condiciones de operación con poca frecuencia y se seleccionó bajo condiciones de carga estática con la Ec. 4.20.

$$F_{rA} = 83,625 \text{ kN}$$

Carga estática equivalente: como solo actúa carga radial por lo tanto se tiene que

$$P_{oA} = F_{rA} = 83,625 \text{ kN}$$

Carga básica se obtuvo con la Ec. 4.21.

$$S_0 = 1$$

$$C_{oA} = 24,07 \text{ KN}$$

La selección de los rodamientos para el eje superior e inferiores fue con la carga estática que es de 83,625 k.N esta carga al ser distribuida para los apoyos que existe en el eje se tomó en consideración una parte de la carga estática, y se seleccionó del catálogo SKF el rodamiento es de una hilera y su capacidad máxima es de 31 k.N (anexo A-8).

5.8.1. Chumaceras superior e inferior

Para la selección de las chumaceras se tomó en cuenta la fuerza que transmite el gato hidráulico que es de 54,34 k.N o (5.5 toneladas) de fuerza, esta fuerza va estar distribuida en dos apoyos en el eje superior, por ende, la fuerza que va existir en los apoyos es la mitad de la fuerza (anexo 9). Se escoge la chumacera UCP 208 que en el mercado se la encuentra como P208, esta chumacera tiene el diámetro adecuado para los ejes y soporta 32,5 k.N.

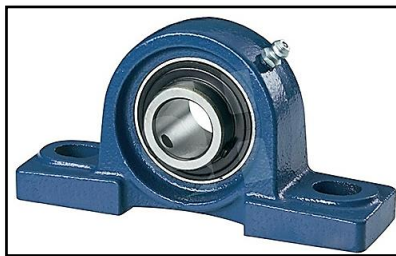


Figura 5. 17. Chumacera P20

Fuente. [26]

5.8.2. Diseño de los rodillos de rolado

Para el diseño se consideró el material que debe tener un endurecimiento tanto superficial como interno para evitar deformaciones debido a la fatiga producida en el rolado y traslado del material, se tomó en cuenta las características del tubo que vamos a rolar, su tamaño y forma de sección transversal, los rodillos se dispondrán para un determinado tubo a rolar y fueron diseñados al

mismo tamaño para lograr una misma velocidad de rotación y el tubo pueda circular sin ninguna dificultad.

➤ **Cálculo para los rodillos**

Para el rodillo superior y los inferiores se encuentran afectados por la resistencia que se opone el tubo al rolarse, se consideró diseñar en base a la fuerza que trasmite el rodillo superior, por ser la de mayor magnitud. El material seleccionado es Acero 1040 laminado en frío con un $S_y = 490 \text{ MPa}$ (anexo A-10) por ser apropiado para evitar el desgaste superficial sobre los tubos durante el proceso de rolado.

Los datos calculados para el diseño de los rodillos, fueron referenciados en la fuerza máxima de rolado en el eje superior (tabla 5.18).

Tabla 5.18. Cálculos de rodillo superior

Tipo de tubo	Diámetro de curvado (mm) Ec. 4.22	Carga ejercida en el rodillo superior	Presión del rodillo (Mpa) Ec. 4.23	Esfuerzo cortante máximo Ec. 4.24	Factor de seguridad Ec.4.25
Cuadrado	32618,29	54,34kN	677,64	203,23	1,399

El factor de seguridad calculado es mayor que 1, lo que indica que el rodillo superior si resistirá y es aceptable, el esfuerzo generado es más de 1 por debajo del esfuerzo máximo y es el material apropiado para el diseño de los rodillos. Los rodillos inferiores tienen la misma geometría y actúan a la mitad de la carga que el rodillo superior esto garantizó que los rodillos inferiores tampoco fallaran.

➤ **Diseño de los rodillos para tubos redondos**

Los rodillos para tubos redondos fueron diseñados para que la fuerza que se transmite al tubo redondo, se pueda distribuir en toda su superficie y lograr un mejor rolado, este ayudara para que el rolado se realice de una mejor manera, minimizando grietas o cambios buscos en la sección transversal del tubo redondo (figura 5.21).

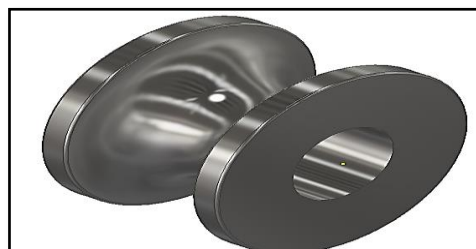


Figura 5. 18. Rodillo de tubo redondo

➤ **Rodillo para rolar tubos cuadrados**

El rodillo de tubo cuadrado fue diseñado en forma conjunta con otro rodillo de las mismas características de material y ubicado en el mismo eje, para realizar el rolado de tubos de diferentes diámetros de sección transversal, para el rolado estos se los ubicara en las esquinas del tubo y se los podrá regular para ejercer una sola fuerza en toda la sección trasversal del tubo para que el rolado se realice de forma homogénea (figura 5.22).

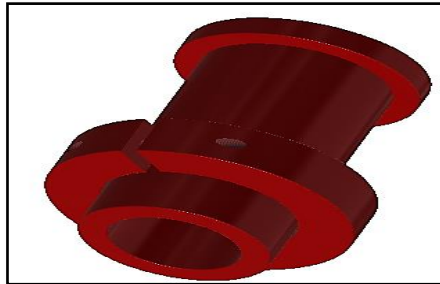


Figura 5. 19. Rodillo de tubo cuadrado

5.9. SISTEMA ELÉCTRICO

La selección de elementos eléctricos para el control de la máquina roladora se tomó en cuenta la carga, en este caso se tiene un motor de 1,5 hp el cual va a estar en funcionamiento.

5.9.1. Selección del elemento de protección de la máquina (breaker)

Para seleccionar el breaker se consideró la corriente nominal del motor de 1.5 hp (anexo A-12)

$$I_F = 18A \approx 20A$$

En el mercado nacional no existe un breaker de 18 A, se tomó el inmediato superior que es de 20 A, este va permitir el paso de la corriente eléctrica cada que la máquina este en su correcto funcionamiento.

5.9.2. Selección de Contactares

Para la selección del contactor se utilizó la corriente nominal y se multiplico por la constante C del motor de 1,5 hp da un valor de 2.5 y 6 A

5.9.3. Selección de un guarda motor

Se seleccionó un guarda motor de las mismas características de corriente nominal del motor que es de 6 A, este se podrá calibrarlo a un mayor rango para que sea más sensible y el motor este protegido contra sobre cargas.

5.9.4. Circuito eléctrico

El sistema eléctrico de la máquina roladora está encargado de encender el motorreductor y controlar el avance y retroceso de los ejes inferiores mediante la transmisión de cadena, el motorreductor se activa con un voltaje de 110 V, cc por lo que el sistema de mando debe ser alimentado por una corriente de 110 V, a continuación, se muestra el circuito de mando y de fuerza del sistema:

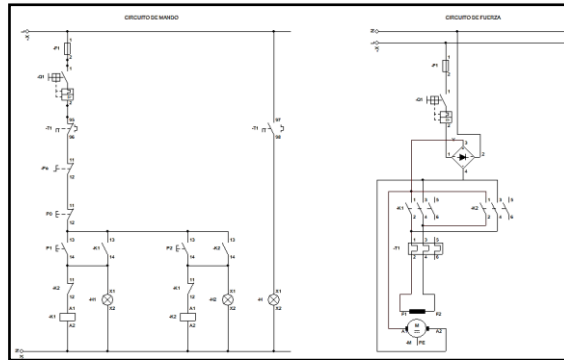


Figura 5. 20. Circuito de mando y fuerza

5.10. CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

La estructura es el elemento que soporta cada uno de los componentes de la máquina, está conformada por tubos cuadrados y barras de refuerzo por ser elementos de mucha disponibilidad en el mercado.

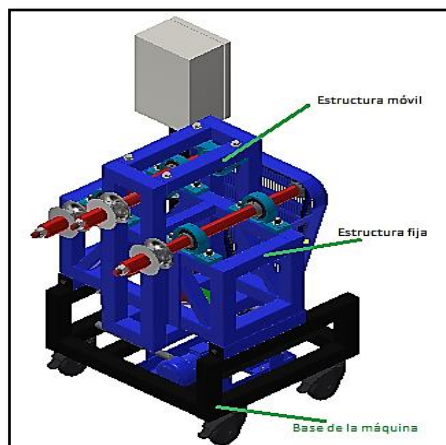


Figura 5. 21. Máquina roladora

➤ Cálculo de estructura móvil

Esta estructura se encarga de soportar los rodamientos para el eje del rodillo superior, se consideró diseñar para una carga de igual magnitud a la generada por el gato hidráulico, para el rolado del

tubo, que es 54,34 kN o 5,5 Toneladas. El material utilizado es el ASTM 500 de grado B de 50 x 50 x 2 mm de espesor de pared, con una resistencia a la fluencia de $S_y = 317 MPa$ (anexo 1) puesto que estos materiales son de fácil de adquisición.

