



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
BAROLADORA HIDRÁULICA DE TUBOS Y PERFILES.**

AUTOR: EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE

DIRECTOR: ING. WILLIAM BONILLA.

LATACUNGA

2016



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA HIDRÁULICA DE TUBOS Y PERFILES.**” realizado por el señor **EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 10 de Agosto del 2016

MSc. WILLIAM BONILLA
DIRECTOR



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

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE**, con cédula de identidad N° 050252951-4, declaro que este trabajo de titulación “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA HIDRÁULICA DE TUBOS Y PERFILES**” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 10 de Agosto del 2016

EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE
C.C.: 050252951-4



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

AUTORIZACIÓN

Yo, ***EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE***, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “***DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA HIDRÁULICA DE TUBOS Y PERFILES***” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 10 de Agosto del 2016

EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE

C.C.: 050252951-4

DEDICATORIA

El poder culminar esta meta tan anhelada, se la debo por completo a mi madre, quien con su paciencia, apoyo incondicional y dedicación ha plasmado en mí la motivación necesaria para poder cumplirla.

Por tal motivo este trabajo está enteramente dedicado a ella, su amor incondicional e inmensurable han sido un aliciente en los momentos de alegría y flaqueza.

EFRÉN DAMJÁN

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios que me dio fuerza necesaria para culminar con éxito esta meta, a mi madre y mi familia por ayudarme incondicionalmente mientras los necesitaba y por estar a mi lado en cada momento de mi vida.

Agradezco a mi director de tesis, el MSc. William Bonilla por su paciencia, comprensión y su enorme capacidad para poder transmitir sus conocimientos y consejos, así como la motivación necesaria para culminar este proyecto.

EFRÉN DAMJÁN

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARÁTULA	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiv
RESUMEN	xviii
ABSTRACT	xix

CAPÍTULO I

GENERALIDADES	1
1.1. Planteamiento del problema.	1
1.2. Objetivos.	1
1.2.1. Objetivo general.....	1
1.2.2. Objetivos específicos.	2
1.3. Justificación.	2

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO	4
2.1. Antecedentes de la investigación.....	4
2.2. Proyectos relacionados y/o complementarios.....	5
2.3. El barolado.....	5
2.4. Tipos de máquinas baroladoras.....	6
2.4.1. Máquinas curvadoras de chapa, de tres rodillos en pirámide.	6
a) Máquinas de rodillos horizontales.....	7
b) Máquinas de rodillos verticales.....	8

2.4.2.	Máquinas curvadoras enderezadoras.....	9
2.4.3.	Máquinas curvadoras de chapa gruesa que permiten el curvado de los bordes.....	10
2.4.4.	Máquina alemana con rodillo superior móvil sobre guías de deslizamiento transversal regulable.	10
2.5.	Productos obtenidos mediante el barolado.	11
2.6.	Propiedades del material a barolar.	12
2.7.	Fundamento de resistencia de materiales	13
2.7.1.	Fuerza.....	13
2.7.2.	Esfuerzo de flexión.....	13
2.7.3.	Esfuerzo de torsión	15
2.8.	Diseño de elementos mecánicos	16
2.8.1.	Cargas estáticas	16
2.8.2.	Factor de seguridad	16
2.8.3.	Falla por fatiga.	16
2.8.4.	Esfuerzos fluctuantes.....	17
2.8.5.	Criterios de falla en fatiga	18
a)	Resistencia en la fatiga por torsión.	18
2.8.6.	Engranajes rectos.	19
2.8.7.	Chavetas.....	20
2.8.8.	Rodamientos.....	21
a)	Rodamientos montados	22
2.9.	Sistemas hidráulicos	23
2.9.1.	Bombas hidráulicas.....	23
2.9.2.	Válvulas proporcionales.....	24
2.9.3.	Pistones	25
2.9.4.	Fricción y lubricación.....	26
a)	Fricción	26
b)	Lubricantes	26
2.10.	Sistema eléctrico.....	27
2.10.1.	Factores de selección de motores	27

2.10.2.	Motores monofásicos	28
2.10.3.	Dispositivos de control	30
a)	Breakers	31
b)	Interruptores de leva	32
c)	Botones y pulsadores	33
d)	Contactores Magnéticos	34
2.10.4.	Diagramas de control	34
2.10.5.	Inversión de giro	35
2.11.	Ecuaciones matemáticas usadas para el diseño y construcción de la máquina baroladora.....	35
2.11.1.	Momento de inercia (I)	35
2.11.2.	Centroide (C)	36
2.11.3.	Área del círculo (A)	37
2.11.4.	Presión (P)	37
2.11.5.	Volumen del pistón (V_o).....	37
2.11.6.	Caudal de la bomba (Q).....	38
2.11.7.	Tiempo de avance del pistón (t_s)	38
2.11.8.	Fuerza de Rozamiento (Fr)	39
2.11.9.	Torque (T)	39
2.11.10.	Relación de velocidades	39
2.11.11.	Fuerza tangencial (W_t)	40
2.11.12.	Fuera Radial (W_r)	40
2.11.13.	Fuerza normal (W_n)	41
2.11.14.	Paso diametral (P_d)	41
2.11.15.	Módulo métrico (m)	41
2.11.16.	Diámetro exterior (D_0).....	42
2.11.17.	Diámetro de raíz (DR)	42
2.11.18.	Altura total (ht)	43
2.11.19.	Profundidad de trabajo (hK).....	43
2.11.20.	Espesor del diente (t)	43
2.11.21.	Número de esfuerzo flexionante (St)	44

2.11.22. Factor de sobrecarga (K_0)	44
2.11.23. Factor de tamaño (K_s)	45
2.11.24. Factor de distribución de carga (K_m)	45
2.11.25. Factor de espesor de orilla (K_B)	46
2.11.26. Factor dinámico (k_v)	47
2.11.27. Factor de geometría (J).....	48
2.11.28. Ecuación de diseño para ejes (D)	49

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA BAROLADORA	51
3.1. Introducción.	51
3.2. Selección de máquina.....	51
3.3. Tamaño de la máquina	52
3.4. Diseño hidráulico	54
3.4.1. Pistón hidráulico.....	54
3.4.2. Unidad de potencia hidráulica.....	68
3.4.3. Aceite hidráulico.....	69
3.4.4. Mangueras hidráulicas.....	69
3.5. Sistema mecánico.....	70
3.5.1. Estructura mecánica	70
3.5.2. Selección del reductor.....	71
3.5.3. Diseño de ejes	74
3.5.4. Diseño del engranaje piñón.	81
3.5.5. Selección de rodamientos.....	87
3.5.6. Selección de cuñas	90
3.6. Sistema Eléctrico	91
3.6.1. Diseño eléctrico de inversión de giro del motor.....	93
3.6.2. Diseño del circuito hidráulico y eléctrico.	93
3.7. Construcción de la Máquina.	95
3.8. Análisis de la máquina por medio de elementos finitos	100
3.8.1. Análisis de torsión del eje superior.....	100

3.8.2.	Análisis de torsión de los ejes inferiores	102
3.8.3.	Análisis piñón del motor reductor	103
3.8.4.	Análisis de la fuerza en el curvado.....	107
3.8.5.	Tubos estructurales a curvar.....	108
3.9.	Pruebas experimentales	115
3.10.	Funcionamiento de la máquina.....	119

CAPÍTULO IV

EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA	121	
4.1.	Análisis económico.	121
4.2.	Costos directos de fabricación.....	121
4.2.1.	Costos de materiales y elementos mecánicos.	121
4.2.2.	Costos de materiales y elementos hidráulicos.	123
4.2.3.	Costos de materiales y elementos para el sistema de control eléctrico.....	123
4.2.4.	Costos por equipos y maquinarias.	124
4.2.5.	Costos por equipos de protección personal y transporte.	125
4.2.6.	Costos por mano de obra.....	125
4.2.7.	Costos directos totales.....	126
4.3.	Costos indirectos de fabricación.	126
4.4.	Costos totales.	127
4.5.	Ingresos mensuales.....	128
4.6.	Egresos mensuales	129
4.7.	Flujo de caja	130
4.8.	Salvamento de la baroladora.	131
4.9.	Depreciación del equipo.	132
4.9.1.	Método de la línea Recta.	132
4.11.	Cálculo de la tasa interna de rentabilidad (TIR).....	135
4.12.	Análisis relación costo-beneficio.....	137
4.13.	Análisis de resultados.....	137

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	140
5.1. Conclusiones	140
5.2. Recomendaciones	141
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:	143
ANEXOS.....	144
CERTIFICACIÓN.....	145

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Tipos de rodamientos.....	21
Tabla 2	Propiedades de los aceros estructurales.	58
Tabla 3	Factor de seguridad	62
Tabla 4	Cilindros estándares	64
Tabla 5	Mangueras hidráulicas.....	70
Tabla 6	Coeficientes de rozamiento.....	72
Tabla 7	Propiedades de diseño para aceros.....	75
Tabla 8	Propiedades esfuerzo- deformación	75
Tabla 9	Chumaceras en pulgadas	88
Tabla 10	Rodamientos en mm.....	89
Tabla 11	Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje.....	90
Tabla 12	Corriente nominal según la potencia.....	91
Tabla 13	Relación entre avance y diámetro.....	119
Tabla 14	Detalle de costos de materiales y elementos mecánicos.....	121
Tabla 15	Detalle de costos de los materiales y elementos hidráulicos.	123
Tabla 16	Detalle de costos de los materiales y elementos eléctricos.	124
Tabla 17	Detalle de costos por la utilización de equipos y maquinarias.	124
Tabla 18	Detalle de costos por equipos de protección y transporte.....	125
Tabla 19	Detalle de costos directos totales.	126
Tabla 20	Detalle de costos indirectos totales.....	127
Tabla 21	Detalle de costos totales.	127
Tabla 22	Detalle de ingresos mensuales.....	128
Tabla 23	Costo del consumo energético anual del horno eléctrico.....	129
Tabla 24	Detalle de egresos mensuales.....	130
Tabla 25	Detalle del flujo de caja mensual.	131
Tabla 26	Depreciación anual de la baroladora.....	133

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Curvado abierto y cerrado	5
Figura 2	Curvado mediante máquinas baroladoras	6
Figura 3	Curvado por martillos.....	6
Figura 4	Tres rodillos en pirámide.....	7
Figura 5	Máquina con motor eléctrico.....	8
Figura 6	Curvado en máquinas horizontales.....	9
Figura 7	Rodillos A B accionados y arrastre C.....	9
Figura 8	Movilidad de rodillos.	11
Figura 9	Curvatura en tubo cuadrado.	11
Figura 10	Invernadero.....	12
Figura 11	Coliseo.....	12
Figura 12	Viga en flexión	14
Figura 13	Eje expuesto a torsión	15
Figura 14	Resistencias a la fatiga	17
Figura 15	Esfuerzos fluctuantes.....	17
Figura 16	Esfuerzos fluctuantes.....	18
Figura 17	Esfuerzos combinados.....	19
Figura 18	Engranajes rectos	19
Figura 19	Cuña cuadrada	20
Figura 20	Cuña rectangular	20
Figura 21	Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje	21
Figura 22	Chumacera	22
Figura 23	Solenoide.....	24
Figura 24	Solenoide.....	25
Figura 25	Ocho tipos de cilindros hidráulicos.	26
Figura 26	Motor monofásico	29
Figura 27	Motor monofásico arranque con capacitor.....	29
Figura 28	Motor monofásico con capacitor	30
Figura 29	Interruptor de desconexión	31

Figura 30	Breaker	32
Figura 31	Interruptor	33
Figura 32	Pulsadores.....	33
Figura 33	Contactador	34
Figura 34	Diagrama de bloques.....	35
Figura 35	Factor de sobrecarga.....	45
Figura 36	Factor de tamaño.....	45
Figura 37	Factor de espesor de Orilla.....	46
Figura 38	Factor dinámico	48
Figura 39	Factor Geométrico	49
Figura 40	Tubo redondo en la estructura.....	53
Figura 41	Distancia de 400 mm entre A y B	53
Figura 42	Distancia entre A y B de 350 mm	54
Figura 43	Fuerza ejercida por el eje C.....	55
Figura 44	Diagrama de cuerpo libre de la viga	55
Figura 45	Diagrama de cuerpo libre.....	56
Figura 46	Perfil cuadrado.....	59
Figura 47	Perfil rectangular.....	60
Figura 48	Tubo redondo	61
Figura 49	Pistón hidráulico.....	68
Figura 50	Unidad de potencia hidráulica.....	69
Figura 51	Estructura de la mesa	70
Figura 52	Estructura de la mesa en el software.....	71
Figura 53	Dado de tubo redondo	71
Figura 54	Caja reductora	74
Figura 55	Diagrama de cuerpo libre de eje superior	76
Figura 56	Diagrama de corte y momento flector del plano x-y.....	77
Figura 57	Diagrama de cuerpo libre de eje inferior	79
Figura 58	Chumacera P208.....	88
Figura 59	Rodamiento 2207ETNG.....	90
Figura 60	Contactador y guarda motor	93

Figura 61	Circuito de potencia y de control.....	93
Figura 62	Circuito de potencia y de control.....	94
Figura 63	Construcción de la mesa	95
Figura 64	Construcción de la mesa	95
Figura 65	Ensamblaje de ejes inferiores.....	96
Figura 66	Elemento ya en la mesa	96
Figura 67	El sistema hidráulico acoplado	97
Figura 68	Guías en el dado del eje superior	97
Figura 69	Conexión de Contactores	98
Figura 70	Vista frontal de la máquina	98
Figura 71	Vista izquierda de la máquina.....	99
Figura 72	Vista lateral derecha de la máquina.....	99
Figura 73	Movimiento de los rodillos.....	100
Figura 74	Von Mises del eje superior.....	101
Figura 75	Factor de seguridad del eje superior.....	101
Figura 76	Von Mises del eje superior.....	102
Figura 77	Factor de seguridad del eje superior.....	103
Figura 78	Datos complementarios en base norma AGMA.....	104
Figura 79	Modelado el piñón del eje-motorreductor.....	105
Figura 80	Esfuerzo máximo de flexión	106
Figura 81	Desplazamientos resultantes.....	106
Figura 82	Disposición de los rodillos al momento de curvar	107
Figura 83	Diagrama de cuerpo libre de la viga	107
Figura 84	Esfuerzos de Von Mises	109
Figura 85	Esfuerzos en el tubo al aplicar carga	109
Figura 86	Esfuerzos aplicando una fuerza en el centro del tubo.	110
Figura 87	Esfuerzo máximo de Von Mises	111
Figura 88	Desplazamientos totales en la mitad del tubo.....	111
Figura 89	Análisis de esfuerzos al aplicar una fuerza	112
Figura 90	Esfuerzo máximo de Von Mises	113
Figura 91	Desplazamientos producidos al aplicar carga.....	114

Figura 92	Bosquejo al aplicar una fuerza.....	114
Figura 93	Tubo barolado con asimetría	115
Figura 94	Deformación indeseada del material.....	115
Figura 95	Imprecisión del barolado.....	116
Figura 96	Dado sin guías.....	116
Figura 97	Dado con guías.....	117
Figura 98	Diámetro de 1.20 m	117
Figura 99	Diámetro de 1.30 m	118
Figura 100	Diámetro de 1.50 m.	118
Figura 101	Diámetro de 1 m.	118
Figura 102	Resultados de barolado	119
Figura 103	Gráfico porcentual de costos	128

RESUMEN

Este proyecto se elabora al ver la necesidad de evitar usar fuerza humana innecesaria para realizar trabajos mecánicos. Para lo cual se construirá una máquina baroladora de tubos y perfiles que permite reducir el esfuerzo físico innecesario y ahorrar recursos. Esta máquina permite curvar tubos o perfiles a diferente diámetro con ayuda de una regleta que nos ayuda a identificar el avance necesario. Útil para realizar trabajos repetitivos siendo fácil de operar ya que se conoce la posición del pistón curvador, una característica que es muy difícil encontrar en máquinas manuales que existen en la industria actualmente. La idea es usar esta máquina como un recurso indispensable en la formación de microempresas que se dediquen a realizar estructuras de galpones y coliseos, en metalmecánicas, también en negocios dedicados a la construcción de carrocerías entre otros. El diseño y la construcción de esta máquina es considerablemente más económica que importarla de otros países fabricantes como lo es España y Estados Unidos.

PALABRAS CLAVE:

- **MÁQUINA BAROLADORA**
- **TUBOS ESTRUCTURALES**
- **MOTOR REDUCTOR**
- **PISTONES HIDRÁULICOS**

ABSTRACT

This project is made to see the need to avoid unnecessary use human force to perform mechanical work. For which a tube and profiles bending machine that reduces unnecessary physical effort and save resources. This machine will allow bending pipes or profiles to different diameter using a power strip that identifies the necessary progress. Useful for repetitive jobs being easy to operate because the position of the piston bender, a feature that is very difficult to find in manual machines that exist in the industry today is known. The idea is to use this machine as an indispensable resource in the formation of micro-enterprises engaged in making structures sheds and coliseums, in metalworking, also dedicated to the body shop among other businesses. The design and construction of this machine is considerably cheaper than importing from other manufacturing countries like Spain and the United States.

KEYWORDS:

- **BENDING MACHINE**
- **TUBES ESTRUCTURAL**
- **BOX REDUCT**
- **PISTON HIDRAULIC**

CAPÍTULO I GENERALIDADES

1.1. Planteamiento del problema.

Al principio de la formación de toda industria lo primordial es el conocimiento y las bases técnicas para poder implementar la misma, de ahí conlleva a tener maquinaria o máquinas que realicen el respectivo trabajo mecánico evitando usar la fuerza humana por lo cual se ha visto la necesidad de construir una máquina baroladora hidráulica de tubo ya que sin esta se tiene los siguientes problemas:

No se dispone de una máquina manual ni automática que permita rolar tubo redondo a diferentes radios ya que si se desea realizar el proceso de barolado de un tubo se lo realiza manualmente por medio de golpes, este proceso es excesivamente lento y sobre todo la forma de realizarlo daña el material en proceso y como resultado se tiene un producto de muy mala calidad.

Con el fin de dar solución a estos problemas se ve la necesidad de diseñar y construir una máquina baroladora hidráulica de tubos y perfiles, que acople cada uno de los componentes autónomos de la operación del rolado de tubos y perfiles para que de esta manera se pueda aportar al mejoramiento del proceso de producción y a la vez facilite la entrega rápida de un buen producto, esto significa que la disminución de costos de producción disminuirá notoriamente ya que no se mandara a realizar el barolado de tubos en otra industria donde presten este servicio.

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo general.

- Diseñar y construir una máquina baroladora hidráulica de tubos y perfiles para el emprendimiento de un negocio.

1.2.2. Objetivos específicos.

- Diseñar la máquina baroladora hidráulica de tubos de hasta 63,5 mm de diámetro y Perfiles de hasta 2 mm de espesor.
- Modelar y simular la máquina baroladora.
- Construir y comprobar el funcionamiento de dicha máquina.
- Realizar los manuales de operación y mantenimiento.

1.3. Justificación.

El desarrollo de tecnologías que mejoren los niveles de producción en el sector artesanal y de la pequeña industria, es una prioridad nacional que se ha venido impulsando continuamente desde el estado.

Este proyecto se justifica porque permite la facilidad del rolado de tubos, la máquina a desarrollarse en el presente proyecto, permitirá que la manufactura de los sectores metalmecánicos, alcancen mejores índices de productividad con mayor rentabilidad. Esta máquina baroladora hidráulica de tubos y perfiles tiene el objetivo de mejorar la producción, la calidad y la seguridad industrial, en el sector artesanal y en la pequeña industria.

La meta de esta máquina es rolar tubos de acero redondo de dos pulgadas y media y un espesor de dos mm de forma rápida, precisa y repetitiva. La principal aplicación de dicha máquina es para el rolado de partes estructurales de carrocerías, galpones, invernaderos, coliseos, sillas, carpas, puertas, entre otras que poseen geometrías redondeadas.

Por esta razón, se busca una solución técnica para el mejoramiento de la producción de partes estructurales, ya q para la formación a futuro de una industria es la principal máquina debido al trabajo que se va a prestar profesionalmente al sector agrícola, sector florícola y a la ciudadanía etc.

Es importante la ejecución del proyecto, porque ayuda mucho a la disminución de los factores antes mencionados, permitiendo la mejora del proceso de producción en el menor tiempo posible dando como resultado un producto que cumpla con las características del mercado.

Además, este proyecto garantizará el aprendizaje y manejo eficaz en los trabajadores que realizarán el trabajo de barolado con esta máquina, ya que está orientado a la realidad industrial en equipos automatizados, proporcionando la seguridad y confianza en ellos mismos para manejar estos equipos.

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.

2.1. Antecedentes de la investigación.

En algunos sectores industriales y manufactureros todavía existen máquinas manuales que dificultan mucho el proceso de producción, ya que dependen de muchos factores como: se necesita más de un hombre para controlar que la máquina realice correctamente el proceso, se necesita mucho tiempo, no se ajustan a índices de calidad esto se refiere a que la máquina tiene un gran margen de error al realizar su trabajo, se necesita la habilidad, destreza del personal y sobre todo no se tiene la precisión, exactitud del producto terminado. Dichos factores conllevan al desperdicio del material, tiempo y dinero en los peores casos.

Esos mismos sectores de producción se han visto en la necesidad de adquirir máquinas que posean tecnología avanzada para poder mejorar la calidad y velocidad en la operaciones de producción. Por esto y más, personas emprendedoras que crean pequeñas industrias como lo somos los Ingenieros Electromecánicos, dedicados a la construcción de galpones, invernaderos, coliseos etc., se ha visto en la necesidad de cambiar el proceso de rolado de tubos estructurales, que se lo realiza con una máquina manual. Este proceso manual no posee ningún control y no garantiza la integridad estructural de las partes. Como una solución a esta necesidad se desea contar con una máquina baroladora hidráulica de tubos y perfiles para el proceso de rolar tubo redondo, cuadrado de dos pulgadas y media de diámetro y un espesor de dos milímetros.

Las máquinas automáticas son eficientes pero costosas, debido al proceso de importación que deben pasar. De esta manera, una máquina para rolar tubos con niveles de automatización aplicables en la producción nacional, cumplirá con los requerimientos del mercado.

2.2. Proyectos relacionados y/o complementarios

Automatización de una curvadora de tubo marca Margua, e implementación de un sistema de posicionamiento para el curvado de tubos de hasta 50 mm de diámetro y un espesor de 2 mm para la empresa de carrocerías “centauro”.

Autores: Cristian Rafael Bustillos Moreno.

José Vladimir Quillupangui Tipán.

Carrera: Ingeniería Electromecánica.

Año: 2012.

2.3. El barolado.

Curvar una chapa es darle, parcial o totalmente, una forma cilíndrica o cónica. El curvado puede ser abierto o cerrado (ver figura 1); el curvado de las chapas se consigue mediante una fuerza de flexión provocada ya sea por presión, a mano o a máquina (curvadoras, prensas) (ver figura 2) o por choques (martillos, mazos destajadores) (ver figura 3). (Lobjois, 1984)

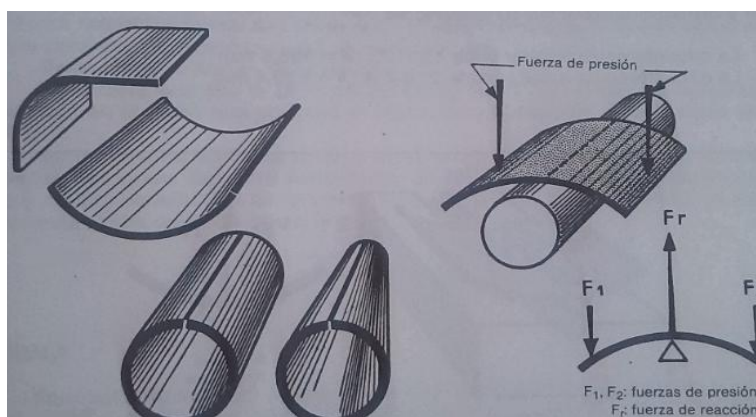


Figura 1 Curvado abierto y cerrado
Fuente: (Lobjois, 1984)

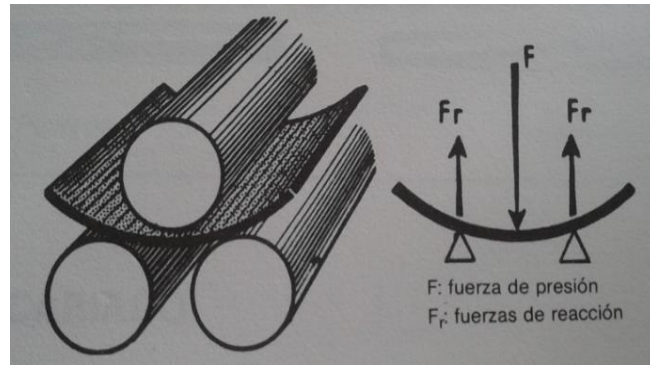


Figura 2 Curvado mediante máquinas baroladoras
Fuente: (Lobjois, 1984)

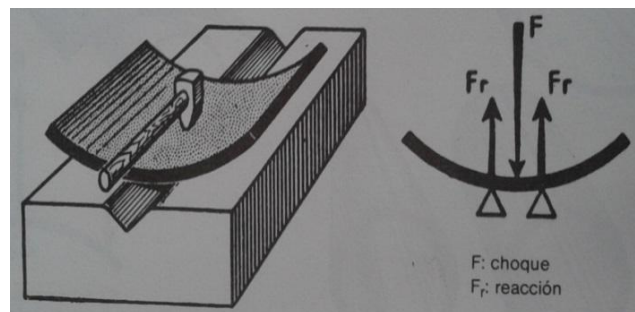


Figura 3 Curvado por martillos
Fuente: (Lobjois, 1984)

2.4. Tipos de máquinas baroladoras.

La clasificación de estas máquinas, es según la disposición de sus rodillos, de las cuales son cuatro que se explica a continuación. (Lobjois, 1984)

2.4.1. Máquinas curvadoras de chapa, de tres rodillos en pirámide.

Estas máquinas de tres rodillos se clasifican en dos tipos. (Lobjois, 1984)

- a) Máquinas de rodillos horizontales.
- b) Máquinas de rodillos verticales.

a) Máquinas de rodillos horizontales

Los dos rodillos de arrastre, fijos están situados en un mismo plano horizontal. Se les imprime un movimiento de rotación en el mismo sentido.

