



# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**



## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BAROLADORA PARA PLANCHAS DE ACERO DE BAJO CONTENIDO DE CARBONO PARA LA METAL MECÁNICA DE SAN BARTOLO**

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

**CAMPOS OROZCO FERNANDO AGUSTÍN**  
fernando.campos@epn.edu.ec

**PAUCAR VILLAMARÍN DANIEL ALEJANDRO**  
daniel.paucar@epn.edu.ec

**DIRECTOR: ING. WILLAN MONAR M.Sc.**  
william.monar@epn.edu.ec

**COORDIRECTOR: ING. MARIO GRANJA M.Sc.**  
mario.granja@epn.edu.ec

**Quito, junio 2019**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Fernando Agustín Campos Orozco y Daniel Alejandro Paucar Villamarín, bajo mi supervisión.

---

Ing. Willan Monar M.Sc.  
DIRECTOR DE PROYECTO

---

Ing. Mario Granja M.Sc.  
COORDIRECTOR DE PROYECTO

## **DECLARACIÓN**

Nosotros, Fernando Agustín Campos Orozco y Daniel Alejandro Paucar Villamarín, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional, y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

Fernando Agustín Campos Orozco

---

Daniel Alejandro Paucar Villamarín

## **DEDICATORIA**

Dedico esta tesis a mis padres que han sido un pilar fundamental durante toda mi vida, brindándome todo su apoyo y enseñanzas que me han convertido en la persona que hoy en día soy, a mi hermano que ha sido un ejemplo de vida para mí, a mis profesores que me han sabido encaminar durante mi carrera universitaria en la grandiosa facultad de Ingeniería Mecánica, a mis amigos que siempre han estado también apoyándome en todo momento.

Daniel Alejandro Paucar Villamarín

Dedico esta tesis a mi madre que es la persona fundamental en mi vida, a mi sobrina que es mi motor para seguir adelante y que es como mi hija, a mi hermana por brindarme su apoyo y a mi padre que desde el cielo me protege y guía mi camino, a mi Director y Coodirector de tesis por encaminarme en este proyecto, a la Metal Mecánica de San Bartolo por permitir poder realizar la construcción de la máquina y a mis amigos que son las personas que siempre han estado conmigo en todo momento.

Fernando Agustín Campos Orozco

# ÍNDICE

CERTIFICACIÓN .....	i
DECLARACIÓN .....	ii
DEDICATORIA .....	iii
RESUMEN.....	x
ABSTRACT .....	xi
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo General.....	1
Objetivos Específicos .....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	2
1.1. Proceso de Barolado .....	2
1.2. Deformación plástica .....	3
1.3. Baroladora.....	4
1.3.1. Baroladora de tres rodillos .....	4
1.3.2. Baroladora con apriete sencillo de tres rodillos .....	5
1.3.3. Baroladora de cuatro rodillos .....	6
1.3.4. Aplicación .....	6
1.4. Materiales para la construcción de la baroladora .....	6
1.4.1. Material de los rodillos.....	7
1.4.2. Materiales para el bastidor.....	7
1.4.3. Materiales para el proceso de barolado .....	8
1.5. Grados de Libertad de la baroladora .....	8
1.6. Estructura de la baroladora (Bastidor) .....	9
1.7. Automatización .....	10
2. METODOLOGÍA .....	11
2.1. Diseño de cargas .....	11
2.1.1. Fuerza de rozamiento .....	14
2.1.2. Torque.....	14
2.1.3. Potencia .....	15
2.2. Cálculo de las cargas.....	17
2.2.1. Cálculo de la fuerza máxima de barolado.....	17
2.2.2. Cálculo de la fuerza de rozamiento de barolado .....	17

2.2.3. Cálculo del torque.....	17
2.2.4. Cálculo de la potencia.....	17
2.3. Transmisión piñón – tornillo sin fin .....	19
2.4. Selección y diseño del sistema piñón – cadena.....	20
2.4.1. Relación de velocidades.....	21
2.4.2. Selección del piñón conductor .....	21
2.4.3. Selección del piñón conducido.....	21
2.4.4. Cálculo de la longitud de la cadena .....	22
2.4.5. Dimensionamiento de los ejes de la caja .....	23
2.4.6. Cálculos del eje Motriz .....	30
2.4.7. Dimensionamiento del eje movido .....	33
2.4.8. Cálculo del eje movido .....	33
2.4.9. Selección de los rodamientos .....	34
2.4.10. Selección del rodamiento para el eje movido.....	36
2.4.11. Mecanismo templador de cadena.....	36
2.5. Sistema del rodillo conducido .....	37
2.6. Diseño del bastidor.....	38
2.7. Diseño del sistema de control .....	39
3. RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	40
3.1. Construcción del bastidor de los rodillos .....	40
3.2. Construcción de la caja reductora .....	42
3.2.1. Construcción del sistema de templador de cadena .....	47
3.3. Construcción del bastidor motor-carga reductora.....	48
3.4. Construcción del sistema del rodillo conducido .....	49
3.3. Selección del sistema de control.....	51
3.4. Protocolo de Pruebas .....	52
3.4.1. Prueba 1.....	53
3.4.2. Prueba 2.....	54
3.4.3. Prueba 3.....	56
3.4.4. Prueba 4.....	57
3.4.5. Prueba 5.....	59
3.5. Análisis de resultados.....	62

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	64
4.1. Conclusiones .....	64
4.2. Recomendaciones.....	65
Referencias Bibliográficas .....	66
Anexos .....	68
Anexo I. Catálogo máquina roladora hidráulica.....	68
Anexo II. Tabla A-18, Shigley (2008) .....	72
Anexo III. Tabla de catálogo Motores eléctricos trifásicos.....	73
Anexo IV. Tabla del manual de cadenas y Piñones .....	74
Anexo V. Tabla del manual de cadenas y Piñones .....	75
Anexo VI. Tabla 6-2, Shigley (2008) .....	76
Anexo VII. Tabla 6-4, Shigley (2008) .....	76
Anexo VIII. Tabla 6-5, Shigley (2008) .....	77
Anexo X. Figura A-15-8, Shigley (2008).....	78
Anexo XI. Tabla del catálogo de rodamientos SKF .....	78
Anexo XII. Planos .....	79
Anexo XIII. Procedimiento de manejo, medidas de seguridad y mantenimiento de la máquina baroladora.....	80
Anexo XIV. Tabla de chavetas.....	84

# ÍNDICE DE FIGURAS

## MARCO TEÓRICO

Figura 1. 1. Esquema del proceso de barolado.....	2
Figura 1. 2. Diagrama esfuerzo-deformación.....	3
Figura 1. 3. Diagrama de una baroladora de tres rodillos.....	4
Figura 1. 4. Rodillo de placa estilo pirámide.....	5
Figura 1. 5. Rodillo de placa con apriete sencillo de tres rodillos.....	5
Figura 1. 6. Apriete doble de cuatro rodillos.....	6
Figura 1. 7. Prototipo de baroladora de tres rodillos.....	7
Figura 1. 8. Grados de libertad.....	8
Figura 1. 9. Rodillos en geometría piramidal.....	9
Figura 1. 10. Prototipo de baroladora de TEXPA.....	9

## METODOLOGÍA

Figura 2. 1. Diseño de cargas.....	11
Figura 2. 2. Curvado de plancha.....	15
Figura 2. 3. Características del motor.....	18
Figura 2. 4. Velocidad del motor.....	18
Figura 2. 5. Transmisión piñón-tornillo sin fin.....	19
Figura 2. 6. Caja de reducción de velocidades.....	20
Figura 2. 7. Diagrama de cargas del eje motriz.....	23
Figura 2. 8. Fuerzas y esfuerzos producidas entre piñón y cadena.....	24
Figura 2. 9. Diagramas de carga, cortante y momento flector respectivamente del eje motriz.....	25
Figura 2. 10. Sistema templador de cadena.....	37
Figura 2. 11. Estructura para el sistema del rodillo conducido.....	37
Figura 2. 12. Deformaciones producidas en el bastidor de la baroladora.....	38
Figura 2. 13. Arranque directo de motor trifásico con cambio de giro.....	39

## RESULTADOS Y DISCUSIONES

Figura 3. 1. Corte de perfil en I por medio de la sierra hidráulica.....	40
Figura 3. 2. Alojamiento de los asentamientos de los rodillos por medio del taladro vertical.....	41
Figura 3. 3. Bastidor de los rodillos.....	42



Figura 3. 4. Eje motriz montado en el torno para desbaste. ....	43
Figura 3. 5. Eje movido montado en el torno para el desbaste.....	43
Figura 3. 6. Eje movido montado en la fresadora.....	44
Figura 3. 7. Matrimonio montado en el torno.....	44
Figura 3. 8. Piñón conducido montada en la mortajadora. ....	45
Figura 3. 9. Corte de las placas de la caja reductora de velocidades.....	45
Figura 3. 10. Placas de la caja reductora montadas en la fresadora. ....	46
Figura 3. 11. Toma de medidas para asentamiento de chumaceras y ejes motriz y movido. ....	46
Figura 3. 12. Soldando las placas de la caja reductora de velocidades.....	47
Figura 3. 13. Sistema templador de cadena.....	47
Figura 3. 14. Vista superior de la caja reductora de velocidades. ....	48
Figura 3. 15. Bastidor del motor y caja reductora.....	48
Figura 3. 16. Estructura para el sistema del rodillo conducido. ....	49
Figura 3. 17. Estructura para el sistema del rodillo conducido vista frontal. ....	49
Figura 3. 18. Sistema del rodillo conducido conjunto completo. ....	50
Figura 3. 19. Regleta metálica para señalar la altura del rodillo. ....	51
Figura 3. 20. Prototipo de baroladora conjunto completo ensamblado.....	51
Figura 3. 21. Interior de la caja de control de la baroladora.....	52
Figura 3. 22. Plancha para la prueba 1. ....	53
Figura 3. 23. Plancha de prueba 1 barolada. ....	54
Figura 3. 24. Plancha para la prueba 2. ....	55
Figura 3. 25. Plancha de prueba 2 barolada. ....	56
Figura 3. 26. Plancha para la prueba 3. ....	56
Figura 3. 27. Plancha de prueba 3 barolada. ....	57
Figura 3. 28. Plancha para la prueba 4. ....	58
Figura 3. 29. Plancha de prueba 4 barolada. ....	59
Figura 3. 30. Plancha para la prueba 5. ....	59
Figura 3. 31. Plancha de prueba 5 barolada. ....	60

## **ÍNDICE DE TABLAS**

### **METODOLOGÍA**

Tabla 2. 1. Elementos y especificaciones técnicas. ....	16
---	----

### **RESULTADOS Y DISCUSIONES**

Tabla 3. 1. Resultados de la Prueba 1. ....	54
Tabla 3. 2. Resultados de la Prueba 2. ....	55
Tabla 3. 3. Resultados de la Prueba 3. ....	57
Tabla 3. 4. Resultados de la Prueba 4. ....	58
Tabla 3. 5. Resultados de la Prueba 5. ....	59
Tabla 3. 6. Resumen de los indicadores de cada una de las pruebas realizadas.....	61

## RESUMEN

En el presente documento se tiene por objetivo diseñar y construir un prototipo de baroladora para planchas de acero de bajo contenido de carbono para la metal mecánica de San Bartolo de la EPN. Para la realización de este objetivo se ha dividido en cuatro capítulos, en el primero se ha recopilado la parte teórica en el cual comprende la definición el funcionamiento del proceso de barolado, en el segundo capítulo mediante cálculos se determina la capacidad de barolado de los rodillos dispuestos por la metal mecánica, con un determinado rango de espesores se ha calculado la potencia y velocidad necesaria para el barolado, luego se diseña el sistema de caja reductora que entregará las revoluciones necesarias para el proceso al rodillo motriz, conjuntamente se realiza el diseño del bastidor de la máquina. En el tercer capítulo se procede a la construcción de la máquina y se recopila y analizan los resultados que se han obtenido en las pruebas realizadas. Finalmente, en el último capítulo se muestran las conclusiones que se han obtenido una vez alcanzado el objetivo general.

**Palabras clave:** Barolado, baroladora, potencia, prototipo, velocidad

## **ABSTRACT**

The objective of this document is to design and build a prototype of a low carbon steel plate rolling machine for the mechanical metal of San Bartolo de la EPN. In order to achieve this objective, it has been divided into four chapters, the first has compiled the theoretical part in which the definition of the operation of rolling process is included, the second chapter by means of calculations determines the barolado capacity of the rollers arranged by the mechanical metal, with a certain range of thicknesses the power and speed necessary for the rolling has been calculated, then the gearbox system is designed that will deliver the revolutions necessary for the process to the driving roller, together the design of the machine frame is carried out. In the third chapter we proceed to the construction of the machine and we compile and analyze the results obtained in the tests carried out. Finally, the last chapter shows the conclusions that have been reached once the general objective has been reached.

**Keywords:** Power, prototype, rolling, rolling machine, speed

# **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BAROLADORA PARA PLANCHAS DE ACERO DE BAJO CONTENIDO DE CARBONO PARA LA METAL MECÁNICA DE SAN BARTOLO**

## **INTRODUCCIÓN**

En Ecuador la industria metal mecánica ha sido uno de los sectores productivos más beneficiados por el gobierno (contratación pública), generando un crecimiento industrial, desarrollo de la mano de obra y generación de fuentes de empleo. Por lo que se requiere de maquinarias que satisfagan la necesidad de fabricación de los elementos mecánicos, entre ellas se encuentran las baroladoras, cuya construcción nacional es escasa y su adquisición o compra requiere de una gran inversión, la construcción de esta máquina implementará un avance en los procesos industriales dentro de la Metal Mecánica de San Bartolo. En la Metal Mecánica de San Bartolo se tiene la maquinaria necesaria para la construcción de este tipo de máquina como: tornos, fresadoras, taladradoras, cizalladoras, plegadoras, dobladoras de tubos, prensas hidráulicas, soldadoras, entre otras, además se fabrican elementos mecánicos barolados y en la Metal Mecánica se disponen de rodillos ensamblados, para una baroladora, el presente trabajo de titulación consiste en dotar de funcionalidad a la baroladora.

## **Objetivo General**

Diseñar y construir un prototipo de baroladora para planchas de acero de bajo contenido de carbono para la metal mecánica de san bartolo.

## **Objetivos Específicos**

- Determinar la capacidad de barolado en base del análisis de los rodillos disponibles.
- Diseñar el bastidor para la baroladora.
- Seleccionar el sistema de Control.
- Seleccionar el motoreductor para el funcionamiento de la baroladora.
- Probar la baroladora.

# 1. MARCO TEÓRICO

## 1.1. Proceso de Barolado

El proceso de barolado consiste en el conformado en frío de planchas, con el objetivo de obtener en ellas un perfil curvo con un determinado diámetro y espesor, muy usado en la manufactura de tubos de acero.

El doblado se obtiene a partir de la presión que se genera por tres rodillos posicionados en tal forma que la lámina que fluye entre ellos obtenga una deformación curva, como se puede observar en la Figura 1.1, producto de un esfuerzo flector. La alineación, separación y longitud de los rodillos son parámetros que determinaran la capacidad de barolado, es decir la dimensión de las láminas a ser conformadas por este proceso.

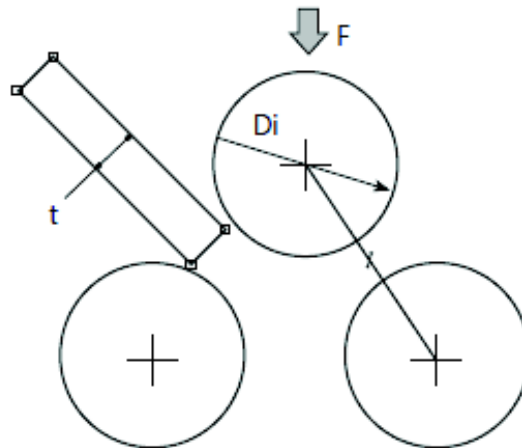


Figura 1. 1. Esquema del proceso de barolado.  
(Fuente: Ávila, K. Rodríguez, R. Espejo, E. (2015) Análisis de rolado en planchas de acero estructural de alta resistencia. Universidad de Medellín, Medellín, Colombia)

Al tratarse de deformación plástica, se relaciona con las propiedades mecánicas de los materiales sometido a fuerzas externas, en las que se pueden destacar las más importantes: el límite elástico, la resistencia a la rotura, la ductilidad y la tenacidad. Además, se tiene otras propiedades que afectan a la superficie del material como son: dureza, rozamiento, adherencia y resistencia al desgaste.

## 1.2. Deformación plástica

La deformación plástica consiste en una deformación irreversible o permanente; es decir, que el material ha sobrepasado su límite elástico y no volverá a tomar su forma original después de que se deje de aplicar la carga que ha provocado dicha deformación, en la Figura 1.2 se puede apreciar el diagrama esfuerzo- deformación, en él se evidencia el tipo de comportamiento que el material tiene a medida que el esfuerzo aumenta. Se puede obtener bajo diferentes procesos como es el trabajo en frío el cual se lo realiza por debajo de la temperatura de recristalización y mediante el trabajo en caliente, cada proceso otorgará propiedades mecánicas finales diferentes al material.

En la Figura 1.2 se tiene el diagrama esfuerzo- deformación, en este diagrama se puede observar el comportamiento elástico y plástico de un material a medida que el esfuerzo aumenta.

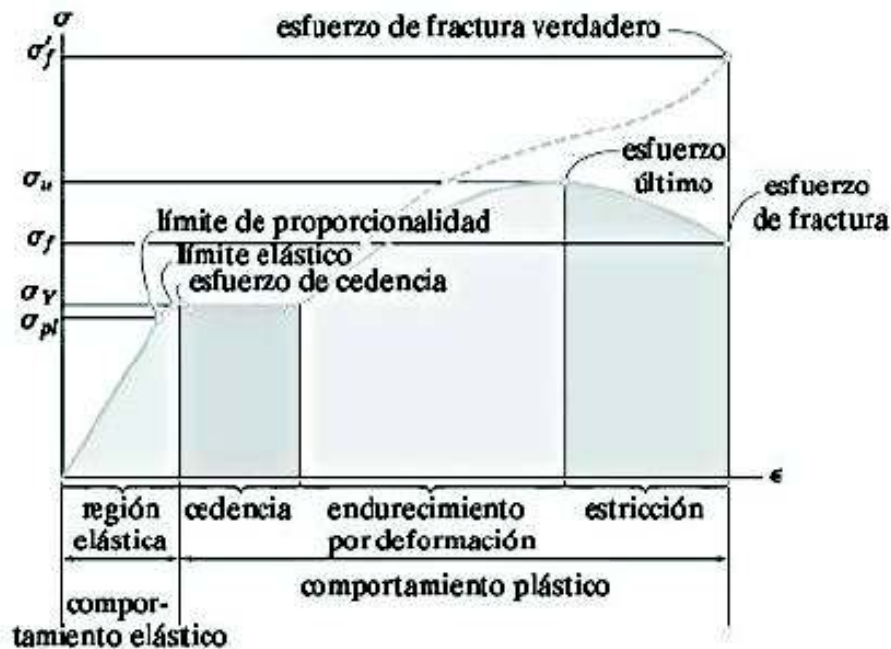


Figura 1. 2. Diagrama esfuerzo-deformación.  
(Fuente: Hibeller, 2008)

En los trabajos de deformación plástica en frío, mayormente se utiliza materiales dúctiles, su característica principal es la de absorber energía presentando una significativa deformación antes de llegar a su punto de ruptura, entre ellos están el acero de bajo carbono, material del cual están constituidas las planchas que se usan para el proceso de barolado.

