



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE BISELADO INTERNO DE TUBOS
CILÍNDRICOS DE ACERO EN UNA EMPRESA DEL SECTOR AUTOMOTRIZ**

Autores:

Alfredo Boscán

Jesús Medina

Tutor Ing. Giovanni Pizzella



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE BISELADO INTERNO DE TUBOS
CILÍNDRICOS DE ACERO EN UNA EMPRESA DEL SECTOR AUTOMOTRIZ**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Autores

Alfredo Boscán

24.457.136

Jesús Medina

19.573.945

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella

C.I. 4455859

San Diego, octubre de 2019



FI-N -011-2019-2CR (TG)

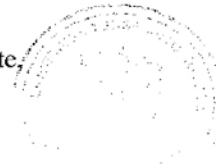
Valencia, 02 de Julio de 2019

Ciudadanos:
Jesús Medina
C.I:19.573.945
Alfredo Boscán
C.I:24.457.136
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2019 de fecha 02-07-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE BISELADO INTERNO DE TUBOS CILÍNDRICOS DE ACERO EN UNA EMPRESA DEL SECTOR AUTOMOTRIZ** Presentado por usted (es) como requisitos para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizzela, C.I: 4.455.859 y la Ing. Alicia De Pizzela C.I:4.598.880 como Tutores Académico y Metodológico que los asesoraran en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,



Prof. Luís Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

Ll/lc.



**UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ing. Giovanni Pizzella, portador de la cédula de identidad N° 4.455.859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por los ciudadanos Jesús Medina, portador de la cédula de identidad N° 19.573.945 y Alfredo Boscán, portador de la cédula de identidad N° 24.457.136, titulado **AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE BISELADO INTERNO DE TUBOS CILÍNDRICOS DE ACERO EN UNA EMPRESA DEL SECTOR AUTOMOTRIZ**, presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, a los 9 días del mes de octubre del año dos mil diecinueve.

**Ing. Giovanni Pizzella
C.I.: 4.455.859**



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

San Diego, octubre de 2019

ACTA DE REVISIÓN METODOLÓGICA DEL TRABAJO DE GRADO

Quienes suscriben esta Acta, dejan constancia que el Proyecto de Trabajo de Grado: **AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE BISELADO INTERNO DE TUBOS CILÍNDRICOS DE ACERO EN UNA EMPRESA DEL SECTOR AUTOMOTRIZ**, ha sido revisado y, cumpliendo con los requisitos exigidos para su aprobación, recomiendan su tramitación ante el organismo académico correspondiente.

Ing. Giovanni Pizzella

Tutor Académico

Firma

Fecha

Ing. Alicia de Pizzella

Tutor Metodológico

Firma

Fecha

AGRADECIMIENTOS

A mi madre Cenia Aurora Romero, por darme su amor incondicional, su cariño, su comprensión, por siempre saber cómo levantarme después de tropezar en la vida, enseñarme que hay situaciones que están destinadas a superarse y por enseñarme el camino que un buen Ingeniero debe seguir.

A mi padre Alfredo Enrique Boscán, por su amor, por siempre estar presente, apoyarme y ayudarme en esta etapa de la vida, por sus infinitas enseñanzas de justicia, rectitud y la más importante de todas a nunca rendirse.

A mi hermana, por hacerme entender que las cosas son para compartir, por darme el ejemplo de cómo dejar el nombre del buen venezolano fuera del país, por siempre estar presente, incluso en la distancia, cuando más lo necesito.

A mi novia Jennifer Samantha Rumbos, por su infinito apoyo cuando más lo necesito, en especial en esta etapa de mi vida, por darme la fuerza necesaria de seguir adelante incluso en las adversidades y por ser un ejemplo de vida.

Y a todos mis compañeros y amigos que estuvieron presente en el transcurso de esta travesía llamada vida, y me han brindado todo el apoyo necesario.

Doy gracias a todas estas personas, la cuales han sido pilares fundamentales en mi vida, mis mejores deseos, espero que la vida les traiga frutos en cada paso y decisión que tomen.

ALFREDO BOSCÁN

AGRADECIMIENTOS

Son muchas las personas que han contribuido al proceso y conclusión de este trabajo de grado. En primer lugar, quiero agradecer al Ingeniero Giovanni Pizzella, tutor académico de este trabajo y profesor de algunas de las materias vistas dentro de la carrera de ingeniería mecánica, a usted mi mayor respeto y agradecimiento por el gran apoyo brindado para la realización del trabajo, así como también todos los conocimientos impartidos en clase que con actitud positiva y jocosa de su persona llega a nosotros.

A la profesora Ing. Alicia Yanez de Pizzella por su gran apoyo como tutor metodológico, y su ejemplo de ingeniero que con profesionalismo se es capaz de desenvolverse en cualquier ámbito.

A mi compañero de trabajo de grado Alfredo Boscán, por formar parte de este grupo, y tener la paciencia para establecer un buen vínculo de trabajo y respeto.

A la escuela de Ingeniería mecánica de la Universidad José Antonio Páez por ser nuestra segunda casa, y ser lugar de formación y crecimiento personal.

A mis padres José Medina y Gregoria Arcila, porque con su guía me han enseñado a ser humano, por su gran apoyo en cada una de las etapas hasta ahora vividas y ser ese lugar de calma. Gran parte de esto es gracias a la familia.

A mi hermana María Medina por su cariño y estar siempre a mi lado, ser ejemplo de constancia perseverancia y profesionalismo.

A mis amigos que los considero hermanos gracias por la amistad brindada, esta siempre ha servido de apoyo.

A mi país Venezuela, este siempre será el mejor lugar del mundo.

A la vida por permitirme llenar mis días de vivencias, alegrías y personas que han servido para acumular experiencia que hoy por hoy me hace ser quien soy.

A todas gracias infinitas.

JESUS DAVID MEDINA ARCILA

DEDICATORIA

En primer lugar, dedidcamos nuestro trabajp a Dios quien nos permitió llegar a esta etapa de nuestras vidas con salud y fuerza necesaria para cumplir con esta meta.

A nuestras familias, por el apoyo incondicional que día y noche nos regalaron, por todo con lo que contribuyeron para poder dar estos últimos pasos en nuestra carrera que con tanto sacrificio y esfuerzo estamos logrando culminar.