El rodillo curvador giraloco en sus cojinetes, en sentido inverso al de los precedentes, por la fricción con la chapa. Es móvil en traslación vertical (ver figura 4). Los dos rodillos de arrastre son siempre del mismo diámetro. El diámetro del rodillo curvador es generalmente superior al de los precedentes. (Lobjois, 1984)

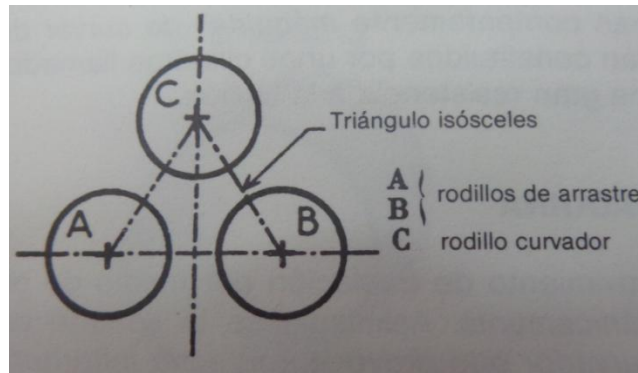


Figura 4 Tres rodillos en pirámide
Fuente: (Lobjois, 1984)

En estas máquinas los rodillos son accionados por medio de una manivela o bien por un motor eléctrico (ver figura 5). El motor se pone en marcha con un interruptor, y a veces, con un pedal de mando a distancia. Estos dos órganos controlan la rotación de los rodillos en sentidos opuestos y su parada inmediata. (Lobjois, 1984)

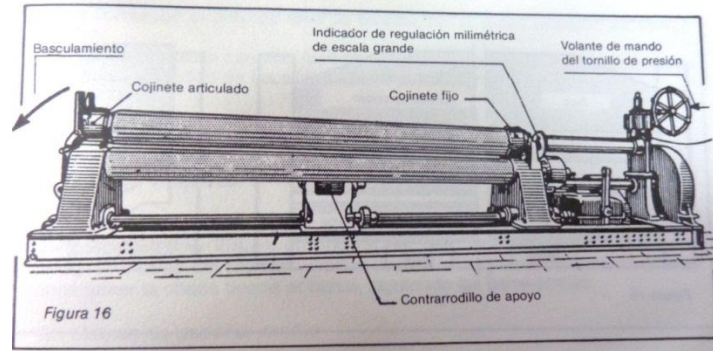


Figura 5 Máquina con motor eléctrico
Fuente: (Lobjois, 1984)

b) Máquinas de rodillos verticales

Son muy robustas y solo se utilizan para el curvado de chapas gruesas. El rodillo curvador se desplaza en un plano horizontal. (Lobjois, 1984)

Ventajas:

- La construcción de la máquina de tres rodillos en pirámide es más eficiente y menos costosa del mercado con comparación a máquinas de otra posición de rodillos.
- Realización de cilindros siguiendo generatrices perpendiculares al filo de la chapa, que descansa sobre el larguero horizontal de la máquina.
- Eliminación del inconveniente que supone un curvado irregular, provocado por el peso de la chapa que tiende a abrirla durante el curvado, en máquinas horizontales (ver figura 6). (Lobjois, 1984)

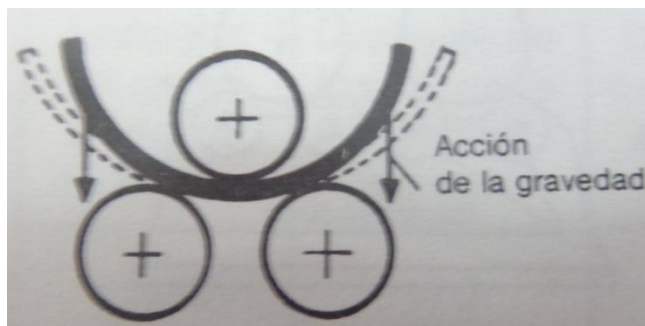


Figura 6 Curvado en máquinas horizontales.
Fuente: (Lobjois, 1984)

2.4.2. Máquinas curvadoras enderezadoras.

Los dos rodillos de arrastre están situados en el mismo plano vertical. El eje de uno de ellos es fijo y el otro móvil en sentido vertical. Estos rodillos giran en sentidos opuestos. La presión de estos dos únicos rodillos sobre la chapa es suficiente para arrastrarla, mientras que en las máquinas de rodillos en pirámide es necesaria la acción de los dos rodillos. (Lobjois, 1984)

El cilindro curvador se desplaza oblicuamente (ver figura 7) y es accionado, según los tipos, por levas, por tornillos solidarios, o por tornillos independientes, lo que permite dar al cilindro una posición oblicua y obtener así cuerpos cónicos. (Lobjois, 1984)

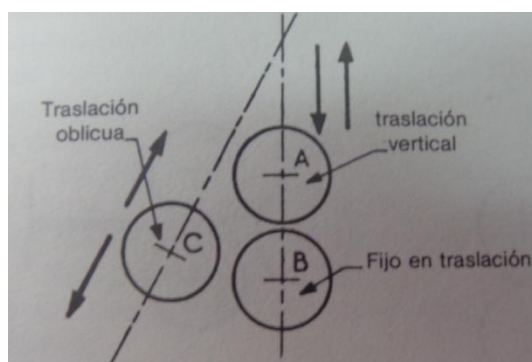


Figura 7 Rodillos A B accionados y arrastre C.
Fuente: (Lobjois, 1984)

2.4.3. Máquinas curvadoras de chapa gruesa que permiten el curvado de los bordes.

El curvado de chapas gruesas en máquinas de tres rodillos en pirámide, es lento y muy costoso, sobre todo a la causa de la necesidad de curvar previamente los extremos. En efecto esto es un trabajo laborioso y difícil que, en chapas gruesas, solo puede realizarse con una prensa potente. (Lobjois, 1984)

Además de buscar la rapidez y uniformidad en el curvado, el esfuerzo de los constructores se ha dirigido, sobre todo, a encontrar el medio que haga posible realizar el curvado completamente en una misma máquina, incluido el de los extremos. (Lobjois, 1984)

En la práctica es imposible suprimir por completo las partes planas de los extremos, pero con algunas máquinas la anchura de esta zona plana no sobrepasa un espesor de chapa. Este defecto desaparece frecuentemente con el achaflanado y la soldadura. (Lobjois, 1984)

2.4.4. Máquina alemana con rodillo superior móvil sobre guías de deslizamiento transversal regulable.

Esto permite el desplazamiento horizontal y vertical del rodillo. Los rodillos inferiores (curvadores de bordes y para curvado general) son regulables mediante guías oblicuas (ver figura 8). (Lobjois, 1984)

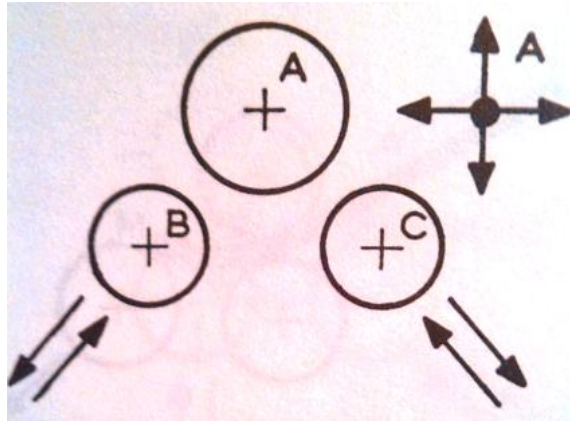


Figura 8 Movilidad de rodillos.
Fuente: (Lobjois, 1984)

2.5. Productos obtenidos mediante el barolado.

Los productos obtenidos mediante el barolado son muchos, se puede utilizar tubo cuadrado, tubo redondo y perfiles de varias medidas, los cuales sirven para realizar estructuras grandes o pequeñas como invernaderos agrícolas, coliseos, sillas, todo clase de estructura que tenga una forma redonda o en si alguna parte que tenga una curvatura grande o pequeña (ver figuras 9,10,11).



Figura 9 Curvatura en tubo cuadrado.



Figura 10 Invernadero.



Figura 11 Coliseo.

2.6. Propiedades del material a barolar.

Las piezas de las máquinas se construyen, por lo general con titanio, bronce, acero, hierro. A menudo las propiedades de elasticidad, resistencia y ductilidad de los metales se determina con una prueba de tensión, en donde 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. (Moot, 2006)

2.7. Fundamento de resistencia de materiales

2.7.1. Fuerza

Se denomina *fuerza* a un empuje o un esfuerzo aplicado a un cuerpo, en el cual tiende a tener movimiento o cierta deformación en él. Aquí se encuentran las ecuaciones para encontrar la fuerza y peso. (Moot, 2006)

$$F = ma \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$w = mg \quad \text{Ec. 2.2}$$

Cuando:

F = fuerza(N)

m = masa (kg)

a = aceleración (m/s²)

w = peso (kg)

g = aceleración de la gravedad (m/s²)

2.7.2. Esfuerzo de flexión

Estas ecuaciones para representar los esfuerzos normales en flexión en vigas en vigas rectas se basan en lo siguiente (ver figura 12): (Budynas & Nisbett, 2012)

- La viga se prueba en flexión pura; lo cual significa que la fuerza cortante es nula y q 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.

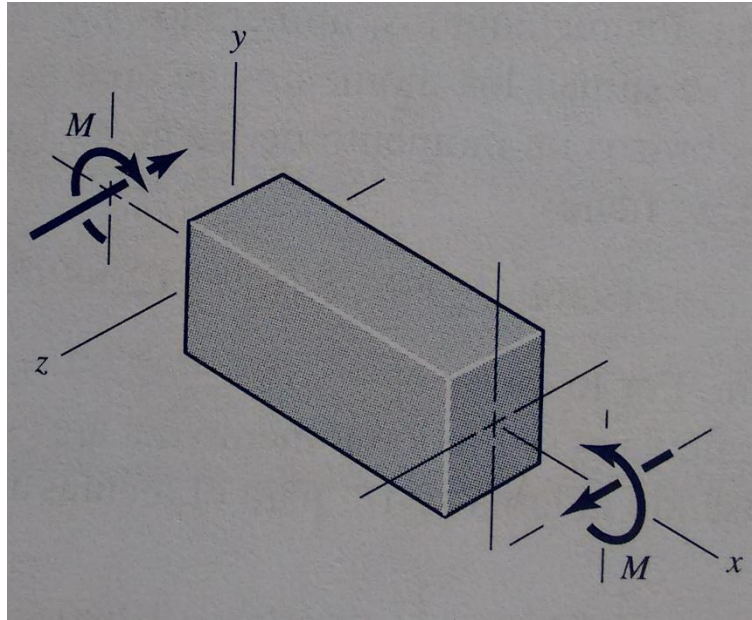


Figura 12 Viga en flexión
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

El esfuerzo está dado por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 2.3}$$

El cortante directo está dado por:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Esfuerzo en flexión está dado por:

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Magnitud máxima del esfuerzo en flexión:

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

Ec. 2.6

Dónde:

σ = Esfuerzo normal (Pa)

A = Área de la sección (cm²)

V = Fuerza cortante (N)

σ_x = Esfuerzo en flexión (Pa)

M = Momento flexionante (N m)

I = Momento alrededor del área del eje z (m⁴)

c = Magnitud máxima de y (m)

σ_{max} = Magnitud máxima de esfuerzo (Pa)

2.7.3. Esfuerzo de torsión

Un vector momento que este colineal a un eje de un elemento mecánico se llama *vector de par de torsión* porque la causa que este se tuerza respecto a ese eje, una barra sometida a un momento como este se dice que está sometida a torsión (ver figura 13). (Budynas & Nisbett, 2012)

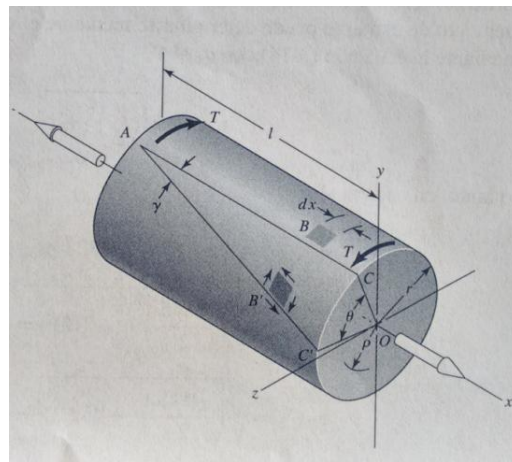


Figura 13 Eje expuesto a torsión
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

2.8. Diseño de elementos mecánicos

2.8.1. 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. (Moot, 2006)

2.8.2. Factor de seguridad

Variación del factor de diseño en su valor numérico por las modificaciones realizadas a una máquina por ejemplo el redondeo a un tamaño estándar de una sección transversal o el uso de componentes recién lanzados con clasificaciones más altas. (Moot, 2006)

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, que se puede expresar de la siguiente manera. (Moot, 2006).

2.8.3. Falla por fatiga.

La resistencia a la fatiga de todo material es la capacidad de resistir cargas de fatiga. Por lo general es el valor del esfuerzo que tiene la capacidad de resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de cargas. Si la cantidad de ciclos es infinita este valor de esfuerzo se llama límite de fatiga. Las resistencias a la fatiga se grafica como lo indica la (ver figura 14). (Moot, 2006)

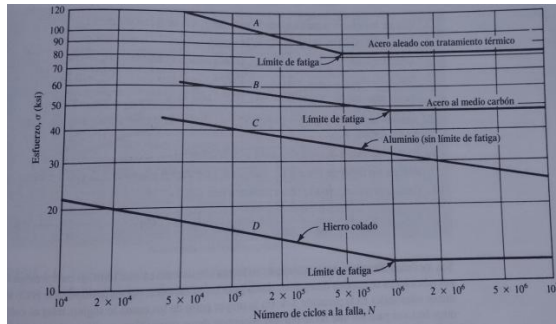


Figura 14 Resistencias a la fatiga
Fuente: (Moot, 2006)

2.8.4. Esfuerzos fluctuantes

Se le denomina esfuerzo fluctuante a todo esfuerzo variable con promedio diferente de cero. Cuando un objeto o parte portátil es sometido a un esfuerzo alternativo con promedio diferente de cero, la carga que produce es un esfuerzo fluctuante. En la siguiente figura se muestran cuatro diagramas de esfuerzos en función del tiempo. La diferencia de entre los cuatro diagramas radica en si los diversos valores de esfuerzos son positivos (de tensión) o negativos (de compresión). También muestra los intervalos de valores posibles de la relación de esfuerzo R para los patrones de cargas indicadas (ver figura 15,16). (Moot, 2006)

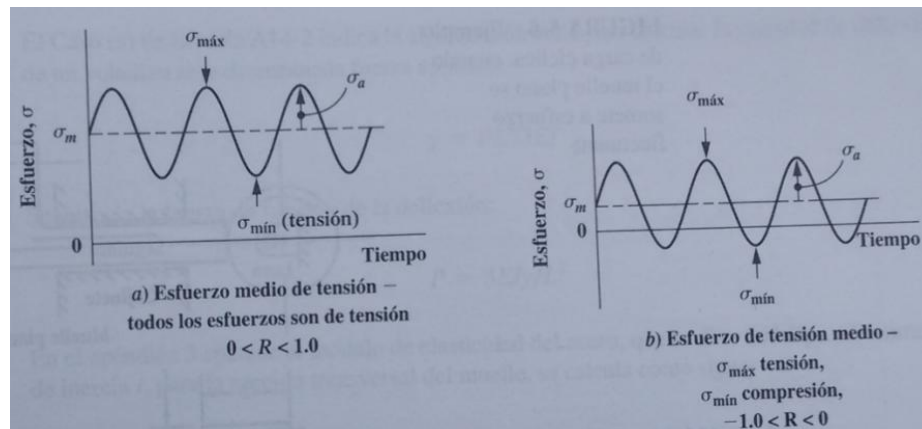


Figura 15 Esfuerzos fluctuantes
Fuente: (Moot, 2006)

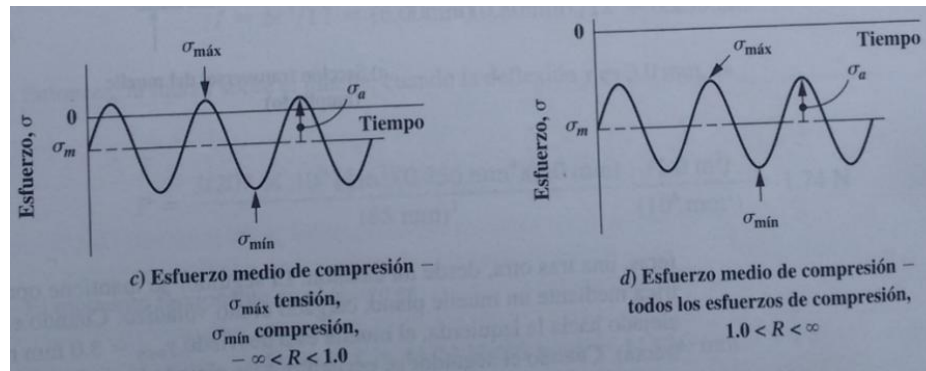


Figura 16 Esfuerzos fluctuantes
Fuente: (Moot, 2006)

2.8.5. Criterios de falla en fatiga

a) Resistencia en la 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 cilindro. También se aplica a materiales con esfuerzos concentrados, en este caso se determina que el límite de fatiga por torsión disminuye en forma monótona con el esfuerzo por torsión constante. (Moot, 2006)

b) Esfuerzos debidos a cargas combinadas

Para esto se considera un elemento pequeño del miembro sometido a cargas, sobre el cual actúa esfuerzos cortantes y normales. Par esto se considera un estado de esfuerzos bidimensionales (ver figura 17). El esfuerzo cortante se podría tratar de un cortante directo, cortante por torsión y esfuerzo cortarte vertical. (Moot, 2006)

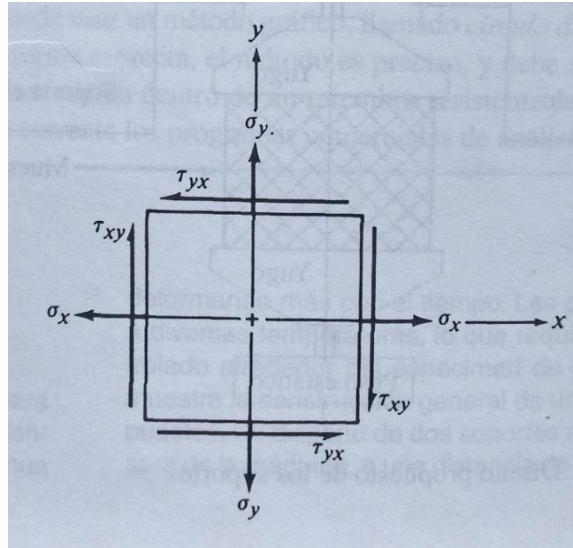


Figura 17 Esfuerzos combinados
Fuente: (Moot, 2006)

2.8.6. Engranajes rectos.

Los engranajes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se usan para transmitir movimientos de un eje a otro eje paralelo. Entre todos los tipos de engranajes el recto es el más sencillo, por ese motivo se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes (ver figura 18). (Moot, 2006)

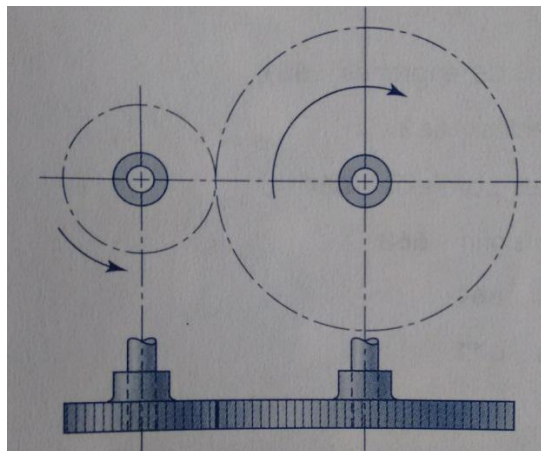


Figura 18 Engranajes rectos
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

2.8.7. Chavetas

Es un componente de maquinaria que se encuentra en la interfaz entre un eje y el cubo de algún elemento de transmisión de potencia, con el objetivo de transmitir un par torsional. Es desmontable para facilitar el armado y desarmado del sistema en el eje. Se encuentra en una ranura axial, construida en el eje, se hace una ranura igual en el cubo del elemento transmisor de potencia. Existen cuñas cuadradas y rectangulares a continuación se indica las formas de las cuñas y el tamaño de la cuña de acuerdo al diámetro del eje (ver figuras 19, 20,21). (Moot, 2006)

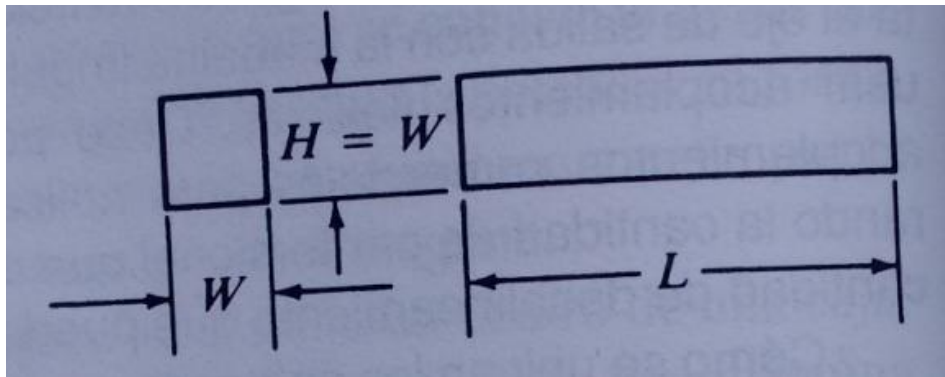


Figura 19 Cuña cuadrada
Fuente: (Moot, 2006)

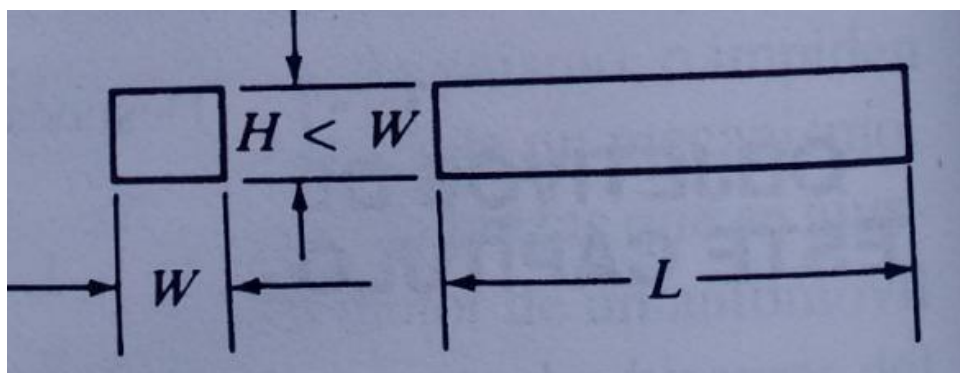


Figura 20 Cuña rectangular
Fuente: (Moot, 2006)

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	3/32
7/16	9/16	1/8	1/8	1/8
9/16	7/8	3/16	3/16	3/16
7/8	$1\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	5/16	5/16	1/4
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	3/8	3/8	1/4
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	1/2	1/2	3/8
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	3/4	3/4	1/2
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	3/4
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	7/8
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{3}{4}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Figura 21 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje
Fuente: (Moot, 2006)

2.8.8. Rodamientos.

Los tipos de cojinetes que se describe a continuación se basan de acuerdo a su función de cada uno de ellos, en la tabla 1 siguiente se describe cada uno de ellos haciendo una comparación entre sí, las cargas radiales siempre actúan hacia el centro del cojinete, en un radio estas cargas causan los elementos de transmisión de potencia como los engranajes rectos, poleas para bandas V y las transmisiones por cadena en los ejes. (Moot, 2006)

Tabla 1

Tipos de rodamientos

Tipo de rodamiento	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de deslizamiento

Una hilera de bolas con ranura profunda	Buena	Regular	Regular
			CONTINÚA
Doble hilera de bolas, ranura profunda	Excelente	Buena	Regular
Contacto angular	Buena	Excelente	Mala
Rodillos cilíndricos	Excelente	Mala	Regular
Agujas	Excelente	Mala	Mala
Rodillos esféricos	Excelente	Regular a buena	Excelente
Rodillos cónicos	Excelente	Excelente	Mala

Fuente: (Moot, 2006)

a) Rodamientos montados

Estos proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa al armazón de la maquinaria, con tornillos. El ejemplo más común de un rodamiento montado: es la caja de chumacera (ver figura 22). (Moot, 2006)

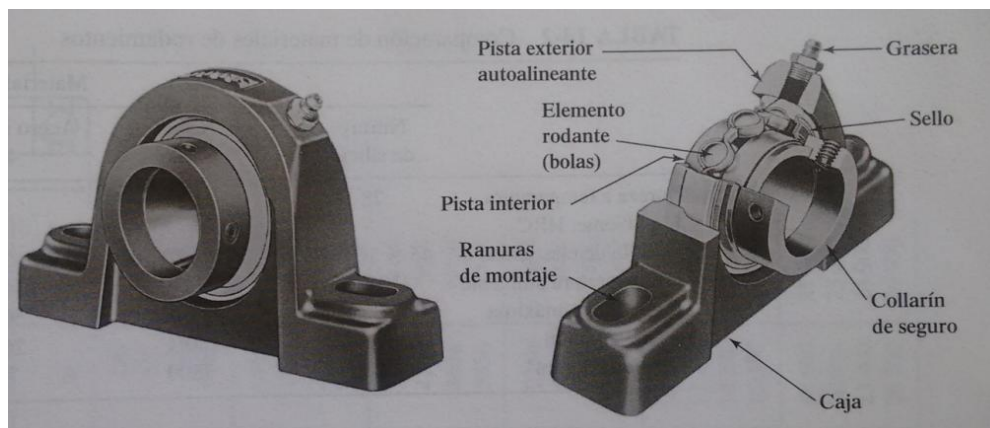


Figura 22 Chumacera
Fuente: (Moot, 2006)

2.9. Sistemas hidráulicos

2.9.1. Bombas hidráulicas

Una bomba hidráulica cumple la función de convertir energía mecánica (par de giro, velocidad de rotación) en su equivalente, en forma de energía hidráulica (presión y caudal). Para seleccionarlas se piensa en: (Martínez Sánchez, 2008)

- El valor de presión máxima.
- El caudal.
- Velocidad.
- Temperatura máxima.
- El tipo de fluido.
- Situación de montaje.
- El tipo de accionamiento.
- El precio.

Las bombas más utilizadas en la industria son tres tipos:

- De engranajes, con dentado exterior o dentado interior o sistema planetario, caudal fijo.
- De paletas, de caudal fijo o variable.
- De pistones radiales o axiales, de caudal fijo o variable. (Martínez Sánchez, 2008)

2.9.2. Válvulas proporcionales

Estos montajes de sistemas hidráulicos se efectúan y controlan mediante válvulas ajustadas manualmente, hoy en día la industria moderna ha creado elementos tan perfectos para trabajar con una precisión muy aceptable, de precios más módicos y que cumplan con las exigencias de la industria moderna como son las electroválvulas proporcionales. Su función es convertir una señal eléctrica de valor variable de entrada en una salida hidráulica proporcional. (Martínez Sánchez, 2008)

a) Solenoide proporcional

Una solenoide proporcional tiene una bobina que esta encapsulada con un material aislante y ajustado en el tubo central, esta cumple la función de permitir pasar el aceite hidráulico a un cierto elemento como un pistón, con una misma presión siempre esto nos indica que la presión es lineal entorno al valor eléctrico que recibe la bobina de la misma (ver figura 23). (Martínez Sánchez, 2008)

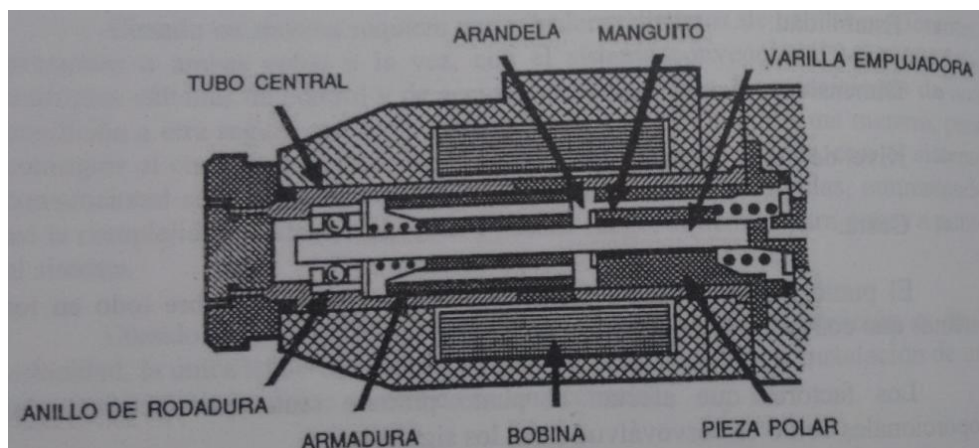


Figura 23 Solenoide
Fuente: (Martínez Sánchez, 2008)

b) Válvulas proporcionales para el control de presión

En esta se utiliza una solenoide proporcional la armadura actúa sobre un vástago que es empujado contra la boquilla de la válvula, esta válvula controla la fuerza con la que el aceite llega algún elemento hidráulico este puede ser un actuador lineal (ver figura 24). (Martínez Sánchez, 2008)

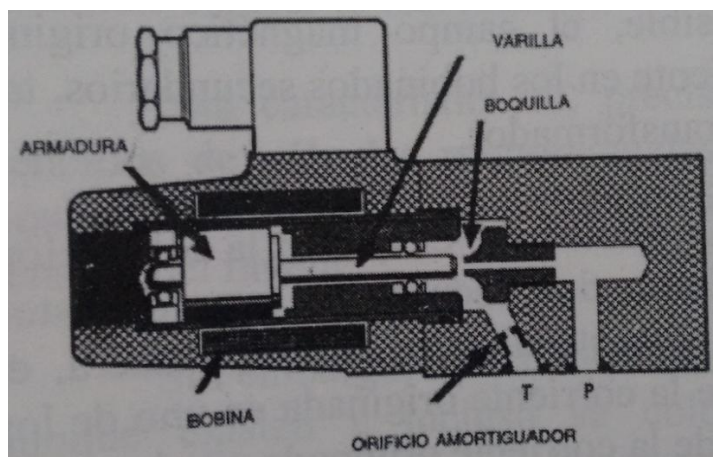


Figura 24 Solenoide
Fuente: (Martínez Sánchez, 2008)

2.9.3. Pistones

Algunos de los tipos más comunes de cilindros hidráulicos (ver figura 25). Los estilos *a* y *b* son los más populares. Ambos muestran dos puertos, uno en el extremo de la cabeza y otro en el extremo de la tapa, la distancia entre cilindros de acción sencilla y de acción doble se refiere a si la presión del fluido es liberado bajo control extremo en ambos extremos o solamente en uno. El pistón y la barra o vástago en el cilindro de acción sencilla se pueden extender forzando el fluido dentro del puerto en el extremo de la tapa. Se permite que se drene desde ese puerto medida que la barra es retraída por una fuerza externa. El puerto en el extremo de la cabeza se puede utilizar para admitir aire o fluido cuando la barra se retrae. Como es sabido, los cilindros de acción sencilla también pueden ser retraídos en forma hidráulica y extendida mecánicamente. (Orthwein, 1996)

Los cilindros de doble acción, como se representan en la figura a, tienen puertos en cada extremo del cilindro, de modo que el pistón y la barra se pueden mover hidráulicamente en cualquier dirección. (Orthwein, 1996)

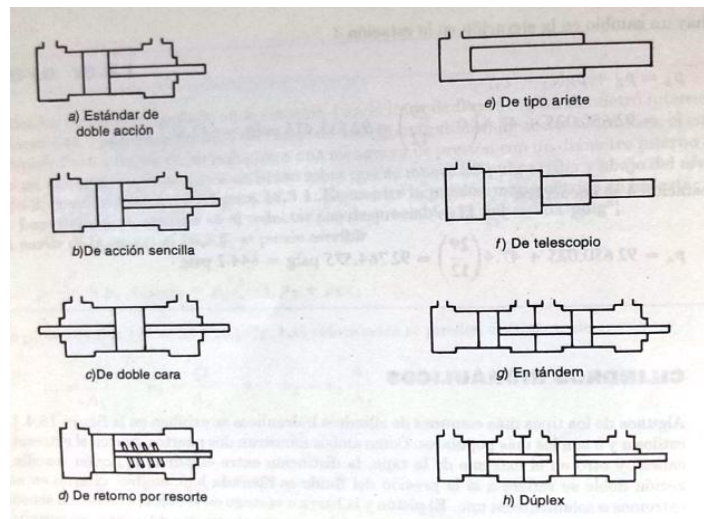


Figura 25 Ocho tipos de cilindros hidráulicos.
Fuente: (Orthwein, 1996)

2.9.4. Fricción y lubricación

a) Fricción

No toda fricción es mala, se considera las llantas de un automóvil que deben tener obligadamente fricción para poder generar movimiento, en otros tipos como sistemas de embragues deben tener mayor fuerzas de fricción y consistentes, en otros casos se requiere que la fricción se minimice para minimizar las fuerzas , pares torsionales y potencia requerida para impulsar el sistema. (Moot, 2006)

b) Lubricantes

Los lubricantes reducen la fricción, retiran el calor de los cojinetes y demás elementos de máquinas donde exista fricción y apartar los contaminantes el principal lubricante es el aceite. (Moot, 2006)

- **Aceite:** Los aceites tienen un diferente número de grados, existen dos categorías: los aceites de petróleo natural refinado y los lubricantes sintéticos. Los aceites naturales tienen menor costo, con frecuencia se les añade aditivos para mejorar su viscosidad, reducir el potencial de corrosión, mientras que los lubricantes sintéticos son formulaciones químicas de diseño especial y se pueden adaptar a aplicaciones específicas, su desempeño es muy alto y su costo también. (Moot, 2006)

2.10. Sistema eléctrico

2.10.1. Factores de selección de motores

Para especificar motores se deben mencionar como mínimo:

- Tipo de motor: CD, CA, monofásico y trifásico, entre otros.
- Potencia y velocidades nominales.
- Voltaje y frecuencia de operación.
- Tipo de caja.
- Tamaño de armazón.
- Detalles de montaje.