### 1.3. Baroladora

La baroladora es una máquina que permite el conformado mecánico en frío para la obtención del proceso de barolado o curvado de perfiles y planchas metálicas, estas máquinas como se observan en la Figura 1.3, son muy importantes para la manufactura de cilindros. En la industria, la baroladora se clasifica según el número de rodillos y la configuración de su geometría como la baroladora de tres rodillos con una geometría de triángulo equilátero, baroladora de apriete sencillo, y baroladora de cuatro rodillos. En esta sección se revisan las aplicaciones que la baroladora tiene dentro de la industria.



Figura 1. 3. Diagrama de una baroladora de tres rodillos.

(Fuente: Recuperado de: <http://voltamaquinaria.com/producto/roladora-de-3-rodillos-modelo-3-hel-de-guias-lineales/>)

#### 1.3.1. Baroladora de tres rodillos

Este tipo de baroladora es la más utilizada en nuestro país, en la industria metal mecánica para la conformación de elementos cilíndricos, al variar la disposición en la que se encuentran los rodillos se pueden obtener varios tipos diferentes de baroladoras de tres rodillos.

Los rodillos en este tipo de baroladora se encuentran en una posición que forman un triángulo equilátero, tal como se puede apreciar en la Figura 1.4, la propiedad de esta máquina consiste en que el rodillo superior aplica la fuerza de deformación y puede desplazarse en sentido de las flechas como se muestra en la Figura 1.4, mientras que los rodillos inferiores permiten el desplazamiento lateral del objeto conformado.



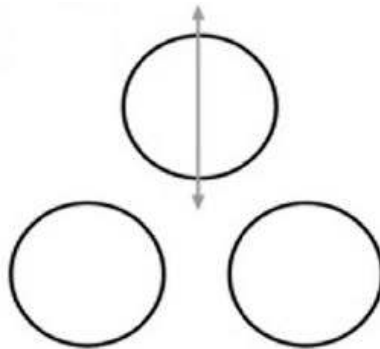


Figura 1. 4. Rodillo de placa estilo pirámide.  
(Fuente: JavierRodríguez. Tipos de máquinas roladoras. Recuperado de:  
[http://www.academia.edu/7482253/TIPOS\\_DE\\_ROLADO/](http://www.academia.edu/7482253/TIPOS_DE_ROLADO/))

### 1.3.2. Baroladora con apriete sencillo de tres rodillos

Este tipo de baroladora también se la conoce como baroladora asimétrica debido a la posición de los rodillos, en esta disposición el rodillo superior se mantiene fijo, mientras que los rodillos inferiores pueden cambiar su geometría en dirección a las flechas tal como se indica en la Figura 1.5. Uno de los rodillos inferiores se sitúa justo debajo del rodillo superior, esta máquina barola hasta un máximo de 6 [mm] de espesor.

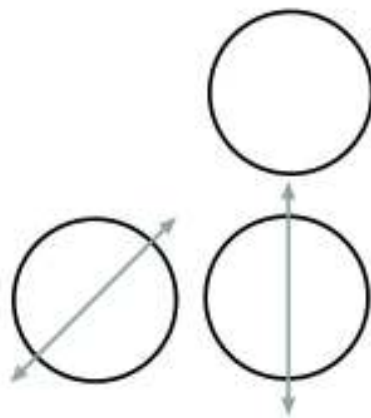


Figura 1. 5. Rodillo de placa con apriete sencillo de tres rodillos.  
(Fuente: JavierRodríguez. Tipos de máquinas roladoras. Recuperado de:  
[http://www.academia.edu/7482253/TIPOS\\_DE\\_ROLADO/](http://www.academia.edu/7482253/TIPOS_DE_ROLADO/))

### 1.3.3. Baroladora de cuatro rodillos

En este tipo de baroladora consta de cuatro rodillos, en esta configuración el eje superior se encuentra fijo mientras que los tres rodillos inferiores son independientes, es decir pueden cambiar su geometría desplazándose en dirección de las flechas tal como se indica en la Figura 1.6.

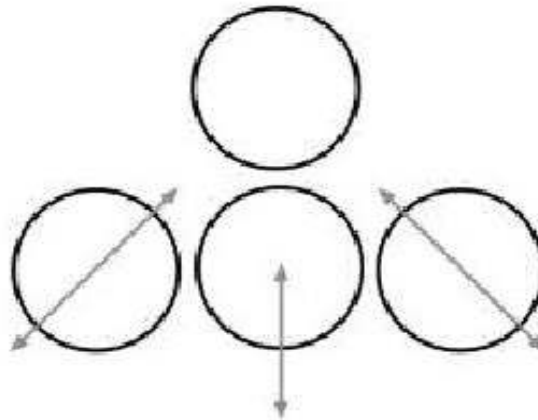


Figura 1. 6. Apriete doble de cuatro rodillos.  
(Fuente: JavierRodríguez. Tipos de máquinas roladoras. Recuperada de:  
[http://www.academia.edu/7482253/TIPOS\\_DE\\_ROLADO](http://www.academia.edu/7482253/TIPOS_DE_ROLADO))

Esta configuración permite que la máquina sea más precisa en el proceso de barolado, además esta configuración soluciona el problema del pre curvado, este problema consiste en la dificultad de barolar los extremos de la plancha, es decir dichos extremos quedan rectos, se trata de un problema del proceso de barolado en sí.

### 1.3.4. Aplicación

La baroladora es una máquina, que realiza la función de doblar ya sean planchas o perfiles metálicos de acero de bajo carbono, aluminio y otras aleaciones, esta máquina se implementa dentro varias industrias como construcción, petrolera, para la elaboración de ductos para alcantarillado, cilindros para calderas, silos, tanques de almacenamiento, aeronáutica y automotriz, fabricación de maquinaria en general.

## 1.4. Materiales para la construcción de la baroladora

En este acápite se detalla los materiales apropiados tanto para los rodillos de la baroladora como para el bastidor, además de los materiales que se usan para el proceso de barolado.

### 1.4.1. Material de los rodillos

Los rodillos son los componentes más esenciales de la baroladora por lo que la selección del material es primordial y se debe considerar una resistencia al desgaste al igual que no se deforme al momento de aplicar la fuerza necesaria para el barolado, para ello los siguientes materiales cumplen con lo requerido, acero AISI 1018 y el acero AISI C 1045. A continuación en la Figura 1.7 se tiene los rodillos disponibles de la metal mecánica de San Bartolo, el material de estos rodillos es acero bonificado, este tipo de material tiene una gran dureza, tenacidad y elevada resistencia mecánica. [18]



Figura 1. 7. Prototipo de baroladora de tres rodillos.  
(Fuente: Propia)

### 1.4.2. Materiales para el bastidor

El bastidor estará sujeto a cargas, sus propiedades principales son las de soportar el peso de los rodillos, absorber vibraciones y brindar rigidez a la máquina, por lo que el material que brinda estas propiedades es el acero ASTM A36, el cual es muy usado para elementos estructurales como la manufacturación de vigas debido a sus propiedades y que posee una buena soldabilidad.

### 1.4.3. Materiales para el proceso de barolado

Existe una gran variedad de materiales en el mercado, sin embargo, los materiales que se emplean para el proceso de barolado son materiales que puedan soportar una moderada deformación sin llegar a la ruptura, como por ejemplo cobre, acero de bajo carbono, aceros inoxidable, aluminio y níquel. Estos materiales no recuperan su forma original después de la deformación lo cual permite el trabajo en frío.

### 1.5. Grados de Libertad de la baroladora

Un objeto puede desplazarse libremente en el espacio, los grados de libertad describen y descomponen estos movimientos en rotacional y traslacional independientemente del eje de rotación y traslación es por esto que se tienen seis grados de libertad respecto a nuestros tres ejes fijos y se los observa en la Figura 1.8.

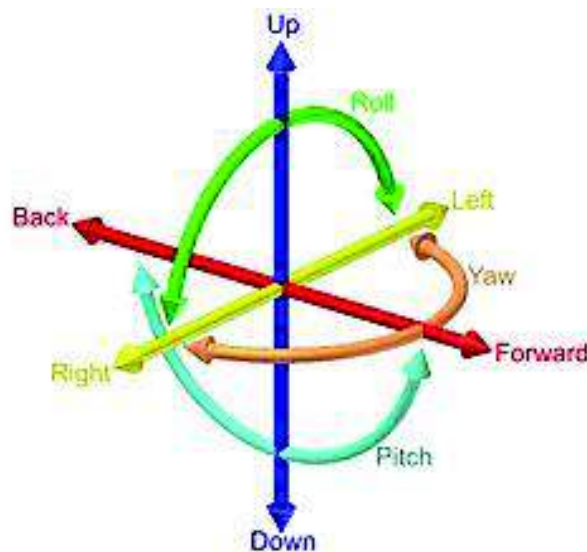


Figura 1. 8. Grados de libertad.

(Fuente: Ionescu, H. (2010) Seis grados de libertad. Recuperado de: [https://es.wikipedia.org/wiki/Seis\\_grados\\_de\\_libertad](https://es.wikipedia.org/wiki/Seis_grados_de_libertad))

La máquina baroldora cuenta con 2 grados de libertad como se puede apreciar en la Figura 1.9, estos son rotación y traslación. El movimiento de rotación lo tenemos, en el instante de accionar el motor eléctrico, el cual trasmite el movimiento a los rodillos que giran en su eje, y traslación vertical del rodillo superior de arriba hacia abajo a lo largo de un eje axial perpendicular al eje de rotación, este movimiento permite obtener la fuerza de barolado.

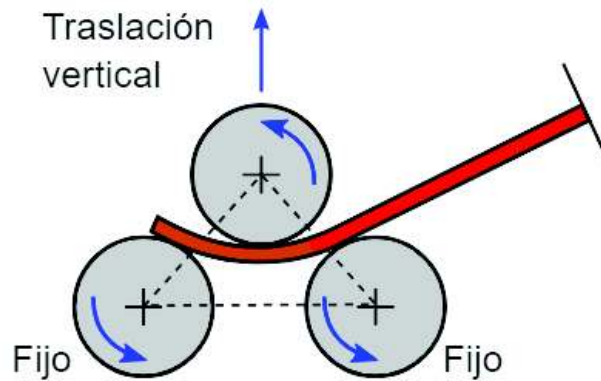


Figura 1. 9. Rodillos en geometría piramidal.  
 (Fuente: Recuperado de: <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Procesos/Rolado-lamina>)

## 1.6. Estructura de la baroladora (Bastidor)

El bastidor o estructura es una parte esencial de la baroladora, en él se encuentran montados los elementos que conforman la máquina, los rodillos, sistema de transmisión, rodamientos, ejes, motor. La importancia de su geometría brindará estabilidad y rigidez a toda la máquina, además brinda protección a los elementos ya mencionados.

Para el diseño de esta estructura se ha tomado como referencia máquinas existentes en el mercado, también se ha investigado la geometría de prototipos de baroladoras funcionales en diferentes metal mecánicas de la ciudad de Quito, en la Figura 1.10 se muestra un prototipo de la metal mecánica TEXPA.



Figura 1. 10. Prototipo de baroladora de TEXPA.  
 (Fuente: Propia)

La metal mecánica de San Bartolo dispone de perfiles en H de 160 x 80 [mm] para los rodillos, perfiles en H de 200 x 100 [mm] para el motor y la transmisión, planchas metálicas de acero ASTM A36 de 1/2" espesor para la manufactura de la estructura o bastidor del prototipo de baroladora a construirse. De igual manera la metal mecánica dispone de las máquinas necesarias para la construcción de la misma, se usarán electrodos 7018 de un 1/8". Para el anclaje de los elementos se dispone de pernos hexagonales con sus respectivas rodela y tuercas hexagonales.

## **1.7. Automatización**

Para facilitar la operación de la baroladora se implementarán elementos tecnológicos como el motor, el cual incide directamente sobre la máquina, mejorando significativamente la eficiencia de la misma, reduciendo el número de operarios, reduciendo costos de operación, mejorando la calidad y cantidad de las piezas obtenidas en el proceso. El prototipo de baroladora a construir es una máquina semi automática, la misma que cuenta con un motor eléctrico y una transmisión de caja reductora, pero no consta de un sistema hidráulico que ajuste el rodillo superior el cual ejerce la presión necesaria para el proceso de barolado, en su lugar consta de una manivela a cada lado, se trata de un sistema manual el cual es accionado por un operador. Los controladores son dispositivos como por ejemplo los PLC's, se encargan de ejecutar acciones programadas y de automatizar procesos dentro de la industria, controlando máquinas en líneas de producción. El prototipo de baroladora a construirse constará con un dispositivo lógico el cual controlará el funcionamiento o puesto en marcha del motor eléctrico que a través de la caja reductora accionará los rodillos de la baroladora, de igual manera este dispositivo permitirá el paro del motor accionado por un operador.

## 2. METODOLOGÍA

En este capítulo se detalla todos los parámetros y fórmulas necesarios para el cálculo de fuerzas, reacciones y momentos, para la selección de diámetros, longitudes y elementos para el funcionamiento óptimo de la baroladora.

### 2.1. Diseño de cargas

Tomando en cuenta que la plancha a barolar es de sección rectangular se procede a identificar las fuerzas que se producen en la plancha como se muestra en la Figura 2.1.

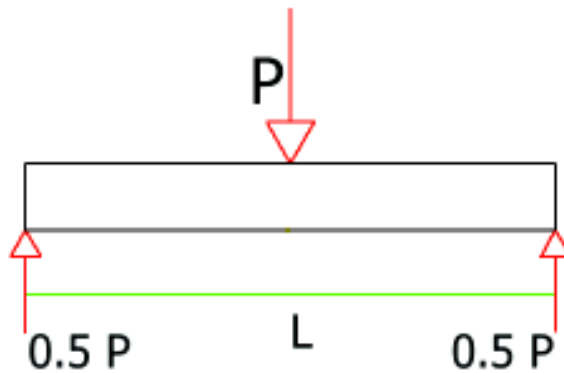


Figura 2. 1. Diseño de cargas.  
(Fuente: propia)

El momento flector necesario para efectuar el proceso de barolado viene descrita con la Ecuación 2.1 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$M = \frac{\rho}{2} \times \frac{l}{2} [N * mm] \quad \text{Ec.2. 1.}$$

Donde:

$M$  : Es el momento flector

$\rho$  : Es la fuerza máxima de barolado [N]

$l$ : Es la longitud de la plancha a barolar [mm]

El esfuerzo normal máximo generado por el momento flector se tiene mediante la Ecuación 2.2 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008):

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad [N/mm^2] \quad \text{Ec.2. 2.}$$

Donde:

$\sigma$  : Es el esfuerzo normal máximo [ $N/mm^2$ ]

$M$  : Es el momento flector

$c$  : Es la distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección [ $mm$ ]

$I$ : Es el momento de inercia [ $mm^4$ ]

Como se trata de una plancha de sección rectangular, según el libro de Shigley, 8va Edición, pag.106, Tabla A-18, el momento de inercia para una sección rectangular (Anexo II).

$$I = \frac{h^3 \times b}{12} \quad [mm^4] \quad \text{Ec.2. 3.}$$

Lo que se quiere es calcular la fuerza máxima de barolado, para eso se necesita determinar el factor de seguridad el cual es “una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga” (Robert L. Matt, 2006)

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ec.2. 4.}$$

Donde:

$\eta$  : Es el factor de seguridad

$\sigma$  : Es el esfuerzo normal máximo [ $N/mm^2$ ]

$S_y$  : Es el esfuerzo normal máximo [ $N/mm^2$ ]

Mott (2006, p.185) plantea los siguientes factores de seguridad para materiales dúctiles



" $\eta = 1,25$  a  $2$  . - el diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.

$\eta = 2$  a  $2,5$  . - Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.

$\eta = 2,5$  a  $4$  . - Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

$\eta = 4$  o más . - Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores. Bajo estos criterios se va a tomar un factor de seguridad de 2"[16].

Al remplazar las ecuaciones 2.1 y 2.3 en la Ecuación 2.2 tenemos que:

$$\sigma = \frac{\frac{\rho}{4} \times \frac{h}{2}}{\frac{bh^3}{12}}$$

$$\sigma = \frac{12\rho lh}{8bh^3}$$

$$\sigma = 1,5 \times \frac{\rho l}{bh^3} \tag{Ec.2. 5.}$$

Reemplazando la Ecuación 2.5 en la Ecuación 2.4 se tiene que:

$$\eta = \frac{S_y}{1,5 \times \frac{\rho l}{bh^2}}$$

$$\eta = \frac{S_y bh^2}{1,5 \times \rho l}$$

$$1,5 \times \rho l \eta = S_y bh^2$$

$$P = \frac{S_y b h^2}{1,5 \times l \eta} [N]$$

Ec.2. 6.

Donde:

$P$  : Es la fuerza máxima de barolado [N]

### 2.1.1. Fuerza de rozamiento

Como se tiene un contacto de la plancha con los rodillos se genera una fuerza de rozamiento, se presenta un cuerpo que rueda sobre una superficie deformando a esta superficie, esta se encuentra descrita con la Ecuación 2.7 (Física para ciencias e ingeniería, Serway, 2008).

$$F_r = \mu P [N]$$

Ec.2. 7.

Donde:

$\mu$  : Es el coeficiente de rozamiento entre la plancha y el rodillo

$P$  : Es la fuerza máxima de barolado [N]

### 2.1.2. Torque

El movimiento que se produce en los rodillos es rotatorio y se genera un torque al momento que los rodillos presionan y arrastran la plancha. Este torque  $T$ , se produce en cada rodillo y es descrita en la Ecuación 2.8 (Física para ciencias e ingeniería, Serway, 2008).

$$T = 2F_r \times r [N * m]$$

Ec.2. 8.

Donde:

$F_r$  : Es la fuerza de rozamiento [N]

$r$  : Es el radio del rodillo [m]

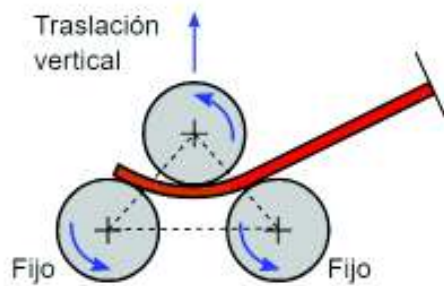


Figura 2. 2. Curvado de plancha.