Tabla 5.19. Cálculos de la estructura móvil

Momento máximo (N.m)	F. cortante máxima (kN)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Esfuerzo cortante máximo (MPa)	Factor de seguridad
2,581	54,34	172,06	21,22	1,84

El factor de seguridad calculado es mayor que 1 lo que indica que la estructura móvil no va a fallar. Es aceptable tomando en cuenta que su material es usado para construcciones y es uno de los más económicos y su factor de seguridad se encuentra casi 2 veces mayor que el esfuerzo máximo del material (tabla 5.19).

➤ **Cálculo de la estructura fija**

En la estructura fija es donde se apoyan y deslizan los rodamientos para el eje del rodillo inferior, se consideró diseñar para un momento flector por el extremo en el plano XY en el eje del rodillo superior para garantizar la seguridad al diseño. Se seleccionó el tubo ASTM 500 de grado B con un espesor de 2 milímetros de pared (anexo 1) es un material estructural lo suficientemente resistente.

Para los rodamientos en los extremos del eje se apoyan en dos tramos, en cada tramo actúa la mitad del momento flexionante generado en el extremo del eje.

Tabla 5.20. Cálculos de la estructura fija

Momento máximo (N.m)	F. cortante máxima (kN)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Esfuerzo cortante máximo (MPa)	Factor de seguridad
1,358	27,17	90,53	10,61	3,50

El factor de seguridad calculado es mayor que 1 lo que indica que la estructura fija y no va a fallar. Es aceptable su factor de seguridad se encuentra 3 veces mayor que el esfuerzo máximo del material (tabla 5.20).

5.10.1. Construcción de la máquina

Para la construcción de la máquina se utilizó el acero ASTM 500 está consta de tres partes, la primera es la base que soporta todo el peso de la máquina, y la segunda soportar los ejes inferiores y esta reforzada, y en la estructura móvil se encuentra el eje superior que ejerce la presión de 5,5 toneladas para que se produzca el rolado en los tubos.



Figura 5. 22. Estructura de la máquina

5.11. ANÁLISIS DE LA MÁQUINA POR MEDIO DE ELEMENTOS FINITOS

El movimiento que se produce en los rodillos, genera un torque al momento de presionar y arrastrar al tubo, como se muestra en la siguiente figura (figura 5.26)

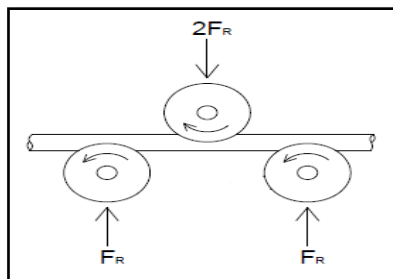


Figura 5. 23. Movimiento de los rodillos

5.11.1. Análisis de ejes superior e inferior

Mediante el análisis del método de elementos finitos (FEM) con el software inventor se calculó el ángulo de torsión en el eje de acero (SAE 4043 – acero normalizado), de 37 mm de diámetro y 700 mm de longitud, donde el torque del motorreductor por datos de fábrica es de 910 Nm.

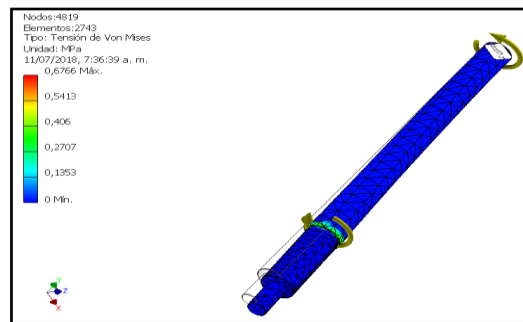


Figura 5. 24. Torsión en el eje superior

El análisis de torsión en el eje superior es de 0,1353 Mpa transformando la unidad en Newton es de 13000 N.m², el eje superior, es de acero (SAE 4043), de 37 mm de diámetro y 700 mm de

longitud, para los ejes inferiores la única diferencia es que el par total aplicado se distribuye uniformemente para ambos ejes inferiores que es de 6500 N.m^2 en cada eje. Nota en los ejes no va existir mucha torsión por que no van estar fijos.

Una vez obtenido valor máximo de torsión de Von Mises y con el valor mínimo de factor de seguridad se procedió a aplicar la fuerza total que es de $54,34 \text{ kN}$ o (5,5 toneladas) para comprobar si el eje superior soporta la fuerza, y no falle una vez puesto en funcionamiento en la máquina.

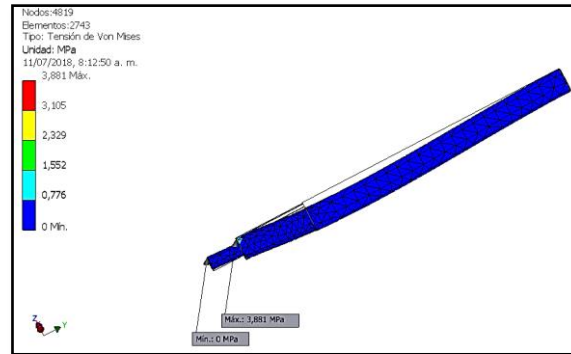


Figura 5. 25. Flexión en el eje superior

El esfuerzo equivalente de Von Mises provocado en el eje superior se muestra en la figura 5.28, está en la segunda escala que de $0,77 \text{ Mpa}$ y el límite de fluencia del acero SAE 4043 es de 900 Mpa , lo que indica que el eje soporta las cargas aplicadas y no se producirá alguna falla, su factor de seguridad está tomado en consideración debido a que está sometido a choque ligeros (tabla 5.14) y es de 2 el cual permitió su construcción y garantizo seguridad.

5.11.2. Análisis de la estructura

La estructura está sometida a cargas estáticas el material utilizado es el acero estructural A 500 de grado B.

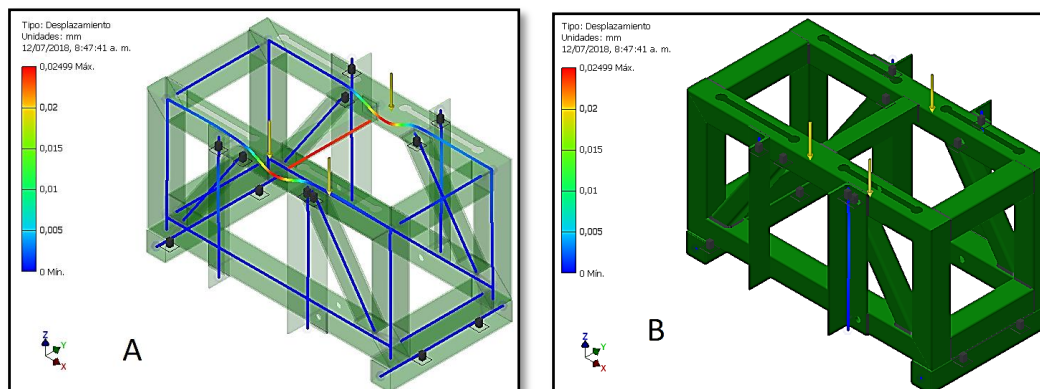


Figura 5. 26. Flexión en la estructura A inalámbrica y B normal

En el análisis de la estructura se aplicó una fuerza de 54,34 KN que equivale 0,054 Mpa. En la estructura inalámbrica 5.29 A, se ve la deformación en milésimas de milímetro, que a simple vista no se podría observar como en la figura 5.29 B, la línea roja de desplazar 0,02 mm con el fuerzo de 0,054 Mpa, relacionado con la resistencia del tubo (el cual conforma la toda estructura de la máquina) y tiene un límite de resistencia de 400 MPa (anexo A-1)

5.11.3. Análisis de la fuerza en el curvado del tubo cuadrado

La disposición de los rodillos al momento de rolar es esencial, de modo que esto permita deformar al tubo. Una vez que los rodillos están colocados en posición se coloca el tubo a rolar, posteriormente el rodillo superior baja con la acción del gato hidráulico permitiendo el transporte del tubo por los rodillos inferiores que giran constantemente (figura 5.30).

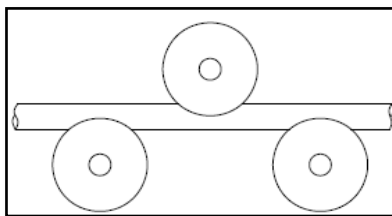


Figura 5. 27. Posición de rodillos al momento de rolar

5.12. ANÁLISIS DE TUBO A ROLAR

Se analizó con un tubo aplicando una carga máxima en el centro menor o igual a 54,34 kN o (5,5 T), con las respectivas reacciones de apoyo a una distancia de 35 cm entre ellas, de este modo al hacer el diagrama de cuerpo libre del tubo se visualizó los diferentes esfuerzos que intervienen dentro del tubo (figura 5.31)

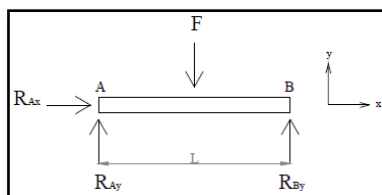


Figura 5. 28. Reacciones en el tubo

5.12.1. Tubos estructurales a curvar

Dentro de los distintos materiales empleados en la fabricación de domos y cubiertas metálicas el material a utilizar es acero ASTM A 500 de grado B que existe en el mercado Ecuatoriano y tiene las propiedades mecánicas necesarias para este tipo de trabajo y es distribuido por Novacero y Acero Comercial.