Factores para seleccionar un motor:

- Par torsional y velocidad de operación, potencia nominal.

- $\text{Potencia} = \text{Par torsional} \times \text{velocidad}$
- 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. (Moot, 2006)

2.10.2. Motores monofásicos

Son los motores eléctricos más conocidos porque se utilizan en aparatos domésticos y herramientas portátiles. Se emplean cuando no se dispone de potencia trifásica (ver figura 26). (Wildi, 2007)

En los motores monofásicos no resulta sencillo iniciar el campo giratorio, por lo cual, se tiene que usar algún elemento auxiliar. Dependiendo del método empleado en el arranque, se puede distinguir dos grandes grupos.

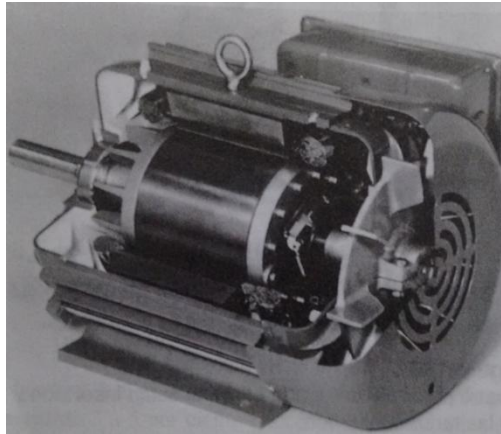


Figura 26 Motor monofásico
Fuente: (Wildi, 2007)

a) Motor de arranque con capacitor

Es similar a un motor de fase dividida, excepto que el devanado auxiliar tiene casi tantas vueltas como el devanado principal. Además posee un capacitor y un interruptor centrífugo conectados en serie al devanado auxiliar. El capacitor se elige de modo que (I_a) se adelante aproximadamente 80° respecto a (I_s), lo cual es mucho más que los 25° del motor de fase dividida (ver figura 27). (Wildi, 2007)

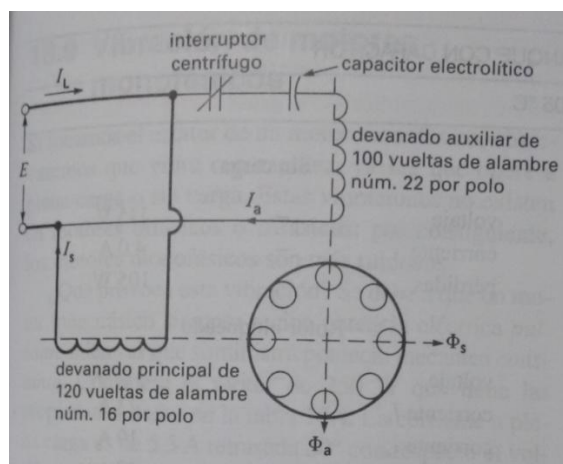


Figura 27 Motor monofásico arranque con capacitor.
Fuente: (Wildi, 2007)

b) Motor de funcionamiento con capacitor.

Este motor es un motor bifásico que recibe su potencia de una fuente monofásica. Posee dos devanados, uno de los cuales está conectado directamente a la fuente, pero en serie con un capacitor de papel, este devanado tiene un gran número de vueltas de alambre relativamente delgado, comparado con el devanado conectado en forma directa (ver figura 28). (Wildi, 2007)

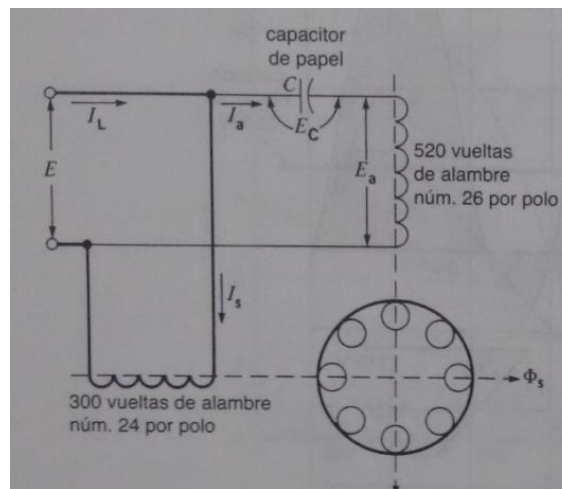


Figura 28 Motor monofásico con capacitor
Fuente: (Wildi, 2007)

2.10.3. Dispositivos de control

Un circuito de control consta de varios componentes básicos para lograr el desempeño deseado, el tamaño de los componentes varía con la potencia del motor pero el principio de operación es el mismo; los componentes básicos son los siguientes: (Orthwein, 1996)

- Interruptores
- Breakers
- Botones
- Relevadores

- Contactos magnéticos
- Fusibles
- Luces piloto
- Transformadores y capacitores

a) Interruptores de desconexión

El interruptor de desconexión aísla el motor de la fuente de potencia, se compone de cuchillas y tres fusibles encerrados en una caja metálica, se pueden abrir y cerrar de inmediato por medio de una manija externa. Los interruptores de desconexión se usan para conducir la corriente nominal a plena carga del motor para soportar las corrientes de corto circuito durante intervalos breves (ver figura 29). (Wildi, 2007)

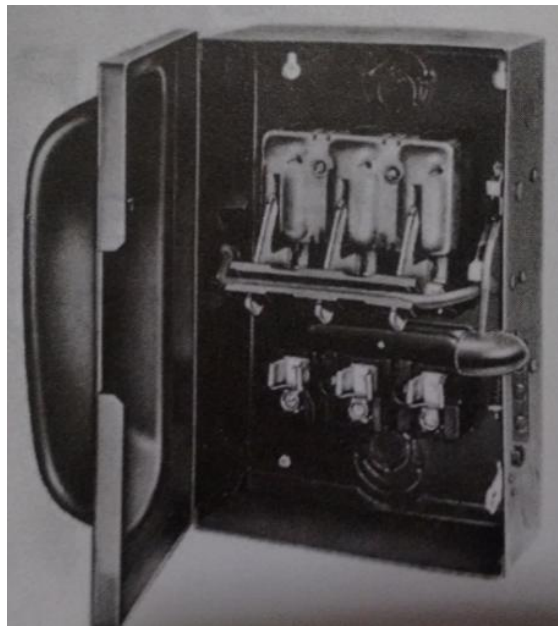


Figura 29 Interruptor de desconexión
Fuente: (Wildi, 2007)

a) Breakers

El Breaker abre y cierra como un interruptor de manija, este se abre automáticamente cuando la corriente excede un límite definido, una vez abierto se lo puede volver a cerrar manualmente. Por lo general se utilizan cortacircuitos manuales en lugar de interruptores de desconexión porque no hay que reemplazar fusibles (ver figura 30). (Wildi, 2007)

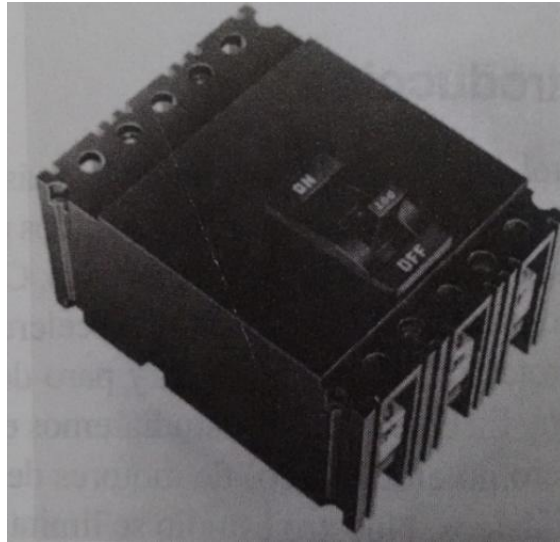


Figura 30 Breaker
Fuente: (Wildi, 2007)

b) Interruptores de leva

El interruptor de leva posee un grupo de contactos fijos y un número igual de contactos móviles, se pueden hacer que los contactos se abran y cierren en una secuencia preestablecida haciendo girar la manilla de izquierda a derecha o viceversa. Se utilizan para encendido o apagado de un motor o un cambio de giro del mismo (ver figura 31). (Wildi, 2007)



Figura 31 Interruptor
Fuente: (Wildi, 2007)

c) Botones y pulsadores

El botón pulsador es un interruptor activado por la presión de los dedos donde dos o más contactos se abren y cierran cuando el botón es oprimido, este posee un resorte para regresarlos a su posición normal cuando se deja de oprimirlos (ver figura 32). (Wildi, 2007)

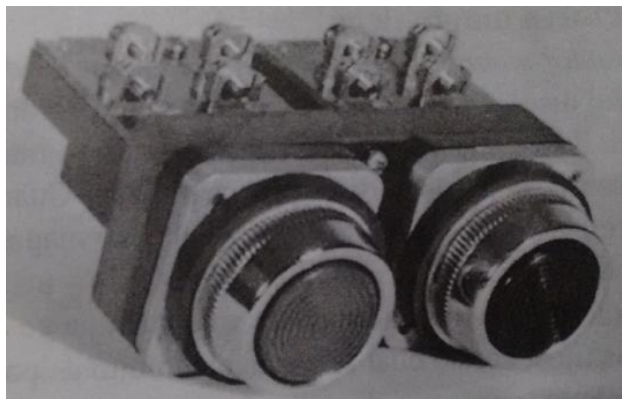


Figura 32 Pulsadores
Fuente: (Wildi, 2007)

d) Contactores Magnéticos

Es básicamente un interruptor de control diseñado para abrir y cerrar un circuito de potencia que posee una bobina relevadora y un buzo magnético el cual contiene un juego de contactos móviles, al energizarla atrae el buzo magnético el cual sube rápidamente y los conatos móviles hacen un juego de contactos fijos lo cual cierra el circuito de potencia. También poseen contactos auxiliares abiertos o cerrados para propósitos de control (ver figura 33). (Wildi, 2007)

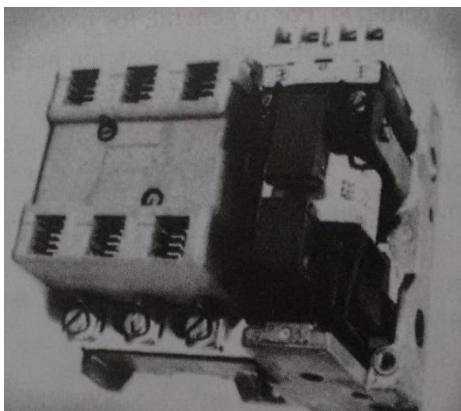


Figura 33 Contactor
Fuente: (Wildi, 2007)

2.10.4. Diagramas de control

El sistema de control se puede representar mediante cuatro tipos de diagrama de circuito (ver figura 34): (Wildi, 2007)

- Diagrama de bloques
- Diagrama unifilar
- Diagrama de cableado eléctrico
- Diagrama esquemático

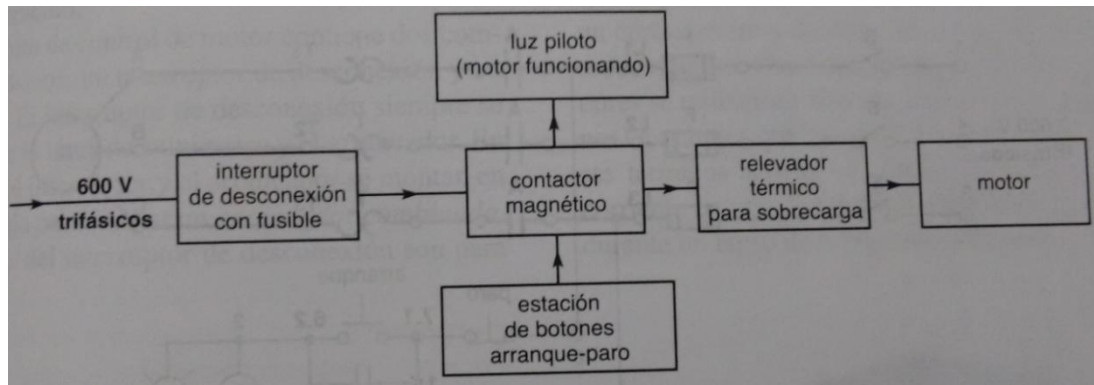


Figura 34 Diagrama de bloques
Fuente: (Wildi, 2007)

2.10.5. Inversión de giro

Se puede invertir la dirección de rotación de estos motores intercambiando los conductores del devanado auxiliar, si un motor monofásico cuenta con un interruptor centrífugo no se puede invertir su rotación mientras el motor está funcionando. En caso de un motor de funcionamiento con capacitor la dirección de rotación se puede cambiar mientras el motor está funcionando porque ambos devanados están conectados al circuito. (Wildi, 2007)

2.11. Ecuaciones matemáticas usadas para el diseño y construcción de la máquina baroladora.

2.11.1. Momento de inercia (I)

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, además desempeña un papel análogo al de la masa inercial en el caso del movimiento rectilíneo y uniforme. (Moot, 2006)

- Perfil cuadrado y rectangular

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Dónde:

b = Base (m).

h = Altura (m).

- Perfil círculo hueco

$$I = \frac{\pi(\phi_e^4 - \phi_i^4)}{64} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Dónde:

ϕ_e = Diámetro exterior (m).

ϕ_i = Diámetro interior (m).

2.11.2. Centroide (C)

Es un punto que define el centro geométrico de un objeto. Su localización 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 de 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 centroide de un cuerpo, ya que son independientes del peso del cuerpo y dependen solamente del cuerpo. (Shingley, 1996)

$$C = \frac{h}{2} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Dónde:

h = Altura (m)

2.11.3. Área del círculo (A)

El área del círculo es igual al valor de su radio elevado al cuadrado multiplicado por una constante definida como pi (π). (Moot, 2006)

$$A = \pi \times r^2 \qquad \text{Ec. 2.10}$$

Dónde:

r = Radio del círculo (m)

2.11.4. Presión (P)

Cuando se ejerce una fuerza sobre un cuerpo deformable, los efectos que provoca dependen no sólo de su intensidad, sino también de cómo esté repartida sobre la superficie del cuerpo. (Roemheld, 2012)

$$P = \frac{F}{A} \qquad \text{Ec. 2.11}$$

Dónde:

F = Fuerza (N)

A = Área (m²)

2.11.5. Volumen del pistón (Vo)

El volumen de aceite V_o , que se necesita para una carrera del pistón, se calcula mediante la superficie efectiva del pistón A y la carrera del pistón necesaria. (Roemheld, 2012)

$$V_0 = A \times recorrido \quad Ec. 2.12$$

Dónde:

A =Área (m²)

2.11.6. Caudal de la bomba (Q)

Dado la velocidad del pistón v y la superficie efectiva del pistón A puede calcularse el caudal mediante la siguiente formula: (Roemheld, 2012)

$$Q = v \times A \quad Ec. 2.13$$

Dónde:

v =Velocidad del pistón (m/s)

A =Área (m²)

2.11.7. Tiempo de avance del pistón (ts)

Con el volumen del pistón V_0 y el caudal de la bomba Q puede calcularse el tiempo de carrera para una carrera concreta del pistón. (Roemheld, 2012)

$$t_s = \frac{V_0}{Q} \quad Ec. 2.14$$

Dónde:

Q =Caudal (gal/min)

V_0 = Volumen del pistón (cm³)

2.11.8. Fuerza de Rozamiento (Fr)

La fuerza de rozamiento se opone al movimiento y es proporcional a la fuerza normal que ejerce el plano sobre el bloque se define mediante la fuerza normal F por el coeficiente de rozamiento μ_k . (Valencia, 2016)

$$Fr = F \times \mu_k \quad Ec. 2.15$$

Dónde:

μ_k = Coeficiente de rozamiento.

Fr = Fuerza de rozamiento (N)

2.11.9. Torque (T)

El “torque” o “par” es una fuerza de giro, por ejemplo la fuerza de giro en la flecha de un motor. No es simplemente una fuerza expresada en kilogramos, libras, onzas, Newton, etc. (Moot, 2006)

$$T = F \times r \quad Ec. 2.16$$

Dónde:

T = Torque (N m)

Fr = Fuerza de rozamiento

r =Radio del dado (m)

2.11.10. Relación de velocidades

Se define como la relación de la velocidad angular del engrane de entrada a la del engrane de salida para un solo par de engranes. (Valencia, 2016)

$$w_G \times n_p = w_p \times n_G \quad \text{Ec. 2.17}$$

Dónde:

w_G = velocidad del engranaje en (rev.)

n_p = dientes el piñón

w_p = velocidad del piñón (rev)

n_G = dientes del engranaje

2.11.11. Fuerza tangencial (W_t)

Es la fuerza que ejerce los dientes del piñón sobre los dientes del engrane. (Roemheld, 2012)

$$W_t = \frac{T \times 2}{D} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Dónde:

W_t = Fuerza tangencial (N/m²)

T = Torque (N/m)

D = Diámetro (m)

2.11.12. Fuera Radial (W_r)

Es la componente vertical de la fuerza total la cual actúa radialmente sobre el diente del engrane. (Valencia, 2016)

$$W_r = W_t \times \tan \phi \quad \text{Ec. 2.19}$$

Dónde:

W_t = Fuerza tangencial (N/m²)

$\tan \phi$ = Tangente del ángulo.

2.11.13. Fuerza normal (W_n)

Debido a la forma involuta que tiene el diente, la fuerza total que se transfiere de un diente al correspondiente actúa normal al perfil de involuta. (Moot, 2006)

$$W_n = W_t / \cos \phi \quad \text{Ec. 2.20}$$

Dónde:

W_t = Fuerza tangencial (N/m²)

$\cos \phi$ = Coseno del ángulo.

2.11.14. Paso diametral (Pd)

Es el sistema de paso que se usa con más frecuencia hoy en Estados Unidos, igual al número de dientes por pulgada de diámetro de paso. Una de las ventajas del sistema de paso diametral es que hay una lista de pasos normalizados, y la mayor parte de los pasos tienen valores enteros. (Moot, 2006)

$$P_d = \frac{N}{D} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Dónde:

N = Número de dientes

D = Diámetro de paso (m)

2.11.15. Módulo métrico (m)

El paso de los engranes en el sistema métrico se basa en esta unidad y se llama módulo. (Moot, 2006)

$$m = \frac{D_P}{N_P} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Dónde:

D_P = Diámetro del piñón (m)

N_P =Numero de dientes del piñón.

2.11.16. Diámetro exterior (D_0)

El diámetro del circulo que encierra el exterior de los dientes del engrane. (Moot, 2006)

$$D_0 = D + 2a \quad \text{Ec. 2.23}$$

Dónde:

D =Diámetro (m)

a =Altura de la cabeza (m)

2.11.17. Diámetro de raíz (D_R)

También se llama diámetro de fondo, y él es diámetro del círculo que contiene el fondo del espacio del diente que es la circunferencia de raíz. (Moot, 2006)

$$D_R = D - 2b \quad \text{Ec. 2.24}$$

Dónde:

D =Diámetro (cm)

b =Altura del pie (cm)

2.11.18. Altura total (h_t)

También se llama profundidad total y es la distancia radial del exterior. (Moot, 2006)

$$h_t = a + b \quad \text{Ec. 2.25}$$

a =Altura de la cabeza (cm)

b = Altura del pie(cm)

2.11.19. Profundidad de trabajo (h_k)

Es la distancia radial que un diente de engrane se introduce en el espacio entre dientes del engrane correspondiente. (Moot, 2006)

$$h_k = a + a \quad \text{Ec. 2.26}$$

Dónde:

a =Altura de la cabeza (cm)

2.11.20. Espesor del diente (t)

Es la longitud del arco medida en el círculo de paso de un lado de un diente al otro lado. A veces a estos se le llama espesor circular. (Moot, 2006)

$$t = \frac{\pi}{2Pd} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Dónde:

P_d =Paso diametral

2.11.21. Número de esfuerzo flexionante (S_t)

Método de análisis y diseño que se emplean, aquí ilustran los tipos de condiciones que afectan al diseño final; por último el diseñador tiene la responsabilidad de tomar las decisiones más adecuadas para el diseño. (Moot, 2006)

$$S_t = \frac{w_t \times P_d}{F \times J} \times K_0 \times K_s \times K_m \times K_B \times K_V \quad \text{Ec. 2.28}$$

Dónde:

K_0 = Factor de sobrecarga

K_s = Factor de tamaño

K_m = Factor de distribución de carga

K_B = Factor de espesor de orilla.

K_V = Factor dinámico.

J = Factor de geometría.

2.11.22. Factor de sobrecarga (K_0)

Este factor considera la probabilidad de que variaciones de carga, vibraciones, choques, cambios de velocidad y otras condiciones específicas de la aplicación, puedan causar cargas máximas mayores de la fuera tangencial. Se escoge el valor según la siguiente tabla que se muestra a continuación (ver figura 35). (Moot, 2006)

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Figura 35 Factor de sobrecarga
Fuente: (Wildi, 2007)

$$K_0 = 1.40$$

Ec. 2.29

2.11.23. Factor de tamaño (K_s)

Se puede suponer el factor de tamaño como 1.00 para la mayoría de los engranajes. Según la siguiente tabla que se muestra a continuación (ver figura 36) para dientes más grandes se pueden manejar los valores de referencia. (Moot, 2006)

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Figura 36 Factor de tamaño.
Fuente: (Wildi, 2007)

$$K_s = 1$$

Ec. 2.30

2.11.24. Factor de distribución de carga (K_m)

Se basa en muchas variables en el diseño de los engranajes mismos, pero también en los ejes, cojinetes, cajas y la estructura donde se instalará el reductor con engranajes. (Moot, 2006)

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad \text{Ec. 2.31}$$

Dónde:

C_{pf} =Factor de proporción del piñón.

C_{ma} =Factor por alineamiento de engranado.

2.11.25. Factor de espesor de orilla (K_B)

El análisis básico con el que se dedujo esta ecuación supone que el diente del engranaje se comporta como una viga en voladizo, fija a una estructura de soporte perfectamente rígida en su base. Para estimar la influencia del espesor de la orilla, se puede emplear la siguiente figura (ver figura 37) El parámetro geométrico principal se llama relación de respaldo definido por la siguiente ecuación. (Moot, 2006)

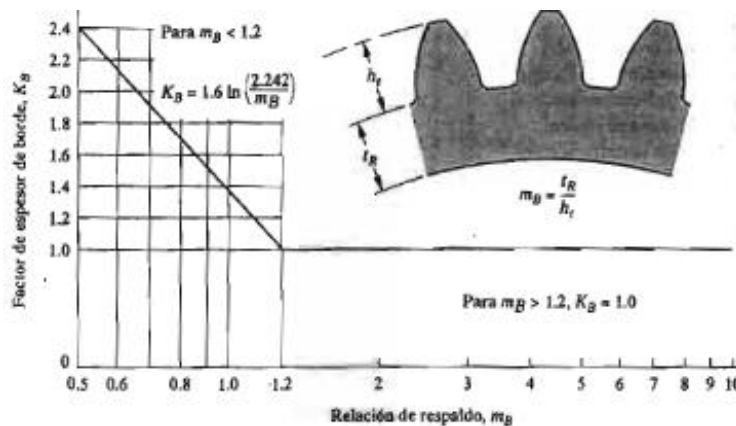


Figura 37 Factor de espesor de Orilla
Fuente: (Wildi, 2007)

Relación de respaldo:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad \text{Ec. 2.32}$$

Dónde:

t_R = Espesor de la orilla.

h_t = Profundidad total del diente.

En el caso de que existan valores para $m_B > 1.2$ se asume el valor para

$$K_B = 1.0 \quad \text{Ec. 2.33}$$

2.11.26. Factor dinámico (k_v)

Con este factor se considera que la carga es resistida por un diente, con cierto grado de impacto, y que la carga real sobre el diente es mayor que la carga transmitida sola. Para calcular k_v se debe calcular la Velocidad de la línea de paso v_t determinada por la siguiente ecuación: (Moot, 2006)

$$v_t = \frac{\pi \times D_p \times n_p}{12} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Teniendo que

$$D_p = \frac{N_p}{P_d} \quad \text{Ec. 2.35}$$

Dónde:

D_p = diámetro de paso (m)

N_p = número de dientes del piñón.

P_d = paso diametral.

Obtenidos los cálculos se puede obtener k_v mediante la siguiente figura (ver figura 38).

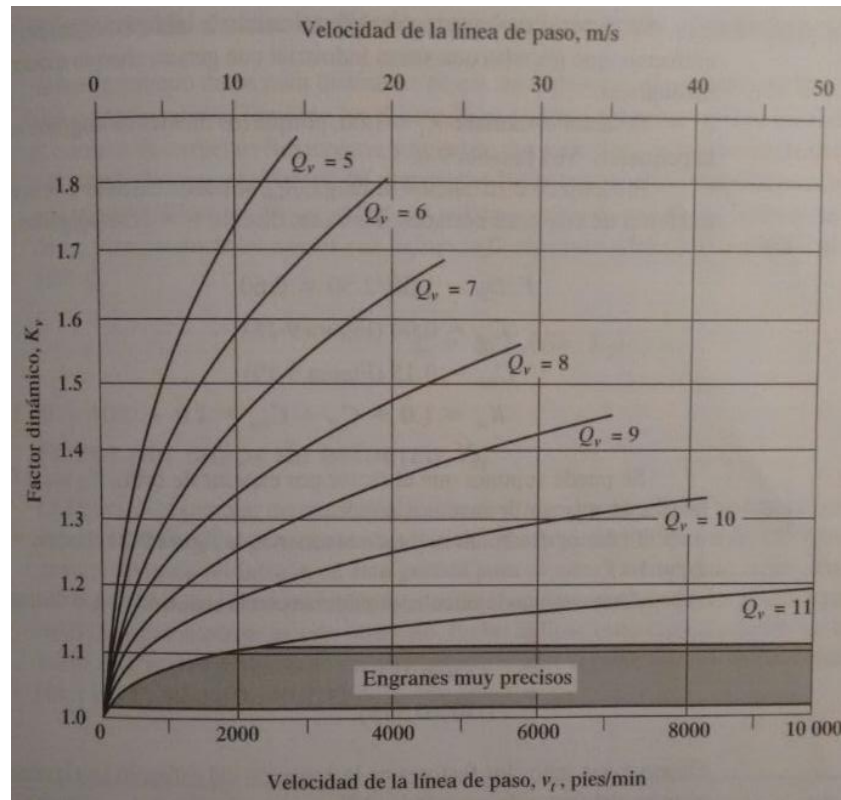


Figura 38 Factor dinámico
Fuente: (Wildi, 2007)

$$k_v = 1$$

Ec. 2.36

2.11.27. Factor de geometría (J)

Toma en consideración los aspectos siguientes: el punto de aplicación de la carga en el diente, la forma que poseen los dientes, el efecto de concentración de esfuerzos y la forma como está compartida la carga. Y se determina su valor según la siguiente figura (ver figura 39).