A nuestro tutor, Ing. Giovanni Pizzella por su colaboración, orientación y apoyo para la culminación de este trabajo de grado.

A la profesora Ing. Alicia Yanez de Pizzella por su apoyo incondicional en la realización de este trabajo de grado.

A la escuela de Ingeniería mecánica de la Universidad José Antonio Páez que logro sacar lo mejor de nosotros en los momentos más difíciles y nos convirtió en los profesionales que somos hoy.

ÍNDICE

CONTENIDO	Pg.
ÍNDICE DE FIGURA	Xi
ÍNDICE DE CUADRO	Xii
RESUMEN	i
INTRODUCCIÓN	Xiv
1	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Formulación.....	10
1.3 Objetivos de la Investigación.....	10
1.3.1 Objetivo General.....	10
1.3.2 Objetivos específicos.....	10
1.4 Justificación.....	11
1.5 Alcance y Limitaciones.....	11
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	12
2.2 Bases Teóricas.....	15
2.2.1 Determinación de la fuerza de roce de manera experimental	15
2.2.2 Tubería.....	16
...	
2.2.2.1 Tubos de acero.....	16
2.2.2.2 Tubos de acero galvanizado.....	17
2.2.2.3 Tubos de acero fundido.....	17
2.2.2.4 Tubos de cobre.....	17
2.2.2.5 Tubos de fibrocemento.....	18

2.2.2.6	Tubos de gres.....	19
2.2.2.7	Tubos de materiales plásticos.....	19
2.2.2.8	Proceso de estirado de tubos.....	19
2.2.3	Lubricación del tubo a estirar.....	21
2.2.4	Método de biselado.....	23
2.2.5	Fuerza de corte.....	23
2.2.6	Modelos teóricos para calcular fuerzas de corte.....	23
2.2.7	Consideraciones de diseño para elementos de máquinas.....	25
2.2.8	Normas y códigos.....	26
2.2.9	Factor de seguridad.....	28
2.2.10	Esfuerzos.....	30
2.2.11	Soportes Atornillados.....	43
2.2.12	Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión.....	45
2.2.13	Potencia en un proceso de biselado.....	47
2.2.14	Esfuerzos en cilindros presurizados.....	48
2.2.15	Tensiones de contacto.....	48
2.2.16	Automatización Industrial.....	51
2.2.17	Neumática.....	52
2.3	Definición de Terminos.....	53

III MARCO METODOLÓGICO

3.1	Tipos de la Investigación.....	55
3.2	Diseño de Investigación.....	55
3.3	Nivel de la Investigación.....	56

3.4	Población y Muestra.....	57
3.5	Técnica e instrumentos de recolección de datos.....	57
3.6	Fases Metodológicas.....	58

IV RESULTADOS

4.1	Evaluar las características actuales del proceso.....	60
4.1.1	Mano de obra.....	60
4.1.2	Maquinaria.....	60
4.1.3	Materiales.....	61
4.1.4	Método.....	61
4.1.5	Medio Ambiente.....	62
4.1.6	Análisis de las observaciones hechas al evaluar el proceso de biselado.....	62
4.2	Realizar el diseño mecánico del sistema de transporte y posicionamiento de tubos cilíndricos en el proceso de biselado.....	65
4.2.1	Búsqueda de soluciones.....	65
4.2.1.1	Posibles soluciones.....	69
4.2.1.2	Aplicación de restricciones a posibles soluciones....	69
4.2.1.3	Aplicación de criterios a las posibles soluciones.....	70
4.2.2	Cálculo de las estructuras de las mesas del sistema de transporte y el sistema de mordazas.....	71
4.3	Diseño mecánico del sistema de sujeción para tubos cilíndricos.....	78
4.3.1	Diagrama de fuerzas que actúan sobre la rueda de carga....	81
4.3.2	Carrera del cilindro.....	82

4.3.3	Cálculo del eje que soportará la rueda de carga.....	83
4.3.4	Selección del rodamiento para las ruedas de carga y diseño de la chaveta.....	87
4.3.5	Diseño del sistema de expulsión.....	88
4.3.6	Diseño del pasador para el pivote de la barra de expulsión..	91
4.3.7	Selección del cilindro neumático.....	92
4.3.8	Selección del rodamiento para el sistema de expulsión.....	92
4.3.9	Cálculo y diseño de los parámetros del equipo de biselado..	92
4.3.9.1	Cálculo de la fuerza mediante el método de Kronenberg.....	92
	
4.3.9.2	Cálculo de la potencia requerida para realizar el biselado.....	94
	
4.3.9.3	Selección del cilindro que mueve el equipo biselador.....	96
	.	
4.3.9.4	Mecanismo de las mordazas.....	97
4.3.9.5	Selección del cilindro neumático.....	100
4.3.9.6	Cálculo del sistema de barras y el pasador del sistema de mordazas.....	100
4.4	Selección del sistema de control para el posicionamiento, sujeción y biselado del tubo.....	115
4.4.1	Justificación.....	115
	..	
4.4.2	Esquema de conexiones neumáticas para operaciones de biselado y punteado y de motores eléctricos.....	115
4.5	Estudio de factibilidad económica de la implantación del sistema en la empresa.....	117
4.5.1	Cálculo de la Inversión inicial.....	117

4.5.2	Cálculo de los costos de mantenimiento.....	119
4.5.3	Cálculo del ahorro debido a la implementación del diseño propuesto.....	119
4.5.4	Cálculo del tiempo de pago del proyecto	119
V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		
5.1	Conclusiones.....	121
5.2	Recomendaciones.....	122
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		123

ANEXOS

1	Cortante, momento y deflexión de vigas.....	126
2	Propiedades de Materiales Estructurales.....	127
3	Propiedades mecánicas de algunos materiales.....	129
4	Factores de corrección del límite de fatiga de Marín.....	132
5	Clasificación de los electrodos según A.W.S.....	135
6	Propiedades a la flexión de soldaduras de filete.....	136
7	Propiedades mecánicas para tornillos y tuercas.....	137
8	Criterios para selección de rodamientos.....	139
9	Diseño de las chavetas.....	146
10	Momentos de inercia de algunas secciones.....	147
11	Coefficientes de roce.....	148
12	Diseño de impulsores de cadena.....	150
13	Acoples Flexibles.....	169
14	Propiedades mecánicas de pernos y tornillos.....	171