Los tubos estructurales analizados mediante el Software Inventor son de 2 pulgadas por 5 mm de espesor de pared, con el material mencionado anteriormente y con una longitud de 35 cm (distancia entre los rodillos inferiores).

5.12.2. Esfuerzos máximos de deformación mediante la aplicación de FEM

La carga máxima a aplicar es de 54.34 kN o (5,5T), la cual genera esfuerzos de Von Mises que llegan al límite de rotura en el tubo, utilizado en este análisis va de 460 a 890 MPa, con esta carga de 5.5 T y se garantiza deformar al tubo y cubrir posibles demandas extras de carga por pérdidas en el funcionamiento de los mecanismos de la máquina durante el rolado (anexo 1).

En la figura 5.32 se puede apreciar los esfuerzos de Von Mises generados con la aplicación de la carga que llegan al límite de rotura del tubo (aproximadamente 460 MPa en la parte celeste de la escala de Von Mises), el esfuerzo máximo obtenido es igual a 2182 MPa en la parte central del tubo que es la zona crítica.

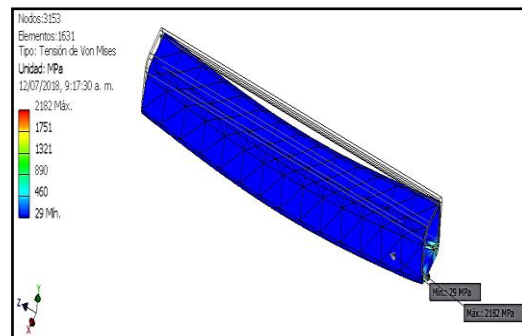


Figura 5. 29. Deformación del tubo

6. PRESUPUESTO Y ANÁLISIS DE IMPACTOS

6.1. Análisis socioeconómico

En el siguiente análisis económico se detalla una descripción en general de todos los gastos realizados en el diseño y construcción de la máquina para obtener la inversión total de la máquina, que a su vez permitió conocer las ventajas económicas obtenidas al construir la misma.

6.1.1. Costos directos

Los costos directos de fabricación involucrados en presente proyecto son: los gastos por materiales eléctricos, mecánicos y la mano de obra obtenidos para la construcción de la máquina.

➤ Costo de materiales y elementos mecánicos

En la tabla 6.21 se encuentra los elementos de transmisión de potencia y accesorios mecánicos que constituyen la máquina roladora.

Tabla 6.21. Costos de materiales y elementos mecánicos

Descripción	Material	Cant	v. Unit	v. Tot
Ángulo de soporte de 2 pulg x 5 mm de espesor	A-36	1	20,00	20,00
Caja reductora de 910 N.m de torque	Acero	1	300,00	300,00
Chumacera UCP 208	Acero	6	20,00	120,00
Ejes inferior y superior de 37 mm	A-4340	3	20,00	60,00
Estructura de la máquina de 50x50x2mm espesor	A-500	2	50,00	100,00
Gata hidráulica de 5,5 toneladas	Acero	1	20,00	20,00
Perno autopercutor ½ pulg x 1 pulg	A-449	4	0,15	0,30
Perno cabeza hexagonal de ½ pulg x 3 pulg	A-449	8	1,50	12,00
Platina de ½ x 2 pulg	Hierro	1	15,00	15,00
Resortes de extensión	Hierro	4	20,00	80,00
Rodillo superior de 110 mm	Acero	1	40,00	40,00
Rodillos inferior de 110 mm	Acero	2	40,00	80,00
Perno cabeza hexagonal de ½ x 1. ½ pul	A-449	10	0,50	5,00
Ruedas de la máquina de 360 grados	Caucho	4	15,00	60,00
Perno rosca completa 20 x 70 cm	A-449	3	2,00	6,00
Perno prisionero	Hierro	4	4,00	13,00
Electrodos 6011	Hierro	1bl	5,00	5,00
Brocas	Bronce	4	3,00	12,00
Pintura sintética 1/4		1	5,00	5,00
Aceite Lubricante 1/4		1	6,50	6,50
Cadena simple N40 paso ½ pulgada	Acero	1	15,84	15,84
Piñón C/ manzana N 40 paso ½ pulgada 16 dientes	Acero	2	4,97	9,95
Piñón C/ manzana N 40 paso ½ pulgada 25 dientes	Acero	1	9,61	9,61
			Total	995,20

➤ **Costo de materiales y elementos para el control eléctrico**

En la tabla 6.22. detallan todos los elementos utilizados para el control y puesta en funcionamiento de la máquina roladora.

Tabla 6.22. Costos de materiales de control eléctrico

Descripción	Material	Cantidad	V. unitario	V. total
Amarra plástica 10 cm	Plástico	30	0,018	0,54
Base fusible 10x38/CSC	Plástico	1	2,50	2,50
Bornera CSC blanca 12P/15A	Hierro	1	1,56	1,56
Breaker k 32 1P -20A	Plástico	1	4,69	4,69
Cable concéntrico 2 x 12	Cobre	2	1,395	2,79
Cable concéntrico 4 x 12	Cobre	2	2,50	5,00
Cable flexible # 12	Cobre	4	0,49	1,96
Cable flexible #18	Cobre	10	0,19	1,96
Contactador GMC-22A/110V	Plástico	2	28,08	56,16
Diodo puente 35A 1000V	Hierro	1	4,46	4,46
Fusible 10 x 38 2A	Cerámica	1	1,53	1,53
Luz electrónica roja 220V	Plástico	1	2,02	2,02
Luz electrónica verde 220V	Plástico	2	2,02	4,04
Prensa estopa PG 16 10-14mm	Plástico	2	1,00	2,00
Pulsador hongo retenido CSC	Plástico	1	2,68	2,68
Pulsador rojo 22mm	Plástico	1	2,81	2,81
Pulsador verde 22 mm	Plástico	2	2,68	5,36
Relé térmico LS 18-25A	Cerámico	1	34,60	34,60

Riel Din 1m	Hierro	0,2 m	0,27	0,54
Tablero 30x20x15 liviano	Hierro	1	23,13	23,13
Terminal ojo ¼ # 16 -14	Hierro	16	0,098	1,57
Terminal riel 1/4H#16-14	Hierro	10	0,098	0,98
Tornillos cale pato 8x1/6	Hierro	2	0,025	0,05
Motorreductor de 1.5 HP	Hierro	1	200,00	200,00
			Total	362,930

Costos de la mano de obra en el proceso de construcción de la máquina son de 400,00 dólares.

➤ **Costos directos totales**

Tabla 6.23. Costos directos totales

Descripción	Valor
Costo de materiales y elementos mecánicos	995,20
Costo de materiales y elementos para el control eléctrico eléctricos	362,930
Costos de mano de obra	400,00
Total	1758,13

6.1.2. Costos indirectos de fabricación

➤ **Costos por equipos y maquinaria**

Los costos por la utilización de las maquinarias y equipos empleados en el proceso de construcción de la máquina fueron tomados en base al consumo eléctrico de cada máquina ya que estas máquinas existen en la metalmecánica “Caisa “, el consumo energético en el país para el sector industrial está a 0,025 kW/h, a excepción del torno.

Tabla 6.24. Costos de alquiler de equipo y maquinaria

Máquina/herramienta	Potencia (Kw)	Horas empleadas	Costo KW/H	Costo (USD)
Torno		4	20,00	80,0
Compresor	5 kW	2	0,025	0,25
Soldadora	16,6kW	40	0,025	16,60
Moladora/pulidora	1.5kW	5	0,025	1,250
Taladro	1.3Kw	3	0,025	0,190
Sierra eléctrica	2.5Kw	1	0,025	0,060
			Total	98,35

➤ **Costo de equipos de protección personal**

Costos de la utilización personal de equipos de protección en el proceso de construcción de la máquina roladora.

Tabla 6.25. Costos de equipo de protección

Descripción	Cantidad	V. unitario	V. total
Casco	2	12,00	24,00
Gafas	2	3,00	6,00
Guantes	2	3,00	6,00
Mascarilla	2	0,50	1,00
Overol	2	12,00	24,00
Tapones de oído	2	0,50	2,00

Zapatos puntas de acero	2	20,00	40,00
		Total	103,00

En los costos indirectos se consideró el aporte del diseñador en el proceso de fabricación los cuales están detallados en la tabla 6.22.