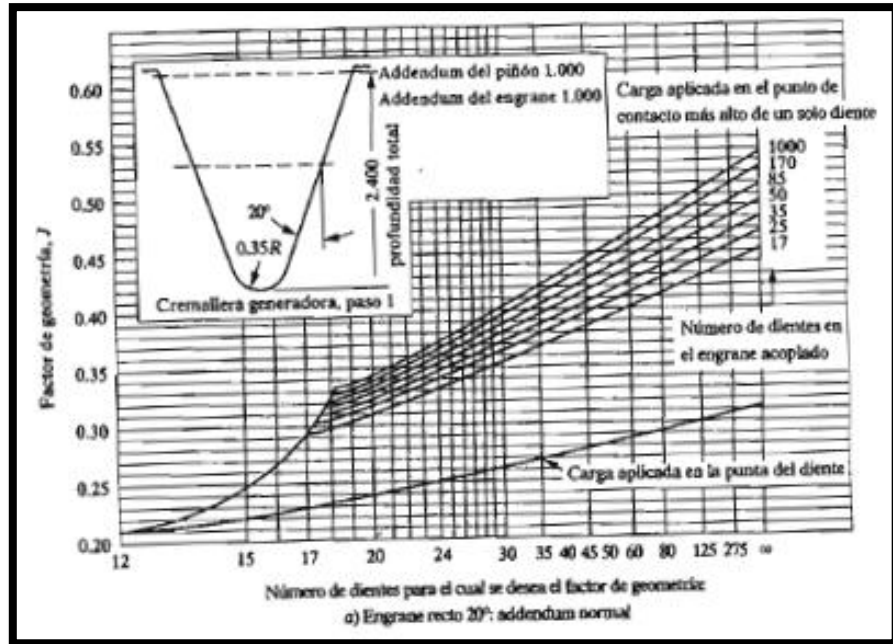


Figura 39 Factor Geométrico
Fuente: (Wildi, 2007)

$$J = 0.435$$

Ec. 2.37

2.11.28. Ecuación de diseño para ejes (D)

Esta ecuación sirve solo para ejes sometidos a flexión y a torsión, están los que sostienen engranes rectos, la potencia transmitida causa la torsión y las fuerzas transversales sobre los elementos causan flexión. (Valencia, 2016)

$$D = \left[\frac{32(n)}{\pi} \times \sqrt{\left[\frac{Kt \times mB}{Sn} \right]^2 + \frac{3}{4} \times \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Dónde:

Kt = Concentración de fuerza

mB = Momento flector (N m)

S_n = Coeficiente de Resistencia a la fatiga (Pa)

S_y = Resistencia a la fluencia (Pa)

T = Momento torsional (Nm)

n = Factor de seguridad

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA BAROLADORA

3.1. Introducción.

Actualmente existe en el mercado dos tipos de máquinas baroladoras, la primera es una máquina totalmente eléctrica, la segunda es una máquina híbrida que está compuesta de un sistema eléctrico y un sistema hidráulico, no existen máquinas totalmente hidráulicas debido a su excesivo costo, a continuación se indicará los dos tipos de máquinas con sus respectivos sistemas:

- **Máquinas eléctricas**

Las máquinas totalmente eléctricas están compuesta de elementos mecánicos controlados por dispositivos eléctricos y componentes eléctricos también como motores etc. Estas máquinas son muy útiles en la actualidad, la desventaja es que son manuales no se las puede automatizar ya que el costo sería excesivamente elevado.

- **Máquinas híbridas**

Estas máquinas son las que en la actualidad son más eficientes y convenientes al mercado ya que tiene tres sistemas incluidos en una, el sistema eléctrico, sistema hidráulico y un sistema mecánico lo cual le hace muy eficientes a estos tipos de máquinas.

3.2. Selección de máquina.

En esta parte se seleccionará el tipo de máquina que se va a construir de acuerdo a lo estudiado en el marco teórico, de acuerdo a su función y principalmente a su costo.

- **Función**

La principal función de esta máquina es Barolar tubo, todas las máquinas estudiadas anteriormente permite hacer esto, por lo cual se podrá elegir cualquier de las anteriores.

- **Costo**

Este aspecto es fundamental porque en la actualidad en la industria se busca una máquina buena y barata, por lo que se elegirá la máquina baroladora de tres rodillos horizontales en pirámide porque su construcción cuesta menos que las demás, el mantenimiento de la misma es mucho más barato en comparación a las demás, esta consta de elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos menos complejos por lo cual su costo es inferior a la de las otras.

3.3. Tamaño de la máquina

El tamaño de la máquina depende de dos aspectos fundamentalmente, el primero es el tamaño y el espesor del tubo a barolar, en este caso el tubo de mayor diámetro es de dos pulgadas y media, el segundo aspecto es ya la utilización de este tubo en la vida real como se observa en la siguiente figura (ver figura 40) este tubo es utilizado para la construcción de un coliseo de un máximo de 20 metros, pero nunca se debe diseñar una máquina para el punto máximo en que va a trabajar, por eso se la diseñará para una longitud de máximo 30 metros.



Figura 40 Tubo redondo en la estructura

La máquina dará el diámetro máximo según la longitud que exista entre los dos ejes motrices que son A y B, el eje C es el que ejerce una fuerza para que el tubo se desplace hacia abajo y de la curvatura deseada, en la siguiente figura (ver figura 41) se realiza un bosquejo de la distancia entre A y B para obtener un diámetro máximo de barolado.

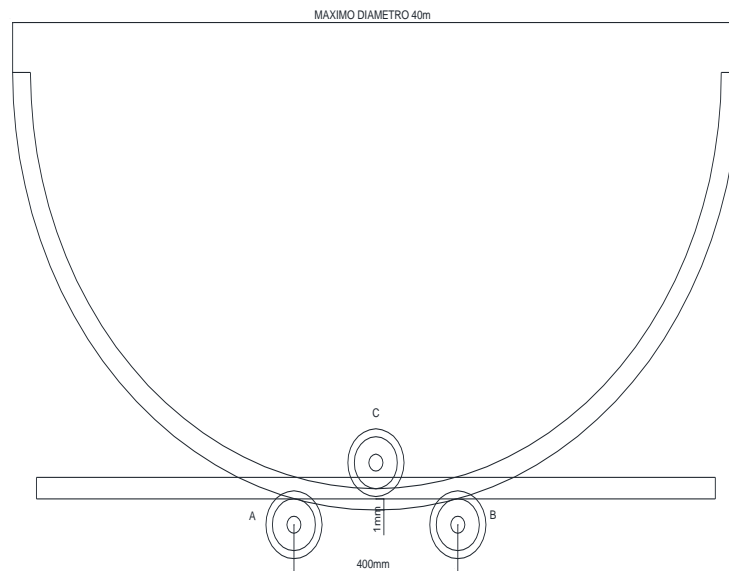


Figura 41 Distancia de 400 mm entre A y B

El resultado de la figura muestra claramente que el máximo diámetro de barolado es de 40 m, lo cual es un valor demasiadamente grande, esto indica que la distancia entre ejes debe ser más reducida, ahora en la siguiente figura (ver figura 42) se diseña los ejes a una distancia de 350 mm para ver el máximo diámetro de barolado.

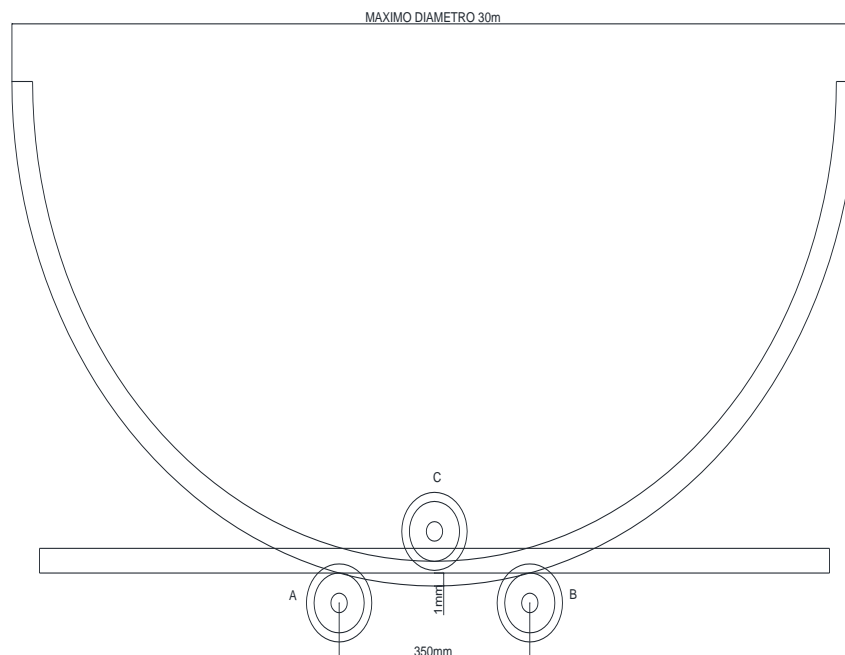


Figura 42 Distancia entre A y B de 350 mm

La distancia máxima de barolado es de 30 m, la cual es la distancia que se busca para diseñar la máquina.

3.4. Diseño hidráulico

3.4.1. Pistón hidráulico

En esta parte se obtendrá la fuerza que debe ejercer el eje C para que el tubo de mayor espesor y mayor diámetro, se desplace hacia abajo y dé el diámetro deseado, como se observa en la siguiente figura (ver figura 43).

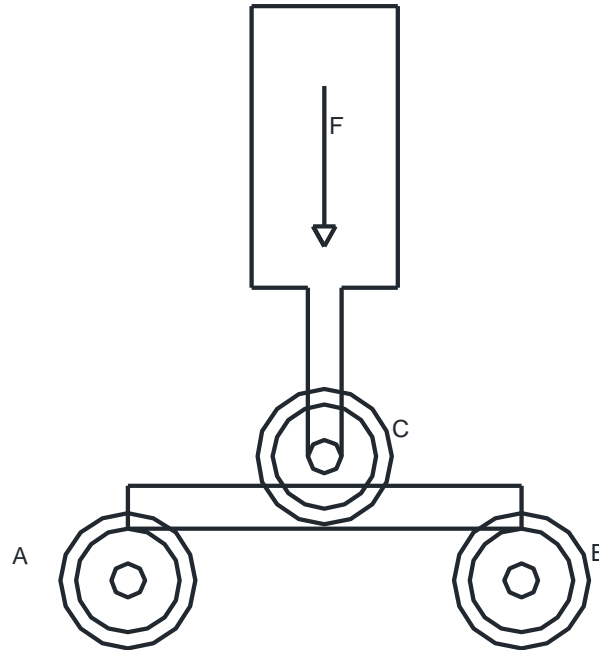


Figura 43 Fuerza ejercida por el eje C

Se realiza el diagrama de cuerpo libre de la viga simplemente apoyada, se observa en la figura (ver figura 44).

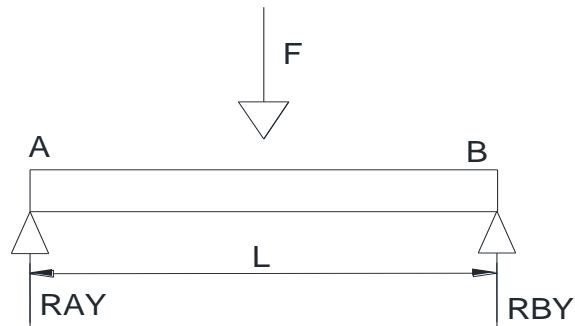


Figura 44 Diagrama de cuerpo libre de la viga

Esto permitirá obtener las reacciones de apoyo, estas dependen de la fuerza que ejerce el pistón hacia abajo, de aquí se encontrará algunas ecuaciones de las cuales se obtendrá la fuerza necesaria para curvar el tubo.

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ay} - F + R_{By} = 0$$

Ec. 3.1

$$\sum M_A = 0 \quad -F \cdot \frac{L}{2} + R_{By} \cdot L = 0 \quad \text{Ec. 3.2}$$

Dónde:

$F = \text{Fuerza de curvado [N]}$

$M = \text{Momento [N . m]}$

$L = \text{Distancia entre apoyos [m]}$

$R_{Ay} = \text{Reacciones de apoyo [N]}$

Despejando R_{By} de la ecuación (3.2) y R_{Ay} de la ecuación (3.1), ahora se reemplaza R_{By} en la ecuación se obtiene:

$$R_{Ay} = \frac{F}{2}$$

Obtenida la reacción de apoyo, se podrá determinar el momento máximo en el punto central de la viga, donde se aplica la fuerza máxima de curvado, para obtener el momento máximo, se corta la viga justo antes de aplicarla la misma de la cual se obtiene (ver figura 45).

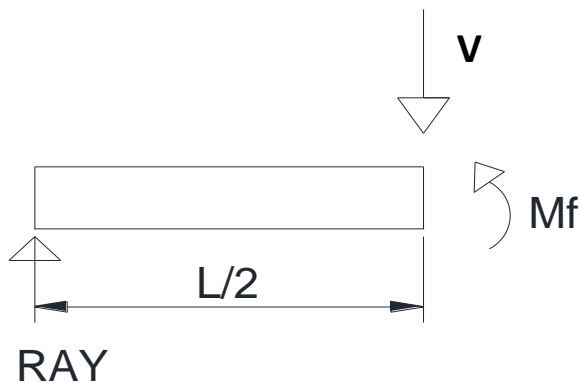


Figura 45 Diagrama de cuerpo libre

Dónde:

V = Fuerza cortante (N)

M_f = Momento flector (Nm)

De aquí se obtendrá el momento flector:

$$M_f = RAY \times \frac{L}{2} = \frac{F}{2} \times \frac{L}{2} = \frac{FL}{4} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Con el esfuerzo normal por flexión se encontrará otra ecuación de momento flector lo cual permitirá igualar ecuaciones para despejar y poder obtener la fuerza real del curvado.

$$\sigma_{max} = \frac{M_f c}{I}$$

Se despeja M_f :

$$M_f = \frac{\sigma_{max} I}{c} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Ahora se procede a igualar las Ec. 3.3 y Ec. 3.4 para obtener la fuerza del curvado:

$$\begin{aligned} M_f &= \frac{\sigma_{max} I}{c} & M_f &= \frac{FL}{4} \\ \frac{\sigma_{max} I}{c} &= \frac{FL}{4} \\ F &= \frac{\sigma_{max} I}{c} \cdot \frac{4}{L} \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Es necesario saber el material a curvar para poder obtener el esfuerzo normal de flexión, el cual se encuentra en la tabla 2:

Tabla 2
Propiedades de los aceros estructurales.

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	$t \leq 1\frac{1}{2}$ 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
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

Nota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

Fuente: (Moot, 2006)

De aquí se encuentra el valor de resistencia a la fluencia para el acero estructural A 500 el cual se utilizará para barolar, como se tiene un tubo redondo, perfil cuadrado y rectangular se escoge el valor de “otra forma grado B” el que existe en el mercado que es de $317MPa$.

- **Perfil cuadrado**

El perfil cuadrado de mayor diámetro será el siguiente (ver figura 46):

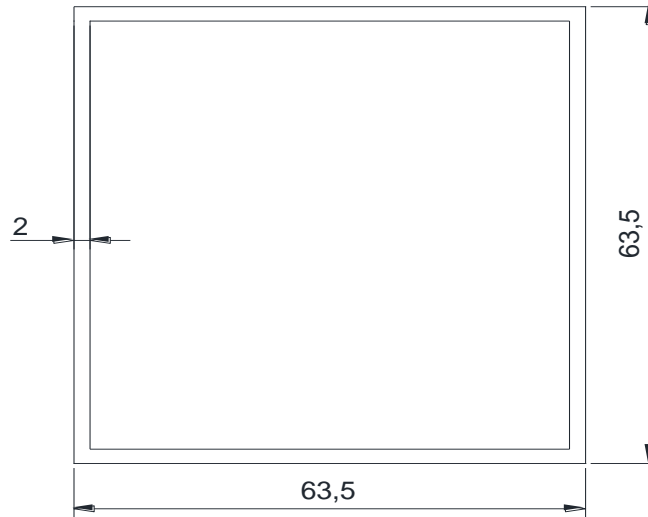


Figura 46 Perfil cuadrado

La fuerza necesaria para barolar este tubo será la siguiente obtenida mediante la Ec.3.5.

Momento de inercia obtenido mediante el ANEXO B.:

$$I = 2.126 \times 10^{-7} m^4$$

Centroide obtenido mediante la Ec. 2.9.

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

$$C = \frac{0.0635m}{2} = 0.03175m$$

Fuerza

$$F = \frac{4 \times \sigma_{max} \times I}{C \times L}$$

$$F = \frac{4(317 \times 10^6)(2.12 \times 10^{-7})}{0.03175 \times 0.35}$$

$$F = 24304.52 \text{ N}$$

- **Perfil rectangular**

El perfil rectángulo de mayor diámetro es el que se observa en la siguiente figura (ver figura 47):

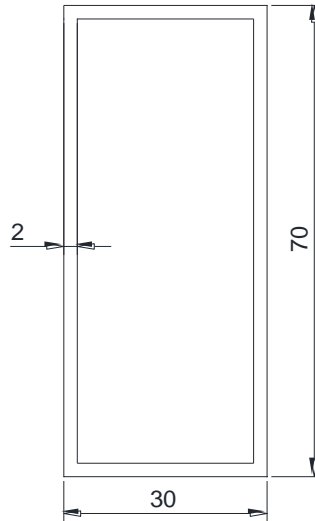


Figura 47 Perfil rectangular

Momento de inercia se obtiene mediante el ANEXO C.

$$I = 2.2 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Centroide obtenido mediante la Ec.2.9.

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

$$C = \frac{0.07\text{m}}{2} = 0.035\text{m}$$

Fuerza

$$F = \frac{4 \times \sigma_{max} \times I}{C \times L}$$

$$F = \frac{4(317 \times 10^6 Pa)(2.13 \times 10^{-7})}{0.035 \times 0,35}$$

$$F = 22047.6 N$$

- **Tubo redondo**

El mayor diámetro para el perfil redondo es el que se observa en la siguiente figura (ver figura 48):

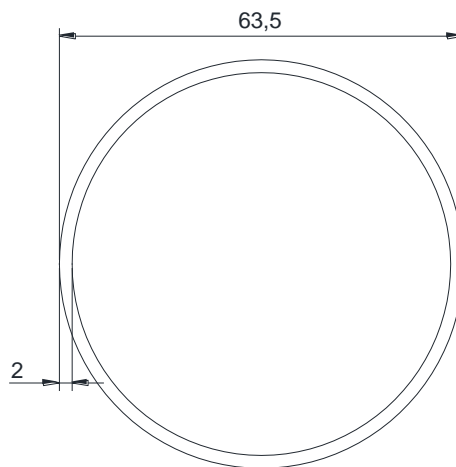


Figura 48 Tubo redondo

Momento de inercia para este perfil se obtiene mediante el ANEXO D:

$$I = 1.82 \times 10^{-7} m^4$$

Centroide

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

$$C = \frac{0.0635m}{2} = 0.03175m$$

Fuerza

$$F = \frac{4 \times \sigma_{max} \times I}{C \times L}$$

$$F = \frac{4(317 \times 10^6 Pa)(1.82 \times 10^{-7} m)}{0.03175 \times 0,35}$$

$$F = 20767.2 N$$

La mayor fuerza necesaria es de $F = 24304.52 N$, que se la obtuvo del perfil cuadrado, realizando la aproximación necesaria la fuerza es de $F = 24500 N$.

Transformando a toneladas:

$$F = 24500N \times 0.00010036$$

$$F = 2.45 T$$

Sabiendo que se necesita un pistón de 2.45 Toneladas se escogerá el factor de seguridad según la tabla 3.

Tabla 3

Factor de seguridad

Factores de seguridad	Circunstancias
5	La vida humana puede ser puesta en peligro y las reparaciones son costosas.
4	Concentración de pequeños esfuerzos, la vida humana no está puesta en peligro, pero las reparaciones son costosas.
1.5 - 3	Concentración de esfuerzos pequeños o inexistentes, no se pone en peligro la vida humana, las reparaciones son molestosas pero no son costosas.

Fuente:(Orthwein, 1996)

El factor de seguridad elegido es 2, multiplicando la fuerza por el factor de seguridad el valor obtenido es de 4.9 *Ton* que aproximando da el valor de 5 *Toneladas*.

Transformamos toneladas fuera a libras fuerza:

$$5T. \frac{2204.62lb}{1T} = 11023.1lb$$

Teniendo la fuerza y la presión a la que se trabajará se encontrará el diámetro del pistón que se necesita, ahora la presión mínima que se encuentra en centralinas es de 2000 psi, con la que se trabajará.

$$A = \frac{F}{P}$$

$$\pi \times r^2 = \frac{11023.1}{2000}$$

$$r = \sqrt{\frac{11023.1}{2000 \times \pi}}$$

$$r = 1.32 \text{ in}$$

$$d = 1.32 \text{ in} \times 2 = 2.64 \text{ in} = 67.2 \text{ mm}$$

Se observa a la tabla 4 y se elige un pistón de diámetro de 67mm, como no se dispone de este diámetro se aproxima a 80mm.

Tabla 4
Cilindros estándares

TIPO DE CILINDRO	Diámetro del cilindro (mm)	Diámetro del vástago (mm)	Área del émbolo (cm ²)	Área anular (cm ²)	Rosca de conexión	Rosca punta del vástago	50 bar		80 bar		100 bar		125 bar		160 bar		200 bar		250 bar	
							Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso
CILINDROS ISODIS 6020H CETOP R 58 H	25	14	4.91	3.37	G1/4	M2X1,25	2453	1684	3925	2694	4906	3368	6133	4210	7850	5388	9813	6735		
	32	16	8.04	5.03	G 3/8	M4X1,5	4019	3014	6431	4823	8038	6029	10048	7536	12861	9646	16077	12058		
	40	20	12.56	9.42	G 1/2	M6X1,5	6280	4710	10048	7536	12560	9420	15700	11775	20096	15072	25120	18840		
	50	25	19.63	14.72	G 1/2	M8X1,5	9813	7359	15700	11775	19625	14719	24531	18398	31400	23550	39250	29438		
	63	32	31.16	23.12	G 3/4	M7X2	15578	11559	24925	18495	31157	23118	38946	28988	48851	36889	62313	46237		
	80	40	50.24	37.68	G 3/4	M3X2	25120	18840	40192	30144	50240	37680	62800	47100	80384	60288	100480	75360		
	100	50	78.50	58.88	G 1	M4X2	39250	29438	62800	47100	78500	58875	98125	73594	125600	94200	157000	117750		
	125	63	122.66	91.50	G 1	M6X2	61328	45750	98125	73200	122656	91500	153320	114375	196250	146399	246313	182999		
	160	80	200.96	150.72	G 1 1/4	M8X3	100480	75360	160768	120576	200960	150720	251200	188400	321536	241152	401920	301440		
	200	100	314.00	235.50	G 1 1/4	M8X3	157000	117750	251200	188400	314000	235500	392500	294375	502400	376800	628000	471000		
CILINDROS ISODIS 6020H CETOP R 58 H	25	16	4.91	2.90	G1/4	M4X1,5	2453	1448	3925	2317	4906	2897	6133	3621	7850	4635	9813	5793	12266	7242
	32	20	8.04	4.90	G 3/8	M6X1,5	4019	2449	6431	3919	8038	4898	10048	6123	12861	7637	16077	9797	20096	12246
	40	25	12.56	7.65	G 1/2	M8X1,5	6280	3827	10048	6123	12560	7654	15700	9567	20096	12246	25120	15308	31400	19134
	50	32	19.63	11.59	G 1/2	M7X2	9813	5783	15700	9269	19625	11587	24531	14483	31400	18539	39250	23173	49063	28967
	63	40	31.16	18.60	G 3/4	M3X2	15578	9288	24925	14877	31157	18597	38946	23246	48851	29755	62313	37193	77892	46492
	80	50	50.24	30.62	G 3/4	M4X2	25120	15308	40192	24492	50240	30615	62800	38269	80384	48984	100480	61230	125600	76538
	100	63	78.50	47.34	G 1	M6X2	39250	23872	62800	37875	78500	47343	98125	59179	125600	75749	157000	94687	196250	118358
	125	80	122.66	72.42	G 1	M8X3	61328	36208	98125	57933	122656	72416	153320	90520	196250	118666	246313	144833	306641	181041
	160	100	200.96	122.46	G 1 1/4	M8X3	100480	61230	160768	97968	200960	122460	251200	153075	321536	199336	401920	244920	502400	306150
	200	125	314.00	191.34	G 1 1/4	M10X3	157000	95672	251200	153075	314000	191344	392500	239180	502400	306150	628000	382688	785000	478399

Fuente: (Martínez Sánchez, 2008)

Teniendo un diámetro de 80mm.

$$80mm \cdot \frac{1cm}{10mm} \cdot \frac{1in}{2.54cm} = 3.14in$$

Se calcula el área mediante la Ec. 2.10.

$$r = \frac{3.14in}{2} = 1.57in$$

Dónde:

r = Es el radio del pistón

$$A = \pi \times r^2$$

$$A = \pi \times 1.57^2$$

$$A = 7.74in^2$$

Ahora se puede calcular el volumen necesario usando al Ec. 2.12 y el caudal para eso se transforma de in^2 a cm^2 .

$$A = 7.74in^2$$

$$7.74in^2 \cdot \frac{(2.54cm)^2}{1in^2} = 49,93cm^2$$

$$V_0 = A \times recorrido$$

$$V_0 = 49.93cm^2 \times 40cm$$

$$V_0 = 1997.2 cm^3$$

Para calcular el caudal usando la Ec.2.13 se necesita que el pistón salga lentamente debido a que el avance debe ser lento ya que por el funcionamiento de la máquina el pistón debe bajar 1mm en un segundo, esto permitirá controlar el diámetro del tubo que se va a barolar.

$$v = \frac{1mm}{1s} \cdot \frac{1cm}{10mm} \cdot \frac{1m}{100cm} = \frac{1m}{1000s} \cdot \frac{39,37in}{1m}$$

$$Q = v \times A$$

$$Q = \frac{39,37in}{1000s} \times 7.74in^2 = \frac{0.3047in^3}{s} \cdot \frac{60s}{1min}$$

$$Q = 18.28 \frac{in^3}{min} / 231gpm$$

$$Q = 0.079gpm$$

El cilindro necesita una bomba de 0.1gpm, en el mercado no existen bombas de caudal tan pequeño. Pero se puede seleccionar una cisterna a la cual está acoplada una bomba con un caudal mínimo de 1gpm, que además posee una presión de 2000psi, con estos datos se procede a realizar los cálculos correspondientes.

Debido a que el caudal es mayor se selecciona el pistón estándar de 100mm de diámetro, con lo cual se obtendrá la fuerza real del pistón.

$$A = \pi \times r^2$$

$$A = \pi \times 5cm^2 = 78.53cm^2$$

$$V_0 = A \times recorrido$$

$$V_0 = 78.53cm^2 \times 40cm$$

$$V_0 = 3140 cm^3$$

Se transforma cm^3 a gal

$$3140cm^3 \cdot \frac{1gal}{3785,41cm^3} = 0.82gal$$

Se obtiene el caudal necesario:

$$Q = v A = \frac{1gal}{min} \cdot \frac{3785.41cm^3}{1gal} \cdot \frac{1min}{60s}$$

$$Q = 63.090 \frac{cm^3}{s}$$

Ahora se encuentra el tiempo mediante la Ec.2.14.:

$$t_s = \frac{V_0}{Q}$$

$$t_s = \frac{3140cm^3}{63.090 \frac{cm^3}{s}}$$

$$t_s = 49.770s$$

Se calcula la fuerza real del pistón con la presión de 2000 psi.

$$F = P \times A$$

$$F = 2000psi \times (\pi \times (1.96in)^2)$$

$$F = 24137.48lb$$

$$F = 24137.48lb \cdot \frac{1T}{2204.62lb} = 10.94T$$

Aproximadamente 11 T de fuerza, como la fuerza que ejerce el pistón de la figura a continuación (ver figura 49).