APÉNDICE

1	Selección de los elementos de control.....	173
2	Planos de diseño	198

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	Pág.
1	5
2	6
3	6
4	7
5	7
6	8
7	8
8	9
9	15
10	16
11	20
12	20
13	21
14	21
15	22
16	22
17	24
18	25
19	27
20	29
21	33
22	35
23	36
24	42
25	43
26	45
27	46
28	50
29	63
30	63
31	64
32	65
33	66
34	67
35	68

36	Diagrama de fuerzas que actúan en la barra.....	72
37	Diagrama de corte y momento en la viga con todo el peso.....	74
38	Fuerzas que actúan en la columna de la mesa.....	77
39	Vista de perfil de la unión soldada entre la mesa y las columnas..	78
40	Vista de la cuna de expulsión y la mesa de transporte.....	80
41	Vista de las bases y los pernos.	80
42	Diagrama de cuerpo libre de la rueda de carga.....	81
43	Vista de perfil de la rueda de carga.....	82
44	Posición del cilindro al girar.....	82
45	Eje de carga de la rueda.....	84
46	Fuerzas que actúan en el eje de las ruedas de carga.....	84
47	Diagrama de corte y momento en el eje de las ruedas de carga...	86
48	Barra de expulsión.....	89
49	Fuerzas que actúan sobre la barra de expulsión.....	89
50	Diagrama de corte y momento de la barra de expulsión.....	90
51	Ángulo de giro de la barra para expulsar los tubos.....	91
52	Barra de expulsión de los tubos.....	91
53	Ángulo de la herramienta de corte.....	93
54	Mandril con insertos para realizar el biselado.....	95
55	Vista de perfil del equipo biselador.....	96
56	Sistema de barras del juego de mordazas.....	97
57	Diagrama de cuerpo libre de la barra A del sistema de mordazas	98
58	Diagrama de cuerpo libre de la barra B del sistema de mordazas	98
59	Diagrama de cuerpo libre del perno del nodo B del sistema de mordazas.....	99
60	Fuerzas que actúan sobre las barras del sistema de mordaza.....	100
61	Pasador que une el sistema de barras de la mordaza.....	103
62	Vista del sistema de mordazas.....	106
63	Vista de perfil del sistema de transporte.....	106
64	Diagrama de cuerpo libre de los rodillos del sistema de transporte	110
65	Diagrama de corte y momentos del eje de los rodillos del sistema de transporte.....	111
66	Rodillos usados actualmente para trasladar los tubos.....	113
67	Esquema de conexión eléctrico del motor monofásico 02.....	116

ÍNDICE DE TABLA

TABLA		Pág.
1	Lista de posibles soluciones	69
2	Aplicación de las restricciones a las posibles soluciones	70
3	Ponderación de criterios	70
4	Ponderación de soluciones respecto a criterio 1	70
5	Ponderación de soluciones respecto a criterio 2	71
6	Ponderación de soluciones respecto a criterio 3	71
7	Ponderación final para escogencia de la mejor solución.	71



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE BISELADO INTERNO DE TUBOS
CILÍNDRICOS DE ACERO EN UNA EMPRESA DEL SECTOR
AUTOMOTRIZ**

Autores Alfredo Boscán y Jesús Medina

Tutor Giovanni Pizzella

Fecha octubre 2019

RESUMEN

El presente trabajo de investigación fue desarrollado en la empresa TUBO AUTO, C.A. perteneciente al grupo corporativo SH FUNDICIONES la cual es una empresa del sector manufacturero dedicada a la producción, entre la que se destaca la fabricación de tubos de acero al carbono con costura para el Sector Automotriz e Industrial. En la actualidad existe la necesidad de un estudio de investigación, que permita proponer una mejora para el proceso biselado de la línea de producción de dicha compañía, es por esto que se desarrolló este trabajo, en el cual, se evaluó las características actuales del proceso, así como también se realizó el diseño mecánico del sistema de transporte, sujeción y posicionamiento de tubos cilíndricos en el proceso de biselado, del mismo modo se realizó el diseño del sistema de control en estas fases del biselado, y por último, se realizó un estudio de factibilidad económica basado en la implantación del sistema en la empresa. Todo esto con el fin de reducir los paros en el proceso, reducir los costos e intervención de la mano de obra humana. La investigación fue desarrollada en el ámbito de proyecto tipo factible, enmarcado en un diseño de investigación de campo, con un nivel descriptivo y de metodología cualitativa, las técnicas de recolección de datos fue la observación directa y la revisión documental.

Descriptores: Diseño, proceso, transporte y biselado

INTRODUCCIÓN

En las empresas modernas, es importante tener programas de mejora continua en sus procesos, como la incorporación de nuevos equipos y el mejoramiento de los ya existentes en la planta, esto lo deben realizar las empresas para aumentar la producción, bajar costos, mejorar las condiciones de trabajo del personal y el cuidado del ambiente, esto también las hace ser más competitivas en un mundo cada vez más globalizado. Todo esto da como resultado una empresa eficiente, de alta productividad y con productos de alta calidad.

En la empresa SH Fundiciones, desde hace algunos años se implementan programas de mejora continua, como lo son el método de las 5'S (cinco eses), seis sigmas, Lean Manufacturing, haciendo sus procesos cada vez mejor. En la división de tubo auto, en la nave de trefilado se presentan ciertas deficiencias en el área de biselado interno de los tubos, esto debido a la falta de mejoramiento (proceso manual) trayendo como consecuencia un retraso en los tiempos de producción, además de quejas por parte del personal que labora en esta área por la incomodidad de esta operación.

En este proceso de producción de tubos estirados con mandril interno, se requiere para la producción de tubos de 80 mm y 63,5 mm de diámetro externo, realizarle un bisel interno al tubo para eliminar las rebabas dejadas después del corte y permitir el paso del mandril para el estirado del tubo, esta operación se realiza junto con la de punteado del tubo, haciéndola una operación tediosa para el operador y un poco lenta debido a que se realiza el punteado por un extremo y biselado por el otro.