(Fuente: Recuperado de: <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Procesos/Rolado-lamina.>)

### 2.1.3. Potencia

Es la potencia requerida para realizar el trabajo de deformación plástica en la baroladora, la cual puede ser suministrada por un motorreductor o por un motor con caja reductora y un sistema de transmisión. La potencia  $Pot$  viene dada por la Ecuación 2.9 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$Pot = T \times \omega \quad [W] \quad \text{Ec.2. 9.}$$

Donde:

$T$  : Es el torque.  $[N * m]$

$\omega$  : Es la velocidad angular del rodillo  $[rad/s]$

Consecuentemente se necesita calcular la velocidad angular, para ello se tiene que la velocidad angular  $\omega$  se obtiene de la Ecuación 2.10 (Ingeniería mecánica -Dinámica, Hibbeler, 2010.)

$$\omega = \frac{v}{r} \quad [rad/s] \quad \text{Ec.2. 10.}$$

Donde:

$v$  : Es la velocidad de giro de los rodillos  $[m/s]$

$r$  : Es el radio de los rodillos  $[m]$

La velocidad de giro de los rodillos según la información técnica del catálogo de la máquina baroladora hidráulica de 3 rodillos MODL 3R HSS 25-320 es de 1,5 – 5 [m/min]. Se procede al cálculo del diseño de cargas debido a que en la metal mecánica de San Bartolo se tiene un prototipo de baroladora. Entonces lo que se quiere es utilizar los elementos de este prototipo (lo que se detalla en el siguiente cuadro) bajo el diseño de cargas elementales a diseñar para el funcionamiento de la misma.

Tabla 2. 1. Elementos y especificaciones técnicas.

Elementos	Especificaciones Técnicas	Material	Cantidad
Eje conductor	$\phi_e = 144$ mm $\phi_i = 84$ mm L = 2,50 m	Acero Bonificado	2
Eje conducido	$\phi_e = 109$ mm $\phi_i = 79$ mm L = 2,50 m	Acero Bonificado	1
Eje soporte	$\phi_e = 88,9$ mm $\phi_i = 78,9$ mm L = 2,50 m	Cementado	2
Piñón recto	$\phi_e = 140$ mm $\phi_i = 41$ mm # dientes = 42	Acero de transmisión	2
Piñón recto	$\phi_e = 144$ mm $\phi_i = 84$ mm # dientes = 44	Acero de transmisión	1
Piñón helicoidal	$\phi_e = 174$ mm $\phi_i = 40$ mm # dientes = 44	Acero de transmisión	1
Tornillo sin fin	# entradas = 2 L = 60 mm	Acero de transmisión	1
Chumaceras	$\phi_i = 1140$ mm	Acero de transmisión	4
Rodamiento del rodillo conducido	Ver Anexo 40	Acero de transmisión	2

(Fuente: Propia)

## 2.2. Cálculo de las cargas

Se realiza el cálculo de las cargas para seleccionar, diseñar los elementos y sistemas para el funcionamiento de la baroladora

### 2.2.1. Cálculo de la fuerza máxima de barolado

Para el cálculo de la fuerza máxima de barolado se tiene que, el límite de fluencia es de un material de acero de bajo contenido de carbono; además de las medidas de la plancha a barolar se toma el espesor máximo de la misma. Para la fuerza máxima de barolado se emplea la Ecuación 2.6, y se rempazan los valores como el esfuerzo normal máximo es  $S_y = 800 [N/mm^2]$ , la longitud de la plancha  $b = 2400 [mm]$ , el espesor máximo de la plancha es  $h = 6 [mm]$  y por último el factor de seguridad escogido  $\eta = 2$ , efectuando las operaciones pertinentes, se tiene que la fuerza máxima de barolado es  $P = 230 [KN]$ .

### 2.2.2. Cálculo de la fuerza de rozamiento de barolado

Para la fuerza de rozamiento se emplea la Ecuación 2.7, en donde el coeficiente de rozamiento entre dos superficies metálicas en este caso acero es  $\mu = 0,09$  y la fuerza máxima de barolado es  $P = 230 [KN]$ , la fuerza de rozamiento de barolado es  $F_r = 20,7 [KN]$ .

### 2.2.3. Cálculo del torque

Subsecuentemente para el torque se emplea la Ecuación 2.8, teniendo que el radio del rodillo es  $r = 0,057 [m]$  y la fuerza de rozamiento de barolado es  $F_r = 20,7 [KN]$ . Lo que quiere decir que para que la plancha de máximo espesor de 6 [mm] pueda ser barolada se necesita que el rodillo tenga un torque de alrededor de  $2,36 [KN * m]$ .

### 2.2.4. Cálculo de la potencia

Para la potencia primero se debe calcular la velocidad angular del rodillo, para esto se emplea la Ecuación 2.10, en donde la velocidad de giro de los rodillos es de  $v = 5 [m/min]$  y el radio del rodillo es  $r = 0,057 [m]$ , adicionalmente se tiene que efectuar una conversión de unidades de radianes por minuto a radianes por segundo, finalizando las operaciones

se tiene que la velocidad angular es  $\omega = 1,45 \text{ [rad/s]}$ , o  $14 \text{ RPM}$ . Entonces la potencia se emplea la Ecuación 2.9, en la cual el torque es  $T = 2,36 \text{ [KN * m]}$  y la velocidad angular de los rodillos es  $\omega = 1,45 \text{ [rad/s]}$ , resolviendo la ecuación se tiene la potencia resultante  $P_{ot} = 3711,33 \text{ [W]} \cong 5 \text{ [Hp]}$ . Lo que se necesita es un motor de  $5 \text{ [Hp]}$  de potencia y con una velocidad de salida de  $14 \text{ [rpm]}$ , para esto se puede utilizar un motoreductor que cumpla con estas características, pero la adquisición del mismo es de alto costo con relación al costo de los materiales necesarios para la construcción del resto de componentes de la baroladora. Sin embargo, usando los insumos disponibles en la metalmecánica de San Bartolo se tiene un motor con las características mostradas en la Figura 2.3.



Figura 2. 3. Características del motor.  
(Fuente: propia)

A pesar que en la placa se tiene que la velocidad de giro es de  $1115 \text{ [rpm]}$ , se realizó las mediciones de estas revoluciones con un tacómetro digital, obteniendo la velocidad de giro del motor el cual es cercano a  $1200 \text{ [rpm]}$  como se observa en la Figura 2.4.



Figura 2. 4. Velocidad del motor.  
(Fuente: propia)

Se diseña un sistema de reducción de revoluciones tal que de 1200 [rpm] baje a 14 [rpm], que son a las que gira el rodillo conductor, y la cual se transmite por un sistema de engranes (este sistema de engranajes ya estaba en el prototipo de baroladora de la metalmecánica de San Bartolo) al otro rodillo conductor. Además de reducir las revoluciones se consigue aumentar el torque que debe ser mayor a 2,36 [KN\*m], para que los rodillos puedan barolar la plancha de bajo contenido de carbono

### 2.3. Transmisión piñón – tornillo sin fin

Un extremo del rodillo conductor está acoplado a un sistema de transmisión de piñón – tornillo sin fin (este sistema ya estaba en el prototipo de la metalmecánica de San Bartolo). Esta transmisión se puede calcular mediante la Ecuación 2.11 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$N_t = \frac{\eta_t \times Z_r}{a} \quad \text{Ec.2. 11.}$$

Donde:

$N_t$  : Son las rpm del tornillo sin fin

$\eta_t$  : Son las rpm del piñón

$Z_r$  : Es el número de dientes del piñón

$a$  : Es el número de dientes del tornillo sin fin



Figura 2. 5. Transmisión piñón-tornillo sin fin.  
(Fuente: propia)

Se necesita encontrar las rpm del tornillo sin fin, a las cuales se debe llegar desde 1200 [rpm] que nos entrega el motor. Para calcular las rpm del tornillo sin fin se emplea la Ecuación 2.11, en donde se tiene que  $Z_r$  consta de 44 dientes, las rpm del tornillo sin fin son 14 [rpm], y el número de entradas del tornillo sin fin son 2, resolviendo la ecuación se obtiene que las rpm del tornillo sin fin son de 308 [rpm]. El sistema a diseñar debe reducir de 1200 [rpm] que son las que entrega el motor a 308 [rpm], que son las que llega al tornillo sin fin, y este a la vez los reduce a 14 [rpm], las necesarias por el rodillo conductor.

## 2.4. Selección y diseño del sistema piñón – cadena

El sistema que se va a seleccionar es de piñón cadena por las siguientes ventajas: transmisión de potencia entre ejes muy distantes, instalación menos costosa que otros sistemas, elevada capacidad de transmisión, no existe posibilidad de resbalamiento en la transmisión. El diseño es de una caja reductora conformada por un sistema de piñón – cadena, como se muestra en la Figura 2.6, en la caja reductora se encuentran el piñón conductor, el piñón conducido, eje motriz, eje movido, la cadena, chumacera para el eje motriz, chumacera para el eje movido, templador de cadena y la caja que protege a los elementos mencionados.



Figura 2. 6. Caja de reducción de velocidades.  
(Fuente: Propia)



### 2.4.1. Relación de velocidades

Según el manual de piñones y cadenas de INTERMEC (INTERMEC es una industria líder en fabricación de elementos de transmisión) se debe encontrar la relación de velocidades  $R$ , mediante la Ecuación 2.12 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$R = \frac{rpm \text{ Conductor}}{rpm \text{ conducido}} \quad \text{Ec.2. 12.}$$

Encontrando la relación de velocidades se selecciona el engranaje conductor y conducido. Para encontrar la relación de velocidades  $R$  se emplea la Ecuación 2.12, donde las rpm del eje motriz son 1200 y las del eje movido son 308 [rpm]. Reemplazando estos datos se obtiene que  $R \approx 4$ .

### 2.4.2. Selección del piñón conductor

Según el manual de piñones y cadenas de INTERMEC para seleccionar el piñón conductor se lo obtiene de las tablas de capacidad, tomando en cuenta los 1200 [rpm] del eje motriz y las 5,5 [Hp] del motor. En la tabla de capacidad del manual de INTERMEC en la página 51 se selecciona el piñón de 14 dientes, además se selecciona el tipo de cadena, el cual es estándar sencillo de rodillos No 40 paso  $\frac{1}{2}$ " dicha en la misma página del manual de INTERMEC.

### 2.4.3. Selección del piñón conducido

Según el manual de INTERMEC para la selección del piñón conducido se lo realiza mediante la siguiente Ecuación 2.13.

$$\#dientes \text{ conducido} = \#deintes \text{ conductor} \times R \quad \text{Ec.2. 13.}$$

Donde:

$R$  : Es la relación de velocidades

Para seleccionar el piñón conducido se emplea la Ecuación 2.13, teniendo que:

$$\#diente \text{ conductor} = 14$$

$$R = 4$$

$$\#dientes\ conducido = 14 \times 4$$

$$\#dientes\ conducido = 56$$

#### 2.4.4. Cálculo de la longitud de la cadena

Según el manual de piñones y cadenas de INTERMEC en la página 64 para el cálculo de la longitud de la cadena se debe seguir los siguientes pasos:

“1.- Divida la distancia entre los centros de los ejes (tomada en pulgadas) por el paso de la cadena. Esta cantidad se describe con la letra C.

2.- Sume el número de dientes del piñón pequeño con los del grande esta cantidad se designa con la letra S.

3.- Reste el número de dientes del piñón pequeño del número de dientes del piñón grande. Esta cantidad se designa con la letra D. Según esta cantidad en la tabla que aparece a continuación (página 65) se encontrará el valor representado en la siguiente ecuación por la letra K”.

$$L = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C} \quad \text{Ec.2. 14.}$$

Ejecute las operaciones y así obtendrá el número de pasos o eslabones requeridos. Multiplicando este número por el paso de la cadena, obtendrá la longitud en pulgadas, multiplicando las pulgadas por 25,4 se obtendrá la longitud de la cadena en milímetros.

Para calcular la longitud de la cadena se utiliza la Ecuación 2.14, se tiene que los dientes del piñón conductor son 14, los dientes del piñón conducido son 56, el paso de la cadena es de  $\frac{1}{2}$ ” y la distancia entre los centros de los ejes es de 15”.

Según el curso de “transmisión de potencia con cadena de rodillo normalizado” elaborado por TSV. Daniel Nobrega, dice que la distancia entre centros o ejes ideal es de 30 a 50 veces el paso de la cadena. Siguiendo los pasos descritos en el manual de INTERMEC se tiene que el número de eslabones son 97, además que la longitud de la cadena es de 1231,9 [mm].

## 2.4.5. Dimensionamiento de los ejes de la caja

**Dimensionamiento del eje motriz.** El eje está trabajando a fatiga por lo que se puede producir una rotura en un punto de concentración de tensiones en la superficie. En la Figura 2.7 se presentan las cargas y las distancias de diseño. Donde tenemos que  $R$  es la fuerza resultante,  $T$  es el torque requerido,  $R_a$  y  $R_b$  son reacciones en las chumaceras,  $L$  es la distancia entre centros de las chumaceras y  $C$  es la distancia del centro de la chumacera a la chaveta.

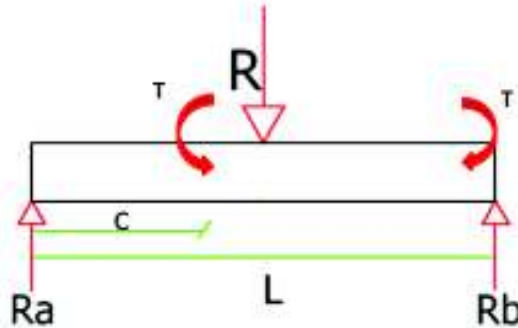


Figura 2. 7. Diagrama de cargas del eje motriz.  
(Fuente: Propia)

Calculando las reacciones en los apoyos  $R_a$  y  $R_b$ , utilizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y consecuentemente se obtiene la Ecuación 2.15.

$$\sum F_y = 0$$
$$R_a + R_b - R = 0 \quad \text{Ec.2. 15.}$$

Utilizando la sumatoria de momentos con respecto al punto A se tiene la Ecuación 2.16.

$$\sum M_A = 0$$
$$R \times \frac{l}{2} - R_b \times l = 0 \quad \text{Ec.2. 16.}$$

Despejando la Ecuación 2.16 obtenemos la Ecuación 2.17.

$$R_b = \frac{R}{2} \quad \text{Ec.2. 17.}$$

Reemplazando la Ecuación 2.17 en la Ecuación 2.15 se tiene la Ecuación 2.18.

$$R_a = R - R_b$$

$$R_a = R - \frac{R}{2} \quad \text{Ec.2. 18.}$$

Para calcular R se debe tomar en cuenta los pesos de los piñones, los torques que se tiene en cada eje y las fuerzas de tensado que se produce en los piñones con las cadenas tal como se muestra en la Figura 2.8, donde el  $T_1$  es el torque en el eje motriz,  $T_2$  es el torque en el eje movido,  $F_1$  y  $F_2$  son las fuerzas de tensión,  $r_1$  es el radio del piñón conductor,  $r_2$  es el radio del piñón conducido,  $W_1$  y  $W_2$  son los pesos de los piñones,  $F$  es la fuerza de tensado promedio,  $R_1$  y  $R_2$  son las fuerzas resultantes entre la fuerza de tensado promedio.

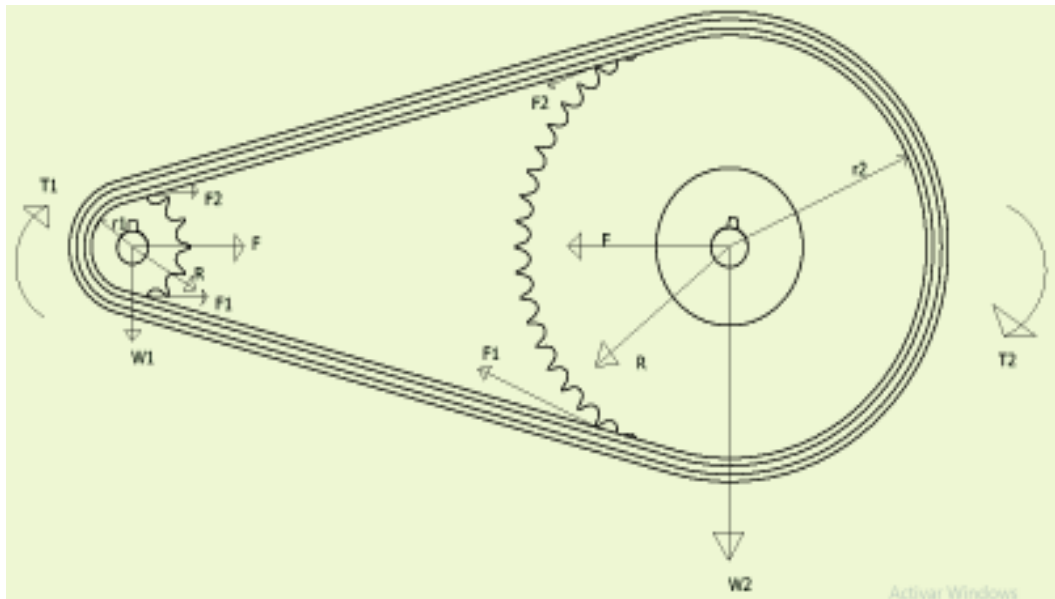


Figura 2. 8. Fuerzas y esfuerzos producidas entre piñón y cadena.  
(Fuente: Propia)

De la Figura 2.8 se obtienen las ecuaciones 2.19 y 2.20.

$$\frac{T_1}{r_1} = F_2 \quad \text{Ec.2. 19.}$$

$$\frac{T_2}{r_2} = F_1 \quad \text{Ec.2. 20.}$$

La fuerza de tensado promedio se la calcula mediante la Ecuación 2.11.

$$F = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad \text{Ec.2. 21.}$$

Aplicando Pitágoras en la gráfica tenemos como resultado la Ecuación 2.22.

$$R = \sqrt{\omega_1^2 + F^2} \quad \text{Ec.2. 22.}$$

En la Figura 2.9 se muestra las cargas actuantes sobre el eje, además las diagramas esfuerzo cortante y momento flector.