Figura 49 Pistón hidráulico

3.4.2. Unidad de potencia hidráulica

La unidad de potencia hidráulica (ver figura 50) permitirá controlar al pistón por medio de una electroválvula, que actúa por medio de pulsos eléctricos, la cual permite que el aceite pase de la bomba hacia el pistón, esto hará que el pistón ejerza la fuerza de 11 toneladas calculadas anteriormente, con esta fuerza se podrá barolar a cualquier tubo o perfil, la unidad hidráulica que se adquirió tiene las siguientes características:

- Motor de 2hp a 220V.
- Bomba de pistones.
- 1 gpm con 2000 psi.
- Electroválvula doble efecto a 220V.
- Depósito de aceite de 2 galones.
- Regulador de presión

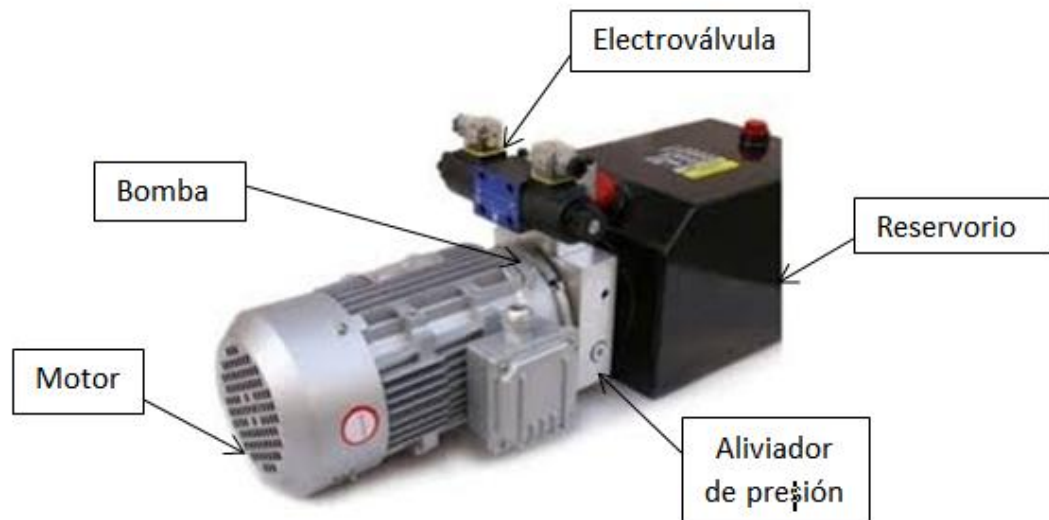


Figura 50 Unidad de potencia hidráulica

3.4.3. Aceite hidráulico

El aceite hidráulico a seleccionar será uno que posea capas anticorrosivas, resistente al envejecimiento, este aceite no tiene un alto grado de viscosidad ya que su uso principal es la transmisión de potencia, por esto se elegirá el aceite HL 40, este es suficientemente eficaz para poder utilizar el pistón.

3.4.4. Mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas deben ser resistentes ya que trabajan bajo presión lo que les hace diferente a otras mangueras en el mercado, en este caso se elegirá la manguera número 8 la cual viene con un diámetro interior de $\frac{1}{2}$ in, esta se eligió porque la unidad hidráulica viene con los agujeros para este número de manguera para poder dar el 1 gpm con el que se trabaja, ver en la tabla 5 el valor que se necesita para escoger.

Tabla 5

Mangueras hidráulicas

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

Fuente: (Martínez Sánchez, 2008)

3.5. Sistema mecánico

3.5.1. Estructura mecánica

La estructura es una de las principales partes, ya que esta debe soportar el peso de todas las piezas que conformen la máquina, esta estructura debe ser diseñada para durar hasta que la máquina deje de funcionar, esta es la pieza más grande y no se la puede cambiar o remplazar por alguna otra (ver figura 51).



Figura 51 Estructura de la mesa

La mesa está diseñada de acuerdo a las medidas necesarias de largo y ancho de los ejes, engranajes, unidad hidráulica de potencia, pistón hidráulico, motor reductor etc.

Para representar gráficamente se usó el software SolidWorks, en el cual se diseñó la mesa obteniendo las medidas reales de construcción como se muestra a continuación (ver figura 52).

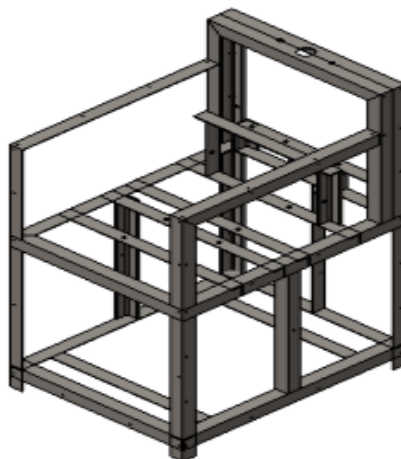


Figura 52 Estructura de la mesa en el software

3.5.2. Selección del reductor

Para seleccionar la caja reductora se necesita saber la fuerza que va a tener que mover, en este caso será 11 T, pero dividido para dos ejes que se tiene como diseño, para cada eje será de 5,5 T (ver figura 53).

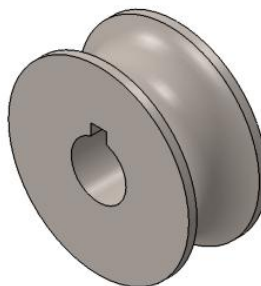


Figura 53 Dado de tubo redondo

Este dado permitirá sacar el torque que se necesita para hacer girar una vez que el tubo esté encima de ellos, para barolarlo, el dado más grande que se tendrá será de 23 cm.

También se necesita saber el coeficiente de rozamiento de acero con acero que se obtendrá de la tabla 6.

Tabla 6
Coeficientes 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
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Fuente: (Valencia, 2016)

Se transforma 5,5 T a Newton (N).

$$5,5Tn \cdot \frac{2204.62N}{1Tn} = 12125N$$

Para calcular la fuerza de rozamiento se calcula mediante la Ec.2.15.:

$$Fr = F \times \mu_k$$

$$Fr = 12125N \times 0.18$$

$$Fr = 2182.5N$$

Con la fuerza obtenida se calcula el torque mediante la siguiente fórmula Ec.2.16.

$$T = F \times r$$

$$T = 21825N \times \frac{0.23m}{2}$$

$$T = 250.98Nm$$

Se transforma [N m] a [Lb in]:

251 Nm x 2 = 502 Nm es el torque total que se necesita

$$\frac{502 Nm}{0.113} = 4442.5 lb in$$

Ahora en el mercado nacional no se encuentra una caja reductora con el torque que se calcula, para estos casos se debe acogerse lo que exista (ver figura 54), en este caso se encuentra una caja reductora de 4600 lb in y 38 revoluciones de salida, al ingresar 1750 revoluciones del motor, las partes contractivas de la caja reductora que se observa en el Anexo A.

$$revf = \frac{revm}{radio} = \frac{1750rpm}{45.81} = 38.20 rpm$$

Dónde:

revf = revoluciones de salida

revm = revoluciones del motor

radio = radio que viene dado en la placa del reductor



Figura 54 Caja reductora

3.5.3. Diseño de ejes

Para diseñar los ejes se debe especificar el material con el cual se va a construir, las fuerzas que deben soportar y el par torsional al que van a estar sometidos, en este caso se necesita diseñar un eje superior y dos ejes inferiores.

- **Eje superior**

Este eje lo va a modelar con la fuerza transmitida desde el pistón hacia el tubo a barolar, esta fuerza es de 5511.5 *lb* o 2.5 *T* la cual calcula anteriormente.

Para esto se utilizará un acero al carbono 4340 del cual se necesita saber el valor de su resistencia a la fluencia S_y y su coeficiente a la fatiga S_n los cuales se obtienen de las siguientes: tabla 7 y tabla 8.

Tabla 7
Propiedades de diseño para aceros

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555

Fuente: (Moot, 2006)

Tabla 8
Propiedades esfuerzo- deformación

Grado (α)	Orientación (θ)	Descripción (f)	Resistencia a la tensión			Reducción en área (%)	Deformación verdadera a la fractura (ϵ_f)	Modulo de elasticidad, E		Coeficiente de resistencia a la fatiga (σ_f)		Exponente de resistencia a la fatiga (b)	Coeficiente de ductilidad a la fatiga (ϵ_f)	Exponente de ductilidad a la fatiga (c)
			Dureza HB	MPa	ksi			GPa	10^4 psi	MPa	ksi			
4340	L	HR, A	243	825	120	43	0.57	195	28	1200	174	-0.095	0.45	-0.54
4340	L	TyR	409	1470	213	38	0.48	200	29	2000	290	-0.091	0.48	-0.60
4340	L	TyR	350	1240	180	57	0.84	195	28	1655	240	-0.076	0.73	-0.62

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

De la tabla que se observa en la figura anterior tabla 7 se encuentra el valor de $S_y = 120 \text{ ksi}$ y de la tabla que se muestra anteriormente tabla 8 el valor de $S_n = 290 \text{ Ksi}$.

Ahora para poder obtener las fuerzas en el *eje y* y en el *eje z*, se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del eje superior como se puede observar a continuación (ver figura 55).

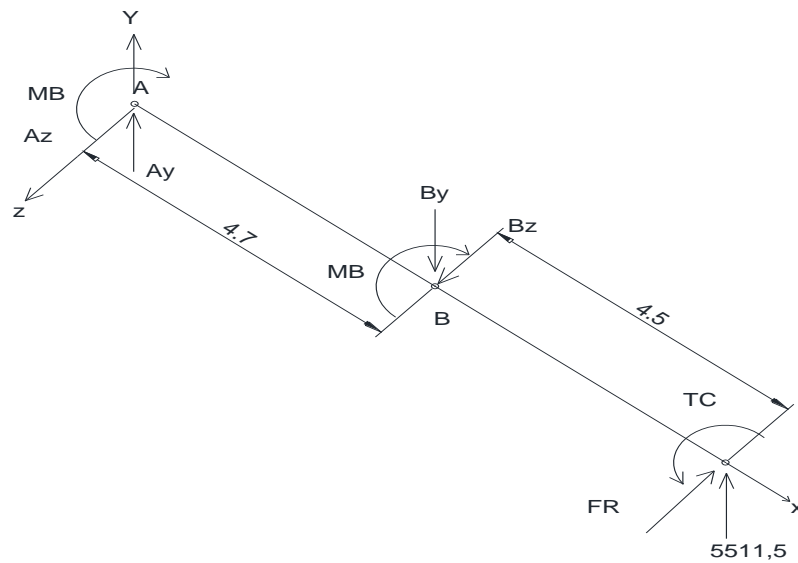


Figura 55 Diagrama de cuerpo libre de eje superior

Realizamos sumatoria de fuerzas en el eje:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 & 0 &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & A_y - B_y + F &= 0 \\ \sum F_z &= 0 & -A_z + B_z + Fr &= 0 \\ \sum M_x &= 0 & Tc - M_A - M_B &= 0 \\ \sum M_y &= 0 & -B_z \times 4.7 + 9.2 \times Fr &= 0 \\ \sum M_z &= 0 & -B_y \times 4.7 + 9.2 \times 5511.5 &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_y &= 10788.4 & M_A &= M_B \\ & & A_y &= B_y - F \\ B_z &= \frac{9.2 \times 371.70 \text{ lb}}{4.7} & A_y &= 10788.4 - 5511.5 \\ B_z &= 727.58 \text{ lb} & A_y &= 5276.9 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$Az = Bz + Fr$$

$$Az = 727.58 + 371.70$$

$$Az = 1099.2 \text{ lb}$$

Una vez obtenido los valores de las reacciones, se procede a realizar los diagramas de corte y los momentos con sus respectivos planos (ver figura 56).

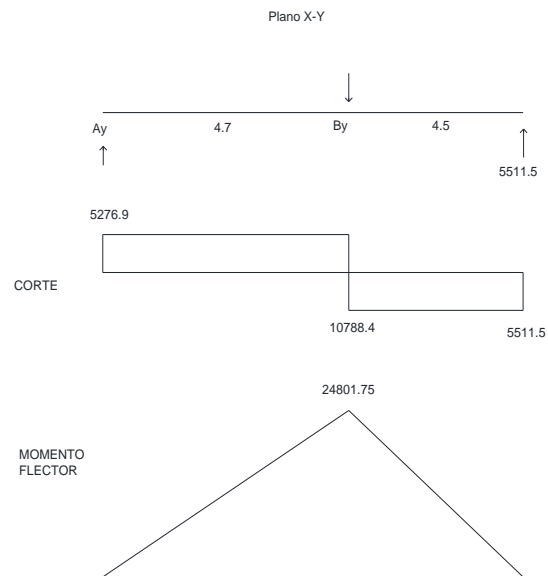


Figura 56 Diagrama de corte y momento flector del plano x-y

$$MBy = F \times d$$

$$MBy = 5511.5 \times 4.5$$

$$MBy = 24801.75 \text{ lbin}$$

$$MBz = F \times d$$

$$MBz = 371.7 \times 4.5$$

$$MBz = 1672.6 \text{ lbin}$$

Una vez ya encontrado los momentos de los planos x-y y y-z se procede a calcular el momento total por medio de Pitágoras:

$$MB = \sqrt{MB_y^2 + MB_z^2}$$

$$MB = \sqrt{(24801.75)^2 + (1672.6)^2}$$

$$MB = 24858 \text{ lbin}$$

Con todos los datos se procede a calcular el diámetro del eje con ayuda de la Ec.2.38, $K_t = 2$ y el factor de seguridad es 1.5:

$$D = \left[\frac{32(1.5)}{\pi} \times \sqrt{\left[\frac{K_t \times mB}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \times \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left[\frac{32(1.5)}{\pi} \times \sqrt{\left[\frac{2 \times 24858}{290000} \right]^2 + \frac{3}{4} \times \left[\frac{4600}{120000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.4 \text{ in} = 3.5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

- **Eje inferior**

Se realizan los mismos cálculos que se hizo con el eje superior, lo que cambia es la fuerza que ejerce el pistón es dividida para los dos ejes (ver figura 57).

Para encontrar la fuerza tangencial se usa la Ec 2.18.

$$w_t = \frac{2300 \text{ lb/in}}{4.3 \text{ in}}$$

$$w_t = 534.88 \text{ lb/in}^2$$

El valor de esfuerzo de cuñero de perfil $Kt = 2$. (Moot, 2006)

$$D = \left[\frac{32(n)}{\pi} \times \sqrt{\left[\frac{Kt \times mB}{Sn} \right]^2 + \frac{3}{4} \times \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Para el cálculo de la fuerza radial se obtiene usando la Ec. 2.19.

$$W_{rB} = W_{tB} \times \tan \phi$$

$$W_{rB} = 534.88 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \times \tan 20^\circ$$

$$W_{rB} = 194.35 \text{ lb}$$

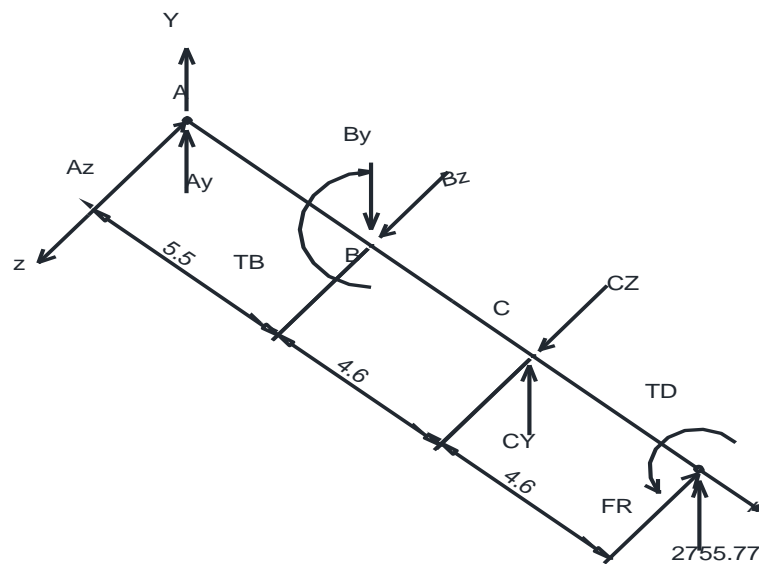


Figura 57 Diagrama de cuerpo libre de eje inferior

Se realiza sumatorias de fuerzas en el eje:

$$\sum x = 0 \qquad 0 = 0$$

$$\sum y = 0 \qquad Ay + By - Cy + F = 0$$

$$Ay + 534,88 \text{ lb} - Cy + 2755.77 \text{ lb} = 0$$

$$\sum z = -Az - Bz + Cz + Fr = 0$$

$$\sum My = 5.5Bz - 10.12Cz + 14.76 Fr = 0$$

$$\sum Mz = 5.5By - 10.12Cy + (14.76 \times 2755.77 \text{ lb}) = 0$$

$$By = 534.88$$

$$Dy = 2755.77 \text{ lb}$$

$$Cy = 9440.9$$

$$Ay = 6150.25 \text{ lb}$$

$$5.5 \times (194.36) - 10.12Cz + 14.76(371.70 \text{ lb}) = 0$$

$$Cz = 647.75 \text{ lb}$$

$$Bz = 194.36 \text{ lb}$$

$$Az = 825.09 \text{ lb}$$

$$Dz = 371.7 \text{ lb}$$

$$MDy = 12731.65 \text{ lb}$$

$$MDz = 1717.25 \text{ lb}$$

Se encuentra el momento total ejercido en el eje:

$$MD = \sqrt{MDy^2 + MDz^2}$$

$$MD = \sqrt{12731.65 \text{ lb}^2 + 1717.25 \text{ lb}^2}$$

$$MD = 12847 \text{ lbin}$$

Con todos los datos que se encontraron se calcula el diámetro del eje con ayuda de la Ec.2.38. También obtenemos el valor para el factor de seguridad de 1.5 y $K_t = 2$ el cual es cuñero de perfil. (Moot, 2006)

$$D = \left[\frac{32(1.5)}{\pi} \times \sqrt{\left[\frac{12847 \times 2}{290000} \right]^2 + \frac{3}{4} \times \left[\frac{4600}{120000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.14 \text{ in} \cong 2,91 \text{ cm} \cong 29 \text{ mm}$$

3.5.4. Diseño del engranaje piñón.

Para realizar el cálculo del engranaje piñón se debe tener los conocimientos bien claros y con esto se procede a calcular el diámetro del engranaje, el número de dientes, y uno de los puntos más importantes el ancho de cara del diente.

Ahora se calcula las revoluciones de salida ya en el dado que sirve para barolar con la Ec.2.17:

$$w_G \times n_p = w_p \times n_G$$

$$38.20 \text{ rpm} \times 55 \text{ dientes} = 80 \text{ dientes} \times \text{revsalida}$$

$$revsalida = 27rev$$

Ahora se encuentra la fuerza tangencial con la Ec.2.18:

$$T = W_t \left(\frac{D}{2} \right)$$

$$W_t = \frac{T \times 2}{D}$$

$$W_t = \frac{4600lb.in \times 2}{5.5in}$$

$$W_t = 1672lb$$

También se calcula la fuerza radial con ayuda de la Ec.2.19.

$$W_r = W_t \times \tan \phi$$

$$W_r = 1672lb \times \tan 20^\circ$$

$$W_r = 557.17 lb$$

Una vez calculada las la fuerza tangencial y radial, se obtiene la fuerza normal con la Ec.2.20.

$$W_n = W_t / \cos \phi$$

$$W_n = 1672lb / \cos 20$$

$$W_n = 1779.30 lb$$

El número de dientes del piñón es 50:

$$N_p = 50$$

El paso diametral es lo siguiente que encuentra con la Ec 2.21.

$$Pd = \frac{N}{D}$$

$$Pd = \frac{50}{5.5}$$

$$Pd = 9.09 \text{ in} = 230\text{mm}$$

Se elige engranajes con angulo de presion de 20° los que encuentra en el mercado por lo tanto se calcula el paso diametral este es de paso grande.

Engranaje:

$Pd < 20$ Paso grueso

Se calcula el módulo métrico con la Ec. 2.22.

$$m = \frac{140}{55} = 2.54$$

Se calcula el diámetro exterior con la Ec. 2.23.

$$D_0 = D + 2a$$

$$D_0 = 5.5 + 2\left(\frac{1}{9.09}\right)$$

$$D_0 = 5.72 \text{ in} = 145\text{mm}$$

Se calcula diámetro de raíz con la Ec. 2.24.

$$D_R = D - 2b$$

$$D_R = 5.5 - 2\left(\frac{1.25}{9.09}\right)$$

$$D_R = 5.22 \text{ in} = 132.5 \text{ mm}$$

Se procede a encontrar la profundidad total llamada también total mediante la Ec. 2.25.

$$h_t = a + b$$

$$h_t = \left(\frac{1}{9.09}\right) + \left(\frac{1.25}{9.09}\right)$$

$$h_t = 0.24 \text{ in} = 6 \text{ mm}$$

También es importante obtener la distancia radial de un diente usando la Ec.2.26.

$$h_k = 0.22 \text{ in} = 5.5 \text{ mm}$$

Ahora se encuentra la longitud de arco con la Ec.2.27.

$$t = \frac{\pi}{2Pd}$$

$$t = \frac{\pi}{2(9.09)} = 0.17 \text{ in}$$

$$t = 4.38 \text{ mm}$$

Estos datos ilustran algunos tipos de circunstancias que afectan al diente en su diseño final para esto se tiene la responsabilidad de tomar las decisiones adecuadas para el diseño. Con la Ec.2.28 se encuentra el ancho del diente.

$$S_t = \frac{w_t \times P_d}{F \times J} \times K_0 \times K_s \times K_m \times K_B \times K_V$$

Mediante la ayuda de la Ec.2.37 se obtiene el valor del factor geométrico, analizando su figura (ver figura 39), haciendo una relación ente el número de dientes del engrane acoplado y el número de dientes para el cual se desea el factor de geometría que en este caso serán los valores de 85 y 50 respectivamente.

$$J = 0.435$$

Se procede a calcular el valor del Factor de sobrecarga ya que es importante para diseñar el piñón en caso de alguna sobrecarga, usando la tabla que se muestra a continuación (ver figura 35) se selecciona choque ligero, obteniendo el valor de la Ec.2.29.

$$K_0 = 1.40$$

Seguidamente se calcula el factor de tamaño que se puede suponer como 1 para la mayoría de los engranajes según como se observa en la Ec.2.30.

También se puede usar la tabla que se muestra a continuación (ver figura 36) para elegir este factor mediante la relación del módulo métrico y el paso diametral.

$$K_s = 1.00$$

El siguiente factor a calcular es el factor de distribución de carga, que se basa en muchas variables en el diseño de los engranajes mismos. Es uno de los factores más complicados en definir. Para lo cual se usa la Ec.2.31 para determinar su valor.

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$K_m = 1 + 0.2 + 0.2 = 1.40$$

Para el cálculo del factor de espesor de orilla, primero se debe calcular la relación de respaldo usando la Ec.2.32.

$$t_R = mB \times h_t$$

$$0.288 = 1.2 \times 0.24$$

$$M_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{0.28}{0.24} = 1.2$$

Luego, con el valor obtenido de M_B , se selecciona el valor del factor de espesor de orilla usando el valor de la Ec.2.33.

$$K_B = 1$$

El último factor a calcular es el dinámico para lo cual se debe calcular en primer lugar la velocidad de línea de paso usando la Ec.2.34 y la Ec.2.35.

$$D_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{50}{9.09} = 5.5in$$

$$Vt = \frac{\pi \times D_p \times N_p}{12} = \frac{\pi \times 5.5 \times 38}{12}$$

$$Vt = 54.71$$

Una vez obtenido este valor se usa la figura que se muestra a continuación (ver figura 38) para determinar correctamente el valor de este factor usando el valor obtenido de la Ec.2.36.

$$K_V = 1$$

Y finalmente se puede reemplazar todos los valores antes calculados de los diferentes factores para determinar el valor del esfuerzo requerido mediante la Ec.2.28.

$$F = \frac{1672 \times 9.09}{75000 \times 0.435} \times 1.40 \times 1 \times 1 \times 1.4 \times 1 \times 1$$

$$F = 0.92in = 2,34cm$$

3.5.5. Selección de rodamientos

La selección de las chumaceras para los ejes inferiores debe ser con la fuerza que transmite el pistón hacia los ejes inferiores y se debe elegir dos rodamientos para el eje superior.

- **Chumacera eje inferior**

Para la selección de esta chumacera se acudirá con la fuerza que el pistón que transmite a los ejes inferiores, la cual es de 2.5 T, esta transformada a Newton es de 24516 N y con el diámetro del eje inferior la cual es de pulgada y media ver tabla 9.

Tabla 9
Chumaceras en pulgadas

Referencias	Peso m =kg	Dimensiones										Capacidades de carga		
		d		D _{op}	C	C ₂	B	S	d ₁	Ca	A	W	din. C _r N	est. C _{de} N
		mm	inch											
UC201	0,2	12	-	47	17	16,8	31	12,7	27,56	4,2	5	3	12 800	6 600
UC201-08	0,2	12,7	1/2											
UC201-09	0,19	14,29	9/16											
UC202	0,18	15	-											
UC202-10	0,18	15,88	5/8											
UC203	0,17	17	-											
UC203-11	0,17	17,46	11/16											
UC204-12	0,16	19,05	3/4											
UC204	0,15	20	-	52	17	17,6	34,1	14,3	33,83	4,2	5	3	14 000	7 800
UC205-13	0,24	20,64	13/16											
UC205-14	0,22	22,23	7/8											
UC205-15	0,21	23,81	15/16											
UC205	0,2	25	-											
UC205-16	0,19	25,4	1											
UC206-17	0,35	26,99	1 1/16	62	19	19,6	38,1	15,9	40,2	5	5	3	19 500	11 300
UC206-18	0,33	28,58	1 1/8											
UC206	0,31	30	-											
UC206-19	0,31	30,16	1 1/16											
UC206-20	0,29	31,75	1 1/4											
UC207-20	0,52	31,75	1 1/4	72	20	20,6	42,9	17,5	46,84	5,7	7	4	25 500	15 300
UC207-21	0,5	33,34	1 5/16											
UC207-22	0,47	34,93	1 7/16											
UC207	0,47	35	-											
UC207-23	0,44	36,51	1 7/16											
UC208-24	0,66	38,1	1 1/2	80	21	21,6	49,2	19	52,27	6,2	8	4	32 500	19 800
UC208-25	0,63	39,69	1 9/16											
UC208	0,62	40	-											

Fuente: (Schaeffler, 2012)

De esta tabla, se escoge la UK208-24 que en el mercado se la encuentra como P208, esta chumacera tiene el diámetro adecuado y soporta 32500 N, lo que es suficiente para nuestra necesidad (ver figura 58).



Figura 58 Chumacera P208

- **Rodamiento eje superior**

Para seleccionar estos rodamientos se necesita saber el diámetro del eje, el cual es de 35 mm y este ejerce una fuerza de 2.5 T las cuales transformadas a Newton es 24516 N, ver tabla 10.

Tabla 10

Rodamientos en mm

Dimensiones				Referencia del diámetro interno	Diámetro interno cónico	Índices de carga		Límites de velocidad	
d	D	B	$r_{1,2}$ min.			C	C_0	Grasa	Aceite
mm						kN		min ⁻¹	
10	30	9	0.6	1200TN	—	5.50	1.53	24,000	30,000
	30	14	0.6	2200TN	—	7.20	2.04	24,000	30,000
12	32	10	0.6	1201TNG	—	5.60	1.27	24,000	30,000
	32	14	0.6	2201ETNG	—	9.00	1.96	20,000	26,000
	37	12	1.0	1301TN	—	9.50	2.16	18,000	22,000
15	35	11	0.6	1202TNG	—	7.50	1.76	20,000	26,000
	35	14	0.6	2202ETNG	—	9.15	2.08	19,000	24,000
	42	13	1.0	1302TN	—	9.50	2.28	17,000	20,000
	42	17	1.0	2302ETNG	—	12.00	2.90	16,000	19,000
17	40	12	0.6	1203TNG	—	8.00	2.04	18,000	22,000
	40	16	0.6	2203ETNG	—	11.40	2.75	16,000	19,000
	47	14	1.0	1303TN	—	12.50	3.20	15,000	18,000
	47	19	1.0	2303TN	—	14.30	3.55	14,000	17,000
20	47	14	1.0	1204TNG	1204KTNGC3	10.00	2.65	15,000	18,000
	47	18	1.0	2204ETNG	2204EKTNGC3	14.30	3.55	14,000	17,000
	52	15	1.1	1304TNG	1304KTNGC3	12.50	3.35	13,000	16,000
	52	21	1.1	2304J	2304KJC3	18.00	4.65	13,000	16,000
25	52	15	1.0	1205TNG	1205KTNGC3	12.20	3.35	13,000	16,000
	52	18	1.0	2205ETNG	2205EKTNGC3	17.00	4.40	12,000	15,000
	62	17	1.1	1305TNG	1305KTNGC3	18.00	5.00	11,000	14,000
	62	24	1.1	2305TNG	2305KTNGC3	24.50	6.55	10,000	13,000
30	62	16	1.0	1206TNG	1206KTNGC3	15.60	4.65	11,000	14,000
	62	20	1.0	2206ETNG	2206EKTNGC3	25.50	6.95	9,500	12,000
	72	19	1.1	1306TNG	1306KTNGC3	21.20	6.30	9,000	11,000
	72	27	1.1	2306TNG	2306KTNGC3	31.50	8.65	8,500	10,000
35	72	17	1.1	1207TNG	1207KTNGC3	16.00	5.20	9,500	12,000
	72	23	1.1	2207ETNG	2207EKTNGC3	32.00	9.00	8,000	9,500
	80	21	1.5	1307TNG	1307KTNGC3	25.00	8.00	8,000	9,500
	80	31	1.5	2307TNG	2307KTNGC3	39.00	11.20	7,500	9,000

Fuente: (NSK, 2006)

De la tabla 10 se escoge el rodamiento de 35 mm y este puede soportar una carga de 32 kN lo cual es suficiente para lo que se requiere (ver figura 59).



Figura 59 Rodamiento 2207ETNG

3.5.6. Selección de cuñas

La selección de la cuña para el eje superior e inferior se va a escoger, en función al diámetro del eje por lo tanto son las mismas ya que todos los ejes están sometidos al torque de 3600 lb.in y a la fuerza de 2.5 T.