Tabla 6.26. Costos de ingeniería

Descripción	% de costos directos	Valor
Ingeniería (diseño)	25%	350,00
	Total	350,00

➤ **Costos indirectos totales**

Tabla 6.27. Costos indirectos totales

Descripción	Valor
Costos por equipos y maquinaria	98,35
Costo de equipos de protección personal	103,00
Costos de ingeniería	350,00
	Total
	551,35

6.1.3. Costo total de la máquina

Tabla 6.28. Costo total de construcción de la máquina roladora

Descripción	Valor
Costo directo	1758,13
Costo indirecto	551,35
Costo Total	2309,48

6.1.4. Ingresos mensuales.

Los ingresos mensuales fueron tomados del año 2017 cuando la máquina funcionaba de manera manual previamente construida en el proceso de Proyecto Integrador 2, en el anexo A-13 se detalla los ingresos obtenidos por la máquina.

El Consumo energético anual de la máquina roladora es (kW.h/año), este consumo fue relacionado con potencia del motor eléctrico y el tiempo de funcionamiento, como se muestra en la tabla 6.24, la máquina trabaja de lunes a viernes por esta razón se consideró 269 días al año.

Tabla 6.29. Consumo de kW.h/año

Potencia del motor kW	Tiempo total de uso (h)	Tiempo total de funcionamiento (días)	Energía anual consumida (kW.h/año)
1,118	3	269	1,292

El costo en dólares del kilovatio hora proporcionada por la empresa eléctrica Quito es 0,025kW/h.

Tabla 6.30. Consumo de energía anual y mensual

Costo de energía anual	Consto de energía mensual
23,8\$/año	1,98\$/mes

Costos de energía mensual consumida por la máquina roladora en la metalmecánica “Caisa” es de 1,98 dólares al mes.

6.1.5. Egresos mensuales

En el anexo A-13 se detallan todos los egresos mensuales que genera la máquina, al tenerla en funcionamiento, los trabajadores de la metalmecánica “Caisa” ganan su sueldo básico en el área que se encuentran desempeñando, la mano de obra se extrajo una parte del salario básico que sería 1 dólar por cada tubo rolado y se estimó que el mantenimiento de la máquina no va exceder de 15 dólares mensuales.

6.1.6. Flujo de caja

Se obtiene de la relación ente la resta de los ingresos totales y los egresos totales (tabla 6.31).

Tabla 6.31. Detalles de flujo de caja

Meses	Inversión (USD)	Ingresos (USD)	Egresos (USD)	Flujo (USD)
0	2031,13			
1		375,00	71,980	303,02
2		585,00	94,980	490,02
3		525,00	90,980	434,02
4		577,50	86,980	490,52
5		450,00	78,980	371,02
6		742,50	118,980	623,52
7		300,00	61,480	238,52
8		412,50	74,980	337,52
9		487,50	85,980	401,52
10		525,00	91,980	433,02
11		397,50	75,980	321,52
12		532,50	94,980	437,52
			Flujo de caja anual	4881,74

6.1.7. Rentabilidad

Para el cálculo de la rentabilidad se realizó una estimación del valor de salvamento de la máquina roladora al terminar su vida útil, la vida útil de la máquina roladora está estimada en 8 años después de ese tiempo para ponerla en operación se debería cambiar o reparar el motorreductor.

$$S = 461,89USD$$

6.1.8. Depreciación del equipo

Para determinar la depreciación de la máquina roladora de tubos y cuadrados y redondos se tomó como referencia el método de la línea recta.

Este método es el más sencillo y usado por las empresas para el cálculo de la depreciación.

$$D_{mensual} = 19,245USD$$

La depreciación es de 19,245 dólares cada mes con respecto a su corto total de construcción de la

máquina y con el pasar de los años va disminuyendo su costo, como se muestra en la tabla 6.32.

Tabla 6.32. Depreciación anual de la roladora

Tiempo (años)	Número de meses	Depreciación
1	12	2078,3
2	24	2847,42
3	36	1616,54
4	48	1385,66
5	60	1154,78
6	72	923,90
7	84	693,02
8	96	462,14
	Salvamiento	231,26

El valor del salvamiento en el tiempo de 8 años (96 meses) de vida útil de la máquina roladora da un valor de 231,26 dólares y el valor de depreciación asciende 2072,22 dólares.

6.1.9. Valor Actual Neto (VAN)

Se calculó a partir del flujo de caja anual, ubicando todas las cantidades futuras al presente originadas por una inversión realizada, posteriormente se determinó si es factible es el proyecto por medio del cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno).

$$VAN = 2653,43USD$$

Si $VAN > 0$ la inversión producirá ganancias por encima de la rentabilidad exigida, por lo tanto, la construcción de la máquina es aceptable, recuperando la inversión en corto tiempo.

6.1.10. Cálculo de la Tasa Interna de Rentabilidad (TIR)

Se denomina Tasa Interna de Rentabilidad o (TIR) a la tasa de descuento que hace que el VAN de una inversión sea igual a cero ($VAN=0$).

Este método se considera que una inversión es rentable si la TIR resultante es igual o superior a la tasa exigida por el que invierte el capital.

$$TIR = 14,145\%$$

- Si $TIR < \%$ vigente el proyecto no es aconsejable.
- Si $TIR = \%$ vigente el proyecto es indiferente.
- Si $TIR > \%$ vigente el proyecto es aconsejable.

Cuando el TIR es mayor que el % vigente, se considera el proyecto como vigente y aconsejable para realizarlo, concluyendo que el diseño y construcción de la máquina roladora aportara ganancias al propietario de la metalmecánica “Caisa”.

6.1.11. Análisis relación costo-beneficio

Este análisis permitió dar un criterio acertado de cuál va a ser la ganancia o beneficio por cada

dólar que se invierta en la construcción de la máquina roladora de tubos cuadrados y redondos.

$$RC/B = 2,1 USD$$

El costo beneficio obtenido mediante el cálculo es mayor que la unidad, por esta razón se consideró que por cada dólar que se invierta en la construcción de la máquina roladora electromecánica de tubos cuadrados y redondos se obtendrá una ganancia de 2,11 dólares haciendo viable la construcción de esta máquina.

En este análisis se relacionó la máquina manual y la máquina electromecánica, cuando era manual en el proceso de rolado se empleaba más de una persona para realizar el rolado, se demoraba mucho más tiempo en el rolado, y existía pérdidas en el material debido que la velocidad y la fuerza aplicada no era constate, con la máquina electromecánica se pretende disminuir el tiempo de rolado, se lo realizara solo con una sola persona, y nos brindara mejores terminados en el material sin que exista pérdidas del material.

6.2. Análisis de impactos

Los impactos que ocasiona la máquina roladora al momento de ponerse en funcionamiento son:

Mayor beneficio económico y satisfacción hacia los clientes.

Se seleccionó un rango de niveles de impactos positivo y negativo de acuerdo con la tabla 6.33.

Tabla 6.33. Nivel de impactos generalizados

-3	Impacto Alto Negativo
-2	Impacto Medio Negativo
-1	Impacto Bajo Negativo
0	No hay Impacto
1	Impacto Bajo Positivo
2	Impacto Medio Positivo
3	Impacto Alto Positivo

6.2.1. Impacto práctico

Tabla 6.34. Nivel de Impacto Práctico

Indicador	Nivel de Impacto Práctico							Total
	-3	-2	-1	0	1	2	3	
Reducción del tiempo del conformado							x	3
Calidad del terminado							x	3
Limpieza de la máquina				x				0
Mantenimiento de la máquina							x	3
Total				0			9	9

- Total, de impacto práctico = 9/4

- Total, de impacto práctico = 2.25
- Total, de impacto práctico = Impacto medio positivo

Con esta máquina se minimiza el tiempo de conformado o rolado y el tipo de terminado de los tubos a rolarse y se obtendrá un producto de mejor calidad, satisfaciendo las necesidades del propietario y de los clientes.

6.2.2. Impacto Tecnológico

Tabla 6.35. Nivel de Impacto Tecnológico

Indicador	Nivel de Impacto Tecnológico							Total
	-3	-2	-1	0	1	2	3	
Implementación de rodillos ajustable							x	3
Análisis completo de la roladora						x		2
Conocimientos previos de taller mecánico, mecanismos, resistencia de materiales, diseño de máquinas, etc.							x	3
Unión de procesos anteriormente manuales							x	3
Reducción de accidentes durante el proceso de elaboración						x		2
Total						4	9	13

- Total, de impacto práctico = 13/5
- Total, de impacto práctico = 2,6
- Total, de impacto práctico = Impacto medio positivo

En el mercado nacional solo se encuentra máquinas excesivamente caras y pesadas, esta es una gran ventaja ya que se puede ingresar al mercado nacional como un producto innovador, con una máquina más compacta y liviana, y así obtener una buena rentabilidad económica.

6.2.3. Impactos Económicos

Tabla 6.36. Nivel de Impacto Económico

Indicador	Nivel de Impacto Económico							Total
	-3	-2	-1	0	1	2	3	
Costo de la máquina roladora electromecánica			x					-1
Reducción de mano de obra en el proceso de rolado							x	3
Mayor producción de rolado							x	3
Más posibilidades de satisfacer a los clientes							x	3
Mayor pago de Luz eléctrica			x					-1
Total			-2				9	7

- Total, de impacto práctico = 7/5
- Total, de impacto práctico = 1,4
- Total, de impacto práctico = Impacto bajo positivo

En el proceso de construcción de esta máquina, está compuesta por chumaceras y una gata hidráulica, surgieron varios gastos tanto en material como en su ensamblado, dando así un costo de la máquina.