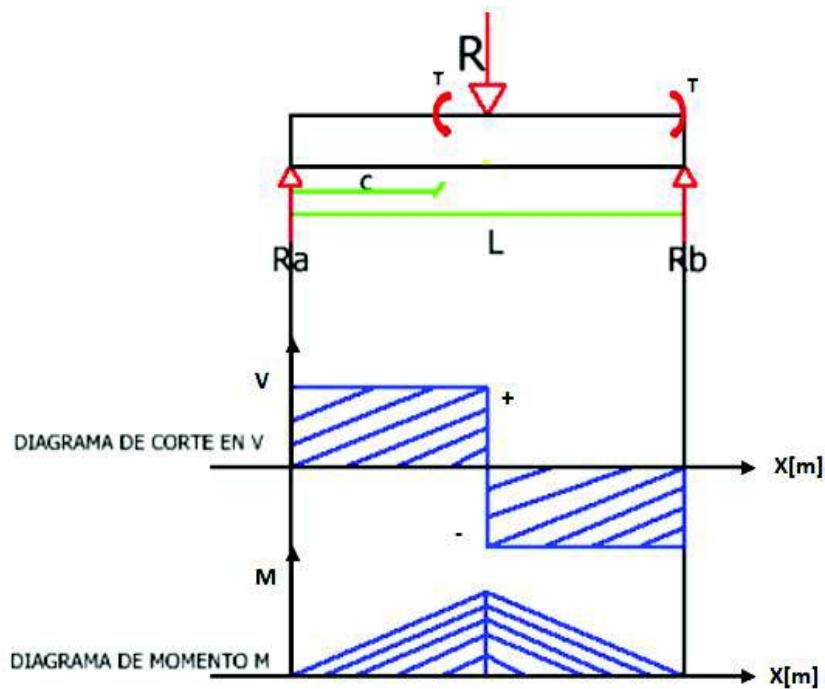


Figura 2. 9. Diagramas de carga, cortante y momento flector respectivamente del eje motriz.  
(Fuente: Propia)

De la Figura 2.9 se obtiene que el punto crítico es aquel que está lo más cercano al momento flector más grande y donde se tiene un cambio de geometría, además el esfuerzo es de tracción, este punto es C. A continuación, se desarrolla el modelo más general que permita dimensionar el diámetro del eje, inicialmente asumimos que se tiene los momentos  $M_a, M_m$  y los torques  $T_m, T_a$ . Si el eje es rotatorio se puede calcular los esfuerzos amplitud y medios como se indica a continuación, considerando un perfil redondo de diámetro  $d$  (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\sigma_{xa} = K_f \frac{M_a C}{I} = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2. 23.}$$

$$\sigma_{xm} = K_f \frac{M_m C}{I} = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2. 24.}$$

$$\tau_{xya} = K_{fs} \frac{T_a \rho}{J} = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2. 25.}$$

$$\tau_{xym} = K_{fs} \frac{T_m \rho}{J} = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2. 26.}$$

Conocidos los esfuerzos normales y cortantes en una dirección dada se puede calcular los esfuerzos principales, amplitud y medio (Ecuación 3-13 del libro de Shigley 2008).

$$\sigma_{1,2a} = \frac{\sigma_{xa} + \sigma_{ya}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xa} + \sigma_{ya}}{2}\right)^2 + \tau_{xya}^2} \quad \text{Ec.2. 27.}$$

$$\sigma_{1,2m} = \frac{\sigma_{xm} + \sigma_{ym}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xm} + \sigma_{ym}}{2}\right)^2 + \tau_{xym}^2} \quad \text{Ec.2. 28.}$$

Obsérvese que en los ejes no se tiene esfuerzos en el eje Y,  $\sigma_{ya} = \sigma_{ym} = 0$ . Utilizando una de las teorías de falla referidas se puede calcular el esfuerzo ideal equivalente  $\sigma'$ , para materiales dúctiles se recomienda utilizar la teoría de falla del material del cortante máximo o de la energía de distorsión máxima (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\sigma'_a = T_{1a} - T_{2a} \quad \text{Ec.2. 29.}$$

$$\sigma'_m = T_{1m} - T_{2m} \quad \text{Ec.2. 30.}$$

Finalmente se ensambla toda esta información en una sola ecuación que se convierte en el modelo para el diseño de ejes trabajando a fatiga, utilizando algún criterio de falla a la fatiga que nos permita encontrar el modelo. El criterio de falla a la fatiga más recomendado es el de la ASME, que es la siguiente:

$$\left(\frac{\eta\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\eta\sigma'_m}{S_{yt}}\right)^2 = 1 \quad \text{Ec.2. 31.}$$

Para el esfuerzo de amplitud reemplazamos las ecuaciones 2.23 y 2.25 en la Ecuación 2.27.

$$\sigma_{1,2a} = \frac{K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} - 0}{2}\right)^2 + \left(K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3}\right)^2}$$

Reemplazando esto en la Ecuación 2.29 se tiene que:

$$\sigma'_a = 2 \sqrt{\left(\frac{K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} - 0}{2}\right)^2 + \left(K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ec.2. 32.}$$

Para el esfuerzo medio reemplazamos la Ecuación 2.24 y 2.26 en la Ecuación 2.28.

$$\sigma_{1,2m} = \frac{K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} - 0}{2}\right)^2 + \left(K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}\right)^2}$$

Reemplazando esto en la Ecuación 2.30.

$$\sigma'_m = 2 \sqrt{\left(\frac{K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} - 0}{2}\right)^2 + \left(K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ec.2. 33.}$$

Reemplazando la Ecuación 2.32 y 2.33 en la Ecuación de la ASME 2.31 se tiene la Ecuación 2.34, en donde  $M_a$  es el momento aparente y se la obtiene de la Ecuación 2.35,  $M_m$  es el momento medio,  $T_m$  es el torque medio el cual es igual al torque  $T_1$  que entrega el motor,  $T_a$  es el torque aparente que es el 20% del torque medio y se calcula mediante la Ecuación 2.36,  $\eta$  es el factor de seguridad,  $S_{yt}$  es la resistencia a la fluencia,  $d$  es el diámetro y finalmente  $S_e$  es el límite de resistencia a la fatiga en la vibración crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.

$$\left\{ \left( \frac{32\eta}{\pi} \right)^2 \left[ \frac{(K_f M_a)^2 + (K_{fs} T_a)^2}{S_e^2} + \frac{(K_f M_m)^2 + (K_{fs} T_m)^2}{S_{yt}^2} \right] \right\}^{1/6} = d \quad \text{Ec.2. 34.}$$

$$M_a = R_a \times C \quad \text{Ec.2. 35.}$$

$$T_a = 20\%T_m \quad \text{Ec.2. 36.}$$



Según Shigley (8va edición pág. 279) “para obtener  $S_e$  se lo hace mediante la Ecuación 2.37, en donde tenemos que  $k_a$  es el factor de modificación de la condición superficial,  $k_b$  es el factor de modificación del tamaño,  $k_c$  es el factor de modificación de la carga,  $k_d$  es el factor de modificación de la temperatura,  $k_e$  es el factor de confiabilidad,  $k_f$  es el factor de modificación de efectos varios y por último se tiene que  $S'_e$  es el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec.2. 37.}$$

Factor de superficie  $k_a$ , depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte “y” de la resistencia a la tensión. Se la obtiene mediante la Ecuación 2.38, en donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión, a y b son los valores que se encuentran en la tabla 6-2 del libro de Shigley (8va edición) (Anexo VI).

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec.2. 38.}$$

Para el factor de tamaño  $k_b$  se estima que:  $k_b = 1$

Para el factor de carga  $k_c$  se realizan ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ .

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

Factor de temperatura  $k_d$ , cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, por lo que se necesita investigar primero. Para el factor de temperatura  $k_d$  se determina mediante la tabla 6-4 del libro de Shigley (8va edición) (Anexo VII).

Factor de confiabilidad  $k_e$ , es aplicable a la dispersión de datos que se muestra en la tabla 6-5 del libro de Shigley (8va edición) (Anexo VIII), la mayoría de los datos de resistencia a la fatiga se reportan como valores medios”.

Factor de efectos varios  $k_f$ , tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, significa que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de  $k_f$  no siempre están disponibles. Los efectos que se toman en cuenta son: corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersion, frecuencia cíclica, corrosión por frotamiento.

Para obtener el factor de efectos varios  $k_f$  se utiliza le siguiente Ecuación 2.39.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec.2. 39.}$$

De igual manera para obtener el factor  $k_{fs}$ , el cual es el factor de modificación de efectos varios cortante, se utiliza la siguiente ecuación 2.40.

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad \text{Ec.2. 40.}$$

Los valores de  $q$ ,  $k_t$ ,  $q_{cortante}$ ,  $k_{ts}$ , se obtienen de la figura A-15-7 (Anexo IX) y A-15-8 (Anexo X) respectivamente del libro de Shigley. Según Shigley (8va edición), el límite de resistencia a la fatiga es  $0,5 S_{ut}$ .

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad \text{Ec.2. 41.}$$

### 2.4.6. Cálculos del eje Motriz

Para calcular el torque  $T_1$  se despeja  $T$  de la Ecuación 2.9 además que  $T_1$  es el torque que entrega el motor, en esta ecuación se tiene la potencia del motor  $P_{ot} = 5,5$  [Hp] el cual es equivalente a  $4,1$  [KW], la velocidad angular del motor  $\omega = 1200$  [rpm] el cual equivale a

125,66 [rad/s]. Reemplazando estos valores en la ecuación despejada se obtiene que el torque  $T_1 = 32,64$  [Nm].

Para calcular el torque  $T_2$  se tiene que la relación de transmisión es de 4, por lo que consecuentemente se tiene que el valor del torque  $T_1$  multiplicado por la relación de transmisión nos permite conocer el valor aproximado del torque  $T_2 = 130,56$  [Nm].

Para el cálculo de la fuerza de tensado  $F_1$  se emplea la Ecuación 2.20, donde el valor para  $T_2 = 130,56$  [Nm] y el valor del radio es  $r_2 = 0,1156$  [m]. Efectuando las operaciones pertinentes se tiene el valor de la fuerza es  $F_1 = 1,1$  [KN].

Para calcular la fuerza de tensado  $F_2$  se emplea la Ecuación 2.19, en donde el valor para es  $T_1 = 32,64$  [Nm], el valor del radio es  $r_1 = 0,03175$  [m]. Reemplazando estos valores en la ecuación antes mencionada se obtiene el valor de la fuerza  $F_2 = 1$  [KN].

Para el cálculo de la fuerza de tensado promedio se emplea la ecuación 2.21, en donde se calcula un promedio de las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ ,  $= 1,1$  [KN].

Para calcular la fuerza resultante se emplea la Ecuación 2.22, el valor de  $\omega_1 = 3$  [N] y el valor de  $F = 1,15$  [KN]. Efectuando las operaciones pertinentes a la ecuación se tiene que el valor resultante de  $R_1 = 1,1$  [KN].

Para calcular las reacciones en los puntos A, B se emplea la Ecuación 2.17, 2.18, respectivamente, para estas ecuaciones se necesita el valor de  $R_1 = 1,1$  [KN]. Para el resultado de la Ecuación 2.17 se tiene que  $R_B = 537,25$  [N]. El resultado de la Ecuación 2.18 da el valor de  $R_A = R_B = 537,25$  [N].

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  primero se debe calcular los factores de modificación. Para calcular el factor de superficie  $k_a$  se emplea la Ecuación 2.38, en la que se tiene que el valor  $a = 4,51$  y el valor de  $b = -0,265$ , estos datos según la tabla 6-2 del libro de Shigley (8va edición) (Anexo VI) y finalmente el valor de la resistencia mínima a la tensión aproximado  $S_{ut} = 637,7$  [MPa]. Reemplazando los valores mencionados en la Ecuación 2.38 se tiene el valor de  $k_a = 0,938$ .

Tanto para el factor de tamaño como el factor de temperatura se estima un mismo valor de  $k_b = k_c = 1$ . Para calcular el factor de temperatura  $k_d$  se emplea la tabla 6-4 del libro de Shigley (Anexo VII), se tiene que  $k_d = 1$ . Para calcular el factor de confiabilidad se emplea la tabla 6-5 del libro de Shigley (Anexo VIII), por lo tanto se tiene que  $k_e = 0,814$ .

Para calcular los efectos varios  $k_f$  se emplea la Ecuación 2.39 en la que se tiene los valores de  $q$  el cual es 0,58, mientras que el valor de  $k_t = 2,1$ . Reemplazando estos valores en la Ecuación 2.39 se llega al valor de factor de efectos varios  $k_f = 1,638$ .

Para calcular los efectos varios cortante  $k_{fs}$  se emplea la Ecuación 2.40 en la que se tiene los valores de  $q_{constante} = 0,98$  y el valor aproximado de  $k_{ts} = 1,15$ , reemplazando estos valores en la ecuación antes mencionada y realizando las operaciones pertinentes se tiene que el valor resultante  $k_{fs} = 1,126$ . Para calcular el límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$  se emplea la Ecuación 2.41, en la que se tiene el valor de la resistencia mínima a la tensión  $S_{ut}$  del acero de transmisión SAE 1045 que es  $673,7 [N/mm^2]$ . Reemplazando este valor y efectuando la operación necesaria se obtiene el valor del límite de resistencia a la fatiga  $S'_e = 336,85 [N/mm^2]$ . Una vez obtenido todos los valores de los factores anteriores se regresa a la Ecuación 2.37 y se reemplaza para la obtención del valor del límite de resistencia a la fatiga  $S_e = 421,28 [N/mm^2]$ .

Para calcular el momento aparente se emplea la Ecuación 2.35, en la que los valores de la reacción  $R_a = 537,25 [N]$ , el valor de  $C = 97,7 [mm]$ . Reemplazando estos valores se obtiene el valor del momento aparente  $M_a = 52,4 [KN * mm]$ . El momento medio  $M_m$  en este caso es 0.

Para calcular el torque aparente se emplea la Ecuación 2.36, donde se reemplaza el valor del torque medio  $T_m = 32,6 [KN * mm]$ , consecuentemente obtenemos el valor de  $T_a = 6,5 [KN * mm]$ . Según Mott (2006 pág. 185) el factor de seguridad  $\eta$  que se toma es de 2. La resistencia a la fluencia  $S_{yt}$  del acero de transmisión SAE 1045 es de  $413,18 [N/mm^2]$ . Finalmente reemplazando los valores anteriormente calculados a la Ecuación 2.34 y efectuando las operaciones pertinentes se tiene que el valor del diámetro del eje motriz  $d_1 = 17[mm]$ .

## 2.4.7. Dimensionamiento del eje movido

Para el dimensionamiento del eje movido se utiliza la misma teoría y ecuaciones del dimensionamiento del eje motriz, en la Figura 2.7 se presenta las cargas y las distancias de diseño.

En la Figura 2.9 se muestra las cargas actuantes sobre el eje además los diagramas de cortante y momento flector.

## 2.4.8. Cálculo del eje movido

El cálculo de las reacciones son las mismas que se tiene en el eje motriz, ya que la fuerza de tensado promedio es mucho mayor que el peso de los piñones. En donde las reacciones  $R_a = R_b = 537,25 [N]$ .

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga calcula los factores de modificación. Los siguientes factores de modificación son los mismos que se calcularon para el eje motriz, para el factor de modificación de la coordinación superficial  $k_a = 0,938$ , para el factor de modificación del tamaño  $k_b = 1$ , los valores del factor de modificación de carga  $k_c$  y del factor de modificación de la temperatura  $k_d$  son de igual manera 1, para el factor de confiabilidad es  $k_e = 0,814$  y finalmente el valor del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria es  $S'_e = 336,85 [N/mm^2]$ .

Para calcular los efectos varios  $k_f$  se emplea la Ecuación 2.39, en la que el valor para  $q = 0,58$  y para el factor  $k_t = 2,4$ . Reemplazando estos valores en la ecuación antes mencionada se tiene el valor de efectos varios  $k_f = 1,812$ .

Para calcular los efectos varios cortantes  $k_{fs}$  se emplea la Ecuación 2.40, en la que se tiene que el valor de  $q_{cortante} = 0,84$  y el valor del factor es  $k_{ts} = 1,1$ . Una vez reemplazado estos valores se efectúa la operación pertinente, así se obtiene el valor de efectos varios cortantes  $k_{fs}$  que es 1,084.

Con a la Ecuación 2.37 con todos los valores de los factores calculados se obtiene el valor de límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de este elemento de la máquina  $S_e = 466 [N/mm^2]$ .

Para calcular el momento aparente se emplea la Ecuación 2.35, donde el valor de la reacción  $R_a = 537,25 [N]$ , el valor de  $C = 97,2 [mm]$  y se obtiene el valor del momento aparente  $M_a = 52,2 [KNmm]$ . El momento medio  $M_m$  en este caso es 0. El torque medio  $T_m$  es el torque  $T_2 = 130,5 [KNmm]$ . El torque medio  $T_m = T_2$ . Según Mott (2006 pág. 185) el factor de seguridad  $\eta$  que se toma es de 2.

La resistencia a la fluencia  $S_{yt}$  del acero de transmisión SAE 1045 es  $413,18 [N/mm^2]$ . Reemplazando los valores en la Ecuación 2.34, se obtiene que el diámetro del eje movido  $d_2 = 20[mm]$ .

### 2.4.9. Selección de los rodamientos

Se selecciona el tamaño del rodamiento utilizando las ecuaciones de la vida útil, según la expresión de Weibull se tiene la Ecuación 2.42, donde  $R_n$  es la confiabilidad del grupo para una vida  $L$ ,  $L_{10h}$  es la vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) (horas de funcionamiento).

$$R_n = \exp \left[ - \left( \frac{L}{0,84L_{10h}} \right)^{1,17} \right] \quad \text{Ec.2. 42.}$$

Utilizando las ecuaciones del catálogo de rodamientos SKF, los cuales se basan en la normativa ISO 281, se tienen las Ecuaciones 2.43 y 2.44, en donde  $L_{10}$  es la vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) ( $10^7$ rpm),  $c$  es la capacidad de carga dinámica básica [kN],  $\rho$  es la carga dinámica equivalente del rodamiento [kN],  $n$  es la velocidad de giro [rpm],  $p$  es el exponente de la ecuación de la vida útil, para los rodamientos de esferas  $p$  es 3 y para los rodamientos de rodillos  $p$  tiene un valor de 10/3.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \quad \text{Ec.2. 43.}$$

$$L_{10} = \left(\frac{c}{\rho}\right)^p \quad \text{Ec.2. 44.}$$

Para la selección del rodamiento para el eje motriz se despeja  $L_{10h}$  de la Ecuación 2.42 y se obtiene la Ecuación 2.45.

$$L_{10h} = \frac{L}{6,84[-l_n(R_n)]^{1/1,17}} \quad \text{Ec.2. 45.}$$

Se reemplaza en la Ecuación 2.45 los valores de  $L$  que son 40 horas y el valor de  $R_n$  que es de 99,5%. Posteriormente después de efectuar las operaciones pertinentes se tiene que  $L_{10h}$  es de 540,46 horas de servicio. De la Ecuación 2.43 se tiene la Ecuación 2.46.

$$L_{10} = \frac{60nL_{10h}}{10^6} \quad \text{Ec.2. 46.}$$

En la Ecuación 2.46 reemplazamos los con la vida nominal básica  $L_{10h} = 540,46$  horas de servicio y de la velocidad angular del eje motriz que es 1200 [rpm], se obtiene que la vida nominal básica  $L_{10} = 38,91$ . Mediante la Ecuación 2.47 se tiene la capacidad de carga dinámica  $c$ .

$$c = \rho L_{10}^{1/p} \quad \text{Ec.2. 47.}$$

Los valores de la carga dinámica equivalente del rodamiento  $\rho = 0,538$  [kN], la vida nominal básica  $L_{10}$  que es de alrededor de 38 y el exponente de la ecuación de la vida útil para los rodamientos de bolas  $p$  con un valor de 3. Se tiene que la capacidad de carga dinámica básica  $c = 1,82$  [kN].

Utilizando la tabla del catálogo de rodamientos SKF (Anexo XI), para un diámetro  $d = 17$  [mm] se tiene un  $c = 4,75$  [kN]. Por lo que se selecciona un rodamiento de diámetro 17 [mm].

#### **2.4.10. Selección del rodamiento para el eje movido**

Se tiene las mismas horas de servicio que el rodamiento motriz, es decir que el valor de  $L_{10h} = 540,46$  horas de servicio. En la Ecuación 2.46 reemplazando los valores de la vida nominal básica  $L_{10h}$  y la velocidad angular del eje conducido que es  $308 [rpm]$ . Reemplazando estos valores y operando se tiene que la vida nominal básica  $L_{10} = 9,98$ .