Tabla 11

Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16
1 1/8	1 1/4	5/16	5/16	1/4
1 1/4	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2	1/2	1/2	3/8
2	2 1/4	5/8	5/8	7/16
2 1/4	3	3/4	3/4	1/2
3	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4	1	1	3/4
4	5	1 1/4	1 1/4	7/8
5	6	1 1/2	1 1/2	1
6	7	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/4
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: (Moot, 2006)

De la tabla 11 se escoge la cuña del eje de hasta 1 3/4 in, el cual viene con una cuña de ancho de 3/8 in por una altura de 3/8 in esto en mm nos da una cuña de ancho de 10 mm por 10 mm.

3.6. Sistema Eléctrico

Para diseñar el sistema eléctrico se debe saber las cargas puntuales que obtendrán, en este caso, se va a tener dos motores de 2 hp, los cuales en funcionamiento no van a funcionar juntos en ningún instante para lo cual se debe diseñar para una carga de 2 hp.

- **Selección del breaker**

Para seleccionar el breaker se seleccionará de la tabla la corriente nominal del motor de 2 hp, ver tabla 12.

Tabla 12

Corriente nominal según la potencia

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
15	11.2	42	6	1.48	65
20	15	54	4	0.98	75
25	18.7	68	4	0.98	60
30	22.5	80	2	0.66	75
40	30	104	1/0	0.43	90
50	37.5	130	2/0	0.36	85
60	45	154	3/0	0.308	85
75	56	192	250	0.24	85
100	75	248	350	0.197	80
125	93	312	2x3/0	0.154	85
150	112	360	2x4/0	0.131	85
200	150	480	2x350	0.0985	85

Fuente: (Orthwein, 1996)

$$I_F = 3 \times I_N$$

$$I_F = 3 \times 6.8$$

$$I_F = 20.4 \text{ A}$$

Ahora como en el mercado no existe breaker de 20.4 se procede a elegir un breaker de 25 A, si se elige uno de 20 A, el breaker va a entrar en funcionamiento cada vez y cuando que el motor arranque.

- **Selección de Contactores**

Para seleccionar un contactor se debe utilizar la corriente nominal que se va a multiplicar por la constante C que para motores de 2 hp da un valor de 2.5, con este valor se procede a calcular la corriente que los contactores van a soportar.

$$I_P = C \times I_N$$

$$I_P = 2.5 \times 6.8$$

$$I_P = 17 \text{ A}$$

Para esto se elige un contactor que sea superior a este ya que en el mercado no existe de este valor, por lo tanto se selecciona un contactor de 18 A.

- **Selección de un guarda motor**

Para seleccionar un guarda motor se debe adquirir uno con las mismas características de la corriente del motor, en este caso será de 6.8 A, pero este vendrá con amperios (A) de mayor rango lo cual nos permitirá calibrarlo y hacerlo más sensible para que el motor esté protegido contra sobre cargas (ver figura 60).



Figura 60 Contactor y guarda motor

3.6.1. Diseño eléctrico de inversión de giro del motor.

Este diseño se lo realizará en el software CADE SIMU, vamos a dibujar el circuito de potencia y el circuito de control, con sus respectivas protecciones (ver figura 61).

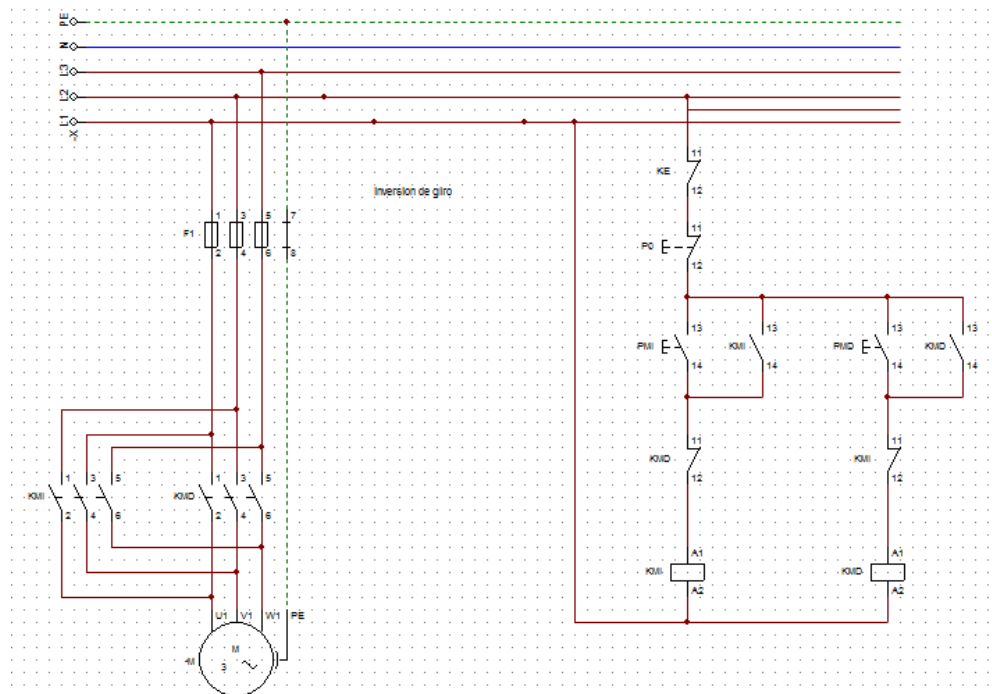


Figura 61 Circuito de potencia y de control

3.6.2. Diseño del circuito hidráulico y eléctrico.

Para diseñar el circuito hidráulico y eléctrico se lo realizará en el software Fluid Sim, con esto se comprobará el funcionamiento correcto del pistón y de control eléctrico (ver figura 62).

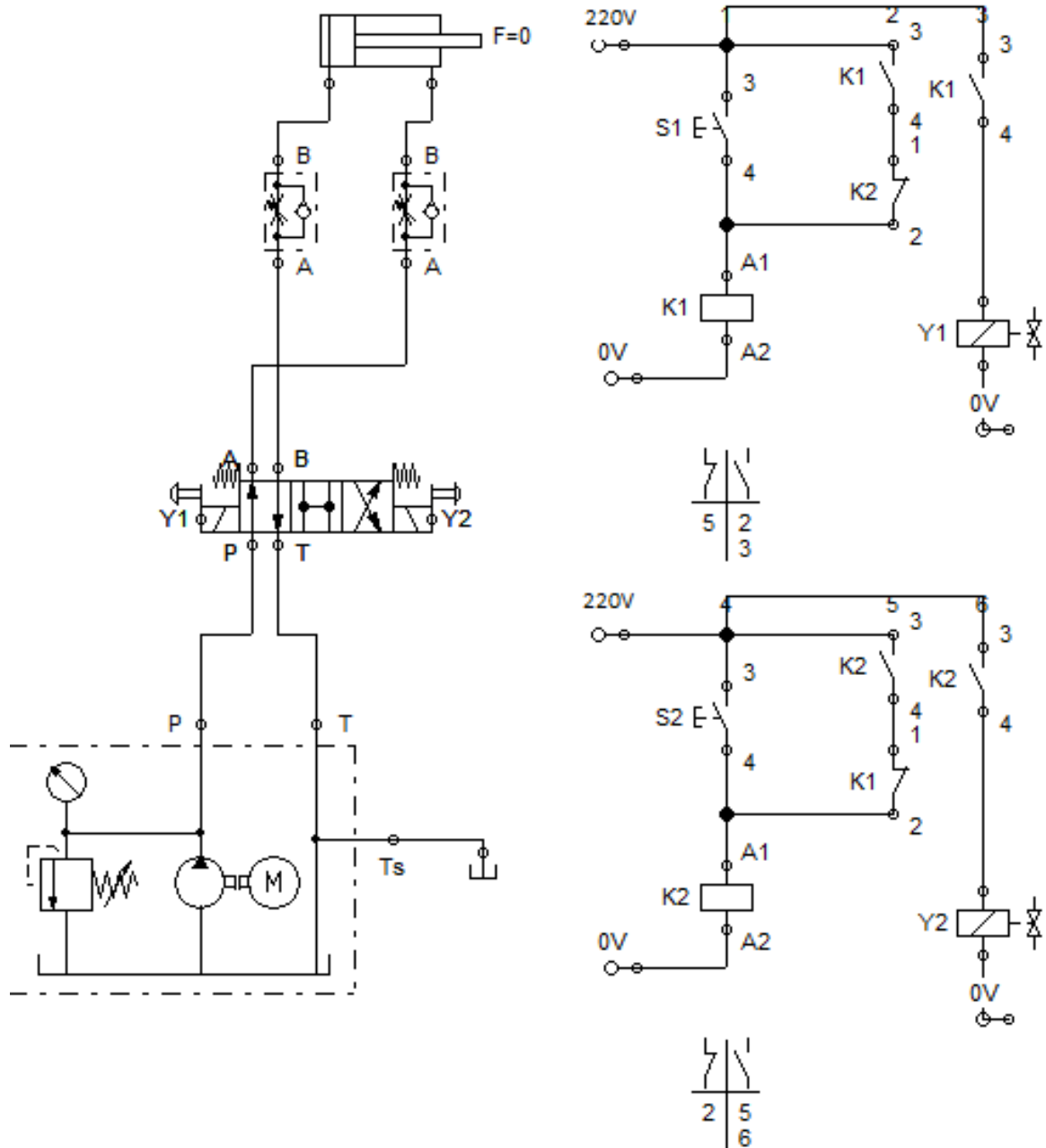


Figura 62 Circuito de potencia y de control

3.7. Construcción de la Máquina.

Para realizar la construcción de la máquina se empezará por la mesa, la cual está diseñada para las medidas de acuerdo a los elementos que se seleccionaron anteriormente (ver figura 63).



Figura 63 Construcción de la mesa

Ahora se acoplará el motor eléctrico con el acople de nylon para poder adaptarlo al motor reductor (ver figura 64).



Figura 64 Construcción de la mesa

Luego se procederá armando los ejes inferiores con sus respectivas chumaceras y el engranaje respectivo, también se instaló los dados para tubo cuadrado y la tuerca de soporte (ver figura 65).



Figura 65 Ensamblaje de ejes inferiores

Seguidamente se procede a ensamblar el piñón en el motor reductor, este acoplado al motor, y el ensamblaje antes realizado (ver figura 66).



Figura 66 Elemento ya en la mesa

Después se procede a armar el sistema hidráulico, lo cual consta del pistón, la centralina y sus respectivas mangueras (ver figura 67).



Figura 67 El sistema hidráulico acoplado

Siguiendo el orden de armado se procede a instalar las guías en el dado del pistón para que este no pueda ceder a ningún lado para que el tubo salga correctamente curvado (ver figura 68).



Figura 68 Guías en el dado del eje superior

Después se instala el sistema eléctrico con sus protecciones, contactores y breakers (ver figura 69).

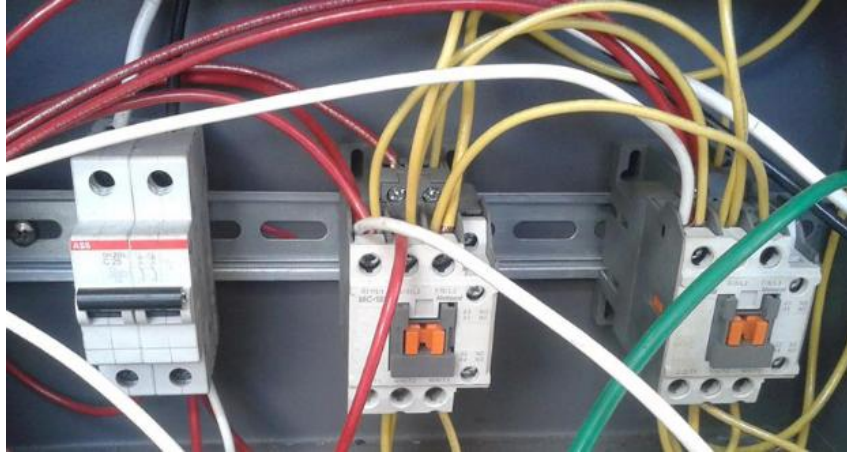


Figura 69 Conexión de Contactores

Una vez instalados los tres sistemas hidráulico, eléctrico y mecánico se procede al pintado y a la colocación de la carcasa (ver figura 70, 71,72).



Figura 70 Vista frontal de la máquina



Figura 71 Vista izquierda de la máquina



Figura 72 Vista lateral derecha de la máquina

3.8. Análisis de la máquina por medio de elementos finitos

3.8.1. Análisis de torsión del eje superior

Uno de los movimientos que se produce en los rodillos es el rotatorio, el cual genera un torque al momento de presionar y arrastrar al perfil, como se muestra en la siguiente figura (ver figura 73):

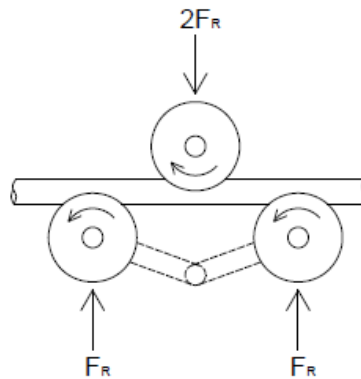


Figura 73 Movimiento de los rodillos

Mediante el análisis del método de elementos finitos (FEM) con el software SolidWorks se calculó el ángulo de torsión en el eje de acero 705 (AISI 4340 – acero normalizado), de 35 mm de diámetro y 300 mm de longitud, donde el torque del motor reductor por datos de fábrica es de 4600 lb.in el mismo que equivale a 519,73 Nm.

a. Cálculo del esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad

En este caso por medio del software SolidWorks Simulation simulamos y calculamos el esfuerzo de Von Mises (ver figura 74) el valor de límite elástico varía un poco debido a que en el software no existe exactamente el material del eje con el cual vamos a trabajar.

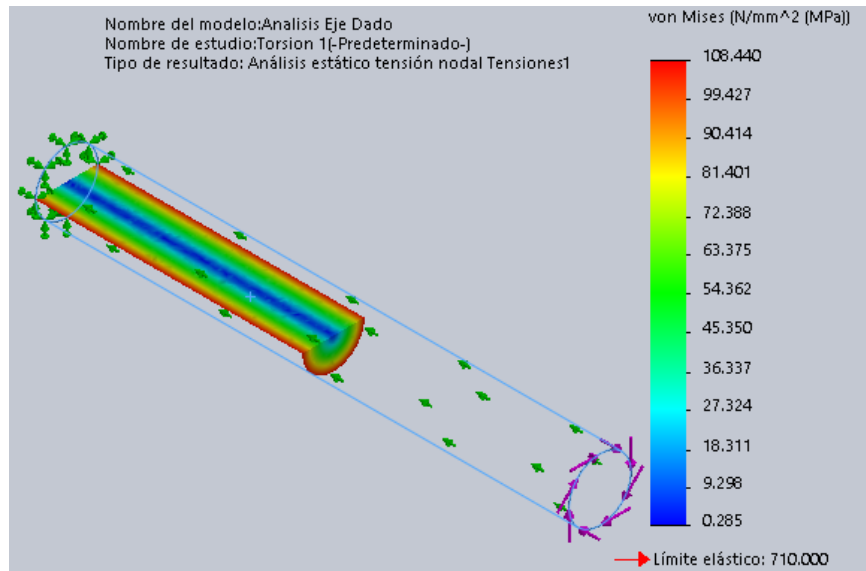


Figura 74 Von Mises del eje superior

Ahora para poder obtener el factor de seguridad (ver figura 75):

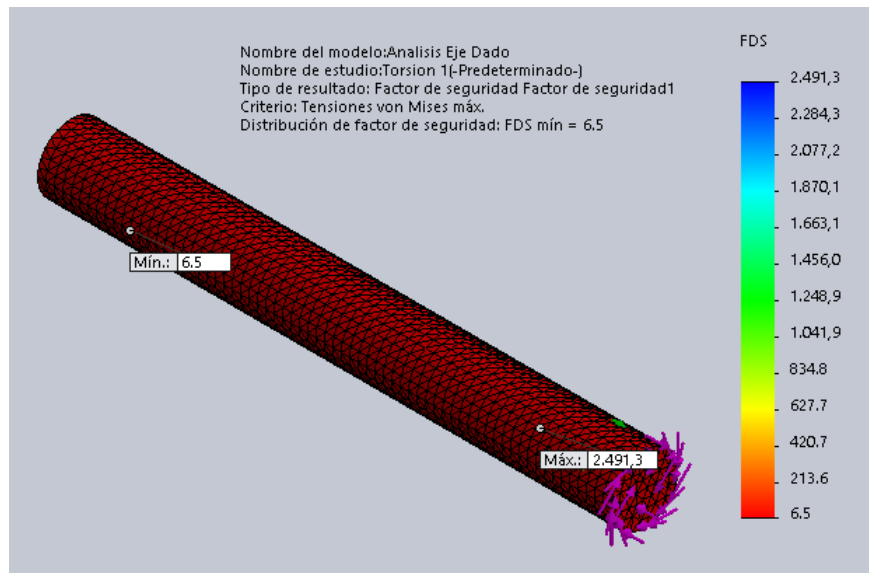


Figura 75 Factor de seguridad del eje superior

Una vez obtenido el máximo valor de Von Mises y con el valor mínimo de factor de seguridad se procede a realizar la comprobación si el eje se someterá a falla una vez instalado en la máquina.

El esfuerzo equivalente de Von Mises provocado en el eje superior es de 108.44 MPa y el límite de fluencia del acero AISI 4340 es de 710 Mpa, lo que indica que el eje soporta las cargas aplicadas y no se producirá falla, su factor de seguridad fue de 6.5 el cual nos da paso a su construcción ya que nos indica su alta seguridad.

3.8.2. Análisis de torsión de los ejes inferiores

En esta sección se realizó el mismo análisis que se hizo para el eje superior, la única diferencia es que el par total aplicado se distribuye uniformemente para ambos ejes inferiores, el cual es igual a 259,87 Nm en cada eje. Realizando el análisis sobre uno de los ejes de acero 705 (AISI 4340), de 38 mm de diámetro y 450 mm de longitud se obtienen los siguientes resultados:

a. Cálculo del esfuerzo de Von Mises y factor de seguridad

En este caso por medio del software SolidWorks Simulation se calcula el esfuerzo de Von Mises es (ver figura 76) el valor de límite elástico varía un poco debido a que en el software no existe exactamente el material del eje con el cual vamos a trabajar.

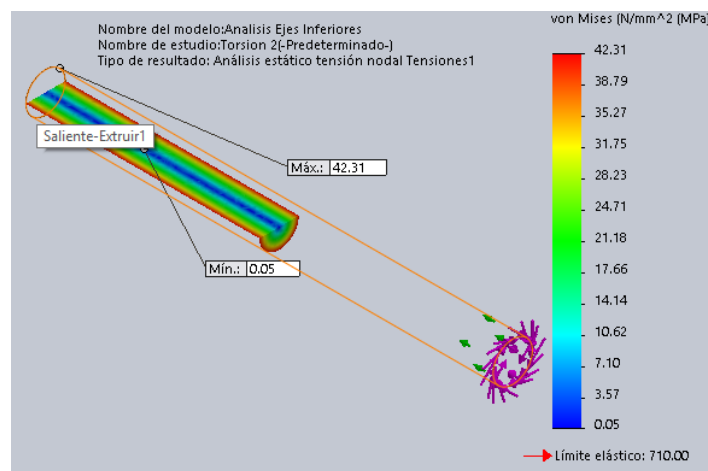


Figura 76 Von Mises del eje inferior

Ahora para poder obtener el factor de seguridad (ver figura 77):

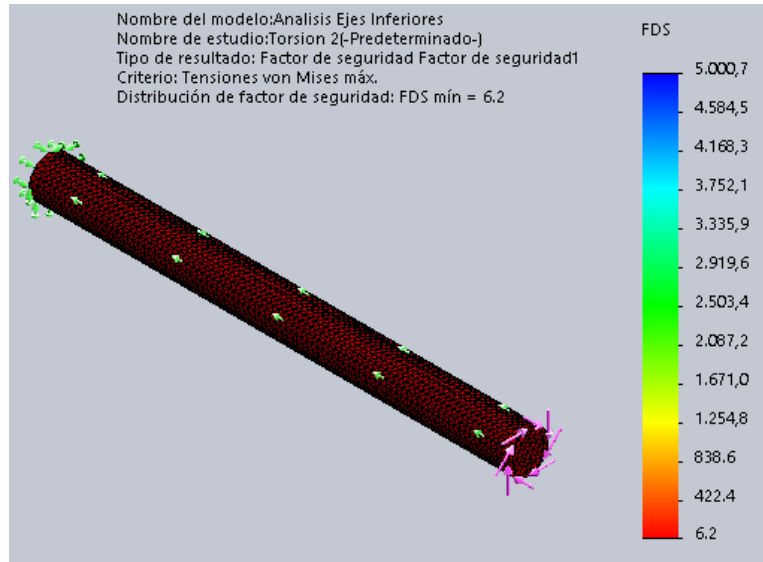


Figura 77 Factor de seguridad del eje inferior

El esfuerzo equivalente de Von Mises provocado en el eje superior es de 42.31 MPa y el límite de fluencia del acero AISI 4340 es de 710 Mpa, lo que indica que el eje soporta las cargas aplicadas y no se producirá falla, su factor de seguridad fue de 6.2 el cual nos da paso a su construcción ya que nos indica su alta seguridad.

3.8.3. Análisis piñón del motor reductor

Se inició tomando como base un sistema de transmisión por engranes rectos con los siguientes datos:

- Entrada: Motor de Potencia $P=2$ hp
- Velocidad de rotación $n_1=49$ rpm (Serie: R77/a, Radio:45.81:1)
- Número de dientes del piñón $N_p= 55$
- Número de dientes del engrane $N_g= 80$
- Paso diametral $P_d=12,24$ in
- Ángulo de presión $\Phi=18, 43^\circ$

- Material: Hierro fundido (Fundición Gris)

Para los datos complementarios se toma como base la norma AGMA 1012-F90 “*Gear Nomenclature, Definitions of Terms with Symbols*” (Nomenclatura de engranes, definiciones de términos con símbolos) (Ver figura 78).

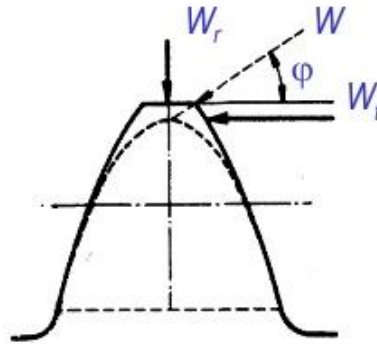


Figura 78 Datos complementarios en base norma AGMA

Con la ayuda de las fórmulas que establece esta norma y datos adicionales proporcionados por el software se tiene que:

- Ancho de la cara del diente (F):

$$F=0,98 \text{ in (medida por medio del software)}$$

- Diámetro del paso del piñón (Dp):

$$Pd=12/F=12/0,98=12,24 \text{ in}$$

$$Dp=Np/Pd=55/12,24=4,5 \text{ in}$$

- Velocidad en la línea de paso (Vt):

$$Vt= (\pi \cdot Dp \cdot n1) /12 = (\pi \times 4,5 \times 49) /12=57,72 \text{ ft/min}$$

- Carga tangencial (Wt):

$$Wt = (33000 \cdot P) /12 = (33000 \times 2) /Vt=1143,5 \text{ lb}$$

- Carga radial (W_r):

$$W_r = W_t \cdot \tan \Phi = 1143,5 \times \tan (18,43) = 381,0 \text{ lb}$$

- Carga total (W):

$$W = W_t / \cos \Phi = 1143,5 / \cos (18,43) = 1205,30 \text{ lb}$$

Una vez modelado el piñón del eje – motor reductor y haber agregado las restricciones y las cargas tangenciales y radiales calculado anteriormente en el diente del engranaje, se aplicó un mallado lo más fino posible, es decir al 90%, para que los cálculos sean más próximos a la realidad, luego se procedió a ejecutar el análisis mediante el software SolidWorks, obteniéndose los siguientes resultados (ver figura 79).

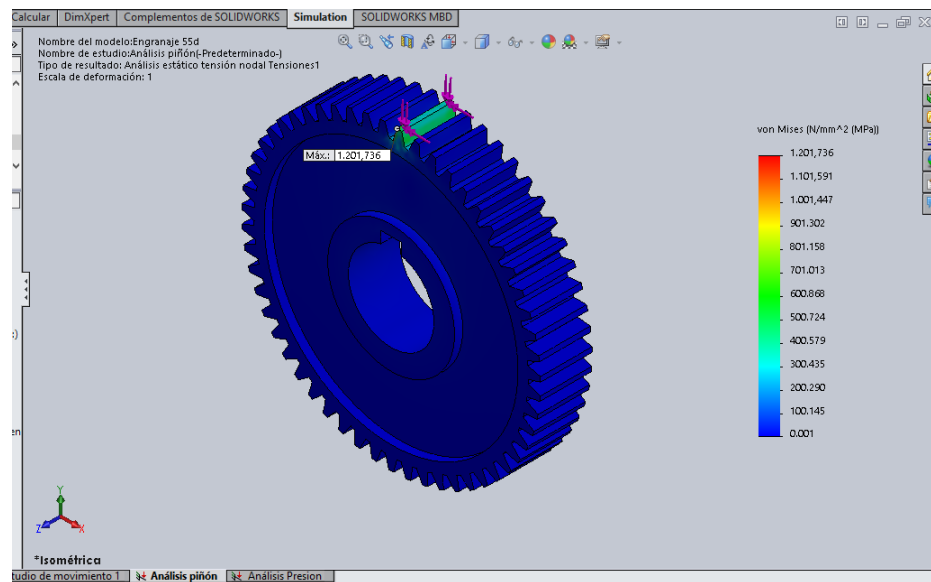


Figura 79 Modelado el piñón del eje-motorreductor

De acuerdo al análisis por computadora el esfuerzo máximo de flexión es 1201,7 MPa; la zona crítica de este esfuerzo se encuentra en la esquina del borde superior del diente del engranaje, tal como se muestra la figura de abajo (ver figura 80).

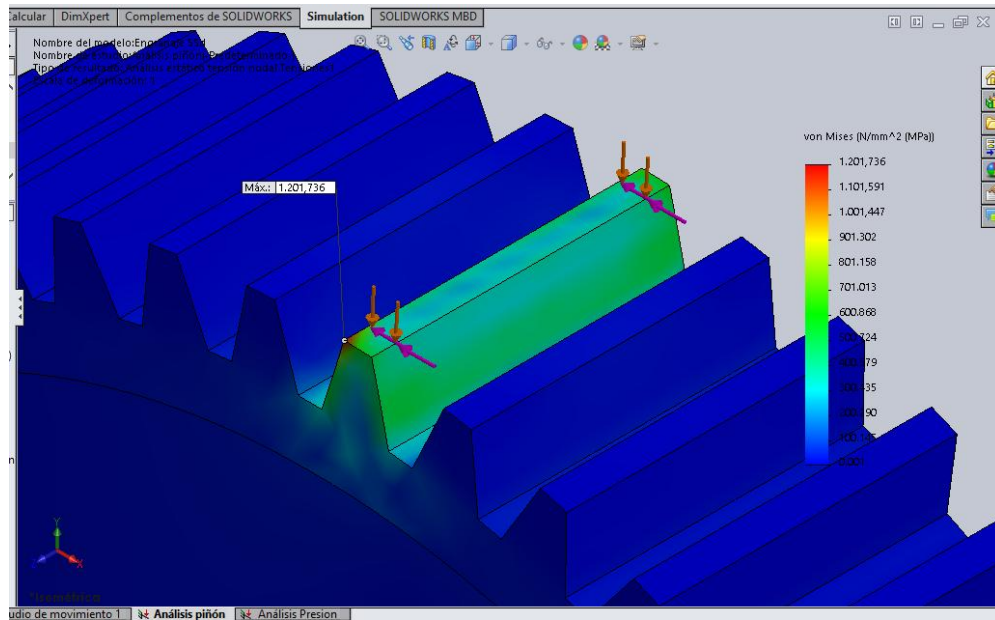


Figura 80 Esfuerzo máximo de flexión

En cuanto a los desplazamientos resultantes obtenidos se puede observar en la figura anterior que el diente del piñón tiene un desplazamiento máximo de 0,182 mm, este desplazamiento se puede observar en el área sombreada de la siguiente figura (ver figura 81).