6.2.4. Impacto Social

Tabla 6.37. Nivel de Impacto Social

Indicador	Nivel de Impacto Social							Total
	-3	-2	-1	0	1	2	3	
Mejor calidad del rolado							x	3
Aumento en sus ingresos económicos debido a una mejor calidad de rolado							x	3
Fabricación de domos a mayor escala					x			1
Fabricación de la máquina a nivel nacional					x			1
Total					2	6		8

- Total, de impacto práctico = 8/4
- Total, de impacto práctico = 2
- Total, de impacto práctico = Impacto medio positivo

La construcción de esta máquina tiene una serie de resultados que provocan un impacto importante en el ámbito social. En primera instancia los clientes quienes serán los primeros beneficiados de nuestros servicios. En un futuro se podrá realizar una microempresa dedicada a la fabricación de esta u otras máquinas que podrán facilitar el proceso de elaboración o maquinado de materiales.

6.13. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Los datos tomados en la tabla 6.38 para este análisis fueron en base al proceso de rolado de tubos de 2 pulgadas de 1 mm hasta 5 mm de espesor de pared, para la comparación de los tiempos de rolado en la fabricación de domos y estructuras arquitectónicas, estos datos son cuando la máquina era manual y ahora electromecánica.

Tabla 6.38. Tiempos de rolado

N° pruebas	N° de tubos	Espesor de pared	Máquina manual		Máquina Electromecánica	
			T. observado (minutos)	T. Estimado (minutos)	T. observado (minutos)	T. estimado (minutos)
1	2	1 mm	14	14	5	5
2	2	2 mm	18	18	7	7
3	2	3 mm	24	24	10	10
4	2	4 mm	30	30	15	15
5	2	5 mm	36	36	20	20
Total	10	15 mm	122	24,4	57	11,4

Los siguientes datos fueron obtenidos para establecer un rango de datos para la muestra de los tubos metálicos y el tiempo de rolado que se realiza en la máquina.

Tabla 6.39. Distribución de los datos calculados

Datos	Símbolo	Máquina manual	Máquina electromecánica
Muestra	n	5	5
Media aritmética	\bar{x}	24,4	11,4
Desviación estándar	s	8,68	4,57
Promedio total	x	122 minutos	57 minutos
Varianza	s^2	78,8	37,3
Hipótesis	z	0,10	0,68

Los cálculos se realizaron basándose en fórmulas de probabilidad estadística, radicando en los datos obtenidos durante las muestras de operación para determinar la confiabilidad de la propuesta y verificar si la hipótesis es adecuada para la implementación de la máquina roladora electromecánica al momento de realizar el proceso de productividad.

Tabla 6.40. Datos de frecuencia real

Máquina manual		Máquina electromecánica	
Tiempo real (mm)	Tiempo estimado (mm)	Tiempo real (mm)	Tiempo estimado (mm)
14-36	14-24	5-20	5-10

Tabla 6.41. Cálculo de JI cuadrada

Máquina manual		Máquina electromecánica	
X^2 (mm)	0,78	X^2 (mm)	0,89
Grado de libertad	1	Grado de libertad	1

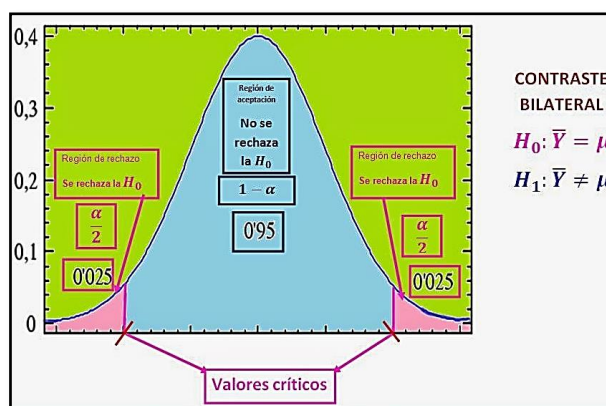


Figura 6. 1. Zona de distribución de la hipótesis

Fuente: [30]

Para la validación de la hipótesis de la máquina electromecánica, se tomó los tiempos en el proceso de rolado y se calculó que es de 0,68 y el grado de libertad 1 como se ilustra en la figura 6.1 dando

la aceptación de la hipótesis y garantizó la construcción de la máquina que brindará mejores ingresos económicos y una mejor calidad en el producto.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

➤ Conclusiones

- Gracias a el estudio y análisis realizado en esta propuesta tecnológica sobre el diseño y construcción de una máquina roladora de tubos cuadrados y redondos de espesor mínimo de 1 mm a 5 mm de espesor de pared se determinó la importancia de la máquina en la metalmecánica “Caisa” ya que tiene como ventaja mejorar la calidad del producto y los ingresos económicos reduciendo el tiempo del conformado.
- Se ha logrado cumplir con el objetivo de seleccionar los componentes para la máquina electromecánica con ayuda de diferentes Softwares y cálculos los cuales permitieron determinar los diferentes esfuerzos que se ejercen en los distintos elementos estructurales de la máquina, cuyos valores permitieron seleccionar el acero ASTM 500 de grado B para toda la estructura metálica, del mismo modo se seleccionó el material para los rodillos (dados) el cual es un acero laminado en frio ASTM 1040 el cual tiene un límite de fluencia de 490 Mpa .
- La máquina roladora realiza un proceso lento y no necesita una variación de velocidad ni de corriente, por tal motivo se usó relés de estado sólido para la inversión del giro tomando en cuenta su amperaje que es igual al del motor para los relés evitando así que estos se dañen por los picos de voltaje generados en el arranque del motor.

➤ Recomendaciones

- Para el rolado de tubos redondos de diferente diámetro es necesario la implementación de más rodillos de diferentes dimensiones, según sea la necesidad de la Metalmecánica “Caisa”.
- En el funcionamiento de la máquina roladora se encontró varias utilidades las cuales son el rolado de platinas de diferente medida al igual que paquetes de resorte para carros, en este caso hay q implementar unos topes intermedios en los 3 ejes que hacen la acción de rolar.
- En caso de necesitar mayor velocidad es recomendable cambiar los piñones que están colocados en la máquina a un sistema de 3 platos por 6 piñones cuya ventaja es la de posicionar un sistema variable de velocidades.

8. REFERENCIAS

- [1] Fitzgerald, A. (2004). Máquinas Eléctricas (6ª. ed.). México: McGraw Gill.
- [2] Gere, J. (2006) Mecánica de materiales (6ta edición). México D.F: Thomson.
- [3] Hibbeler, R. (2006) Mecánica de materiales (6ta edición). México: Pearson.
- [4] Jensen, C., Helsel, J. & Short, D. Dibujo y Diseño en Ingeniería (6ª. ed.). México: McGraw-Gill.
- [5] Kosow, I (2006) Control de máquinas eléctricas (1era edición) Barcelona: Reverté S.A.
- [7] AVNER SIDNEY, H. Introducción a la Metalurgia Física. EPN. 2^{da} Edición.
- [8] AYALA, Rodolfo, (1991) Diseño y Construcción de una Roladora con Motor.
- [9] URMAN, Lucio, Trabajo Mecánico de los Metales. ITS. Buenos Aires.
- [10] A. Leyensetter “Tecnología de los oficios metalúrgicos” Editorial Reverté, S.A. Barceló – Bogotá – Buenos Aires – Caracas – Mexico. Versión española de la 38 edición Alemana.
- [11] Manual de Mecánica de Taller “Soldadura Uniones y Calderas” Editorial ULTURAL, S.A. Polígono Industrial Arroyomolinos. Calle C; núm. 15, Móstoles. MADRID ESPAÑA
- [12] TIMOSHENKO “Resistencia de Materiales” Tomo II.
- [13] Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, Joseph Edward, McGraw-Hill,c2002
- [14] Mecánica de materiales, Beer-Johnston, Ferdinand P., McGraw-Hill,c2007.
- [15] Diseño de máquinas, Norton, Robert L., Prentice-Hall,1999
- [16] ERDMAN, Arthur G. y SANDOR George N., Diseño de mecanismos: análisis y síntesis, 3 ed. México: Prentice Hall, 1998, 664 p.
- [17] Dobladora de tubo hidráulica. Recuperado el 17 de diciembre del 2010, de www.censatools.com/tienda/popup_image.php?pid=4581
- [18] Dobladora de tubo manual. Recuperado el 20 de diciembre del 2010, de www.boletinindustrial.com/producto-imagen.aspx?pid=2282
- [19] Sistema de transmisión, Recuperado el 20 de diciembre del 2010, de www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html
- [20] Brazo de dobladora manual. Recuperado el 21 de diciembre del 2010, de www.keywordpictures.com/keyword/dobladora%20de%20tubo%20manual/