En la búsqueda de información se obtuvo que la mejor manera de solucionar este problema es automatizándolo, para esto se plantea un diseño, aplicando dispositivos para mejorar los procesos que hasta ahora son manuales, optimizando algunos de esos procesos ya existentes y unificando las operaciones de biselado y punteado y haciéndolas más eficientes

El estudio se dirige hacia una investigación dentro de la modalidad de proyecto factible y se apoya en la investigación de campo y documental. Este primer informe del proyecto de investigación está estructurado en cuatro (4) capítulos distribuidos de la siguiente manera: El Capítulo I está conformado por el planteamiento del problema, en donde se define la situación actual; se presentan los objetivos, el general como los específicos y también la justificación de la investigación, el alcance y las limitaciones del mismo. El Capítulo II corresponde al marco teórico, el cual ofrece las bases teóricas en la que se sustenta la investigación, así como los antecedentes consultados. Seguidamente, el Capítulo III define el marco metodológico señalándose el tipo de investigación que sustenta el proyecto y las fases necesarias para la ejecución del mismo. Finalmente, en el Capítulo IV, los Resultados; referencias bibliográficas conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema.

SH Fundiciones, se encuentra ubicada en la carretera nacional Los Guayos - Guacara, Edo. Carabobo, en la Zona Industrial El Nepe. Se dedica, entre otras cosas, a la fabricación de tubos de acero al carbono con costura para el Sector Automotriz e Industrial.

El conformado de los tubos se realiza mediante soldadura por bobinas de inducción de alta frecuencia. Los tubos pasan a la zona de trefilado, luego pasan a un horno de normalizado y posteriormente se realiza un baño químico. Se eliminan las rebabas presentes mediante el proceso de biselado. Después son cortados. Se verifican sus medidas y luego son llevados al área de almacenaje. El proceso de conformado de tubos se puede visualizar en el diagrama de la Figura 1. El proceso completo de conformación de los tubos cilíndricos se realiza en varias etapas.

1. La primera etapa ocurre en la zona de SLITTER; donde se reciben las bobinas de láminas de acero provenientes de SIDOR, y se inspecciona la dimensión de ancho de bobina y se registra el peso de las bobinas según certificado de calidad SIDOR. Allí se procede al corte de estas en tiras teniendo en cuenta el control de espesor, ancho de tiras y el peso de las bobinas cortadas en tiras. (Ver Figura 2).

2. La segunda etapa comienza en la zona de los laminadores. Las láminas son soldadas eléctricamente en la mesa de empate, para realizar el empalme de las tiras, seguidamente se hace la conformación de la lámina a través de las torres de formación, que le dan la forma tubular, y luego se realiza la unión mediante soldadura por inducción de los cantos de la lámina.

Al terminar el proceso de soldadura se mide el ángulo de línea de flujo en la soldadura y se verifica el solapamiento, además se realiza el ajuste de las torres de calibración, según el diámetro externo del tubo. También en esta etapa se inspecciona la soldadura por medio de un equipo de ultrasonido, se realiza el control de la apariencia externa del tubo y además se le realizan ensayos de abocardado y/o aplastamiento del tubo. Una vez terminado se traslada la tubería hacia el horno de normalizado. (Ver Figura 3).

3. A continuación se aplica tratamiento químico el cual consiste en realizar un decapado, fosfatizado, pasivado y lubricación del tubo. (Ver Figura 4).

4. En la cuarta etapa se busca eliminar tensiones residuales y disminuir el tamaño de grano al proceso de conformado al tubo, esto mediante un tratamiento de normalizado. (Ver Figura 5).

5. Se realiza una reducción de diámetro de la tubería en un extremo en la punteadora MITCHEL y se realiza el biselado interno para los tubos de 80 mm y 63,5 mm en la otra punta. (Ver Figura 6).

6. En la zona de trefilado mecánico, se da el diámetro final al tubo, y se realiza una inspección a las dimensiones de espesor y diámetro, así como pruebas de dureza del material, ensayo de tracción y fluencia del material. (Ver Figura 7).

7. En la séptima etapa, se endereza la tubería para darle rectitud.

8. Posteriormente, por medio del método de corrientes de Eddy (mejor conocido como Eddy current), se realiza la inspección de fisuras, grietas y deformación a lo largo del cordón de soldadura y de todo el material.

9. En esta etapa se aplica un tratamiento preventivo, que consta de un desengrasado del tubo, y se le agrega una sustancia llamada Rust- Preventive, con la finalidad de darle una protección superficial al producto.

10. En la décima etapa se realiza el corte del tubo a la medida, y se verifica la longitud del tubo, así como también la rectitud del mismo.

11. A continuación en la biseladora se eliminan las rebabas existentes en ambos extremos del tubo en los que han sido cortados según pedidos, para quitarle los filos.

12. Luego se aplica protección anticorrosiva por inmersión.

13. Después se procede a la verificación del diámetro externo, la longitud de la tubería y la longitud de swage (Swage es una reducción de diámetro de un extremo del tubo sin variar su longitud inicial).