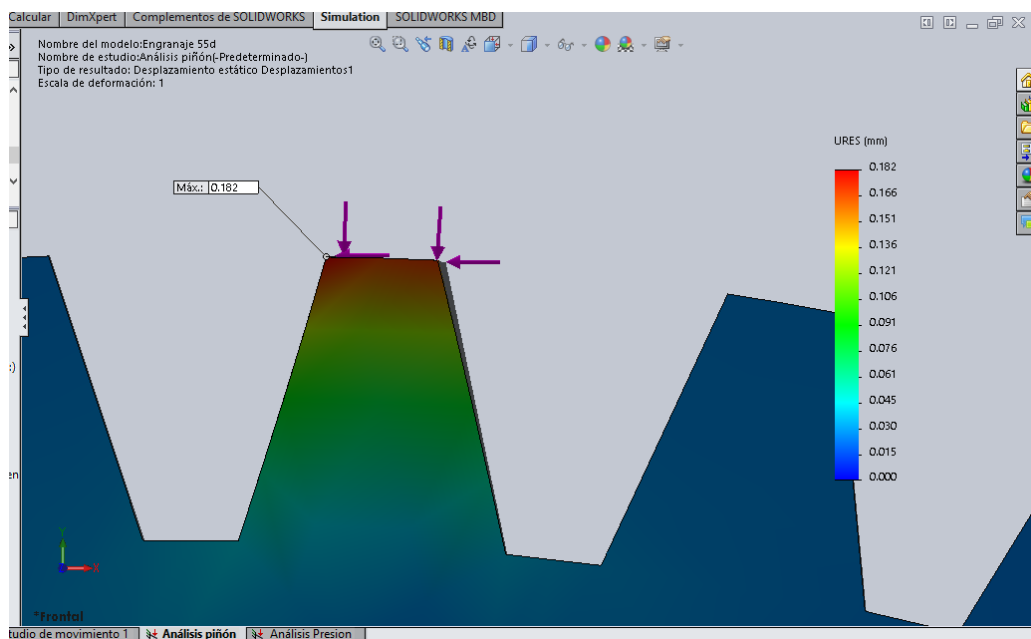


Figura 81 Desplazamientos resultantes

3.8.4. Análisis de la fuerza en el curvado

La disposición de los rodillos al momento de curvar es esencial, de modo que esto permitirá deformar al tubo de manera requerida. Una vez que los rodillos comienzan a girar y posteriormente el rodillo superior empieza a bajar, se comenzará a ejercer una fuerza en el tubo o perfil, la cual permitirá deformarlo plásticamente en el proceso de curvado, como se muestra en la siguiente figura (ver figura 82).

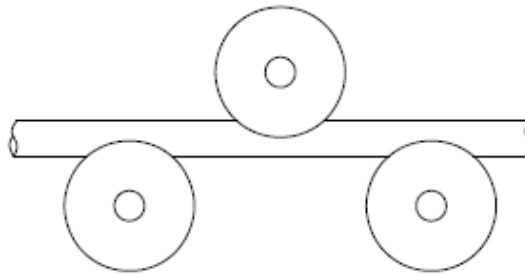


Figura 82 Disposición de los rodillos al momento de curvar

Esto se modela como una viga simplemente apoyada con una carga máxima total en el centro menor o igual a 98000 N (carga total del cilindro hidráulico de 10 T), con las respectivas reacciones en los apoyos a una distancia de 0,35 m entre ellas, de modo que, al hacer un diagrama de cuerpo libre de la viga, esta se visualizara de la siguiente manera (ver figura 83).

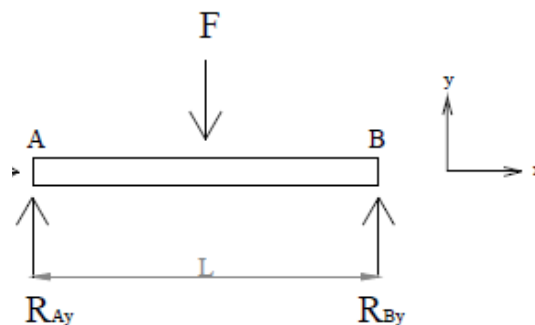


Figura 83 Diagrama de cuerpo libre de la viga

3.8.5. Tubos estructurales a curvar

Dentro de los distintos materiales empleados en la fabricación de los perfiles a utilizar, se ha seleccionado el acero con las mejores propiedades mecánicas existentes en el mercado ecuatoriano, el cual es el acero ASTM A500 grado B (estándar). Este acero es utilizado tanto en Navacero como en Dipac.

Los tubos estructurales a analizar mediante el software SolidWorks son de 2 mm de espesor, con el material mencionado anteriormente (Acero al carbono) y con una longitud de 0,35 m (distancia entre los rodillos inferiores).

a. Perfil Cuadrado

El perfil de sección transversal cuadrada a curvar será:

- **Esfuerzos máximos de deformación mediante la aplicación de FEM**

La carga máxima a aplicar es de 1 T o 14700 N, ya que esta carga genera esfuerzos de Von Mises que llegan al límite de rotura en el tubo, el esfuerzo último de rotura del acero A36 (disponible en el software y similar al acero ASTM A500) utilizado en este análisis va de 450 a 550 MPa, con esta carga de 1 T se garantiza deformar al tubo y de cubrir posibles demandas extras de carga por perdidas en el funcionamiento de los mecanismos de la máquina durante el rolado.

En la siguiente figura (ver figura 84) se puede apreciar los esfuerzos de Von Mises generados con la aplicación de una carga igual a 1 T o 9800 N que llegan al límite de rotura del tubo (aproximadamente 600 MPa en la parte verde de la escala de Von Mises), el máximo esfuerzo obtenido es igual a 1187,7 MPa en la parte central del tubo que es la zona crítica.

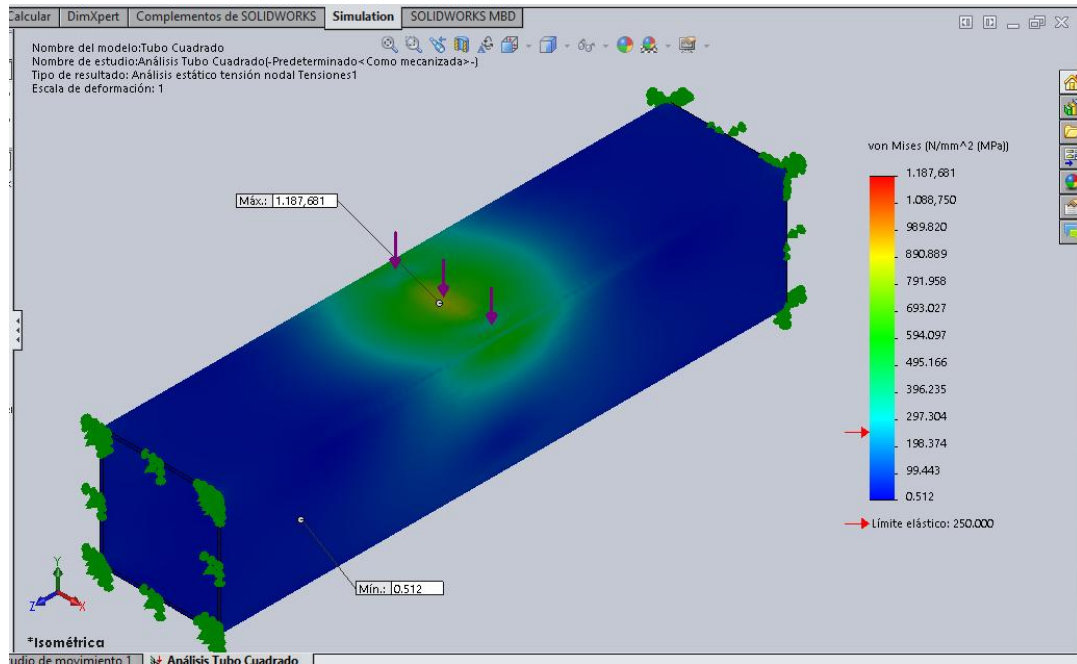


Figura 84 Esfuerzos de Von Mises

En cuanto a los desplazamientos totales que se producen en el tubo al aplicar la carga es de 2.02 mm, este desplazamiento se originó en el centro del tubo donde se aplica la fuerza (ver figura 85).

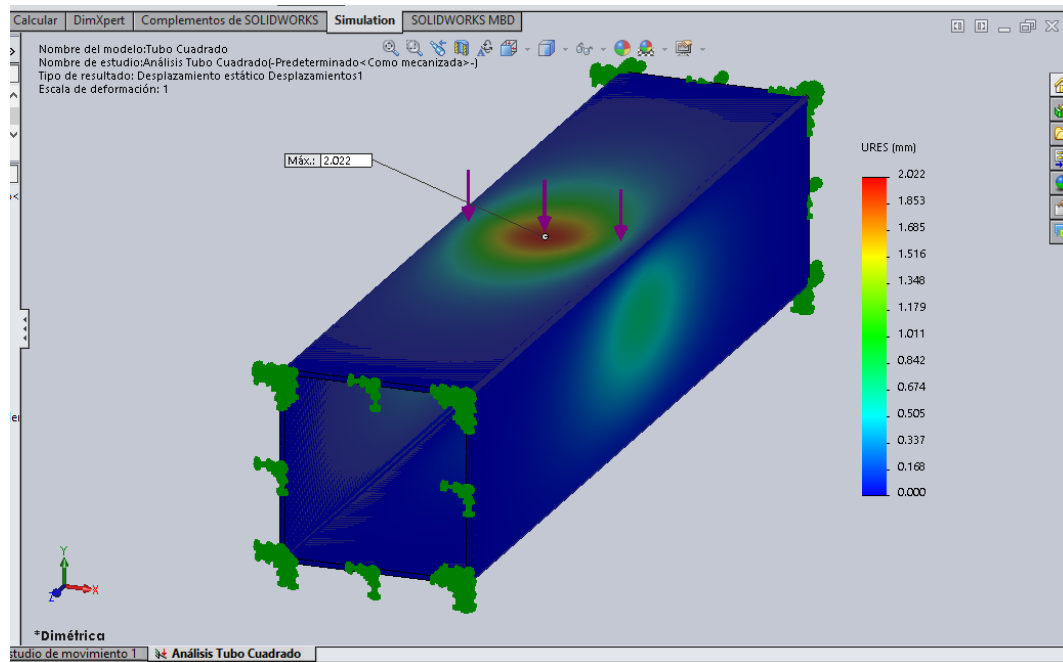


Figura 85 Esfuerzos en el tubo al aplicar carga

Una vez conocidos los valores de esfuerzos y deformaciones al aplicar una fuerza de 9800 N en el centro del tubo cuadrado y haberlo considerado a este como una viga con carga puntual, se procedió a analizar en el software el resultado final del tubo ya doblado (ver figura 86).

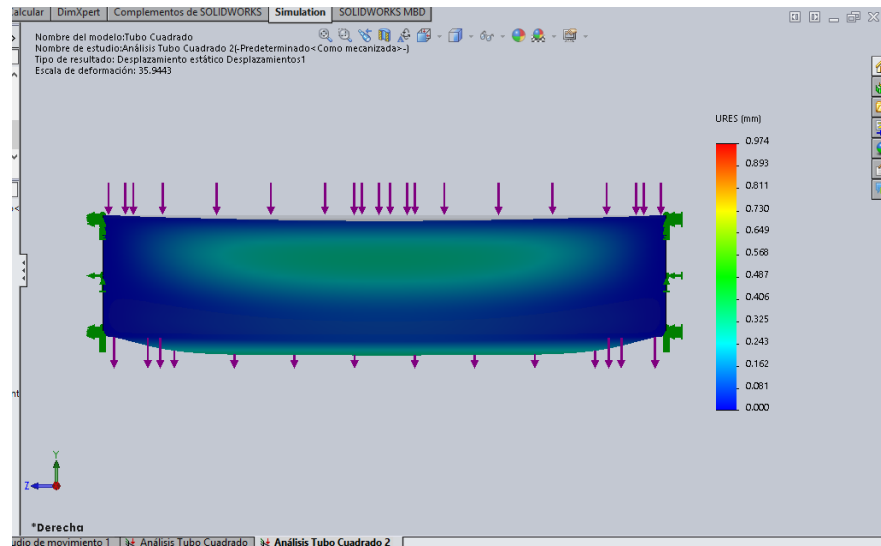


Figura 86 Esfuerzos aplicando una fuerza en el centro del tubo.

b. Perfil Rectangular

El perfil de sección transversal cuadrada a curvar será:

- **Esfuerzos máximos de deformación mediante la aplicación de FEM**

Al realizar un análisis similar al del tubo cuadrado, se obtiene que el tubo rectangular de acero A36 de 70 mm x 30 mm y 2 mm de espesor y aplicando la misma carga de 1 T (9800 N), con un límite de tracción que va de 450 a 550 MPa.

Se puede visualizar que el límite de tracción con esta carga es de aproximadamente 650 MPa (parte verde de la escala) y se obtiene que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 1137,41 MPa donde se produce la rotura en el centro del tubo rectangular (ver figura 87).

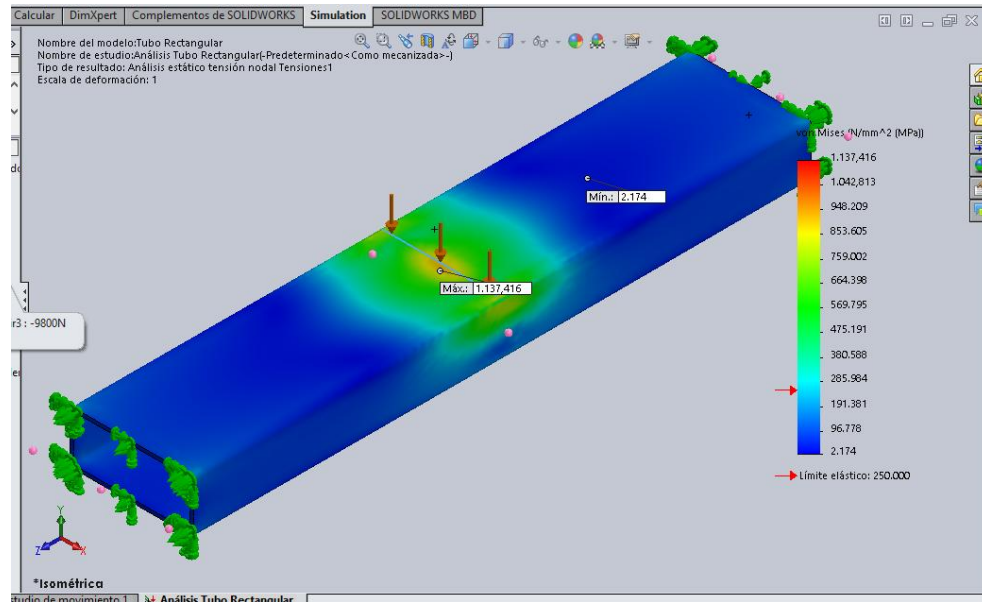


Figura 87 Esfuerzo máximo de Von Mises

En lo referente a los desplazamientos totales que se producen en la mitad del tubo al aplicar la carga fue de 1,77 mm (ver figura 88).

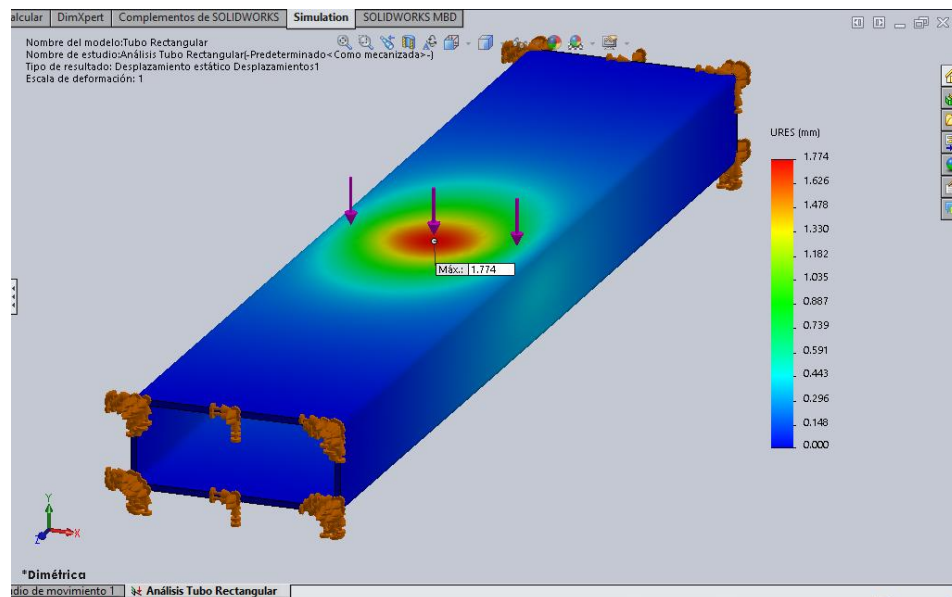


Figura 88 Desplazamientos totales en la mitad del tubo

Ya conocidos los esfuerzos y deformaciones una vez aplicada la carga de 1 T en el tubo rectangular, al cual se le consideró como una viga con carga puntual;

se puede observar en la siguiente figura (ver figura 89), como quedará el tubo al aplicar dicha fuerza.

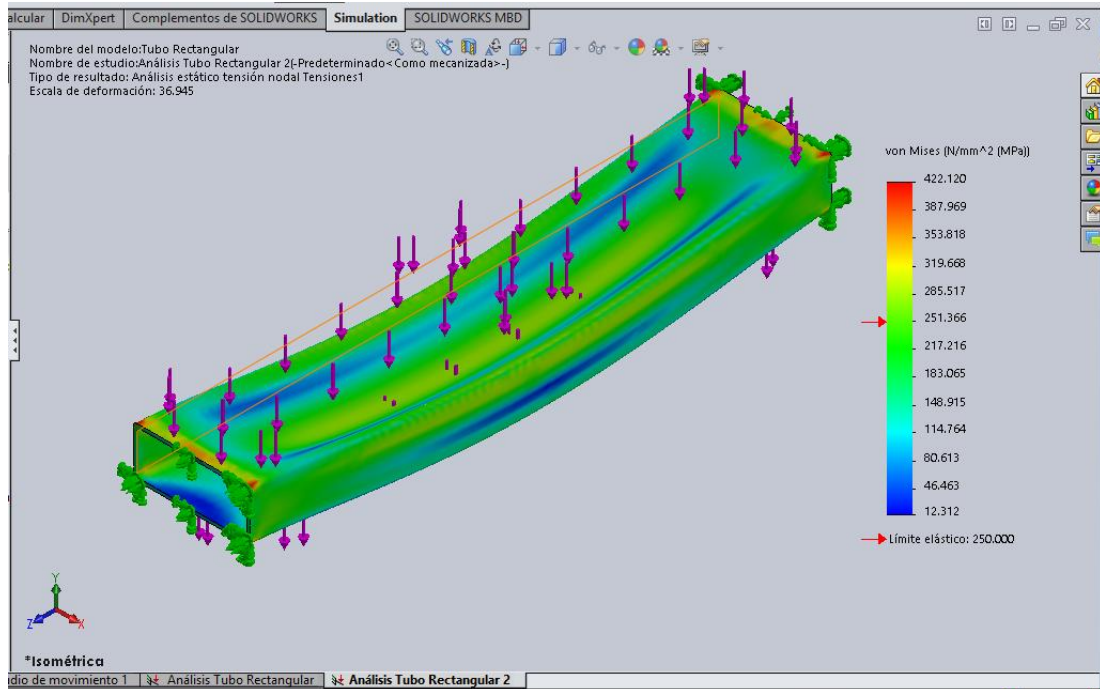


Figura 89 Análisis de esfuerzos al aplicar una fuerza

c. Perfil Redondo

El perfil de sección transversal cuadrada a curvar será:

- **Esfuerzos máximos de deformación mediante la aplicación de FEM**

Al realizar el análisis en el tubo redondo de acero A36 de 73,03 mm de diámetro y 2 mm de espesor, aplicando la carga de 5 T (49000 N), la cual se obtuvo mediante diversas simulaciones de elementos finitos en donde se varió la magnitud de la misma y las formas de área de contacto.

Para conocer el verdadero valor de los esfuerzos (Von Mises) y la deformación al aplicar dicha carga se analizó al tubo como una viga con carga puntual en el centro.

Se puede observar que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 974,44 MPa en el punto medio donde se produce la rotura del tubo redondo, mientras que el límite de tracción al aplicar dicha carga en este tubo es de aproximadamente 570 MPa (parte verde de la escala) (ver figura 90).

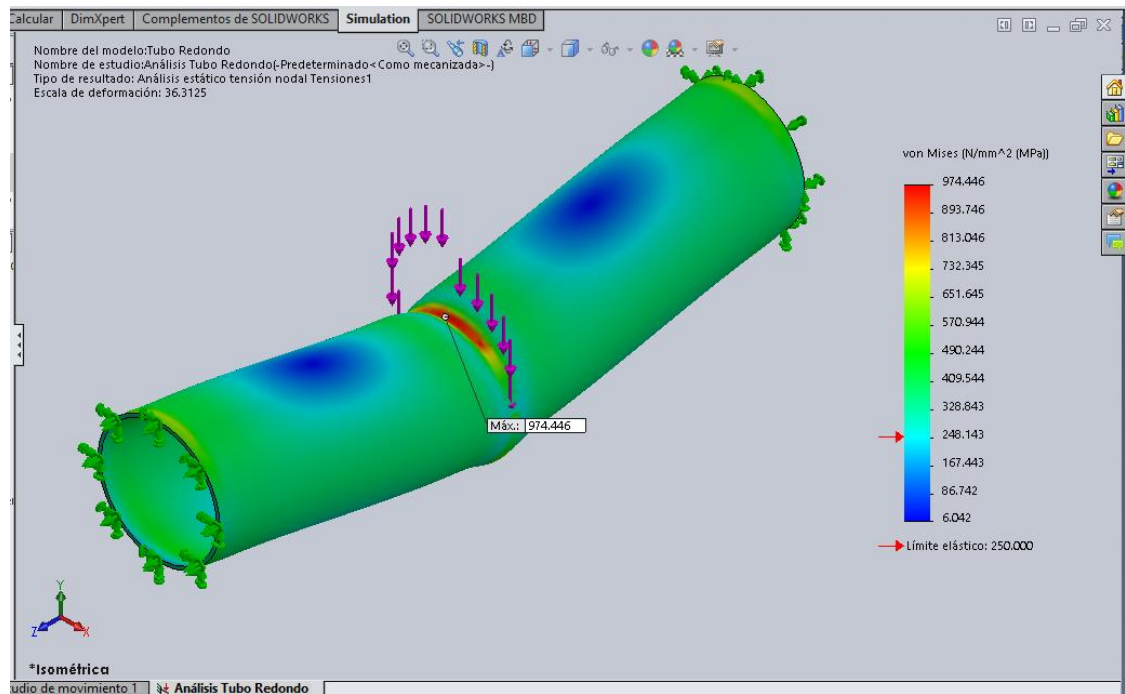


Figura 90 Esfuerzo máximo de Von Mises

En la siguiente figura (ver figura 91) se puede observar que los desplazamientos totales producidos en la mitad del tubo al aplicar la carga de 49000 N es igual a 0,96 mm.

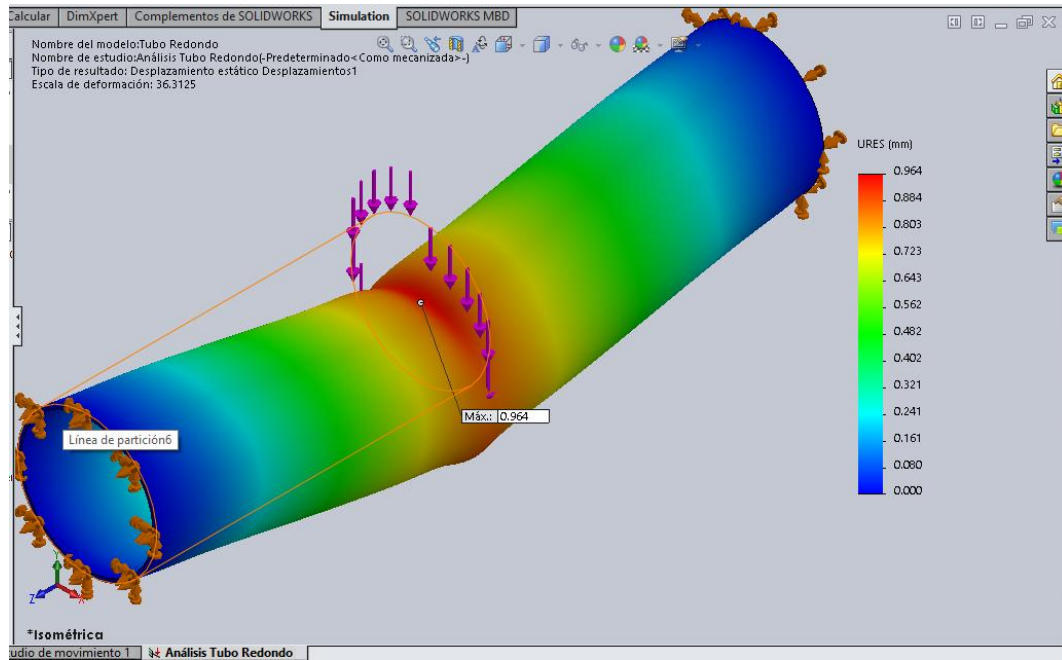


Figura 91 Desplazamientos producidos al aplicar carga

Una vez conocidos los verdaderos valores al aplicar una carga de 5 T para el rolado del tubo redondo, se procedió a realizar un bosquejo en el software de como en realidad quedará el tubo al aplicar la fuerza mencionada anteriormente (ver figura 92).

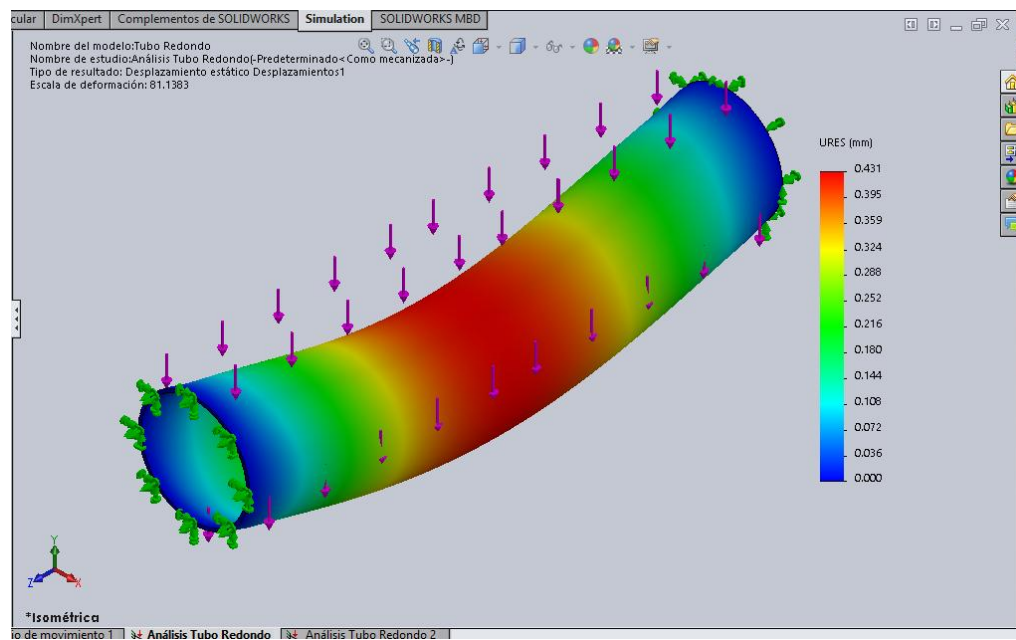


Figura 92 Bosquejo al aplicar una fuerza

3.9. Pruebas experimentales

Una vez terminada la máquina baroladora de tubos y perfiles se tiene la necesidad de realizar las pruebas de funcionamiento, y así descubrir fallas y optimizar la calidad del barolado.

Entre las primeras pruebas de barolado de tubos se tiene como resultado las siguientes. (Ver figura 93, 94, 95).



Figura 93 Tubo barolado con asimetría



Figura 94 Deformación indeseada del material.



Figura 95 Imprecisión del barolado

Como se puede observar en las figuras anteriores existen errores de barolado, tales como son:

- Impresión del barolado
- Asimetría
- Deformación indeseada del material

Para corregir estos errores se ubicaron guías en el dado que fija el diámetro del barolado del tubo tal como se muestra en las siguientes figuras:

- Dado sin guías permitiendo variación del movimiento del eje del pistón (ver figura 96).



Figura 96 Dado sin guías

- Dado con guías, fija el movimiento del pistón y optimiza el barolado (ver figura 97).

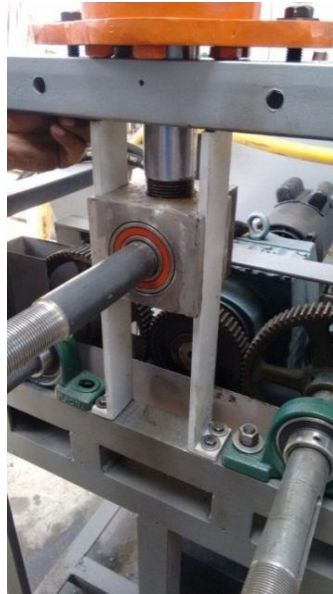


Figura 97 Dado con guías.

Una vez ubicada las guías se pudo obtener un mejor barolado y acabados como se puede observar en las siguientes figuras con diferentes diámetros (ver figuras 98, 99, 100, 101, 102).



Figura 98 Diámetro de 1.20 m



Figura 99 Diámetro de 1.30 m



Figura 100 Diámetro de 1.50 m.



Figura 101 Diámetro de 1 m.