- [21] Módulo de resistencia. Recuperado el 15 de enero del 2011, de www.almadeherrero.blogspot.com/2009/09/cálculo-de-la-resistencia-deuna-viga.html
- [22] DON BOSCO, (1999) Curso Básico de Matricería. ITS, Folleto
- [23] Moran, William Apuntes conformado Mecánico EPN
- [24] Gangotena Rodrigo “Análisis del Doblado con Rodillo”. EPN/Tesis/1 986
- [25] American Society for Testing and Materials. Specification for electric – resistance welded carbon and alloy steel mechanical tubing. ASTM A513, Pennsylvania: ASTM International. P. 949–974.
- [26] DOBLADORAS PARA TUBO. División MÁQUINARIA. Dobladoras CBC [Online]. Zúñiga, 2008 (Citada: 16 junio 2008).
http://dobladorasparatubo.com/dobladoras_para_tubo.html
- [27] DOBLATUBOS. Esquema de medidas para un tubo doblado. Técnicas de doblado de tubos [Online]. Buenos Aires, 2008 (Citada: 16 junio 2008)
<http://www.doblatubos.com.ar/emtd.htm>
- [28] Diseño de elementos de máquinas ROBERT L. MOTT
- [30] http://www.ub.edu/aplica_infor/spss/cap5-2.htm

ANEXOS

ANEXOS

Propiedades de los materiales y equipos utilizados para el diseño y construcción de la máquina roladora.

Anexo A-1. Propiedades mecánicas del ASTM 500

APÉNDICE 7 PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES						
Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1 1/2$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21

Fuente: [3]

Anexo A-2 Coeficiente de rozamiento

Superficies en contacto	μ_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028

Fuente: [2]

Anexo A-3. Selección del motoreductor

Motor-Anbaumöglichkeiten: Possibilités de montage avec moteurs: Motor alternatives:		
Kurzschlussankeromotor Moteur à cage d'écurcul Cage motor	Kollektormotor Moteur à collecteur Collector motor	
Type H... V... T...	Type GM 92... GM 110 L P 510 P 610 P 810 P 910	
Zusätze: Options: Extras:	R4 R5 S0 S2 S4 S6	
Motorglocken für den Anbau von beliebigen Motoren sind lieferbar. Flaque d'adaptation pour montage de moteurs d'autres fabricants livrable. Adaptor flanges for any type of motor are available.		
Technische Ausführung / Exécution technique / Technical specification		
Gehäuse: Carter: Housing:	Aluminiumguss Fonte d'aluminium Cast-aluminium	
Lagerung: Paliers: Bearings:	Kugellager Roulement à billes Ball	
Schnecken: Vis sans fin: Worm:	Stahl gehärtet und geschliffen Acier trempé et rectifié Steel hardened and ground	
Schmierung: Lubrification: Lubrication:	Öl Huile Oil	
Achsdistanz: Entraxe: Centre distance:	63 mm	
Wellen- und Einbaulage: Sorte de l'arbre et position de montage: Shaft and mounting position:	NB 500	Siehe Rückseite Voir au verso See on back
Zul. Radialbelastung mittig Ausgangswelle bei Nennmoment: Charge radiale admissible au milieu de l'axe: Max. radial load admissible middle outputshaft:	950 N	
Gewicht: Poids: Weight:	~ 5 kg	
Übersetzungen Réductions Ratios	i:	66 57 50 44 39 30 24,5 20 16 11,7 7
Wirkungsgrad Rendement Efficiency	η :	0,63 0,67 0,70 0,72 0,74 0,79 0,82 0,86 0,87 0,90 0,93
Max. zul. Drehmoment bei 1400min. ⁻¹ Eingang: Couple max. admissible à 1400min. ⁻¹ entrée Max. output torque at 1400min. ⁻¹ input :	Nm:	46 57 79 83 88 70 75 79 64 63 63
Berechnungen: Register 11 / Calculs: Index 11 / Calculations: Index 11		

Fuente. [1]

Anexo A-4. Selección de piñones

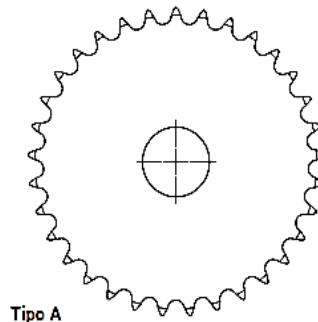
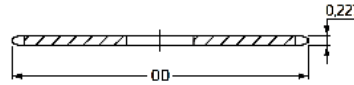


Piñones ANSI

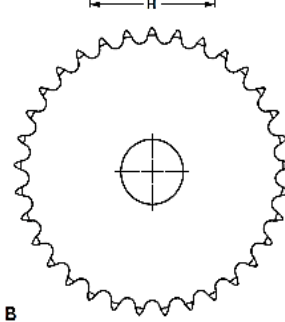
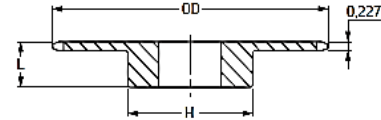
Sencillos
Agujero en bruto



ANSI 41-1 Paso de 1/2"



Tipo A



Tipo B


Agujero en bruto, Tipo B

Tipo A

Nº de dientes	Diámetro exterior pulg.	Tipo	Agujero		Cubo		Peso lbs	Designación	Nº de dientes	Diámetro exterior pulg.	Tipo	Agujero Estándar pulg.	Peso lbs	Designación
			Mín. pulg.	Máx. pulg.	H pulg.	L pulg.								
6	1,17	B	3/8	3/8	2/32	7/8	0,07	PHS 41-1B6	6	1,17	-	-	-	-
7	1,34	B	3/8	3/8	1/4	7/8	0,10	PHS 41-1B7	7	1,34	-	-	-	-
8	1,51	B	1/2	1/2	3/64	7/8	0,19	PHS 41-1B8	8	1,51	-	-	-	-
9	1,67	B	1/2	5/8	1 1/8	7/8	0,20	PHS 41-1B9	9	1,67	-	-	-	-
10	1,84	B	1/2	3/4	1 1/4	7/8	0,27	PHS 41-1B10	10	1,84	-	-	-	-
11	2,00	B	1/2	7/8	1 7/8	7/8	0,35	PHS 41-1B11	11	2,00	-	-	-	-
12	2,17	B	1/2	1 1/4	1 7/8	7/8	0,44	PHS 41-1B12	12	2,17	-	-	-	-
13	2,33	B	1/2	1	1 9/8	7/8	0,50	PHS 41-1B13	13	2,33	-	-	-	-
14	2,49	B	1/2	1 3/4	1 7/8	7/8	0,57	PHS 41-1B14	14	2,49	-	-	-	-
15	2,65	B	1/2	1 5/8	1 29/32	7/8	0,72	PHS 41-1B15	15	2,65	A	5/8	0,28	PHS 41-1A15
16	2,81	B	5/8	1 3/8	2 1/8	7/8	0,91	PHS 41-1B16	16	2,81	A	5/8	0,34	PHS 41-1A16
17	2,97	B	5/8	1 1/2	2 25/64	1	1,09	PHS 41-1B17	17	2,97	A	5/8	0,36	PHS 41-1A17
18	3,14	B	5/8	1 5/8	2 7/8	1	1,25	PHS 41-1B18	18	3,14	A	5/8	0,44	PHS 41-1A18
19	3,30	B	5/8	1 3/4	2 25/32	1	1,49	PHS 41-1B19	19	3,30	A	5/8	0,46	PHS 41-1A19
20	3,46	B	5/8	1 7/8	2 7/8	1	1,64	PHS 41-1B20	20	3,46	A	5/8	0,52	PHS 41-1A20
21	3,62	B	5/8	1 7/8	2 7/8	1	1,81	PHS 41-1B21	21	3,62	A	5/8	0,60	PHS 41-1A21
22	3,78	B	5/8	2	3	1	1,93	PHS 41-1B22	22	3,78	A	5/8	0,66	PHS 41-1A22
23	3,94	B	5/8	2 1/4	3 7/16	1	2,25	PHS 41-1B23	23	3,94	A	5/8	0,72	PHS 41-1A23
24	4,10	B	5/8	2 1/4	3 3/4	1	2,33	PHS 41-1B24	24	4,10	A	5/8	0,82	PHS 41-1A24
25	4,26	B	5/8	2 3/4	3 3/4	1	2,46	PHS 41-1B25	25	4,26	A	5/8	0,88	PHS 41-1A25
26	4,42	B	5/8	2 3/4	3 3/4	1	2,50	PHS 41-1B26	26	4,42	A	5/8	0,94	PHS 41-1A26
27	4,58	B	5/8	2 3/4	3 3/4	1	2,56	PHS 41-1B27	27	4,58	A	5/8	1,00	PHS 41-1A27
28	4,74	B	5/8	2 3/4	3 3/4	1	2,64	PHS 41-1B28	28	4,74	A	5/8	1,08	PHS 41-1A28


Fuente. [30]