14. Los tubos son empaquetados en forma hexagonal, tal y como se observa en la Figura 8.

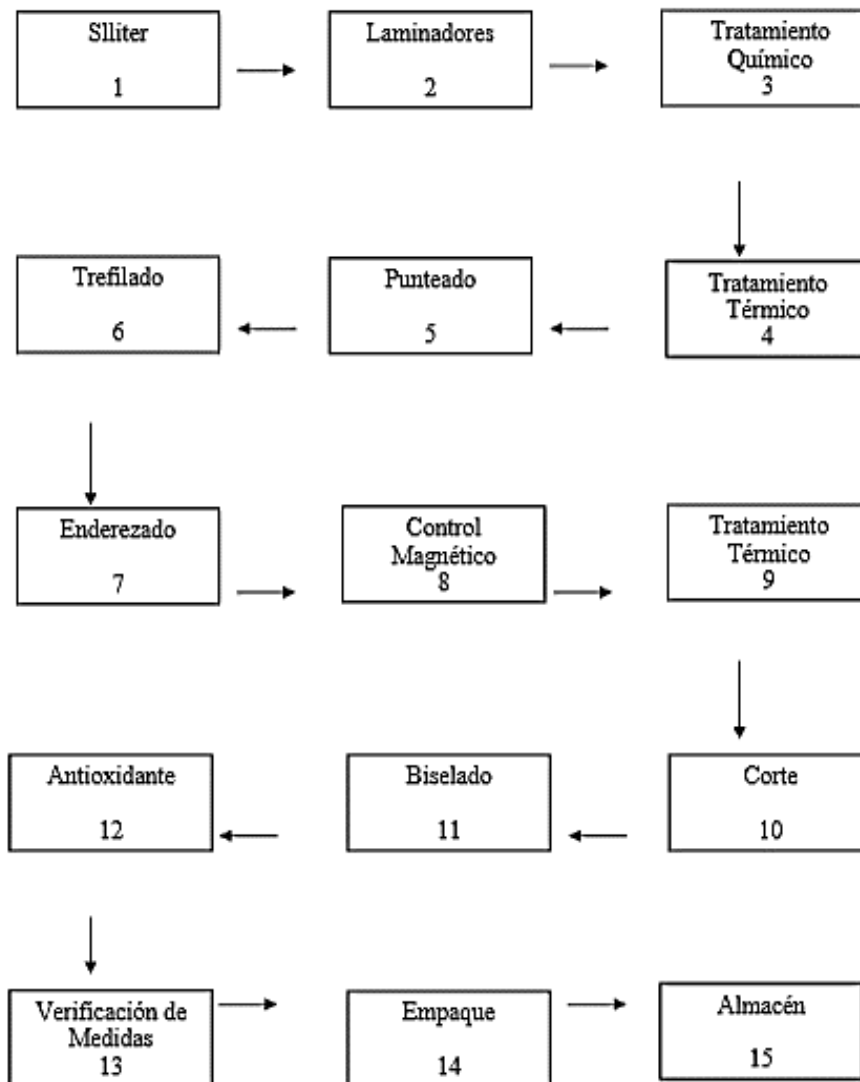


Figura 1 Flujograma de proceso de conformado de tubos cilíndricos.

Fuente: Elaboración propia (2019)



Figura 2 Zona de corte de las láminas en flejes
Fuente: Propia (2019)



Figura 3 Tren de formación de tubos.
Fuente: Propia (2019)



Figura 4 Tanques de tratamiento químico.
Fuente: Propia (2019)



Figura 5 Horno de normalizado.
Fuente: Propia (2019)



Figura 6 Tubo punteado.
Fuente: Propia (2019)



Figura 7 Trefilado de tubos.
Fuente: Propia (2019)



Figura 8 Tubos empaquetados en forma hexagonal.

Fuente: Propia (2019)

15. Por último los tubos son llevados al área de almacén.

Actualmente, el proceso de biselado interno que se le realiza al tubo y el proceso de punteado en la máquina Mitchell se lleva a cabo de la siguiente manera:

Con el uso del puente grúa se colocan sobre una mesa inclinada el lote de tubos que alimentar a la punteadora con el fin de reducir una de las puntas del tubo para su posterior trefilado. Esta alimentación la realiza el operario presionando un pulsador, que libera un seguro y deja caer un tubo al riel guía. Este mismo operario traslada el tubo por el carril hasta la entrada de la punteadora Mitchell, y presiona un segundo pulsador que da inicio a la operación de punteado del tubo, terminada esta lo retorna por el carril, y acciona un tercer pulsador para expulsar el tubo del riel a una cama formada por bandas en un nivel más bajo. Esta operación se le realiza a un lote de 45 tubos.

Una vez concluida esta operación, se coloca nuevamente el lote de tubos en la mesa inclinada, por medio del puente grúa, para luego realizarles la operación de biselado interno por el otro extremo del tubo.

Nuevamente el operador coloca un tubo en el riel, oprimiendo un pulsador, y lo guía por el riel hasta la mordaza, en la cual debe colocar de 5 a 7 pliegos de lijas dependiendo del

diámetro del tubo, a fin de evitar juego entre la mordaza y el tubo, y así evitar que se mueva y darle el acabado superficial del tubo. Esta mordaza es tipo prensa, se debe apretar girando una palanca de forma manual hasta que el tubo quede ajustado.

A continuación, el operador acerca el equipo biselador que está ubicado en un carril auxiliar hacia la punta del tubo mediante una palanca hasta realizar el biselado de la parte interna del tubo. Esta operación tarda cerca de 50 minutos por cada lote, lo que la convierte en una operación cuello de botella en el proceso general de conformado del tubo.

Este proceso manual resulta de muy baja efectividad, razón por la cual la empresa se ve en la necesidad de tomar acciones correctivas que le permitan optimizar el sistema de biselado interno de los tubos, a objeto de incrementar la productividad por jornada diaria y reducir el esfuerzo físico del personal involucrado en estas etapas del proceso.

1.2 Formulación del problema.

¿Cómo se podría desarrollar una solución para la optimización del sistema de biselado interno de tubos cilíndricos, de la empresa TUBO AUTO CA, perteneciente al grupo SH Fundiciones?

1.3 Objetivos de la investigación.

1.3.1 Objetivo General.

Automatizar el proceso de biselado interno de tubos cilíndricos de acero en una empresa productora para el sector automotriz.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Ø Evaluar las características actuales del proceso.
- Ø Realizar el diseño mecánico del sistema de transporte y posicionamiento de tubos cilíndricos en el proceso de biselado.
- Ø Realizar el diseño mecánico del sistema de sujeción para tubos cilíndricos.
- Ø Diseñar el sistema de control para el posicionamiento, sujeción y biselado del tubo.
- Ø Realizar un estudio de factibilidad económica de la implantación del sistema en la empresa.

1.4 Justificación de la investigación.

El incremento en las ventas y pedidos por parte de las empresas consumidoras de tubos producidos en TUBO AUTO C.A, específicamente en los de 80 mm ($3\frac{3}{20}$ "") y 63,5 mm (2 ½"), han llevado a la empresa a aumentar sus niveles de producción, y mediante estudios realizados por la empresa se determinó cuáles eran las zonas críticas que deben ser modificadas.