En la Ecuación 2.47 se reemplazan los valores de la carga dinámica equivalente del rodamiento  $p = 0,538 [KN]$ , la vida nominal básica  $L_{10}$  que es cercano a 10 y el exponente de la ecuación de la vida útil para los rodamientos de esferas  $p$  con un valor de 3. Se tiene que la capacidad de carga dinámica básica  $c = 1,15 [kN]$ . Utilizando la tabla del catálogo de rodamientos SKF (Anexo XI), para un diámetro  $d = 20 [mm]$  se tiene un  $c = 6,55 [kN]$ . Por lo que se selecciona un rodamiento de diámetro  $20 [mm]$ .

#### **2.4.11. Mecanismo templador de cadena**

Se diseña un templador de cadena con el fin de ajustar la cadena de la caja reductora de velocidades para que esta no esté holgada al momento del funcionamiento de la caja, es decir eliminar el juego que pueda existir en la cadena al momento que entre en movimiento los piñones en la caja reductora de velocidades. Además el templador de cadena sirve para prevenir daños o fallas, el templador se asegura que la cadena este colocada firmemente a lo largo de su recorrido normal entre los piñones. Adicionalmente, el templador permite que el movimiento se base en las típicas vibraciones asociadas con los accesorios para que la cadena no se estire a largo plazo. Como se observa en la Figura 2.10 el templador está constituida por una platina, en donde en el un extremo se tiene un perno que sirve como eje para acoplar un piñón de 17 número de dientes que va a girar con un rodamiento incorporado en el interior de su manzana. En el otro extremo de la platina se tiene un perno para empernar el templador en la caja reductora y un bocín que sirve como tope.



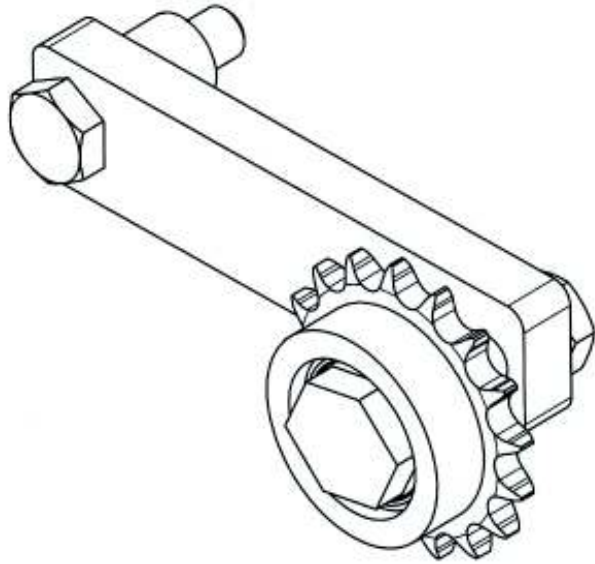


Figura 2. 10. Sistema templador de cadena.  
(Fuente: Propia)

## 2.5. Sistema del rodillo conducido

Se diseña este sistema con el propósito de que pueda subir o bajar el rodillo conducido en el proceso de barolado, aprovechando que se tiene los rodamientos en los extremos del eje del rodillo, estos van a servir para sostener el rodillo y también para que el rodillo gire cuando entre en contacto con la plancha de bajo contenido de carbono al momento de barolar. Como se observa en la Figura 2.11 se suelda un bocín al rodamiento del rodillo conducido con el fin de que el rodillo pueda subir o bajar y esto con la ayuda del eje perno que se instala en el bocín.



Figura 2. 11. Estructura para el sistema del rodillo conducido.  
(Fuente: Propia)

También se instalan perfiles en C en la estructura para eliminar cualquier juego existente en el rodamiento del rodillo conducido, es decir para que el rodillo conducido suba o baje axialmente.

## 2.6. Diseño del bastidor

Se somete al diseño del bastidor a análisis de esfuerzos y deformaciones en el software inventor con el propósito de garantizar que el bastidor va a soportar las cargas que se producen por el peso de los componentes de la máquina y las vibraciones producidas. Para realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones en el software inventor se tiene que el peso que va a soportar el bastidor, es decir el peso de los rodillos es de aproximadamente 11 [KN] y el peso que va a soportar el bastidor de la caja reductora-motor-caja de control es de aproximadamente 500 [N]. Para aumentar el factor de seguridad se considera que las cargas a analizarse son mayores de las que realmente van a soportar los bastidores, para que no exista ningún tipo de inconveniente ni accidente al momento del funcionamiento de la máquina. Para mayor seguridad y estabilidad se sueldan los dos bastidores. Como se ve en la Figura 2.12 las deformaciones en el bastidor son mínimas y por consiguiente es apto para soportar las cargas y vibraciones que se producirán en la máquina, garantizando seguridad al operario al momento de la operación de la máquina y el buen funcionamiento de la misma.

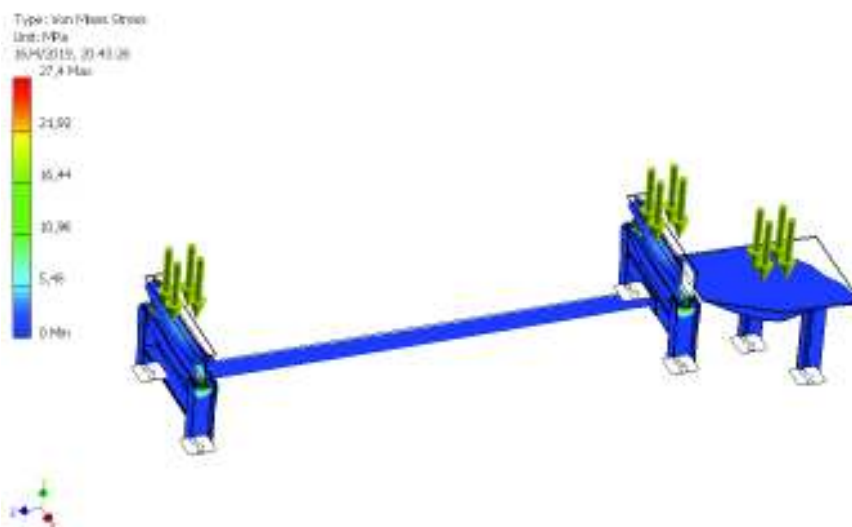


Figura 2. 12. Deformaciones producidas en el bastidor de la baroladora.  
(Fuente: Propia)

## 2.7. Diseño del sistema de control

Para el diseño del sistema de control se toma en cuenta los datos principales del motor, los cuales se tiene en la Figura 2.3, la potencia del motor es de 5,5 [Hp] con un voltaje de 220 [V]. Mediante la Ecuación 2.48 que describe la potencia en función del voltaje y la corriente se despeja y se obtiene el valor de la corriente en amperios, el cual es alrededor de 16 amperios.

$$P = \sqrt{3}VI\cos\theta \quad \text{Ec.2. 48.}$$

Posteriormente con estos datos se seleccionan los dispositivos que conforman la caja de control de la baroladora siguiendo el esquema del circuito mostrado en la Figura 2.13, el cual es un arranque directo de motor trifásico con cambio de giro, consta de cuatro pulsadores un paro de emergencia, un stop, y dos actuadores, cada actuador permite que los rodillos giren en un sentido diferente, si se presiona el actuador de sentido contrario al que los rodillos se encuentran girando inmediatamente los rodillos se detienen y a continuación inicia el giro en el sentido contrario.

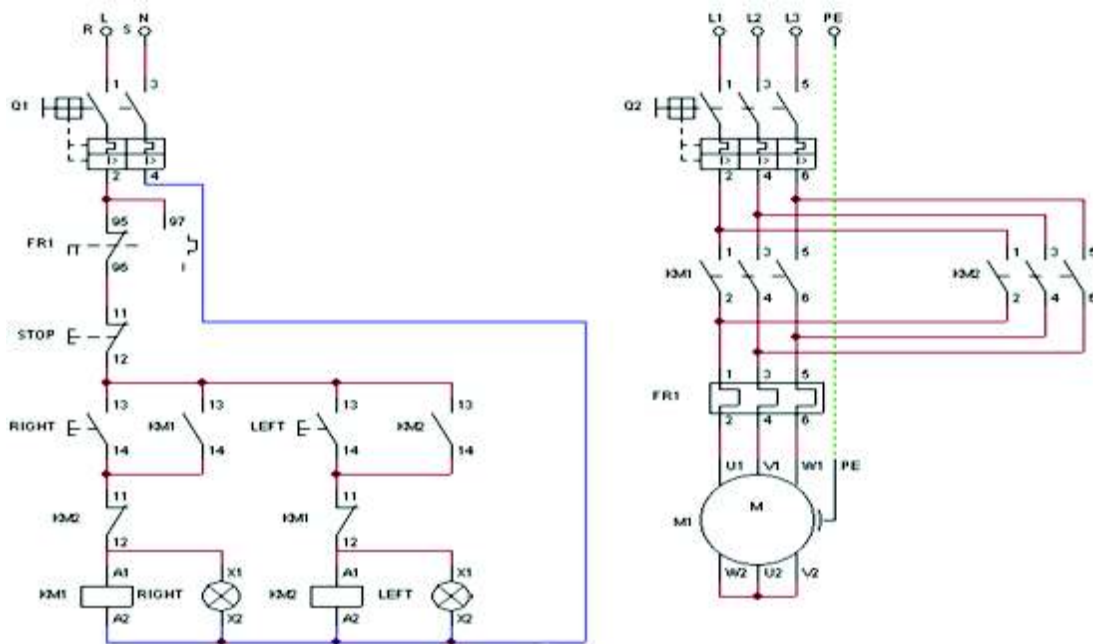


Figura 2. 13. Arranque directo de motor trifásico con cambio de giro.

(Fuente: Recuperado de: [https://www.taringa.net/+ciencia\\_educacion/circuitos-que-todo-electrico-electronico-debe-saber-ii\\_vkoc5](https://www.taringa.net/+ciencia_educacion/circuitos-que-todo-electrico-electronico-debe-saber-ii_vkoc5))

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

#### 3.1. Construcción del bastidor de los rodillos

Para la construcción de este bastidor se utilizan perfiles en I estructural, este tipo de perfil brinda una mayor rigidez y estabilidad estructural además de una mejor calidad a la estructura, el material del que se encuentra constituido este perfil es acero A36 el cual permite una buena soldabilidad, en general este perfil puede ser aplicado a cualquier tipo de elemento estructural. Se corta el perfil según las dimensiones establecidas en el Anexo XII, para esto se utiliza una sierra hidráulica como se muestra en la Figura 3.1.



Figura 3. 1. Corte de perfil en I por medio de la sierra hidráulica.  
(Fuente: Propia)

Además, en el perfil donde van los asentamientos derecho e izquierdo de los rodillos se le debe realizar alojamientos donde se va a empernar dichos asentamientos, tomando la distancia entre centros establecidos en el Anexo XII para el asentamiento derecho y en el Anexo 41 para el asentamiento izquierdo.

Para realizar los alojamientos en el perfil de los asentamientos se lo hace por medio del taladro vertical como se muestra en la Figura 3.2 utilizando una sucesión de brocas de 12,5 [mm], 17,5 [mm] y 20 [mm] de diámetro.



Figura 3. 2. Alojamiento de los asentamientos de los rodillos por medio del taladro vertical.  
(Fuente: Propia)

Se utilizan placas (Anexo XII) para empotrar el bastidor al suelo, y otras placas donde se va a soldar el tubo al bastidor el cual va a proveer una mejor estabilidad a la máquina.

Una vez obtenida todos los perfiles cortados a la medida establecida se procede a soldar de acuerdo a las especificaciones del plano (Anexo XII); para soldar estos perfiles se lo hace por medio del proceso MIG-MAG con alambre de 1,2 [mm] de diámetro, este proceso presenta ventajas frente a los diferentes procesos disponibles en la metal mecánica de San Bartolo tanto en la facilidad al momento de realizar la soldadura en cualquier posición como en la calidad final del cordón de soldadura.

Finalmente se monta el bastidor y se emperna el mismo a los asentamientos derecho e izquierdo de los rodillos como se muestra en la Figura 3.3. Se empernó el bastidor para que el mismo sea desarmable y poder ubicarlo en cualquier sector que la metalmecánica de San Bartolo lo requiera.



Figura 3. 3. Bastidor de los rodillos.  
(Fuente: Propia)

### **3.2. Construcción de la caja reductora**

Para la construcción de los ejes de la caja reductora, se utilizaron barras de acero Böhler 705 de alta maquinabilidad, este tipo de acero se utiliza para maquinaria pues tiene buenas propiedades mecánicas, alta resistencia al desgaste, torsión vibración y una elevada resistencia a la ruptura.

Para cortar las barras de acero tanto para el eje motriz como para el eje movido se utilizó una cierra hidráulica. Para el eje motriz se cortó una barra de diámetro 30 [mm] y una longitud de 200 [mm] para poder desbastarlo en el torno y dejarlo en su dimensión real; para el eje movido se cortó una barra de diámetro 35 [mm] y una longitud de 450 [mm]. Se utilizó estos diámetros de las barras ya que son insumos disponibles de la metal mecánica de San Bartolo.

Para desbastar los ejes se lo hace en el torno como se muestra en la Figura 3.4 y Figura 3.5 con una cuchilla de desbaste y obteniendo un acabado hasta las dimensiones establecidas en el Anexo XII para el eje motriz y para el eje movido.



Figura 3. 4. Eje motriz montado en el torno para desbaste.  
(Fuente: Propia)



Figura 3. 5. Eje movido montado en el torno para el desbaste.  
(Fuente: Propia)

Los chaveteros de estos ejes se los realizaron en la fresadora, como se muestra en la Figura 3.6, en el que para el eje motriz se hizo un chavetero con una fresa de 6 [mm] de diámetro en donde se va a acoplar el piñón conducido y con la misma fresa el chavetero donde se va a acoplar el matrimonio. Para el eje movido se utilizó una fresa de 8 [mm] de diámetro donde se va a acoplar el piñón conductor y una fresa de 10 [mm] de diámetro donde se va a acoplar con el acople del tornillo sin fin.





Figura 3. 6. Eje movido montado en la fresadora.  
(Fuente: Propia)

Se realizó el montaje de los piñones conductor y conducido en el torno en la que se va a desbastar sus manzanas hasta dejar los agujeros a la medida de los diámetros del eje motriz y del eje movido. Se montó el matrimonio en el torno como se muestra en la Figura 3.7 para desbastar una de sus caras a la medida del diámetro del eje motriz y la otra a la medida del diámetro del eje del motor (38 [mm]) ya que la velocidad angular del motor se va a transmitir al eje motriz.



Figura 3. 7. Matrimonio montado en el torno.  
(Fuente: Propia)

Se procedió a realizar los chaveteros en los piñones, para esto se utilizó la mortajadora, esta máquina se usa para mecanizar ranuras, muescas o para contornear levas o placas, como muestra la Figura 3.8; se montó el matrimonio en la mortajadora para realizar el mismo procedimiento.





Figura 3. 8. Piñón conducido montada en la mortajadora.  
(Fuente: Propia)

Para construir la caja reductora de velocidades se utiliza una plancha de 0,5 pulgadas de espesor de acero A36, esta aleación de acero al carbono es un material que tiene aplicaciones estructurales, se puede producir en una amplia variedad de formas como planchas, perfiles, tubos, varillas, láminas, este material posee una buena soldabilidad, además de buenas propiedades mecánicas. Para cortar la plancha de acero en las placas según las dimensiones establecidas en los planos del Anexo XII, como se muestra en la Figura 3.9, se lo hizo por medio del oxicorte.



Figura 3. 9. Corte de las placas de la caja reductora de velocidades.  
(Fuente: Propia)

Las caras de las placas fueron terminadas utilizando una fresadora eliminando rebabas y aristas vivas (Figura 3.10).



Figura 3. 10. Placas de la caja reductora montadas en la fresadora.  
(Fuente: Propia)

En las placas mencionadas en el Anexo XII, se realizaron los agujeros para empernar las chumaceras del eje motriz, del eje movido como se muestra en la Figura 3.11.



Figura 3. 11. Toma de medidas para asentamiento de chumaceras y ejes motriz y movido.  
(Fuente: Propia)

Se procede a soldar las placas y a la instalación de los elementos de la caja como se muestra en la Figura 3.12, además que para la protección de las operaciones se machuela la caja para la colocación de una tapa con sus pernos correspondientes.



Figura 3. 12. Soldando las placas de la caja reductora de velocidades.  
(Fuente: Propia)

### 3.2.1. Construcción del sistema de templador de cadena

Como se observa en la Figura 3.13 se tiene el sistema templador de cadena conformado por una platina según las dimensiones establecidas en el Anexo XII, un piñón de 17 dientes en donde en su interior se alojará un rodamiento de 34 [mm] de diámetro que va a permitir gira al piñón para que temple la cadena, estos van a girar alrededor de un perno diseñado según el plano (Anexo XII) y sujetado en su interior con un par de anillos seeger.



Figura 3. 13. Sistema templador de cadena.  
(Fuente: Propia)

El sistema templador de la cadena tiene un perno con un bocín fabricado según las dimensiones especificados en el Anexo XII para poder empernar este sistema en la caja reductora de velocidades como se observa en la Figura 3.14.

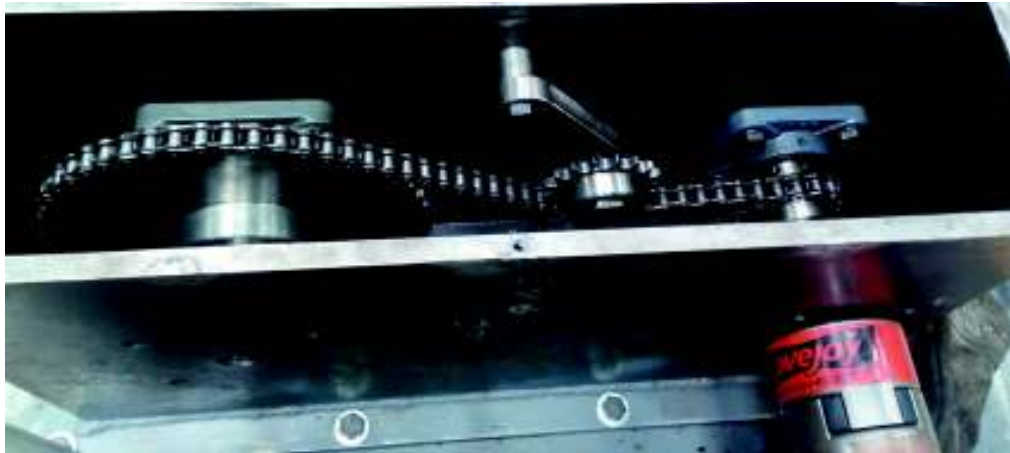


Figura 3. 14. Vista superior de la caja reductora de velocidades.  
(Fuente: Propia)

### 3.3. Construcción del bastidor motor-carga reductora

Para el soporte de este bastidor se utilizó perfiles en I estructural derivado del A36 según la altura establecido en el Anexo 44, además a este soporte se soldó una plancha de  $\frac{1}{2}$ " de espesor en donde se ancló el motor, la caja reductora de velocidades y el sistema de control. Este bastidor se soldó al bastidor de los rodillos con el fin de obtener mayor rigidez como se observa en la Figura 3.15 para que resista las vibraciones producidas por las rpm del motor.