Figura 102 Resultados de barolado

3.10. Funcionamiento de la máquina

El funcionamiento se basa fundamentalmente en el avance de la máquina, mientras el pistón sigue bajando y curvando al tubo el diámetro del círculo va disminuyendo, esto principalmente es el funcionamiento del avance en relación al diámetro según muestra la tabla 13.

Tabla 13

Relación entre avance y diámetro

Avance mm	Diámetro m
1	30
2	15.4
4	7.7
6	5.1
8	3.8
10	3
12	2.5
14	2.2
16	1.9
18	1.7
20	1.5

22	1.4
24	1.3
26	1.2
28	1.1
30	1
36	0.89
40	0.81
46	0.70
50	0.66
56	0.60
60	0.57

CAPÍTULO IV

EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA

4.1. Análisis económico.

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

4.2. Costos directos de fabricación.

Los costos directos de fabricación involucrados en este proyecto son: los gastos por materiales, equipos y maquinarias, equipos de protección personal, transporte, además de la fabricación de componentes realizados por los proveedores externos los cuales serán analizados con el fin de obtener el costo total.

4.2.1. Costos de materiales y elementos mecánicos.

Los costos de materiales y elementos mecánicos para la construcción de la máquina se detallan en la tabla 14.

Tabla 14

Detalle de costos de materiales y elementos mecánicos.

ELEMENTOS MECÁNICOS				
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	V. UNIT.	V. TOTAL
Eje Inferior	acero 705	2	\$ 45,00	\$ 90,00
Engranaje 55d	hierro fundido	1	\$ 50,00	\$ 50,00

CONTINÚA



Engranaje 80d	hierro fundid	2	\$ 50,00	\$ 100,00
Estructura de la mesa	hierro	4	\$ 12,00	\$ 48,00
Soporte P208	hierro, acero	4	\$ 15,00	\$ 60,00
Cuña	Hierro	5	\$ 2,00	\$ 10,00
Soporte 40mm	Hierro	3	\$ 10,00	\$ 30,00
Soporte 6mm D130	Hierro	6	\$ 5,00	\$ 30,00
Soporte 25mm	Hierro	6	\$ 7,00	\$ 42,00
Soporte 12mm	Hierro	6	\$ 10,00	\$ 60,00
Soporte 6mm	Hierro	6	\$ 5,00	\$ 30,00
Tuerca M38	Hierro	3	\$ 2,00	\$ 6,00
Prisionero de acople M	acero	1	\$ 0,30	\$ 0,30
Motorreductor	Acero	1	\$ 500,00	\$ 500,00
Dado	Hierro	1	\$ 85,00	\$ 85,00
Rodamiento 6207	Acero	2	\$ 15,00	\$ 30,00
Eje dado	acero 705	1	\$ 5,00	\$ 35,00
Guías de dados	Hierro	2	\$ 8,00	\$ 16,00
Soporte delantero	Hierro	2	\$ 35,00	\$ 70,00
Plancha frontal	Hierro	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Plancha lateral	Hierro	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Plancha Lateral2	Hierro	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Plancha posterior	Hierro	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Plancha superior	Hierro	1	\$ 10,00	\$ 10,00
SUBTOTAL 1				\$ 1.342,30

El costo total por la adquisición de materiales y elementos mecánicos es de **1.342,30 USD.**

4.2.2. Costos de materiales y elementos hidráulicos.

Los costos de materiales y elementos hidráulicos para la construcción de la máquina se detallan en la tabla 15.

Tabla 15

Detalle de costos de los materiales y elementos hidráulicos.

ELEMENTOS HIDRÁULICOS				
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	V. UNIT.	V. TOTAL
Pistón	Acero	1	\$ 200,00	\$ 200,00
Centralina hidráulica	Varios	1	\$ 700,00	\$ 700,00
Mangueras hidráulicas	Caucho	2	\$ 50,00	\$ 100,00
SUBTOTAL 2				\$ 1.000,00

El costo total por la adquisición de materiales y elementos hidráulicos es de **1.000,00 USD.**

4.2.3. Costos de materiales y elementos para el sistema de control eléctrico.

Los costos de materiales y elementos para el sistema de control eléctrico se detallan en la tabla 16.

Tabla 16

Detalle de costos de los materiales y elementos eléctricos.

ELEMENTOS ELÉCTRICOS				
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	V. UNIT.	V. TOTAL
Contactores	Plástico	4	\$ 20,00	\$ 80,00
Caja eléctrica	Tool	1	\$ 20,00	\$ 20,00
Botonera	Plástico	1	\$ 50,00	\$ 50,00
Pulsador de Marcha	Plástico	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Enchufe 220V	Plástico	1	\$ 15,00	\$ 15,00
Motor 2 hp	Hierro	1	\$ 150,00	\$ 150,00
Alambre	Cobre	50	\$ 0,45	\$ 22,50
SUBTOTAL 3				\$ 347,50

El costo total por la adquisición de materiales y elementos eléctricos es de **347,50 USD.**

4.2.4. Costos por equipos y maquinarias.

Los costos por la utilización de varios equipos y maquinarias en el proceso de construcción de la máquina se detallan en la tabla 17.

Tabla 17

Detalle de costos por la utilización de equipos y maquinarias.

MÁQUINA/ HERRAMIENTA	HORAS EMPLEADAS	COSTO/HORA	COSTO
Torno	30	\$ 10,00	\$ 300,00
Guillotina	2	\$ 5,00	\$ 10,00
Plegadora	1	\$ 5,00	\$ 5,00
Sierra de Cinta	5	\$ 5,00	\$ 25,00

CONTINÚA 

Compresor	3	\$	5,00	\$ 15,00
Soldadora MIG	20	\$	5,00	\$ 100,00
Amoladora /Pulidora	10	\$	3,00	\$ 30,00
Taladro	10	\$	8,00	\$ 80,00
SUBTOTAL 4				\$ 565,00

El costo total por la utilización de equipos y máquinas es de **565,00 USD**.

4.2.5. Costos por equipos de protección personal y transporte.

Los costos por la utilización de equipos de protección personal y de transporte en el proceso de construcción de la máquina se detallan en la tabla 18.

Tabla 18

Detalle de costos por equipos de protección y transporte.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	V. UNITARIO	V. TOTAL
Overol	1	\$ 25,00	\$ 25,00
Casco	1	\$ 10,00	\$ 10,00
Zapatos punta de acero	1	\$ 45,00	\$ 45,00
Tapones de oídos	2	\$ 3,00	\$ 6,00
Guantes	2	\$ 2,00	\$ 4,00
Gafas	2	\$ 3,00	\$ 6,00
Señaléticas	3	\$ 5,00	\$ 15,00
Transporte	3	\$ 20,00	\$ 60,00
SUBTOTAL 5			\$ 171,00

El costo total por la adquisición de equipos de protección y transporte es de **171,00 USD**.

4.2.6. Costos por mano de obra.

Los costos por mano de obra en el proceso de construcción de la máquina son de **200,00 USD**

4.2.7. Costos directos totales.

El valor por los costos directos totales se detallan en la tabla 19, los cuales son la sumatoria de todos los materiales mecánicos, hidráulicos y eléctricos antes mencionados.

Tabla 19

Detalle de costos directos totales.

DESCRIPCIÓN	VALOR
Costos de materiales y elementos mecánicos	\$ 1.342,30
Costos de materiales y elementos hidráulicos.	\$ 1.000,00
Costos de materiales y elementos para el sistema de control eléctrico.	\$ 347,50
Costos por equipos y maquinarias	\$ 565,00
Costos por equipos de protección personal y transporte	\$ 171,00
Costos por mano de obra	\$ 200,00
TOTAL COSTOS DIRECTOS	\$ 3.625,80

4.3. Costos indirectos de fabricación.

En los costos indirectos se considera el aporte del diseñador y los imprevistos que surgen en el proceso de fabricación los cuales están detallados en la tabla 20.

Tabla 20

Detalle de costos indirectos totales.

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE COSTOS DIRECTOS	VALOR
Ingeniería (Diseño)	10%	\$ 362,58
Imprevistos	5%	\$ 181,29
TOTAL COSTOS INDIRECTOS		\$ 543,87

4.4. Costos totales.

Los costos totales son la sumatoria de los costos directos e indirectos de fabricación los cuales están detallados en la tabla 21.

Tabla 21

Detalle de costos totales.

DESCRIPCIÓN	VALOR
Costos directos	\$ 3.625,80
Costos Indirectos	\$ 543,87
COSTOS TOTALES	\$ 4.169,67

El costo total de construcción de la máquina “Baroladora de tubos y perfiles”, equivale a la suma total de los costos directos e indirectos, los mismos que suman la cantidad de **4.169,67 USD**.

En la siguiente figura (ver figura 103) se puede observar el diagrama de pastel de los costos totales necesarios para la inversión en la construcción de la máquina baroladora de tubos y perfiles.

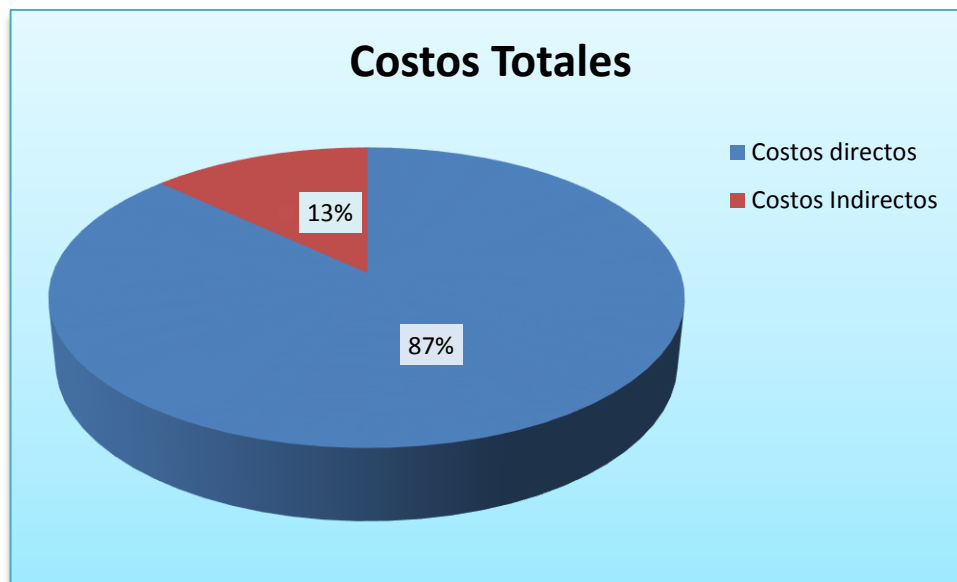


Figura 103 Gráfico porcentual de costos

4.5. Ingresos mensuales.

Los ingresos mensuales obtenidos se detallan en la tabla 22.

Tabla 22

Detalle de ingresos mensuales.

Meses	Numero de tubos barolados	Precio de tubos barolados	Total
Enero	240	\$ 6,00	\$ 1.440,00
Febrero	245	\$ 6,00	\$ 1.470,00
Marzo	256	\$ 6,00	\$ 1.536,00
Abril	275	\$ 6,00	\$ 1.650,00
Mayo	256	\$ 6,00	\$ 1.536,00
Junio	248	\$ 6,00	\$ 1.488,00
Julio	249	\$ 6,00	\$ 1.494,00
Agosto	250	\$ 6,00	\$ 1.500,00

CONTINÚA



Septiembre	265	\$ 6,00	\$ 1.590,00
Octubre	269	\$ 6,00	\$ 1.614,00
Noviembre	270	\$ 6,00	\$ 1.620,00
Diciembre	258	\$ 6,00	\$ 1.548,00
Ingreso anual			\$ 18.486,00

4.6. Egresos mensuales

Antes de detallar los egresos mensuales se debe conocer el consumo energético mensual de la máquina baroladora, para realizar el cálculo ver la tabla 23.

Tabla 23

Costo del consumo energético anual de la máquina baroladora

Potencia (kW)	Tiempo total de uso (h)	Tiempo total de trabajo de la máquina (días)	Energía anual consumida (kW*h/año)
2	6	365	4.380

Consumo de energía eléctrica anual de la máquina baroladora (kW*h/año)

$$E = (2\text{kW})(6\text{h})(365\text{días}/1\text{año}) = 4.380 \text{ kW} \cdot \text{h/año}$$

Costo en dólares proporcionada por ELEPCO.

$$\text{\$ } 0,072 = \text{Costo del kW/h}$$

$$(4.380\text{kW} \cdot \text{h/año})(\$ 0,072) = \$ 315,36 / \text{año}$$

$$\text{COSTO DE ENERGÍA MENSUAL} = \frac{\$ 315,36}{12 \text{ meses}} = \$ 26,28 / \text{mes}$$

En la tabla 24 se detallan todos los egresos mensuales que genera el tener la máquina baroladora en funcionamiento.

Tabla 24

Detalle de egresos mensuales.

	Consumo Eléctrico	Aceite o grasa	Mano de obra	Mantenim iento	Total
Enero	\$ 26,28	\$ 25,00	\$ 200,00	\$ 15,00	\$ 266,28
Febrero	\$ 26,28	\$ 30,00	\$ 350,00	\$ 10,00	\$ 416,28
Marzo	\$ 26,28	\$ 28,50	\$ 200,00	\$ 12,00	\$ 266,78
Abril	\$ 26,28	\$ 32,10	\$ 280,00	\$ 14,00	\$ 352,38
Mayo	\$ 26,28	\$ 22,00	\$ 300,00	\$ 12,50	\$ 360,78
Junio	\$ 26,28	\$ 25,00	\$ 250,00	\$ 13,80	\$ 315,08
Julio	\$ 26,28	\$ 30,00	\$ 250,00	\$ 12,00	\$ 318,28
Agosto	\$ 26,28	\$ 30,00	\$ 250,00	\$ 11,20	\$ 317,48
Septiembre	\$ 26,28	\$ 29,00	\$ 250,00	\$ 16,00	\$ 321,28
Octubre	\$ 26,28	\$ 28,00	\$ 250,00	\$ 15,50	\$ 319,78
Noviembre	\$ 26,28	\$ 26,00	\$ 300,00	\$ 16,30	\$ 368,58
Diciembre	\$ 26,28	\$ 26,00	\$ 300,00	\$ 14,20	\$ 366,48
Egresos anuales					\$ 3.989,46

4.7. Flujo de caja

El flujo de caja mensual se obtiene de la relación ente la resta de los ingresos totales y los egresos totales como se observa en la tabla 25.

Tabla 25**Detalle del flujo de caja mensual.**

	Inversión (USD)	Ingresos (USD)	Egresos (USD)	Flujo (USD)
0	\$ 4.169,67			
1		\$ 1.440,00	\$ 266,28	\$ 1.173,72
2		\$ 1.470,00	\$ 416,28	\$ 1.053,72
3		\$ 1.536,00	\$ 266,78	\$ 1.269,22
4		\$ 1.650,00	\$ 352,38	\$ 1.297,62
5		\$ 1.536,00	\$ 360,78	\$ 1.175,22
6		\$ 1.488,00	\$ 315,08	\$ 1.172,92
7		\$ 1.494,00	\$ 318,28	\$ 1.175,72
8		\$ 1.500,00	\$ 317,48	\$ 1.182,52
9		\$ 1.590,00	\$ 321,28	\$ 1.268,72
10		\$ 1.614,00	\$ 319,78	\$ 1.294,22
11		\$ 1.620,00	\$ 368,58	\$ 1.251,42
12		\$ 1.548,00	\$ 366,48	\$ 1.181,52
Flujo de caja anual				\$ 14.496,54

Se puede observar claramente en la tabla anterior que la inversión inicial se recupera en los primeros cuatro meses de trabajo.

4.8. Salvamento de la baroladora.

Para el cálculo de la rentabilidad de se realiza una estimación del valor de salvamento de la dobladora al terminar su vida útil.

La vida útil de la máquina baroladora está estimada en 8 años. Para determinar el salvamento se usará la siguiente ecuación:

$$S = P - \frac{P * n}{N} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Dónde:

S : Salvamento [USD]

P : Costo total de la máquina

n : Tiempo de vida útil.

N : Tiempo de depreciación.

Reemplazando los valores en la ecuación (4.1) se tiene lo siguiente:

$$S = 4.169,67 - \frac{(4.169,67)(8)}{10}$$

$$S = 833,934[USD]$$

4.9. Depreciación del equipo.

Para determinar la depreciación de la máquina baroladora de tubos y perfiles se tomará como referencia el método de la línea recta.

4.9.1. Método de la línea Recta.

Este método es el más sencillo y usado por las empresas y su ecuación para el cálculo es la siguiente.

$$D_{mensual} = \frac{P - S}{n} \quad Ec. 4.2$$

Dónde:

$D_{mensual}$: Depreciación en [USD]

P : Costo total de la máquina

S : Salvamento

N : Vida útil

Reemplazando los valores en la ecuación (4.2) se obtiene lo siguiente:

$$D_{mensual} = \frac{4.169,67 - 833,934}{8 \times 12}$$

$$D_{mensual} = 34,747[USD]$$

La depreciación anual durante 8 años de vida útil se muestra en la tabla 26.

Tabla 26

Depreciación anual de la baroladora.

TIEMPO		DEPRECIACIÓN
AÑOS	MES	
1	12	\$ 3.752,70
2	24	\$ 3.335,74
3	36	\$ 2.918,77
4	48	\$ 2.501,80
5	60	\$ 2.084,84
6	72	\$ 1.667,87
7	84	\$ 1.250,90
8	96	\$ 833,93
VALOR DE SALVAMENTO EN 8 AÑOS DE VIDA ÚTIL		\$ 833,93

El valor del salvamento en el tiempo de 8 años (96 meses) de vida útil de la máquina baroladora da un valor de 833,93 USD (Ochocientos treinta y tres con

93/100 dólares) y el valor de depreciación asciende a 3.335,74 USD (Tres mil treientos treinta y cinco con 74/100 dólares).

4.10. Valor Actual Neto (VAN)

Se calcula a partir del flujo de caja anual, ubicando todas las cantidades futuras al presente originadas por una inversión realizada, posteriormente se determinará cuan factible es el proyecto por medio del cálculo del TIR (tasa interna de retorno).

El cálculo del VAN se define por la siguiente ecuación.

$$VAN = -V_{inicial} + \sum_{n=1}^N \frac{FEC}{(1+r)^n} \quad Ec. 4.3$$

Dónde:

VAN: Valor actual neto.

Vinicial: Valor inversión inicial.

FEC: Flujo efectivo de caja.

r: Coste medio capital

n: Tiempo.

$$r = \frac{\text{TMAR}}{12 \text{ meses}} \quad Ec. 4.4$$

Dónde:

r: Coste medio capital.

Vinicial: Tasa pasiva. + Inflación + riesgo país, %

$$r = \frac{\text{TMAR}}{12 \text{ meses}} \frac{(3,09\% + 5,83\% + 13,52\%)}{12 \text{ meses}}$$

$$r = 0,0187$$

$$VAN = -\text{Vinicial} + \sum_{n=1}^N \frac{FEC}{(1+r)^n}$$

$$VAN = -4.169,67 + \frac{1.173,72}{(1+0,0187)^1} + \frac{1.053,72}{(1+0,0187)^2} + \frac{1.269,22}{(1+0,0187)^3} + \frac{1.297,62}{(1+0,0187)^4} + \frac{1.175,22}{(1+0,0187)^5} + \frac{1.172,92}{(1+0,0187)^6} + \frac{1.175,72}{(1+0,0187)^7} + \frac{1.182,52}{(1+0,0187)^8} + \frac{1.268,72}{(1+0,0187)^9} + \frac{1.294,22}{(1+0,0187)^{10}} + \frac{1.251,42}{(1+0,0187)^{11}} + \frac{1.181,52}{(1+0,0187)^{12}}$$

$$VAN = -4.169,67 + 12.862,07$$

$$VAN = 8.692,40[\text{USD}]$$

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.

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

$$TIR = VAN = -\text{Vinicial} + \sum_{n=1}^N \frac{FEC}{(1+r)^n} = 0 \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$VAN = -4.169,67 + \frac{1.173,72}{(1+0,2686)^1} + \frac{1.053,72}{(1+0,2686)^2} + \frac{1.269,22}{(1+0,2686)^3} + \frac{1.297,62}{(1+0,2686)^4} + \frac{1.175,22}{(1+0,2686)^5} + \frac{1.172,92}{(1+0,2686)^6} + \frac{1.175,72}{(1+0,2686)^7} + \frac{1.182,52}{(1+0,2686)^8} + \frac{1.268,72}{(1+0,2686)^9} + \frac{1.294,22}{(1+0,2686)^{10}} + \frac{1.251,42}{(1+0,2686)^{11}} + \frac{1.181,52}{(1+0,2686)^{12}}$$

$$VAN = -4.169,67 + 4.168,71$$

$$VAN = -0,96[USD]$$

$$VAN = -4.169,67 + \frac{1.173,72}{(1 + 0,2685)^1} + \frac{1.053,72}{(1 + 0,2685)^2} + \frac{1.269,22}{(1 + 0,2685)^3} + \frac{1.297,62}{(1 + 0,2685)^4}$$

$$+ \frac{1.175,22}{(1 + 0,2685)^5} + \frac{1.172,92}{(1 + 0,2685)^6} + \frac{1.175,72}{(1 + 0,2685)^7} + \frac{1.182,52}{(1 + 0,2685)^8}$$

$$+ \frac{1.268,72}{(1 + 0,2685)^9} + \frac{1.294,22}{(1 + 0,2685)^{10}} + \frac{1.251,42}{(1 + 0,2685)^{11}} + \frac{1.181,52}{(1 + 0,2685)^{12}}$$

$$VAN = -4.169,67 + 4.170,04$$

$$VAN = 0,37[USD]$$

Cálculo del TIR.

Datos:

26,86% 0,96 [USD]

26,85% 0,37[USD]

1,33[USD]

$$0,37 \times 0,2686 = 0,0099382$$

$$0,96 \times 0,2685 = 0,25776$$

$$0,2676982$$

$$1,33 = 0,2676982$$

$$TIR = \frac{0,2676982}{1,33} = 0,2012$$

$$TIR = 20,12\%$$

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

Como 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 baroladora aportara ganancias.

4.12. Análisis relación costo-beneficio.

Este análisis permite 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 baroladora de tubos y perfiles.

$$R^C/B = \frac{\sum \text{Flujos existentes}}{\text{Inversión inicial}} \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$R^C/B = \frac{14.496,54}{4.169,67}$$

$$R^C/B = 3,476$$

El costo-beneficio obtenido mediante el cálculo es mayor que la unidad, por esta razón se considera que por cada dólar que se invierta en la construcción de la máquina baroladora de tubos y perfiles se ganará \$3,476 dólares, haciendo viable la construcción de esta máquina.

4.13. Análisis de resultados.

Una vez terminado el diseño y construcción de la máquina baroladora de tubos y perfiles para dos pulgadas y media, se pudo llegar a la conclusión que construir

una máquina de estas características es mucho más económico que adquirir una nueva.

Una máquina baroladora de tubos y perfiles de las mismas características y con las mismas capacidades de funcionamiento en el mercado oscila su precio entre los \$10.000 a \$10.500 dólares, un considerable ahorro en comparación con la máquina construida que da un costo total de \$4169,67 dólares.

Teniendo en cuenta este dato de ahorro también se puede deducir y calcular que la el salvamento y la depreciación mensual va a ser menor, así pudiendo obtener mayor tiempo de vida útil del esperado.

Además el tiempo de recuperación de la inversión inicial para la construcción de la máquina va a ser más rápido, ya que con el mismo trabajo de la máquina se puede cubrir los gastos iniciales ocasionados.

Considerando que el valor de un tubo o perfil barolado o curvado es de 6[USD], y que en promedio diario se realiza el barolado de 8 tubos, se puede deducir que:

$$Trinv = \frac{P}{vt \times n} \quad Ec. 4.7$$

Dónde:

Trinv: Tiempo de recuperación de la inversión

P: Valor de inversión en la máquina

vt: Valor unitario por tubo barolado

n: Número de tubos diarios

$$Trinv = \frac{4169,67}{6 \times 8}$$

$$Trinv = \frac{10000}{6 \times 8}$$

$$Trinv = 86,86 \cong 87 \text{ días}$$

$$Trinv = 208,3 \cong 209 \text{ días}$$

Según los cálculos obtenidos se puede observar que la inversión realizada en el diseño y construcción de una máquina baroladora de tubos y perfiles se puede recuperar en 87 días aproximados (3 meses). Mientras que si compramos la misma máquina de fábrica se recuperará la inversión en 209 días (7 meses), lo que implica mayor trabajo, tiempo, desgaste, y consumo de material.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Se logró el cumplimiento de los objetivos planteados al inicio del proyecto, los cuales satisfacen la funcionalidad y condiciones de diseño.
- Se optimizó la producción y los costos al momento de construir una máquina baroladora en lugar de adquirirla en el mercado a un costo mayor beneficiando notablemente la economía.
- Con la ayuda del software de modelación geométrica se puede visualizar el modelo final y establecer la posición de cada pieza y con ello las medidas necesarias exactas de la máquina en general.
- El diseño del sistema eléctrico de la máquina permitió instalar correctamente todos los componentes eléctricos del circuito de potencia y de control los cuales evitan accidentes y contratiempos considerando que se trabaja con un voltaje de 220V.
- El diseño estructural de la máquina fue eficiente, ahorrando espacio y material con la ayuda del modelado anticipado que se pudo realizar en el software "SOLIDWORKS", obteniendo un factor de seguridad de 2 como mínimo, concluyendo que la estructura soportará de manera adecuada el peso de todos los componentes eléctricos mecánicos e hidráulicos para el cual fue diseñado sin sufrir daños posteriores.
- El diseño mecánico está correctamente fundamentado y calculado debido a los datos obtenidos estos están en base a la fuerza de 2.5 T que se necesita para barolar un tubo o perfil de máximo de diámetro de 2.5 in.

- La fuerza de barolado es el dato predominante para elegir correctamente el pistón hidráulico del cual depende la selección de los demás componentes hidráulicos con son la centralina, y las mangueras hidráulicas.
- La inversión realizada para construir la máquina se podrá recuperar después de 4 meses, una vez recuperado se empezará a obtener ganancias, haciendo esta una inversión rentable.
- La mejor protección para un motor es el relé térmico debido a su sensibilidad, evitando que pueda suceder un daño en el motor.

5.2. Recomendaciones

- Operar adecuadamente la máquina de acuerdo a las indicaciones del manual, así como un mantenimiento cada 12 meses del aceite de los engranajes y cilindro hidráulico para mantener la eficiencia de trabajo.
- Para realizar el mantenimiento en la máquina baroladora de tubos se recomienda usar aceite hidráulico, este es estrictamente necesario para su correcto funcionamiento.
- Usar el equipo de protección personal adecuado al momento de barolar los tubos y perfiles debido a que se trabaja con medianas presiones y alto voltaje, para evitar accidentes en el operador de la máquina.
- Realizar mantenimiento eléctrico cada 10 meses de los breakers, contactores y relés térmicos para que tengan un correcto funcionamiento.
- La máquina debe estar ubicada en lugares cerrados con ventilación para evitar el ingreso de polvo en la lubricación de los engranajes, además debe

permanecer en ambientes secos debido a que la humedad puede producir daños en los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- Budynas, R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de shingley 9na. Ed.* México D.F.: Editorial Mc Graw-Hill Interamericano Editores S.A. de C.V.
- Lobjois, C. (1984). *Tecnología de la caldería. 1era. Ed.* España: Editorial CEAC.
- Martínez Sánchez, V. (2008). *Potencia hidráulica controlada por PLC. 1era. Ed.* México D.F.: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V.
- Mischke, C. R. (2002). *Diseño en ingeniería mecánica 6ta. Ed.* Mexico, D.F.: Editorial Mc Graw-Hill Interamericano Editores S.A. de C.V.
- Moot, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas. 4ta. Ed.* México, D.F.: Pearson Educación de México, S.A.
- Orthwein, W. (1996). *Diseño de componentes de máquinas 1era. Ed.* Mexico, d.f.: Editorial Continental, S.A. de C.V.
- Roemheld. (12 de 05 de 2012). Obtenido de • https://www.roemheld-gruppe.de/fileadmin/user_upload/downloads/technische_informationen/W_issenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf Recuperado el 30 de Julio 2016.
- Shingley, J. (1996). *Teoría de máquinas y mecanismos 1ra. Ed.* México: Editorial Mc Graw-Hill Interamericano Editores S.A. de C.V.
- Valencia, U. d. (12 de 04 de 2016). Obtenido de <http://www.uv.es/dae/Apunte4.pdf>. Recuperado el 01 de Agosto 2016.
- Wildi, T. (2007). *Máquinas Eléctricas y Sistemas de Potencia. 6ta. Ed.* México D.F.: Pearson Educación de México, S.A.

ANEXOS



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el siguiente trabajo fue realizado por el señor **EFRÉN DAMIÁN ALBÁN ANDRADE** bajo mi supervisión.

MSc. WILLIAM BONILLA
DIRECTOR

Aprobado por:

ING. KATYA TORRES VÁSQUEZ
DIRECTORA DE LA CARRERA EN ELECTROMECAÁNICA

DR. RODRIGO VACA CORRALES
SECRETARIO ACADÉMICO