Con el fin de reducir el tiempo de producción y optimizar ganancias, es necesario que, en el proceso de biselado interno, el cual se realiza de manera manual actualmente, se pueda automatizar para así cumplir los requerimientos de SH Fundiciones, respecto a los tiempos.

1.5 Limitaciones de la investigación.

El tiempo de realización del proyecto tiene un plazo máximo de 2 semestres lectivos. El sistema de transporte debe ser diseñado en base al espacio y materiales disponible en la planta TUBO AUTO, C.A del grupo de SH Fundiciones.

1.6 Alcance de la investigación.

El diseño se realizará para una sola línea de producción en la empresa TUBO AUTO, C.A del grupo de SH Fundiciones. Se realizará solo el diseño, más no la construcción del sistema automatizado. La operación de biselado se realizará solo por un extremo del tubo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

El marco teórico es el pilar fundamental de la investigación, tiene la finalidad de aportar la información necesaria para el desarrollo del proyecto, en este caso el diseño de un manipulador de herramientas de ajuste, dando a conocer los términos y definiciones involucradas para su diseño. Según Arias (2012): “El marco teórico o marco referencial, es el producto de la revisión documental–bibliográfica, y consiste en una recopilación de ideas, posturas de autores, conceptos y definiciones, que sirven de base a la investigación por realizar”.

Dicho marco teórico generalmente se estructura en tres secciones, los antecedentes de la investigación, las bases teóricas y la definición de términos básicos. Tomando en cuenta esto, a continuación, se presentan una serie de investigaciones realizadas por otros autores que guardan relación con el tema, contribuyendo con sus logros y conocimientos como precedentes o fuente de apoyo para fundamentar la investigación.

2.1 Antecedentes de la investigación

Díaz C. Priscila de los A. y Salones Ch. Genadio, (2.016) en el mes de Mayo presentaron un trabajo de investigación en la Universidad de Carabobo en el área de diseño y automatización, titulado “**Diseño de un sistema Automatizado para el empaque de barras de Acero**”, con este trabajo se propone una solución a la empresa VICSON S.A., específicamente en el área de corte y empaque de barras, en donde se encuentran ubicadas las máquinas de corte, todo el proceso de empaque se hace de forma manual, debido a esto se realizó una modificación a la máquina de corte, esto consta en colocar un nivel más a la bandeja para acumular paquetes de barras y en la automatización de este y en los demás niveles, también consta de un sistema de transporte en donde se trasladara los paquetes de

barras ya flejados hacia la maquina envolvedora, en donde se empacará el paquete, y finalmente hacia el contenedor o carro para luego ser almacenado.

Morales, S. Daniel (2016) en el mes de febrero presento un trabajo de investigación en el Instituto Politécnico Nacional de México, en la “Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica”, titulado **“Diseño fabricación e instalación de Tuberías en procesos Industriales empleando Tecnología de punta y Ensayos para asegurar la calidad de los proyectos”**. En el presente trabajo se describe todos los elementos involucrados en el diseño, ensayos o pruebas de inspección, instalación y verificación antes de su montaje, así como pruebas de desempeño final o funcionamiento; en instalaciones industriales de tuberías o ductos para la conducción de fluidos de diferentes tipos. El proceso documentado se realizó en una empresa de alta especialización, que atiende clientes importantes en el país cumpliendo las reglamentaciones correspondientes, razón por la cual deciden documentarlo como trabajo de tesis, como resultado en la labor desempeñada en esta organización.

Duran Antonio y Sánchez William (2.014) presentaron un trabajo de investigación en la Universidad de Carabobo en el área de diseño y automatización, titulado **“Diseño de un Alimentador Automático para una cortadora de barras de Acero”** elaborado en el área de forja de la empresa DANAVEN (Ejes y Cardanes), con el objetivo de aprovechar la capacidad máxima de dicha máquina y obtener la misma producción actual en menos tiempo.

A raíz del problema existente en la planta se pudo concluir que una mejora rápida y eficaz para la producción, será el diseño del alimentador que trabaje de una manera automática adaptándolo así a las condiciones de operación de la máquina. Luego de la evaluación de tres posibles soluciones planteadas, se pudo llegar a una solución definitiva. Posteriormente, se realizaron los cálculos correspondientes y el estudio de la factibilidad económica para el desarrollo del diseño.

En la etapa final del trabajo, se hacen recomendaciones sobre el entrenamiento que debe tener, el operador, antes de comenzar a manipular el cargador y también sobre una segunda fase del proyecto donde se automatice el proceso de transportar las barras desde el patio de materia prima hasta el alimentador.

Flores Lilibeth y Gonzales José. (2.013) en su trabajo de investigación realizado en la Universidad de Carabobo en el área de diseño y automatización, titulado “**Automatización del proceso de medición de diámetros en tubos, para el control estadístico de procesos en tiempo real**”. Este proyecto se basó en la automatización del proceso de medición de diámetros en tubos para CEP en tiempo real.

La empresa TUBOAUTO C.A. cuenta con un control estadístico de proceso (CEP) para la línea de producción de tubos de acero al carbono correspondiente al molino W-25, en donde el diámetro externo del tubo representa la variable a medir. El método de medición no es totalmente confiable, ya que se realiza de forma manual, lo cual pudiera implicar posibles errores de medición y transcripción del mismo, haciendo que el CEP sea menos eficaz. A través de este trabajo se realizó la automatización del proceso de medición de diámetros en tubos para CEP en tiempo real, a través del diseño de un sistema que cuenta con un equipo láser encargado de tomar las medidas de diámetros externos, lo cual garantiza la fidelidad de los datos obtenidos. Esto constituye un método de medición exacto y más confiable. Para lograr obtener un resultado satisfactorio se plantea una metodología estructurada que conduce al alcance de los objetivos trazados, además, se presenta un estudio de factibilidad económica, en donde se compara el costo del sistema actual de medición con respecto al propuesto, resultando viable este proyecto ya que la inversión se recupera en corto tiempo, una vez instalado el sistema diseñado.