Figura 3. 15. Bastidor del motor y caja reductora.  
(Fuente: Propia)

### 3.4. Construcción del sistema del rodillo conducido

Este sistema fue construido con perfiles en C de acero A 36 y soldados entre sí según el diseño y dimensiones establecidas en el Anexo XII, el cual va anclado en los asentamientos derecho e izquierdo de los rodillos conductores como se observa en la Figura 3.16.



Figura 3. 16. Estructura para el sistema del rodillo conducido.  
(Fuente: Propia)

En el perfil superior se realizó un alojamiento en donde soldó una tuerca, la misma que se construye en el torno con una cuchilla de interior el paso para la rosca como se ve en la Figura 3.17, según las dimensiones establecidas en los planos del Anexo XII.



Figura 3. 17. Estructura para el sistema del rodillo conducido vista frontal.  
(Fuente: Propia)



En el cual se acopló el eje-perno que es de acero de transmisión 1040, construido en el torno. Según las dimensiones establecidas en el Anexo XII. Este eje perno va a permitir la regulación del rodillo conducido y este a la vez instaló en un bocín que se soldó al rodamiento del eje conducido como se ven en la Figura 3.18.



Figura 3. 18. Sistema del rodillo conducido conjunto completo.  
(Fuente: Propia)

Este bocín está asegurado al eje-perno con unos pernos. La funcionalidad de este bocín es de ser guía del eje-perno para que pueda subir o bajar de una forma correcta, es decir para que el rodillo conducido pueda aplicar la carga necesaria para el proceso de barolado en plancha de acero de bajo contenido de carbono.

El bocín es de acero de transmisión y construido en el torno según las dimensiones establecidas en el Anexo XII. Se sueldan perfiles en C y placas al sistema de rodillo conducido, con el propósito de eliminar el juego axial que se produce al momento que el rodillo conducido gira para barolar. Se colocó una regla metálica para tener calibración del eje conducido cuando el operador requiera subir o bajar el rodillo, soldando una flecha al rodamiento del rodillo conducido para señalar la altura del rodillo como se observa en la Figura 3.19.



Figura 3. 19. Regleta metálica para señalar la altura del rodillo.  
(Fuente. Propia)

Una vez ensamblado cada sistema como se observa en la Figura 3.20 y se realizaron las pruebas pertinentes para comprobar el funcionamiento de la máquina y determinar los parámetros del proceso de barolado.



Figura 3. 20. Prototipo de baroladora conjunto completo ensamblado.  
(Fuente. Propia)

### 3.3. Selección del sistema de control

La caja de control consta de un botón de paro de emergencia, un pulsador rojo o stop de la máquina, un relé térmico de 12 [V], dos pulsadores de color verde que accionan un sentido de movimiento, para cambiar el sentido de giro la máquina se detendrá e inmediatamente cambiara el sentido de giro, un pulsador rojo que detiene el movimiento de la máquina, para disminuir el costo de su construcción se decidió obviar las lámparas de indicación de giro como se encontraba en el esquema del circuito en la sección 2.7, en la Figura 3.21 se muestra la disposición de los elementos de control.



Figura 3. 21. Interior de la caja de control de la baroladora.  
(Fuente: Propia)

### 3.4. Protocolo de Pruebas

En esta sección se va a comprobar la eficacia de la máquina, la cual se puede verificar a través de la evaluación. Lo mismo que implica medir los valores obtenidos de algunas variables relevantes del proceso de barolado.

A continuación, se describe el procedimiento que se siguió en el presente capítulo.

1. Calcular la fuerza de barolado.- Para calcular la fuerza de barolado se utiliza la Ecuación 2.6 en donde se tiene que el límite de fluencia del material en este caso es de  $800 [N/mm^2]$ , las longitudes de la planchas a barolar en cada una de las pruebas (largo, ancho y espesor), el factor de seguridad de la máquina que en este caso es de 2 y la distancia entre centros de los rodillos que es de  $100 [mm]$ .
2. Calcular el diámetro esperado de barolado. - Para calcular el diámetro esperado de barolado se utiliza la ecuación del perímetro de una circunferencia.

$$L = 2\pi r \quad \text{Ec. 3. 1.}$$

Se tiene también que:

$$D = 2r \quad \text{Ec. 3. 2.}$$



Reemplazando la Ecuación 3.1 en la Ecuación 3.2 y despejando D se tiene que el diámetro esperado de barolado corresponde a la Ecuación 3.3.

$$D_{\text{esperado de barolado}} = \frac{L}{\pi} \quad \text{Ec. 3. 3.}$$

El diámetro esperado de barolado es la variable más relevante para evaluar en este trabajo.

3. Realizar pruebas con diferentes alturas de calibración. - Como se va a realizar las pruebas en planchas de acero de diferentes espesores y longitudes, se establecerá una altura de calibración del rodillo inducido el cual va aplicar la carga para que se pueda barolar la plancha.
4. Medir el diámetro de barolado para cada altura. – Cada vez que el rodillo inducido baja para aplicar la carga a la plancha de acero para que esta se barole, se tiene una altura en la que se va a medir el diámetro que se produce en la plancha con el fin de poder comparar esta variable con la del diámetro esperado de barolado.

### 3.4.1. Prueba 1

Las dimensiones de la plancha a barolar es de 660x190x1,5 [mm] como se muestra en la Figura 3.22. Se tiene que la fuerza de barolado es de 3,9 [KN], utilizando la Ecuación 3.3 y teniendo que la longitud a barolarse es de 660 [mm], el diámetro esperado de barolado es de 210 [mm].



Figura 3. 22. Plancha para la prueba 1.  
(Fuente: Propia)

En la Tabla 3.1 se encuentra lo establecido en el punto 3 y 4, la altura de calibración del rodillo conducido en este caso es de 50 [mm].

Tabla 3. 1. Resultados de la Prueba 1.

N° Pasadas	Altura [mm]	Diámetro de barolado [mm]
1	42	826
2	37	516
3	31	362
4	25	286
5	18	236
6	15	222
7	13	214

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.23 se observa a la plancha barolada la cual presenta un diámetro barolado de 214 [mm]. En un tiempo de 6 minutos.



Figura 3. 23. Plancha de prueba 1 barolada.  
(Fuente: Propia)

### 3.4.2. Prueba 2

Las dimensiones de la plancha barolada son 830x300x2 [mm] como se muestra en la Figura 3.24. Teniendo la fuerza de barolado que es de 8,8 [KN], utilizando la Ecuación 3.3 y que la longitud a barolarse es de 830 [mm], el diámetro esperado de barolado es de 264 [mm]. En este caso se realiza unos dobleces de 40 [mm] en los extremos de la plancha a barolar, con la finalidad de eliminar los bordes rectos de los extremos de la plancha.



Figura 3. 24. Plancha para la prueba 2.  
(Fuente: Propia)

En la Tabla 3.2 se encuentra lo establecido en el punto 3 y 4, la altura de calibración del rodillo conducido en este caso es de 52 [mm].

Tabla 3. 2. Resultados de la Prueba 2.

N° Pasadas	Altura (mm)	Diámetro de barolado (mm)
1	48	1750
2	44	880
3	38	512
4	34	406
5	28	314
6	27	304
7	25	284
8	24	276
9	23	270

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.25 se tiene a la plancha barolada la cual presenta un diámetro barolado de 270 [mm] en un tiempo de 8 minutos.



Figura 3. 25. Plancha de prueba 2 barolada.  
(Fuente: Propia)

### 3.4.3. Prueba 3

Las dimensiones de la plancha barolada son 1200x800x3 [mm] como se muestra en la Figura 3.26. Teniendo la fuerza de barolado que es de 28 [KN], utilizando la Ecuación 3.3 y que la longitud a barolarse es de 1220 [mm], el diámetro esperado de barolado es de 382 [mm].



Figura 3. 26. Plancha para la prueba 3.  
(Fuente: Propia)

En la Tabla 3.3 se encuentra lo establecido en el punto 3 y 4, la altura de calibración del rodillo conducido en este caso es de 53 [mm].

Tabla 3. 3. Resultados de la Prueba 3.

N° Pasadas	Altura [mm]	Diámetro de barolado [mm]
1	50	3553
2	44	1192
3	37	680
4	30	486
5	26	422
6	24	396
7	23	385

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.27 se tiene la plancha barolada la que presenta un diámetro barolado de 385 [mm] en un tiempo de 8 minutos.



Figura 3. 27. Plancha de prueba 3 barolada.  
(Fuente: Propia)

#### 3.4.4. Prueba 4

Las dimensiones de la plancha barolada son 1220x650x4 [mm] como se muestra en la Figura 3.28. Se tiene que la fuerza de barolado es de 520 [KN], utilizando la Ecuación 3.3 y que la longitud a barolarse es de 1220 [mm], el diámetro esperado de barolado es de 388 [mm]. En este caso se realiza unos dobleces de 40 [mm]. En los extremos de la plancha a barolar.



Figura 3. 28. Plancha para la prueba 4.  
(Fuente: Propia)

En la Tabla 3.4 se encuentra lo establecido en el punto 3 y 4, la altura de calibración del rodillo conducido en este caso es de 56 [mm].

Tabla 3. 4. Resultados de la Prueba 4.

<b>N° Pasadas</b>	<b>Altura (mm)</b>	<b>Diámetro de barolado (mm)</b>
1	50	1806
2	44	912
3	38	618
4	31	456
5	30	440
6	27	400
7	26	390

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.29 se observa a la plancha barolada la cual tiene un diámetro de 390 [mm] en un tiempo de 8 minutos.



Figura 3. 29. Plancha de prueba 4 barolada.  
(Fuente: Propia)

### 3.4.5. Prueba 5

Las dimensiones de la plancha barolada son 1160x100x5 [mm] como se muestra en la Figura 3.30. Se tiene que la fuerza de barolado es de 77 [KN], utilizando la Ecuación 3.3 y que la longitud a barolarse es de 1160 [mm], el diámetro esperado de barolado es de 355 [mm].



Figura 3. 30. Plancha para la prueba 5.  
(Fuente: Propia)

En la Tabla 3.5 se encuentra lo establecido en el punto 3 y 4, la altura de calibración del rodillo conducido en este caso es de 58 [mm].

Tabla 3. 5. Resultados de la Prueba 5.

N° Pasadas	Altura [mm]	Diámetro de barolado [mm]
1	50	1492
2	46	834
3	44	686
4	40	510
5	36	410
6	33	360

(Fuente: Propia)

En la Figura 3.31 se observa a la plancha barolada la cual tiene un diámetro barolado de 360 [mm] en un tiempo de 6 minutos.



Figura 3. 31. Plancha de prueba 5 barolada.  
(Fuente: Propia)

Estos valores obtenidos más conocidos como indicadores fueron comparados con el valor deseado o valor de referencia que en nuestro caso es el valor del diámetro esperado de barolado determinado teóricamente, la diferencia que normalmente existe entre el experimento y la teoría se le conoce como error y este se puede determinar como error porcentual mediante la Ecuación 3.4 (Física para ciencias e ingeniería, Serway, Séptima edición).

$$E\% = \frac{V_m - V_d}{V_d} * 100\% \quad \text{Ec. 3. 4.}$$

Donde:

$E\%$  : Es el error porcentual.

$V_d$  : Es el valor del diámetro de barolado deseado.

$V_m$  : Es el valor del diámetro de barolado medido.

En la siguiente Tabla 3.6 se muestra el resumen de los indicadores de cada una de las pruebas realizadas para la relación numérica entre el espesor de la plancha a barolar  $e$ , sus dimensiones como la longitud  $L$  y su ancho  $a$ , la altura del rodillo conducido  $h$ , además en la Tabla 3.6 se indica el valor medido  $V_m$  que se obtuvo experimentalmente, todos estos valores mencionados se encuentran en [mm], el valor deseado  $V_d$  que se calculó con la Ecuación 3.3, de igual manera este valor se encuentra en [mm] y en la última columna se muestra el error porcentual  $E\%$  calculado mediante la Ecuación 3.4.



Tabla 3. 6. Resumen de los indicadores de cada una de las pruebas realizadas.

e [mm]	L [mm]	a [mm]	h [mm]	Vm [mm]	Vd [mm]	Error %
1,5	660	190	42	826	210	293
			37	4516		14
			31	362		72
			25	286		36
			18	236		12
			15	222		5
			13	214		1
2	830	300	48	1750	264	562
			44	880		233
			38	512		93
			34	406		53
			28	314		18
			27	304		15
			25	284		7
			24	276		4
			23	270		2
3	1200	800	50	3553	382	830
			44	1192		212
			37	680		78
			30	486		27
			26	422		10
			24	396		3
			23	385		0,8
4	1220	650	50	1806	388	365
			44	912		135
			38	618		59
			31	456		17
			30	440		13
			27	400		3
			26	390		0,5
5	1160	100	50	1492	358	316
			46	834		132
			44	686		91
			40	510		42
			36	410		14
			33	360		0,5

(Fuente: Propia)

### **3.5. Análisis de resultados**

La información presentada y organizada en la Tabla 3.6 permitió clarificar cuales son las variables que deben ser cuidadosamente consideradas en el protocolo de pruebas que en este caso es el diámetro barolado.

Los resultados de estas pruebas fueron coherentes y contribuyen al desarrollo del conocimiento científico y tecnológico del país, especialmente en el sector de la metal mecánica e industrial.

El porcentaje de error que se presentó en cada una de las pruebas realizadas del protocolo de pruebas fue aceptable ya que no excede de un 3%, es decir que se logró el objetivo del funcionamiento y la eficacia de la máquina.

En la prueba 1 se obtuvo un diámetro de barolado aproximado al diámetro esperado de barolado, la diferencia existe ya que los extremos de la plancha a barolar no se pudieron doblar y se mantuvieron rectas como se puede observar en la Figura 3.23. A demás de que el rodillo conducido no fue arrastrado por la plancha a barolar porque el espesor de la plancha es pequeño, entonces este rodillo casi no giró. La calibración del rodillo conducido quedó estimada con un máximo de 55 [mm] y un mínimo de 33 [mm] basados en la escala determinada en la baroladora. El tiempo estimado de barolado fue de 7 minutos con 6 pasadas.

En la prueba 2 se realizaron dobleces de 40 [mm] en cada uno de los extremos de la plancha a barolar en la plegadora con el fin de conseguir que se pueda barolar toda la longitud de la plancha. A pesar de la realización de estos dobleces no se consiguió barolar toda la longitud de la plancha porque los extremos no consiguieron barolarse como se ven en la Figura 3.25. En esta prueba como la plancha era de un espesor mayor que la de la prueba 1 se consiguió que el rodillo conducido gire con normalidad ya que la plancha arrastraba a este rodillo. La calibración del rodillo conducido quedó estimada con un máximo de 52 [mm] y un mínimo de 23 [mm] basados en la escala determinada en la baroladora. El tiempo estimado de barolado fue de 8 minutos con 9 pasadas.

En la prueba 3 se tiene un diámetro de barolado muy próximo al diámetro esperado de barolado, a pesar que no se realizó dobleces en los extremos de la plancha a barolar, se

tuvo un buen barolado como se observa en la Figura 3.27 debido a las grandes dimensiones que tiene la plancha a barolar, pero de igual manera se tuvo que los extremos se encontraban rectos. Un factor por lo que se tuvo un buen barolado fue que el rodillo conducido tenía mayor superficie de contacto con la plancha a barolar y por tanto la plancha arrastraba al rodillo conducido haciéndole girar a este. La calibración del rodillo conducido quedó estimada con máximo de 53 [mm] y un mínimo de 23 [mm] basados en la escala determinada en la baroladora. El tiempo estimado de barolado fue de 8 minutos con 7 pasadas.

En la prueba 4 la plancha a barolar es de grandes dimensiones tanto en largo como ancho y espesor con lo que se consigue un mejor barolado de la plancha, además que se realizó unos dobleces en los extremos de la plancha a barolar en la plegadora. Como se observa en la Figura 3.29 al momento que se tiene toda la longitud de la plancha barolada se le realiza unos puntos de suelda en los extremos de la plancha barolada con el fin de que se pueda barolar los extremos de la plancha y así consiguiendo un cilindro como se observa en la Figura 3.30 con un diámetro barolado muy aproximado al diámetro esperado de barolado. La calibración del rodillo conducido quedó estimada con un máximo de 56 [mm] y un mínimo de 26 [mm] basados en la escala determinada en la baroladora. El tiempo estimado de barolado fue de 8 minutos con 7 pasadas.

En la prueba 5 se quiere barolar una tira de plancha de mayor espesor, existiendo diferencia entre el diámetro barolado y el diámetro esperado de barolado ya que a pesar que la longitud a barolar de la tira de plancha es grande su ancho es pequeño. En este caso como el espesor de la tira de la plancha a barolar es grande el rodillo conducido giró con normalidad, pero de igual manera se tuvo problemas en el extremo de la tira de la plancha a barolar como se ven en la Figura 3.31. La calibración del rodillo conducido quedó estimada con un máximo de 55 [mm] y un mínimo de 33 [mm] basados en la escala determinada en la baroladora. El tiempo estimado de barolado fue de 6 minutos con 6 pasadas.

## **4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **4.1. Conclusiones**

El objetivo propuesto ha sido alcanzado, disponiendo de los elementos suministrados la máquina baroladora para planchas de bajo contenido de carbono de la metal mecánica de San Bartolo es diseñada para barolar planchas de grandes dimensiones y espesores que van hasta los 5 [mm], ya que con esto se consigue que la plancha a barolar tenga mayor contacto con el rodillo conducido y que este pueda girar con el arrastre que produce la plancha, obteniéndose resultados satisfactorios en las pruebas realizadas.

Con el diseño y construcción del reductor de velocidades se consigue reducir la velocidad del motor desde 1200 [rpm] hasta 14 [rpm] que es el número de revoluciones necesarias para garantizar que el proceso de barolado sea exitoso, en función de la disponibilidad de la metal mecánica de San Bartolo.

La estructura del bastidor de la máquina baroladora cumple un papel muy importante ya que se debe soportar el peso de toda la máquina. Para dotar a la máquina un mayor grado de confiabilidad fue necesario aumentar el peso que debe soportar el bastidor al momento de realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones.

Para aumentar el factor de seguridad se sobredimensionó los ejes del reductor de velocidades, es decir que el diámetro del eje motriz de 17 [mm] se cambió por uno de 25,4 [mm] y el diámetro del eje movido de 20 [mm] se cambió por uno de 31,75 [mm] consiguiendo buenos resultados y así asegurándose el buen funcionamiento de los elementos de la caja reductora de velocidades.

Al finalizar las pruebas realizadas con el prototipo de baroladora diseñada, se puede concluir que los análisis y cálculos previos a la construcción de la misma fueron acertados al poder realizar las pruebas con éxito.

Se deben realizar más pruebas variando solamente una dimensión como por ejemplo el espesor de las planchas a barolar, de esta manera se obtienen resultados los cuales se puede comparar y analizar el efecto que tiene el espesor sobre el resultado del proceso.