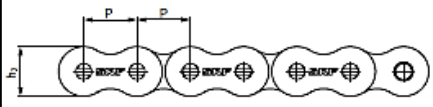
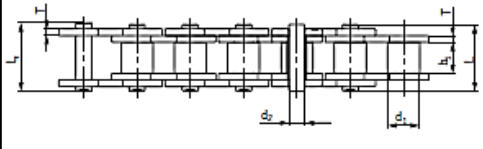
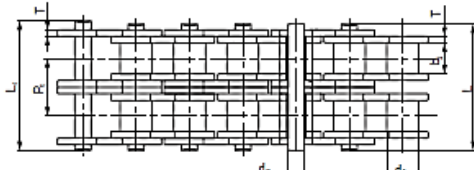
Anexo A-5. Selección de la cadena



Cadenas de rodillos

ANSI



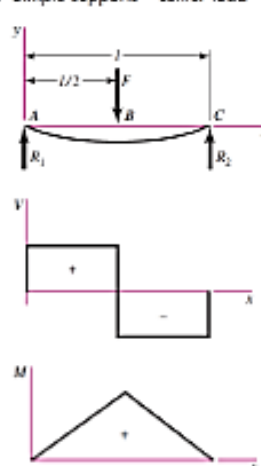
Nº de cadena ANSI	Nº de cadena BS/ISO	Paso P	Diámetro de los rodillos		Anchura entre las placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador			Altura de la placa interior	Grosor de la placa	Paso transversal Pt	Resistencia última a tracción Q Min.	Resistencia media a tracción Qo	Peso por metro q	Designación
			d1 Máx.	d2 Máx.			L Máx.	L1 Máx.	L2 Máx.							
15-1*	03C*	4,7625	2,48	2,38	1,62	6,10	6,90	-	4,30	0,60	-	1,8	2,0	0,08		PHC 15-1...
25-1*	04C-1*	6,350	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	-	6,00	0,80	-	3,5	4,6	0,15		PHC 25-1...
35-1*	06C-1*	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,37	-	9,00	1,30	-	7,9	10,8	0,33		PHC 35-1...
40-1	08A-1	12,700	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	-	12,00	1,50	-	14,1	17,5	0,62		PHC 40-1...
60-1	12A-1	19,050	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	28,30	18,00	2,42	-	31,8	41,5	1,50		PHC 60-1...
80-1	16A-1	25,400	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	36,50	24,00	3,25	-	56,7	69,4	2,60		PHC 80-1...
100-1	20A-1	31,750	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	44,70	30,00	4,00	-	88,5	109,2	3,91		PHC 100-1...
120-1	24A-1	38,100	22,23	25,22	11,10	50,30	54,30	54,30	35,70	4,80	-	127,0	156,3	5,62		PHC 120-1...
140-1	28A-1	44,450	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	59,00	41,00	5,60	-	172,4	212,0	7,50		PHC 140-1...
160-1	32A-1	50,800	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	69,60	47,80	6,40	-	226,8	278,9	10,10		PHC 160-1...
180-1	36A-1	57,150	35,71	35,48	17,46	72,80	78,60	78,60	53,60	7,20	-	280,2	341,8	13,45		PHC 180-1...
200-1	40A-1	63,500	39,68	37,85	19,85	80,30	87,20	87,20	60,00	8,00	-	353,8	431,6	16,15		PHC 200-1...
240-1	48A-1	76,200	47,63	47,35	23,81	95,90	103,00	103,00	72,39	9,50	-	510,3	622,5	23,20		PHC 240-1...

Fuente: [30]

Anexo A-6. Diagrama de esfuerzos

Table A-9
Shear, Moment, and Deflection of Beams (Continued)
(Note: force and moment reactions are positive in the directions shown; equations for shear force V and bending moment M follow the sign conventions given in Sec. 3-2.)

5 Simple supports—center load



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

Fuente: [13]

ANEXO A-7. Factores de cálculos de rodamientos de bolas

$f_0 F_a / C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Fuente: [17]

ANEXO A-8. Rodamiento de bolas de una hilera 6007

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga		Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	C ₀	C ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	kg	* rodamiento SKF Explorer
35	62	14	55,3	31	1,29	1,29	24000	15000	0,16	6007 *

Factores de cálculo
 k_f 0,025
 f_0 15

Fuente: [17]

ANEXO A-9. Chumacera UCP 208

Unit No.	Dimensions mm											Bolt Size mm inch	Bearing No.	Housing No.	Weight (kg)
	d	h	a	e	b	S ₁	S ₂	g	w	B	n				
*UCP 201	12	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC 201	P203	0.69
*UCP 201-8	3/4	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC 201-8		0.69
*UCP 202	15	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC 202	P203	0.69
*UCP 202-9	9/16	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC 202-9		0.69
*UCP 202-10	5/8												UC 202-10		0.69
*UCP 203	17	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10	UC 203	P203	0.68
*UCP 203-11	1 1/16	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8	UC 203-11		0.67
*UCP 204	20	33.3	127	95	38	13	19	14	65	31	12.7	M10	UC 204	P204	0.66
*UCP 204-12	3/4	1-5/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-9/16	1.2205	0.500	3/8	UC 204-12		0.66
*UCP 205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	34.1	14.3	M10	UC 205	P205	0.81
*UCP 205-13	1 3/16												UC 205-13		0.85
*UCP 205-14	7/8	1-7/16	5-1/2	4-1/8	1-1/2	1/2	3/4	1 1/8	2-21/32	1.3425	0.563	3/8	UC 205-14	P205	0.83
*UCP 205-15	1 3/16												UC 205-15		0.82
*UCP 205-16	1												UC 205-16		0.81
*UCP 206	30	42.9	165	121	48	17	20	17	84	38.1	15.9	M14	UC 206	P206	1.24
*UCP 206-17	1-1/16												UC 206-17		1.27
*UCP 206-18	1-1/8	1-11/16	6-1/2	4-3/4	1-7/8	4 3/8	2 1/2	2 1/8	3-5/16	1.5000	0.626	1/2	UC 206-18		1.26
*UCP 206-19	1-3/16												UC 206-19		1.24
*UCP 206-20	1-1/16												UC 206-20		1.23
*UCP 207	35	47.6	167	127	48	17	20	18	93	42.9	17.5	M14	UC 207	P207	1.58
*UCP 207-20	1-1/4												UC 207-20		1.64
*UCP 207-21	1-3/16	1-7/8	6-2/16	5	1-7/8	4 3/8	2 1/2	4 5/8	3-21/32	1.6890	0.689	1/2	UC 207-21		1.61
*UCP 207-22	1-3/8												UC 207-22		1.58
*UCP 207-23	1-7/16												UC 207-23		1.55
*UCP 208	40	49.2	184	137	54	17	20	18	100	49.2	19	M14	UC 208	P208	1.89
*UCP 208-24	1-1/2	1-11/16	7-1/4	5-13/32	2-1/8	4 3/8	2 1/2	4 3/8	3-11/16	1.9370	0.748	1/2	UC 208-24		1.93
*UCP 208-25	1-9/16												UC 208-25		1.90
*UCP 209	45	54.0	190	146	54	17	20	20	106	49.2	19	M14	UC 209		2.14

Fuente: [17]

ANEXO A-10. Propiedades mecánicas de acero al carbono 1040

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa.

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
1035	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
1040	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262

Fuente: [15]

ANEXO A-11. Módulo de elasticidad de materiales de ingeniería

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería
 Datos provenientes de varias fuentes.* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Fuente: [15]

Anexo A-12. Datos corrientes normalizadas

Potencia		Valores de parámetros			
HP	kW	Corriente Nominal (A)	Calibre del Conductor a 75 °C THHW LS (AWG ó kcmil)	Impedancia *Z" a FP= 0.85 (Ω /km)	Longitud Máxima del Alimentador (m)
1/2	0.375	2.2	14	8.9	205
3/4	0.55	3.2	14	8.9	140
1	0.75	4.2	14	8.9	105
1 1/2	1.12	6	14	8.9	75
2	1.5	6.8	14	8.9	65
3	2.25	9.6	14	8.9	50
5	3.75	15.2	12	5.6	45
7.5	5.6	22	10	3.6	50
10	7.5	28	8	2.3	60

Fuente: [19]








Anexo A-13. Detalle de ingresos mensuales

Meses	Número de tubos rolados	Precio del rolado de tubos	Total
Enero	50	7,50	375,00
Febrero	78	7,50	585,00
Marzo	70	7,50	525,00
Abril	77	7,50	577,50
Mayo	60	7,50	450,00
Junio	99	7,50	742,50
Julio	40	7,50	300,00
Agosto	55	7,50	412,50
Septiembre	65	7,50	487,50
Octubre	70	7,50	525,00
Noviembre	53	7,50	397,50
Diciembre	71	7,50	532,50
		Ingreso anual	5910,00