Por último, Martha Domínguez (2.001) presento un trabajo de investigación en la Universidad de Carabobo, titulado “**Diseño de una máquina punteadora de tubos de acero (1015-1035) a trefilar**”. Este trabajo fue realizado en la línea 25 (punteadora de tubos) de la empresa TUBOAUTO CA., con la finalidad de aumentar el rango de diámetros de tubos a puntear de 64 mm a 101,6 mm, además de automatizar el equipo para satisfacer la mayor producción. En el trabajo se expone el proceso de fabricación de tubos, la situación problemática, las bases teóricas para el proceso de punteado, se describe la situación actual del proceso, las especificaciones del sistema a diseñar que permite el desarrollo de la mejor solución. Se obtuvo como solución la ampliación del rango del diámetro de trabajo de la máquina punteadora, el cual está entre 23 mm a 101,6 mm, reducción notable del tiempo de

operación por tubo con una eficiencia del 180%. De igual manera la reducción al mínimo del esfuerzo del operador, ya que el mismo no participa en las labores de carga, alimentación, accionamiento del porta matriz y descarga del tubo. Este trabajo incluye factibilidad económica.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Determinación de la fuerza de roce de manera experimental.

Dado un cuerpo de masa m_1 que se encuentra en un plano de inclinación un ángulo θ tal como se muestra en la figura 9, para determinar el coeficiente de roce estático máximo se procede de la siguiente manera:

Se calcula el coeficiente de roce estático máximo, asumiendo la condición de movimiento inminente, esto es fuerza de roce igual al coeficiente por la fuerza normal al plano, como puede verse en el diagrama de cuerpo libre de la figura 10.

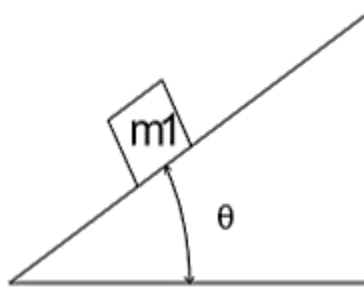


Figura 9 Masa sobre un plano inclinado.
Fuente: Propia (2019)

Figura 10 Diagrama de fuerzas de una masa en un plano inclinado.
Fuente: Propia (2019)

Por equilibrio, haciendo sumatoria de fuerzas en x,

Acero estirado o sin costura (sin soldadura): la tubería es un lingote cilíndrico que se calienta en un horno antes de la extrusión. En la extrusión se hace pasar por un dado cilíndrico y posteriormente se hace el agujero mediante un penetrador. La tubería sin costura es la mejor para soportar la presión gracias a su homogeneidad en todas sus direcciones. Además, es la forma más común de fabricación y por tanto la más comercial.

Con costura longitudinal: se parte de una lámina de chapa, la cual se dobla para darle forma a la tubería. La soldadura que une los extremos de la chapa doblada cierra el cilindro. Por tanto, es una soldadura recta que sigue toda una generatriz. Variando la separación entre los rodillos se obtienen diferentes curvas y con ello diferentes diámetros de tubería. Esta soldadura será la parte más débil de la tubería y marcará la tensión máxima admisible.

Con soldadura helicoidal (o en espiral): la metodología es la misma que el punto anterior, con la salvedad de que la soldadura no es recta, sino que recorre la tubería siguiendo la tubería como si fuese roscada.

2.2.2.2 Tubos de acero galvanizado

La tubería de acero galvanizado es una tubería de acero (estirado o con soldadura), como en el caso anterior, pero a la que se ha sometido a un proceso de galvanizado interior y exteriormente. El galvanizado se aplica después de formado el tubo. Al igual que la de acero al carbón, se dobla la placa a los diámetros que se requiera. Existen con costura y sin costura y se utiliza para transportar agua potable, gases o aceites.

2.2.2.3 Tubos de hierro fundido

Una tubería de hierro fundido se fabrica mediante una colada en un molde o mediante inyección del hierro fundido en un proceso llamado fundición, en el cual la tubería sale sin costura. La ventaja de este sistema es que las tuberías tienen gran durabilidad y resistencia al uso. Por contra son más frágiles ante los golpes.

2.2.2.4 Tubos de cobre

Son de color anaranjado. El metal, por lo general conformado por una mezcla de cobre refinado y de chatarra de calidad controlada, se funde en un horno y por medio de la colada continua o semicontinua se obtienen lingotes conocidos como tochos o billets. Estos tienen forma cilíndrica, cuyas dimensiones generalmente son de 300 mm x 8 m (diámetro x

longitud) y pesan aproximadamente cinco toneladas. Estos bloques metálicos se utilizan para la fabricación de tubos sin costura, por medio de una serie de deformaciones plásticas.

2.2.2.5 Tubos de fibrocemento

Las tuberías de fibrocemento comenzaron a utilizarse en las primeras décadas del 1900, y hasta la década de 1960-1970 se utilizó ampliamente tanto en sistemas de abastecimiento de agua potable como en sistemas de riego por presión.

En Europa, a partir de la década de 1980 su uso empieza a decaer y para la de 1990 se comienza a prohibir en algunos países europeos; en España se prohíbe su uso y comercialización a partir de junio de 2002, ya que la exposición frecuente al amianto, por medio de la inhalación de sus pequeñas fibras, podría ocasionar enfermedades irreversibles, como la asbestosis y el cáncer de pulmón. Al 2010, la mayoría de los organismos financiadores multilaterales tenían prohibido su uso.

El fibrocemento es, como su nombre indica, un material conformado por fibras de amianto mezcladas con cemento. El amianto, o asbestos, es un grupo de silicatos fibrosos con unas características físico-químicas y mecánicas importantes, por lo que se ha utilizado ampliamente en materiales de construcción y en canalizaciones.

Por su bajo coste y ligereza, principalmente, fue un material muy utilizado en la conducción de agua potable durante las décadas de los años 60, 70 y 80 del siglo XX, coincidiendo con la época de gran expansión urbanística, por lo que, a pesar que desde el año 2003 ya no se fabrica, siguen en servicio una gran cantidad de metros, siendo en muchas explotaciones el material mayoritario.

El uso de este material ha puesto de manifiesto los siguientes inconvenientes: material poco resistente a las fluctuaciones de presión; un margen amplio de presiones de trabajo y los cambios de presión que ello representa hacen que el material no se adapte a los cambios bruscos de presión que se pueden dar en una curva típica de consumo noche-día, ello conlleva un mayor índice de roturas respecto a otros materiales.