## 4.2. Recomendaciones

A futuro, dependiendo de los niveles de producción se recomienda implementar un sistema de control numérico ya sea con la ayuda de sensores, plc's, condigo G, con el fin que se pueda controlar el proceso y sus diferentes variables como el tiempo de barolado y la carga que debe aplicar el rodillo conducido en el proceso.

Es recomendable para el diseño de la máquina, a más de la aplicación parametrizado de todos los criterios teóricos, realizar un Benchmarking con actividades que incluyen visitar y conocer establecimientos donde posean baroladoras, de esta manera se puede generar mejores criterios de lo que se necesita para su diseño e implementar nuevas sugerencias para la construcción de mejores máquinas baroladoras.

Se recomienda, el adquirir los elementos que se necesiten para la construcción de la baroladora que se encuentren en el mercado, como por ejemplo el motorreductor reemplazando así a la caja reductora de velocidades construida específicamente para este prototipo de baroladora.

Se recomienda realizar las pruebas para la calibración y funcionamiento de la baroladora, realizarlas con planchas de dimensionamiento similar o igual, variando espesores, de esta manera se puede generar un cuadro comparativo para identificar la variación de la altura de calibración según espesores de las planchas baroladas.

Para barolar toda la longitud de la plancha se debe realizar dobleces en los extremos de la plancha y con esto conseguir eliminar los extremos rectos que se producen al final del proceso de barolado. También se puede empalmar y realizar unos puntos de soldadura en los extremos rectos al final del proceso de barolado para poder hacer varias pasadas en la soldadura hecha y de esta forma se puede barolar los extremos rectos de la plancha.

La máquina baroladora necesita de 2 operarios ya que se debe aplicar la carga del rodillo conducido a los extremos de la máquina y se debe mantener aplastado el botón del sistema de control para poner en funcionamiento el motor. Dependiendo del espesor de las planchas a barolar se debe calibrar el rodillo conducido según la escala establecida en la máquina para conseguir barolar el diámetro deseado.

## Referencias Bibliográficas

- [1] Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. (8va. ed.). México: Mc-Graw Hill.
- [2] Serway, Raymond A. y Jewett, John W. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*. (7ma. ed.). México: Cengage Learning.
- [3] Faires, Virgil Moring. (1994). *Diseño de elementos de máquinas*. (4ta ed.) México: Editorial Limusa S. A.
- [4] Norton, R. (2005). *Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. (3ra. ed.). México: Mc-Graw Hill.
- [5] Callister, William D. (1991). *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales*. (2da. ed.). New York, Estados Unidos: Editorial Reverté, S.A.
- [6] Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de materiales*. (6ta. ed.). México: Pearson Educación
- [7] Calero, R, & Carta, J. (1998). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. Madrid, España: Mc-Graw Hill.
- [8] F. Solokov, P. Usov. (1972) Tecnología industrial. (2da. ed.) Moscú, Rusia: MIR.
- [9] Lobjois, Ch. (1984). *Tecnología de la calderería: trazado, corte, curvado y plegado*. (2da. ed.) Barcelona, España: Ediciones CEAC.
- [10] Beer, Ferdinand P. y Johnston Junior, E. Russel. (1999). *Mecánica de materiales*. (2da.ed.). Santa Fé de Bogotá, Colombia: Mc-Graw Hill.
- [11] López Navarro, Tomás. (1976). *Troquelado y estampación*. (5ta.ed.). Barcelona, España: Gustavo Gilis S. A.
- [12] Gere, J., & Barry, G. (2009). *Mecánica de materiales*. (7ma. Ed.). México: Cengage Learning Editores, S. A.
- [13] Rossi, Mario. (1971). *Estampado en frío de la chapa: estampas, matrices, punzones, prensas y máquinas*. (9na. Ed.). Barcelona, España: Editorial Científico Médica.
- [14] Doyle, Lawrence E. (1988). *Procesos y materiales de manufactura para ingenieros*. (3ra ed.) México: Prentice\_Hall Hispanoamericana S. A.
- [15] Piris, N. M. (2012). *Ciencia de materiales para ingenieros*. Madrid: Pearson Educación S. A.
- [16] Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (4ta. Ed.) México: Pearson Educación.
- [17] Gangotena, R. (1986). *Análisis del doblado con rodillos e instrumentación del equipo de laboratorio*. (Proyecto previo a la obtención de título de Ingeniero Mecánico). Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.
- [18] Iza, B. (2007). *Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio* (Proyecto previo a la obtención de título de Tecnólogo procesos de producción mecánica). Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.
- [19] Leon, L. (1992). *Diseño, cálculo y construcción de una roladora manual* (Proyecto previo a la obtención de título de Ingeniero en mecánica). Escuela Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.
- [20] Ochoa, A. & Oñate, E. (2001). *Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales* (Proyecto previo a la obtención de título de Ingeniero Mecánico). Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, Cartagena de Indias, Colombia

- [21] Mejia, D. (2011). *Estudio del proceso de rolado de láminas metálicas y su incidencia en el tiempo de operación en la fabricación de tanques inoxidables en la empresa INOX-TEC en la ciudad de Latacunga* (Proyecto previo a la obtención de título de Ingeniero Mecánico). Universidad Técnica de Ambato, Ambato, Ecuador.
- [22] Cocha, L & Jumbo, D. (2015). *Diseño y construcción de una baroladora semiautomática para planchas de 2400 mm. de longitud, con espesores desde 2 mm. hasta 12 mm.* (Proyecto previo a la obtención de título de Ingeniero Mecánico). Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador.

## Anexos

### Anexo I. Catálogo máquina roladora hidráulica

#### MAQUINA ROLADORA HIDRAULICA DE 3 ROLOS MODL 3R HSS 25-320





## MAQUINA ROLADORA DE 3 ROLOS MODELO 3R HSS 25-320

### Información Técnica:

□ Longitud Útil	:	2550	mm
□ Rodillo Central	:	320	mm
□ Rodillo Inferior	:	310	mm
□ Potencia del Motor	:	22	KW
□ Velocidad de trabajo	:	1,5 - 5	m/min (doble velocidad)
□ Peso	:	11500	kg
□ Dimensiones	:	5000 x 1800 x 1850 mm (Largo x Ancho x Alto)	

---

### Funcionamiento de la máquina con longitud de 2550mm:

#### Pre – Dobladora

Con diámetro interior mínimo = 480mm : mm 13 (1,5 x Diam. Rodillo Superior )

Con diámetro interior mínimo = 1600mm: mm 16 ( 5 x Diam. Rodillo Superior )

#### Dobladora

Con diámetro interior mínimo = 480mm : mm 16 (1,5 x Diam. Rodillo Superior )

Con diámetro interior mínimo = 1600mm: mm 20 ( 5 x Diam. Rodillo Superior )

Todas las capacidades de la dobladora fueron calculadas con base en 24 kg/mm<sup>2</sup>. Punto de producción material ST-37/42 placa de acero suave.

Laminado en caliente, última fuerza de producción 480N/mm<sup>2</sup>, material 20mm en 2500mm con esta máquina

### Equipamiento Estandar:

- Los tres rodillos accionados por 3 piezas separadas. Accionamiento hidráulico, caja de engranajes y sistema hidromotor.
  - Sistema de lubricación central de manera lineal.
  - Movimiento de Rodillos laterales con pistones hidráulicos.
  - Protección de sobrecarga
  - Rodillos endurecidos por inducción (58-60 HRC)
  - Certificado de calidad SAE-1050 para los rodillos de acero realizados con alta resistencia.
  - Estructura principal de acero.
  - Panel de control móvil con botones con ruedas.
  - Dispositivo cónico de doblado.
  - Las velocidades giratorias de los rodillos son balanceadas a través del sistema hidráulico.
  - Componentes mundiales utilizados en la producción (Telemecanique & Siemens o Nais (Matsushita Corp.) eléctrica y Rexroth, Bosch & Parker o Diplomatic (Italiana) parte hidráulica)
  - Dos sistemas de velocidades de trabajo
  - Lectura digital (2 piezas)
  - Ejes extendidos de los rodillos para el doblado de perfiles
  - Manual del usuario en inglés
-

## MAQUINA ROLADORA HIDRAULICA DE 3 ROLOS MODELO 3R HSS 25-350



## MAQUINA ROLADORA DE 3 ROLOS MODELO 3R HSS 25-350

### **Información Técnica:**

- Longitud Útil : 2550 mm
- Rodillo Central : 350 mm
- Rodillo Inferior : 330 mm
- Potencia Motor : 22 KW
- Velocidad de trabajo : 1,5 - 5 m/min (double speed)
- Peso : 12000 kg
- Dimensiones : 5000 x 1800 x 1850 mm (Largo x Ancho x Alto)

---

### **Funcionamiento de la máquina con longitud de 2550mm:**

#### **Pre - Dobladora**

Con diámetro interior mínimo = 525mm : mm 16 (1,5 x Diám. Rodillo Superior )  
Con diámetro interior mínimo = 1750mm: mm 20 ( 5 x Diám. Rodillo Superior )

#### **Dobladora**

Con diámetro interior mínimo= 525mm : mm 20 (1,5 x Diám. Rodillo Superior )  
Con diámetro interior mínimo = 1750mm: mm 25 ( 5 x Diám. Rodillo Superior )

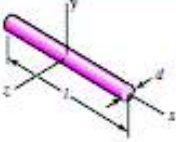
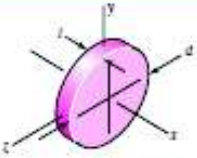
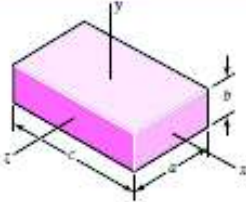
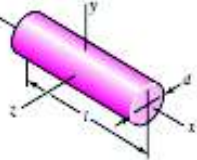
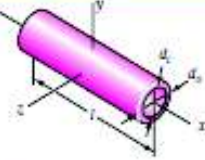
Todas las capacidades de la dobladora fueron calculadas con base en 24 kg/mm<sup>2</sup>. Punto de producción material ST-37/42 placa de acero suave.

### **Equipamiento Estandar:**

- Los tres rodillos accionados por 3 piezas separadas. Accionamiento hidráulico, caja de engranajes y sistema hidromotor.
  - Sistema de lubricación central de manera lineal.
  - Movimiento de Rodillos laterales con pistones hidráulicos.
  - Protección de sobrecarga
  - Rodillos endurecidos por inducción (58-60 HRC)
  - Certificado de calidad SAE-1050 para los rodillos de acero realizados con alta resistencia.
  - Estructura principal de acero.
  - Panel de control móvil con botones con ruedas.
  - Dispositivo cónico de doblado.
  - Las velocidades giratorias de los rodillos son balanceadas a través del sistema hidráulico.
  - Componentes mundiales utilizados en la producción (Telemecanique & Siemens o Nais (Matsushita Corp.) eléctrica y Rexroth, Bosch & Parker o Duplomatic (Italiana) parte hidráulica)
  - Dos sistemas de velocidades de trabajo
  - Lectura digital (2 piezas)
  - Ejes extendidos de los rodillos para el doblado de perfiles
  - Manual del usuario en inglés
-

## Anexo II. Tabla A-18, Shigley (2008)

Tabla 1 Propiedades geométricas de sólidos. Shigley (2008) Tabla a-18.

Parte 2 Propiedades de sólidos ( $\rho$ = densidad, peso por unidad de volumen)	
Varillas	 $m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{ml^2}{12}$
Discos redondos	 $m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$
Prismas rectangulares	 $m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$
Cilindros	 $m = \frac{\pi d^2 l}{4g} \quad I_x = \frac{md}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$
Cilindros huecos	 $m = \frac{\pi (d_o^2 - d_i^2) l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2) \quad I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2)$

(Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)



## Anexo III. Tabla de catálogo Motores eléctricos trifásicos

Tabla 2 Especificaciones técnicas de motor 60Hz.

Potencia			Eficiencia [%]			Factor de potencia			Corriente			Torque			Momento de inercia		Peso [kg]	Ruido [dBA]	
[kW]	[HP]	Tipo	r/min	50	75	100	50	75	100	FS	In [A]	Is In [A]	Ivacio [A]	Tn [Nm]	Ts Tn	Tmax Tn			J=1/4GD2 [kgm2]
6 polos = 1200 r/min 440 V 60 Hz																			
0,25	0,33	M2QA 71 M6B	1080	52,9	57,9	59,8	0,40	0,50	0,61	1,15	0,90	3,6	0,7	2,2	1,9	2,5	0,00074	11	46
0,37	0,5	M2QA 80 M6A	1108	56,3	61,3	63,3	0,40	0,54	0,65	1,15	1,2	4,8	0,9	3,2	2,0	2,0	0,00159	17	49
0,55	0,75	M2QA 80 M6B	1105	58,4	63,1	64,9	0,42	0,56	0,67	1,15	1,7	3,7	1,3	4,8	1,9	1,9	0,00196	18	49
0,75	1	M2QA 90 S6A	1111	63,9	69,0	70,8	0,48	0,63	0,72	1,15	1,9	3,6	1,4	6,4	2,1	2,3	0,00292	21	52
1,1	1,5	M2QA 90 L6A	1105	67,2	72,2	73,3	0,51	0,65	0,75	1,15	2,7	3,7	1,9	9,7	2,0	2,4	0,00379	25	52
1,5	2	M2QA 100 L6A	1135	70,1	74,9	76,3	0,52	0,66	0,75	1,15	3,4	4,1	2,1	12,5	2,1	2,3	0,00999	32	55
2,2	3	M2QA 112 M6A	1148	73,3	78,0	79,3	0,51	0,65	0,75	1,15	4,9	4,1	2,8	18,3	2,1	2,3	0,03116	40	58
3	4	M2QA 112 M6B*	1140	76,6	80,6	80,6	0,55	0,69	0,77	1	6,3	6,5	4,0	28,9	1,9	2,1	0,01990	45	59
3,7	5	M2QA 132 M6A	1156	78,9	82,7	84,2	0,52	0,65	0,74	1,15	7,8	5,4	5,5	31	2,2	3,1	0,04074	65	59
4,5	6	M2QA 132 M6A*	1147	80,8	83,9	84,0	0,58	0,71	0,79	1,15	8,9	5,4	5,5	37	1,8	2,5	0,04074	65	59
5,5	7,5	M2QA 132 M6B	1152	81,5	84,8	85,7	0,57	0,70	0,78	1,15	10,9	5,2	5,5	46	2,0	2,9	0,05332	75	60
7,5	10	M2QA 132 M6C*	1160	83,0	87,0	86,0	0,60	0,73	0,80	1	14,3	6,5	7,2	62	1,9	2,1	0,06110	75	62
9,2	12,5	M2QA 160 L6A	1173	85,9	88,5	89,8	0,52	0,65	0,74	1,15	18,3	4,8	11,3	76	2,7	2,9	0,12970	140	66
11	15	M2QA 160 L6A	1167	87,1	89,5	90,0	0,58	0,71	0,79	1,15	20,6	5,5	11,3	92	2,2	2,4	0,12970	140	66
15	20	M2QA 160 L6B*	1160	82,5	85,5	85,5	0,60	0,73	0,80	1	28,6	6,0	15,3	132	2,1	2,2	0,13900	155	67
18,5	25	M2QA 180 L6B	1180	84,1	87,0	87,0	0,70	0,78	0,83	1,15	34,0	6,0	17,4	172	2,2	2,7	0,28398	196	68
22	30	M2QA 200 L6B	1173	87,7	90,1	90,6	0,70	0,79	0,85	1,15	38,0	5,5	17,1	182	2,1	2,9	0,46837	254	67
30	40	M2QA 200 L6C	1180	87,4	90,4	90,4	0,64	0,77	0,84	1,15	51,7	6,0	24,3	279	2,0	2,6	0,49500	291	69
37	50	M2QA 225 M6B	1180	89,9	92,0	92,0	0,64	0,77	0,84	1,15	63,3	6,6	28,9	345	2,1	2,6	0,80327	351	71
45	60	M2QA 250 M6A	1176	90,9	92,7	92,6	0,84	0,90	0,91	1,15	70,0	4,9	17,5	364	2,0	2,4	0,97000	382	71
55	75	M2QA 280 M6A	1176	90,2	92,4	92,9	0,78	0,86	0,88	1,15	89,0	6,0	29,1	455	2,3	2,6	1,48500	532	73
75	100	M2QA 280 M6B*	1175	91,0	93,0	93,0	0,80	0,86	0,88	1	120	7,0	46	701	2,3	2,5	2,00000	1032	73
90	125	M2QA 315 S6A	1186	92,2	93,9	93,8	0,78	0,86	0,88	1,15	147	6,8	38	749	1,7	2,0	3,19420	920	73
110	150	M2QA 315 L6A	1188	91,8	94,0	94,5	0,78	0,86	0,88	1,15	176	5,6	50	900	2,0	2,7	4,25640	1060	73
132	175	M2QA 315 L6B	1189	92,2	94,4	95,1	0,78	0,85	0,88	1,15	205	5,8	60	1052	2,1	2,5	5,15770	1120	73
150	200	M2QA 315 L6B	1187	92,9	94,9	95,0	0,81	0,87	0,89	1,15	231	5,6	60	1199	1,8	2,2	5,15770	1120	73

\* Incremento de temperatura clase F  
 Corriente nominal a 440V  
 Para obtener la corriente en 220V multiplicar por 2. En 230V multiplicar por 1,91. En 380V multiplicar por 1,58. En 460V multiplicar por 0,96  
 Conexión en 380V opcional para motores <10HP  
 Eficiencia determinada según método IEC 60034-2:1996

(Fuente: Catálogo Motores eléctricos trifásicos)

## Anexo IV. Tabla del manual de cadenas y Piñones

Tabla 3 Capacidad de cadenas standar sencilla de rodillos.