Anexo A-13. Detalles de egresos mensuales

Meses	Consumo energético (\$)	Aceite o grasa (\$)	Mano de obra (\$)	Mantenimiento(\$)	Total
Enero	1,98	5,00	50,00	15,00	71,980
Febrero	1,98	5,00	78,00	10,00	94,980
Marzo	1,98	5,00	70,00	14,00	90,980
Abril	1,98	5,00	77,00	10,00	86,980
Mayo	1,98	5,00	60,00	12,00	78,980
Junio	1,98	5,00	99,00	13,00	118,980
Julio	1,98	5,00	40,00	14,50	61,480
Agosto	1,98	5,00	55,00	13,00	74,980
Septiembre	1,98	5,00	65,00	14,00	85,980
Octubre	1,98	5,00	70,00	15,00	91,980
Noviembre	1,98	5,00	53,00	16,00	75,980
Diciembre	1,98	5,00	71,00	17,00	94,980
				Egresos anual	1028,26

Anexo A-14. Grado de perno prisionero

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE	RESISTENCIA ÚLTIMA	RESISTENCIA DE FLUENCIA	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
		MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa		
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.x	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
x.x	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono. T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono. T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono. T y R	
12.Y	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación. T y R	

Fuente: [13]

➤ **IMÁGENES UTILIZADAS EN LA INVESTIGACIÓN**



Figura 3.1. Rolado de Cilindros

Fuente: [6]



Anexo. Figura 3.2. Proceso de Rolado de Perfiles y tubería

Fuente: [2]



Figura 3.3. Roladora Tipo Pinch

Fuente: [3]



Figura 3.4. Roladora tipo Zapato

Fuente: [4]



Figura 3.5. Roladora Manual
Fuente: [5]



Figura 3.6. Roladora Universal
Fuente: [6]

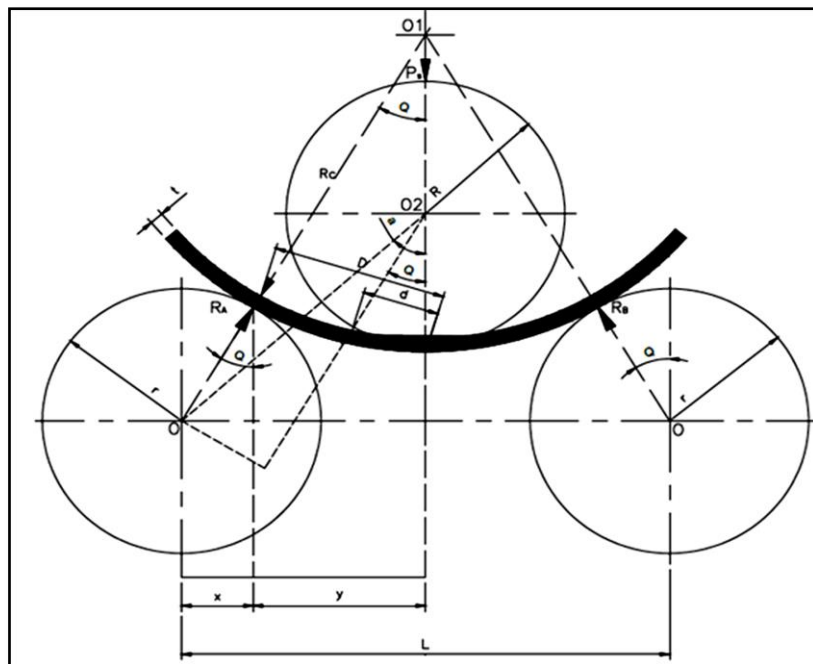


Figura 3.7. Parámetros de la roladora
Fuente: [7]

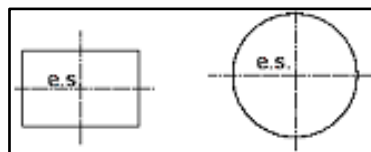


Figura 3.8. Figuras Simétricas y asimétricas
Fuente: [8]

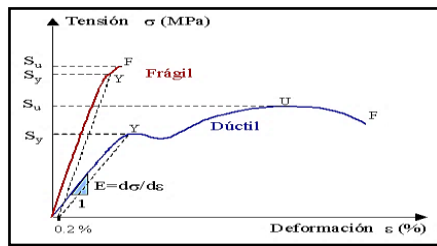


Figura 3.9 Curva Tensión-Deformación
Fuente: [13]



Figura 4.1. Roladora manual



Figura 4.2. Roladora hidráulica
Fuente: [18]

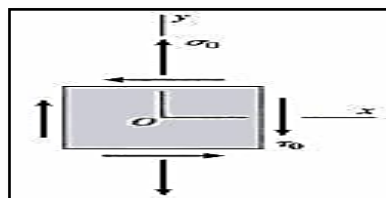


Figura 4.3. Esfuerzos combinados
Fuente: [13]



Figura 4.4. Perno prisionero
Fuente: [13]

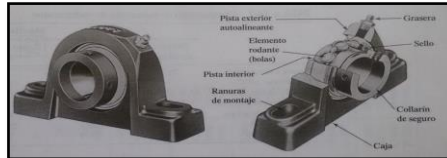


Figura 4.5. Chumacera
Fuente: [12]

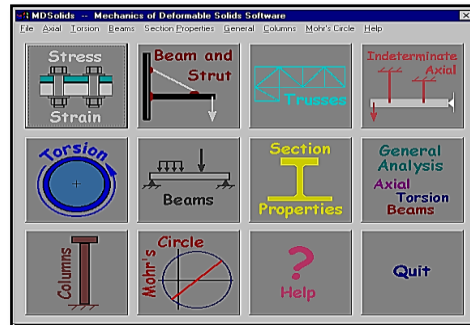


Figura 4.14. Software de cálculo de momentos

PERFORMANCE DATA ?	NUMBER OF TEETH ?	CENTRE DISTANCE / NO. LINKS ?
Input Power: <input type="text" value="1.5"/> hp Input Speed at Driving Sprocket: <input type="text" value="12"/> rpm	Driving Sprocket: <input type="text" value="25"/> Driven Sprocket: <input type="text" value="16"/> Ratio: 0.64	Mode: <input type="text" value="Round to odd number of links"/> Centre Distance: <input type="text" value="13.779"/> inch
LOADING CLASSIFICATION ? Driving Machine Characteristics <input checked="" type="radio"/> Smooth running (electric motors, etc) <input type="radio"/> Slight shocks (more than 6 cys, etc) <input type="radio"/> Moderate shocks (less than 6 cys, etc) Driven Machine Characteristics <input checked="" type="radio"/> Smooth running (centrifugal pumps, etc) <input type="radio"/> Moderate shocks (solid agitators, etc) <input type="radio"/> Heavy shocks (planers, excavators, etc)		UNITS <input type="radio"/> Metric <input checked="" type="radio"/> Imperial
LUBRICATION ? <input type="radio"/> Dry Running (no lubrication) <input checked="" type="radio"/> Inadequate lubrication (relative to lubrication) <input type="radio"/> Recommended <input type="radio"/> Better Than Recommended		CHAIN SELECTION ? <input checked="" type="radio"/> Automatic Selection <input type="radio"/> Manual Selection Standard: <input type="text" value="American"/> Product Range: <input type="text" value="Renold Synergy"/>
ENVIRONMENTAL CONDITIONS ? Environment: <input type="text" value="Normal"/> <input type="text" value="Abrasive"/> Location: <input type="text" value="Indoor"/> <input type="text" value="Outdoor"/>		

Figura 5.7. Datos de entrada para la selección

Chain Details			
Input Power:	P = 1.5 hp	Pitch:	p = 1/2 inch
Input Speed:	n = 12 rpm	ISO Breaking Load:	Fb = 15646.702 lbf
Chain Linear Velocity:	v = 0.5 feet/s	Bearing Pressure:	pr = 3915.445 lbf/inch ²
Torque:	T = 656.563 lbf/ft	Bearing Area:	f = 0.405 inch ²
Static Force:	F = 1584 lbf	Weight:	q = 2.82 lbs/feet
Dynamic Force:	Fd = 1584 lbf	Chain Length:	l = 53.75 inch
Centrifugal Force:	Ff = 0.02 lbf	Centre Distance:	a = 13.95 inch
Total Force:	Fg = 1584 lbf	Number of Links:	X = 43 With Cranked Link
Chain Safety Factors:	static = 9.9 dynamic = 9.9		
Chain Drive			
Sprocket	Driving (Z1)	Driven (Z2)	
Number of Teeth:	25	16	Ratio: i = 0.64
Pitch Circle Diameter:	9.973 inch	6.407 inch	
Loading Classification:	Smooth Running	Smooth Running	
Environment Conditions			
Environment Conditions:	Indoor, Normal		
Service Conditions:	Inadequate Lubrication (relative to lubrication)		
Recommended Lubrication:	Manual Lubrication		

Figura 5.8. Datos de selección de la cadena

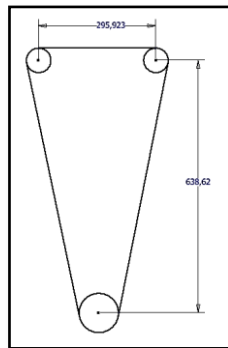


Figura 5.9. Longitud de la cadena