### TABLA DE CAPACIDAD CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 40 PASO 1/2"

No. de dientes piñón conductor	RPM DEL PIÑÓN CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3600	4000	5000	6000	7000	8000
9	0.04	0.10	0.19	0.35	0.65	0.93	1.21	1.48	2.00	2.51	2.75	3.25	3.73	4.12	3.45	2.74	2.94	1.88	1.60	1.27	1.04	0.75	0.57	0.45	0.37
10	0.05	0.11	0.21	0.39	0.73	1.04	1.35	1.65	2.24	2.81	3.09	3.64	4.18	4.71	4.04	3.21	2.63	2.20	1.88	1.49	1.22	0.87	0.66	0.53	0.43
11	0.05	0.12	0.23	0.43	0.80	1.16	1.50	1.83	2.48	3.11	3.42	4.03	4.63	5.22	4.56	3.70	3.03	2.54	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50
12	0.06	0.14	0.25	0.47	0.88	1.27	1.65	2.01	2.73	3.42	3.76	4.43	5.08	5.74	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57
13	0.06	0.15	0.28	0.52	0.96	1.39	1.80	2.20	2.97	3.73	4.10	4.83	5.55	6.26	5.89	4.78	3.89	3.26	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.64
14	0.07	0.16	0.30	0.56	1.04	1.50	1.95	2.38	3.22	4.04	4.44	5.23	6.01	6.78	6.70	5.31	4.35	3.65	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.71
15	0.07	0.17	0.32	0.60	1.12	1.62	2.10	2.56	3.47	4.35	4.78	5.64	6.47	7.30	7.43	5.89	4.82	4.04	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.79
16	0.08	0.19	0.35	0.65	1.20	1.74	2.25	2.75	3.72	4.66	5.13	6.04	6.94	7.88	8.18	6.48	5.31	4.45	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.07	0.87
17	0.08	0.20	0.37	0.69	1.29	1.85	2.40	2.93	3.97	4.98	5.48	6.45	7.41	8.36	8.96	7.11	5.82	4.96	4.14	3.31	2.71	1.94	1.47	1.17	0.96
18	0.09	0.21	0.39	0.73	1.37	1.97	2.55	3.12	4.22	5.30	5.82	6.86	7.88	8.89	9.76	7.75	6.34	5.31	4.52	3.60	2.95	2.11	1.60	1.27	0
19	0.09	0.22	0.42	0.78	1.45	2.08	2.71	3.31	4.48	5.62	6.17	7.27	8.36	9.42	10.5	8.40	6.88	5.76	4.92	3.91	3.20	2.29	1.74	1.38	0
20	0.10	0.24	0.44	0.82	1.53	2.21	2.86	3.50	4.73	5.94	6.53	7.69	8.83	9.96	11.1	9.07	7.43	6.22	5.31	4.22	3.45	2.47	1.88	1.49	0
21	0.11	0.25	0.46	0.87	1.62	2.33	3.02	3.69	4.99	6.28	6.88	8.11	9.31	10.5	11.7	9.76	7.99	6.70	5.72	4.54	3.71	2.66	2.02	1.60	0
22	0.11	0.26	0.49	0.91	1.70	2.45	3.17	3.88	5.25	6.58	7.23	8.52	9.79	11.0	12.3	10.5	8.57	7.19	6.13	4.87	3.96	2.85	2.17	1.72	0
23	0.12	0.27	0.51	0.96	1.78	2.57	3.33	4.07	5.51	6.90	7.59	8.94	10.3	11.6	12.9	11.2	9.16	7.69	6.55	5.20	4.26	3.05	2.32	1.84	0
24	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.69	3.48	4.26	5.76	7.23	7.95	9.36	10.8	12.1	13.5	11.9	9.76	8.18	6.99	5.54	4.54	3.25	2.47	1.96	0
25	0.13	0.30	0.56	1.05	1.95	2.81	3.64	4.45	6.02	7.55	8.30	9.78	11.2	12.7	14.1	12.7	10.4	8.70	7.43	5.89	4.82	3.45	2.63	0	
26	0.14	0.31	0.58	1.09	2.04	2.93	3.80	4.64	6.28	7.89	8.66	10.2	11.7	13.2	14.7	13.5	11.0	9.23	7.88	6.25	5.12	3.66	2.79	0	
28	0.15	0.34	0.63	1.19	2.20	3.18	4.11	5.03	6.81	8.54	9.39	11.1	12.7	14.3	15.9	15.0	12.3	10.3	8.80	6.99	5.72	4.09	3.11	0	
30	0.16	0.37	0.68	1.27	2.38	3.42	4.43	5.42	7.33	9.20	10.1	11.9	13.7	15.4	17.2	15.7	13.6	11.4	9.76	7.75	6.34	4.54	3.45	0	
32	0.17	0.39	0.73	1.36	2.55	3.67	4.75	5.81	7.86	9.86	10.8	12.8	14.7	16.5	18.4	16.4	15.0	12.6	10.8	8.64	6.99	5.00	0		
35	0.19	0.43	0.81	1.50	2.81	4.04	5.24	6.40	8.66	10.9	11.9	14.1	16.2	18.2	20.3	21.0	17.2	14.4	12.3	9.76	7.99	5.72	0		
40	0.22	0.50	0.93	1.74	3.24	4.67	6.05	7.59	10.0	12.5	13.8	16.3	18.7	21.1	23.4	25.7	21.0	17.6	15.0	11.9	9.76	6.99	0		
45	0.25	0.57	1.06	1.97	3.68	5.30	6.87	8.40	11.4	14.2	15.7	18.5	21.2	23.9	26.6	30.5	26.1	21.0	17.9	14.2	11.7	0			

Lubricación Tipo A : A mano, con aceites o broths

Lubricación Tipo B : En baño de aceite o por salpique

Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)

Lubricación Tipo B

Lubricación Tipo B

Lubricación Tipo B

INFORMACIÓN INTERMEC

Cuando se trata de cadenas de 1 metro múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por:

No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR
2	1.7	5	3.0
3	2.5	6	4.0
4	3.3		

(Fuente: Manual de Piñones y cadenas Intermecc)

## Anexo V. Tabla del manual de cadenas y Piñones

Tabla 4 Tabla para el cálculo de la longitud de la cadena.

### TABLAS DE LOS VALORES DE K SEGUN SEA LA CANTIDAD D

1	03	25.94	63	100.54	94	223.82	125	395.79	156	616.44
2	10	27.58	64	103.75	95	228.61	126	402.14	157	624.37
3	23	29.28	65	107.02	96	233.44	127	408.55	158	632.35
4	41	31.03	66	110.34	97	238.33	128	415.01	159	640.38
5	63	32.83	67	113.71	98	243.27	129	421.52	160	648.46
6	91	34.68	68	117.13	99	248.26	130	428.08	161	656.59
7	124	36.58	69	120.60	100	253.30	131	434.69	162	664.77
8	162	38.53	70	124.12	101	258.39	132	441.36	163	673.00
9	205	40.53	71	127.69	102	263.54	133	448.07	164	681.28
10	253	42.58	72	131.31	103	268.73	134	454.83	165	689.62
11	306	44.68	73	134.99	104	273.97	135	461.64	166	698.00
12	365	46.94	74	138.71	105	279.27	136	468.51	167	706.44
13	428	49.04	75	142.48	106	284.67	137	475.42	168	714.92
14	496	51.29	76	146.31	107	290.01	138	482.39	169	723.46
15	570	53.60	77	150.18	108	295.45	139	489.41	170	732.05
16	648	55.95	78	154.11	109	300.95	140	496.47	171	740.60
17	732	58.36	79	158.09	110	306.50	141	503.59	172	749.37
18	821	60.82	80	162.11	111	312.09	142	510.76	173	758.11
19	914	63.33	81	166.19	112	317.74	143	517.96	174	766.90
20	1013	65.88	82	170.32	113	323.44	144	525.25	175	775.74
21	1117	68.49	83	174.50	114	329.19	145	532.57	176	784.63
22	1226	71.15	84	178.73	115	334.99	146	539.94	177	793.57
23	1340	73.86	85	183.01	116	340.84	147	547.36	178	802.57
24	1459	76.62	86	187.34	117	346.75	148	554.83	179	811.61
25	1583	79.44	87	191.73	118	352.70	149	562.36	180	820.70
26	1712	82.30	88	196.16	119	358.70	150	569.93	181	829.85
27	1847	85.21	89	200.64	120	364.76	151	577.56	182	839.04
28	1986	88.17	90	205.18	121	370.86	152	585.23	183	848.29
29	2130	91.19	91	209.76	122	377.02	153	592.96	184	857.58
30	2280	94.25	92	214.40	123	383.22	154	600.73	185	866.93
31	2434	97.37	93	219.08	124	389.48	155	608.56	.....	.....

(Fuente: Manual de Piñones y cadenas Intermec)

## Anexo VI. Tabla 6-2, Shigley (2008)

Tabla 5 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

(Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

## Anexo VII. Tabla 6-4, Shigley (2008)

Tabla 6 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

\*Fuente de datos: figura 2-9.

(Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)



### Anexo VIII. Tabla 6-5, Shigley (2008)

Tabla 7 Factores de confiabilidad  $k_e$  a desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\sigma$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

(Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

### Anexo IX. Figura A-15-7, Shigley (2008)

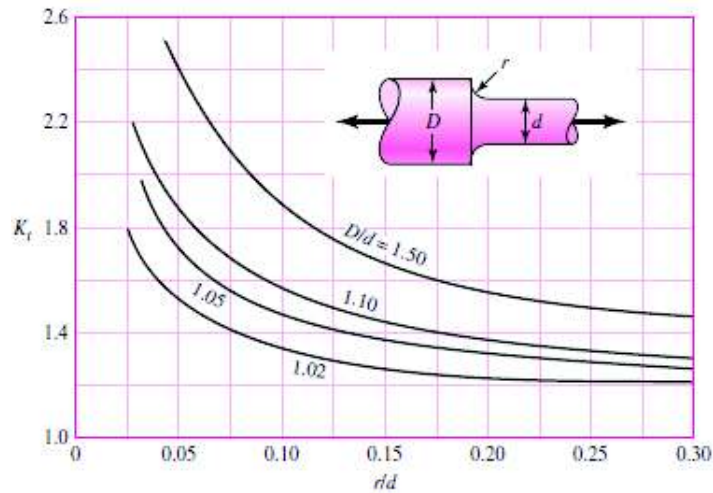


Fig. A. 1 Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

### Anexo X. Figura A-15-8, Shigley (2008)

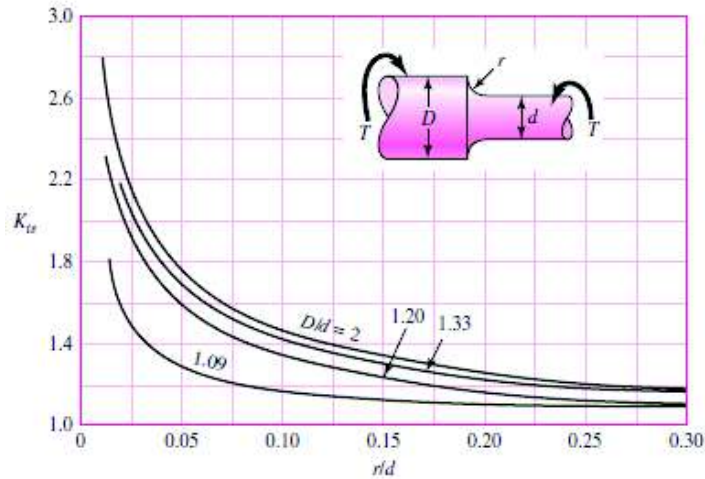


Fig. A. 2 Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo (Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

### Anexo XI. Tabla del catálogo de rodamientos SKF

Tabla 8 Tabla para la selección de rodamientos.

Dimensiones							Capacidad de carga básica dinámica C <sub>d</sub>	Capacidad de carga básica estática C <sub>0</sub>	Carga límite de fatiga P <sub>0</sub>	Velocidad límite con tolerancia del eje n <sub>60</sub>	Masa kg	Designación
d	D	B	C	d <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> mm						
mm							kN	kN	r.p.m.			
12	40	27.4	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.11	YAR 203/12-2F
15	40	27.4	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.1	YAR 203/15-2F
17	40	22.1	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.07	KAT 203
	40	27.4	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.09	YAR 203-2F
20	47	25.5	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	8 500	0.11	KAT 204
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	8 500	0.14	E2 YAR 204-2F
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	8 500	0.14	YAR 204-2F
25	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	5 000	0.14	YAR 204-2RF
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	10.8	6.55	0.28	5 000	0.14	YAR 204-2RF/HR
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	5 000	0.14	YAR 204-2RF/ME495
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	1 800	0.15	YARAG 204
	52	27.2	15	33.7	19.8	0.6	14	7.8	0.335	7 000	0.14	KAT 205
25	52	34.1	15	33.7	19.8	0.6	14	7.8	0.335	7 000	0.19	E2 YAR 205-2F
	52	34.1	15	33.7	19.8	0.6	14	7.8	0.335	7 000	0.17	YAR 205-2F
	52	34.1	15	33.7	19.8	0.6	14	7.8	0.335	4 300	0.17	YAR 205-2RF
	52	34.1	15	33.7	19.8	0.6	11.9	7.8	0.335	4 300	0.18	YAR 205-2RF/HR
	52	34.1	15	33.7	19.8	0.6	14	7.8	0.335	4 300	0.18	YAR 205-2RF/ME495
30	52	34.1	15	33.7	19.8	0.6	14	7.8	0.335	1 500	0.19	YARAG 205
	62	30.2	18	39.7	21	0.6	19.5	11.2	0.475	6 300	0.23	KAT 206
	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	19.5	11.2	0.475	6 300	0.3	E2 YAR 206-2F
	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	19.5	11.2	0.475	6 300	0.26	YAR 206-2F
	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	19.5	11.2	0.475	1 800	0.28	YAR 206-2RF
30	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	16.3	11.2	0.475	1 800	0.29	YAR 206-2RF/HR
	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	19.5	11.2	0.475	3 800	0.29	YAR 206-2RF/ME495
	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	19.5	11.2	0.475	1 200	0.3	YARAG 206
	62	38.1	18	39.7	22.2	0.6	19.5	11.2	0.475	1 200	0.3	YARAG 206

(Fuente: Catálogo de rodamientos SKF)

## **Anexo XII. Planos**

## **Anexo XIII. Procedimiento de manejo, medidas de seguridad y mantenimiento de la máquina baroladora**

### **PROCEDIMIENTO DE MANEJO**

Terminando la revisión del trabajo que se va a realizar, se transporta la plancha metálica (según las dimensiones que se vaya a barolar y realizado los dobleces en los extremos de la plancha) se transporta a la máquina baroladora procurando que uno de los extremos doblados apunte o este orientado hacia los rodillos conductores.

La máquina baroladora se opera con la caja de control de mando.

Estando colocada la plancha en la máquina, se debe verificar que la plancha este perpendicularmente con respecto al rodillo conducido, para que la plancha metálica se barole de una manera uniforme.



Una vez que se ingresa la plancha a los rodillos conductores, se debe aplicar la carga del rodillo conducido, es decir que el rodillo conducido debe bajar hasta que roce con la plancha y en ese instante se realiza la calibración de este rodillo basados en la regla implementada.



Aplastamos un botón de la caja de control (verde) para que los rodillos giren en sentido horario y con el otro botón (verde) los rodillos giran en sentido antihorario.

NOTA: los rodillos giran mientras se tiene presionado el botón, una vez que se deja de presionar el botón los rodillos se detienen automáticamente.



El rodillo conducido debe bajar las veces que sean necesarias hasta que se pueda barolar la plancha metálica.

Una vez que se tenga la plancha barolada se puede aplicar unos puntos de soldadura para unir los extremos de la plancha y sacar la pieza desarmando el sistema izquierdo del rodillo conducido.

Terminado de realizar la fabricación de la pieza procedemos a cortar la energía eléctrica a la máquina.

Al término de realizar el trabajo se procede a limpiar la máquina al igual que nuestra área de trabajo.

### **MEDIDAS DE SEGURIDAD**

Se debe observar que todo el personal que interviene en la realización de este trabajo debe portar su equipo de protección personal.

Antes de iniciar la realización del trabajo se debe observar que el área de trabajo se encuentre limpia y despejada de objetos lo cual nos pueda provocar una caída.

No debe realizar actos inseguros en el cual valla a provocar un accidente.

Es compromiso de todos los trabajadores involucrados en la realización de este trabajo conocer su procedimiento.

Se debe contar con herramientas en buen estado para evitar lesiones a nuestro personal que está a nuestro cargo.

Verificar que los elementos mecánicos como rodamientos, engranes, tornillo sin fin estén engrasados.

Se acordonará el área donde vamos a realizar el trabajo para evitar accidentes.

Se energizará la máquina.

Se oprime el botón de arranque para verificar el funcionamiento de la máquina y de los rodillos conductores.

Permitir que el motor y la caja reductora de velocidades rote por unos minutos.

Realizar una verificación sobre el trabajo a realizar.

Revisar que el rodillo conducido este nivelado.

Revisar que los cables de la máquina estén bien.

### **MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LA MÁQUINA BAROLADORA**

Cabe recalcar que para realizar cualquier procedimiento de mantenimiento para la máquina esta debe estar desconectada o desenchufada de la corriente. Es recomendable realizar una inspección visual de la máquina previo a la realización del mantenimiento preventivo, esto permite detectar problemas que podrían afectar al correcto funcionamiento de la máquina baroladora como vibraciones o ruidos anormales.

Cabe recalcar el no exceder la carga especificada para el correcto funcionamiento de la máquina baroladora, es decir se recomienda no sobrepasar el espesor máximo de las planchas que la máquina pueda barolar.

Es recomendable el mantener limpio el lugar de trabajo después de cada jornada, ya que impurezas que pueden desprenderse de los materiales barolados podrían quedarse y acumularse entre los rodillos, provocando a futuro fallas en la máquina y defectos en el proceso de barolado, por ello se recomienda usar lubricantes que limpien o remuevan estas impurezas de los rodillos y engranes tanto conductor como conducidos de la máquina. En cuanto a la limpieza del sistema de control se recomienda realizar una limpieza periódica del polvo acumulado entre los elementos que constituyen la caja de control.

La lubricación es una parte esencial en el mantenimiento de la máquina baroladora, puesto que posee muchos elementos mecánicos que se encuentran en movimiento, por lo que se recomienda verificar periódicamente el estado de lubricación de los elementos como:

chumaceras las cuales deben estar lubricadas con aceite, engranajes y tornillo sin fin los cuales deben estar lubricados con grasa al igual que la cadena que se encuentra en el sistema de transmisión. El sistema de transmisión se recomienda mantenerla sellada para evitar la acumulación de polvo y otras impurezas que podrían afectar el funcionamiento de la misma.

En el caso de tener que reemplazar algún elemento de la máquina baroladora, se recomienda usar refacciones que mantengan la originalidad del elemento a ser sustituido, se recuerda que la máquina baroladora ha sido diseñada con tolerancias específicas para el correcto funcionamiento de la misma.

### Anexo XIV. Tabla de chavetas

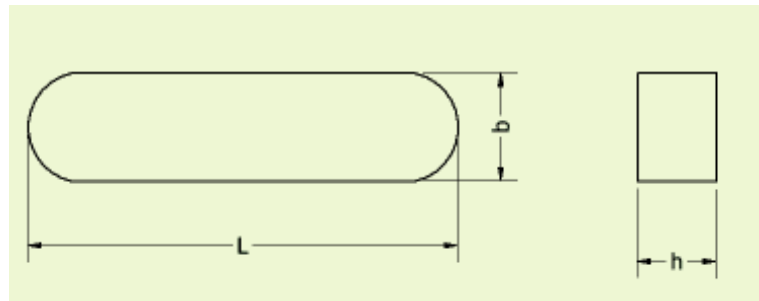


Tabla 9. Tabla de chavetas

Elementos	Dimensiones			Tolerancia
	L [mm]	b [mm]	h [mm]	
Rodillo conducido engrane recto	45	10	7,5	0-0,036
Rodillo conductor engranaje helicoidal # diente 44, paso 1/2" < 12°	45	10	7,5	0-0,036
Eje motriz - acople de potencia del motor	43	6	5,64	0-0,30
Eje motriz - catarina	25	6	5,64	0-0,30
Eje conducido - acople tornillo sin fin	80	8	8	0-0,036
Eje conducido - catarina	30	8	7,5	0-0,036
Acople - tornillo sin fin	69	7	7	0-0,036

Fuente: (Propia)

Nota: todas las chavetas son de barra de acero