Problemas en cuanto a su reparación, dado que es un material quebradizo, siendo aconsejable eliminar todo el tubo en lugar de reparar únicamente la zona dañada, por lo que la reparación es más aparatosa y costosa.

Problemas de manipulación por ser un material peligroso y nocivo para la salud, cuya manipulación y eliminación está regulada.

Problemas de adaptación de los acoplamientos de reparación dada la diferencia de diámetros exteriores y, por tanto, encarecimiento de las reparaciones en cuanto se hace necesaria la utilización de acoplamientos multidiámetro.

2.2.2.6 Tubos de Gres

Los tubos de gres, sobre todo los vitrificados, son muy resistentes a la abrasión, y al ataque de muchas sustancias químicas.

Los tramos de tubos son cortos, y generalmente no superan una longitud de un metro, lo que incrementa el número de uniones y, consecuentemente, aumenta el peligro de fugas.

2.2.2.7 Tubos de materiales plásticos.

Son cañerías que se pueden utilizar en los hogares, y sirve para suministrar o drenar fluidos, como son los desechos de todo tipo y agua, también como tubería de ventilación.

Entre los diferentes tipos de tubería de plástico, se encuentran las que han sido manufacturadas con PVC, y son utilizadas para suministrar y drenar agua.

Como son de un material inflamable no son aptas para contener líquidos que se demuestran con temperaturas muy altas.

La diversidad de usos que puedes dar a este tipo de tubería es amplia, porque su diámetro es similar al de las tuberías de cobre.

2.2.2.8 Proceso de estirado de tubos.

El proceso de estirado de tubos se usa para reducir el tamaño o espesor de la pared de tubos sin costura y caños, después que se ha producido el tubo inicial por medio de alguna otra operación como extrusión u otro método de conformado. El estirado del tubo se puede llevar a cabo con o sin mandril. (Ver Figuras 11 y 12).

El problema del método de estirado de tubos sin mandril, es que no se puede tener control del diámetro interno del tubo, y sobre él espesor de este.

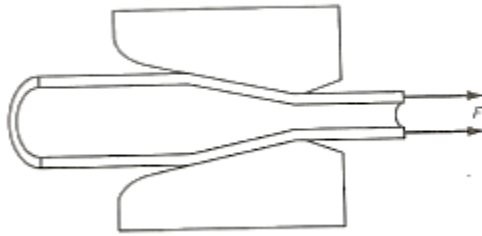


Figura 11 Estirado de tubos sin mandril.

Fuente: Groover M. (2.007)

Las limitaciones prácticas sobre la longitud de la barra de soporte en este método se restringen la longitud de los tubos que pueden estirarse.

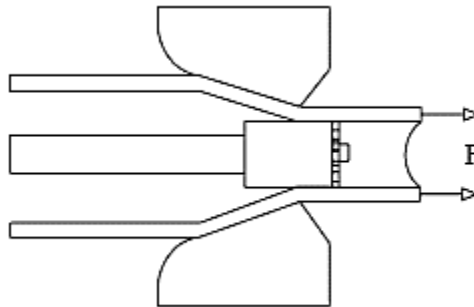


Figura 12 Estirado de tubos con mandril.

Fuente: Groover M. (2.007)

Otro método utilizado para el estirado de tubos es el de tapón flotante, tal y como se describe en la Figura 13. La ventaja del método de tapón flotante cuya forma se diseña de manera que se encuentre su posición natural en la zona de reducción del dado, este método evita las limitaciones sobre la longitud de trabajo que presenta el método de mandril fijo.

Actualmente el proceso que se lleva a cabo en TUBO AUTO C.A, es el estirado de tubos con mandril, es por ello que a la hora de realizar el estirado de un tipo de tubo en específico (80 mm), la tolerancia entre el mandril y el diámetro inicial del tubo es casi despreciable (el orden de $\frac{1}{2}$ mm), es por ello que se debe realizar un proceso de biselado interno al tubo, para así lograr pasar el mandril a través de este sin ningún problema.

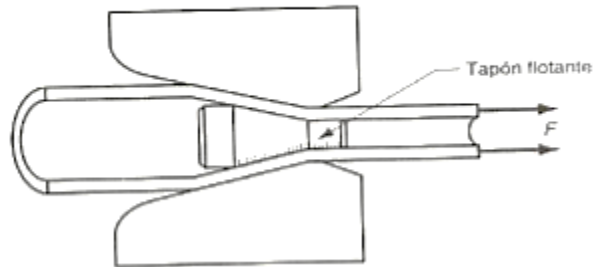


Figura 13 Estirado de tubos con tapón flotante.
Fuente: Groover M. (2.007)

2.2.3 Lubricación del tubo a estirar.

El proceso de lubricación del tubo que se lleva a cabo está conformado de la siguiente manera:

1. Desengrasado: En este proceso se aplica un producto limpiador denominado VR6390-15 con las siguientes características:

Parámetros	Valor especificado
Alcalinidad activa	6 - 12 (ml)
Temperatura	40 - 80 (°C)
Eficiencia	50 - 100 (%)
Tiempo de inmersión	3 - 10 (min)

Figura 14 Parámetros del químico de desengrasado de tubos
Fuente: TUBOAUTO, C.A. (2.019)

2. Enjuague: Luego de realizada la operación anterior, los tubos se enjuagan con agua, la cual tiene las condiciones de temperatura entre (60 - 70) °C y un pH de 7 - 9.
3. Decapado: Esta operación consiste en sumergir los tubos en ácido clorhídrico en una concentración de (5 - 10) %; y una concentración máxima de 10 % de hierro.
4. Enjuague 2 y 3: Nuevamente se realizan dos enjuagues adicionales con un pH entre 5 - 7.
5. Fosfatado: Se sumergen los tubos en una solución llamada Granodraw, con la siguiente composición química tal y como se muestra en la figura 15.

Acidez total	26 - 32 (ml)
Acidez libre	4,5 6,5 (ml)
Acelerador	1,5 2,5 (ml)
Temperatura	60 70 (°C)
A_{total}/A_{libre}	5 - 9
Tiempo de inmersión	3 - 10 (min)

Figura 15 Propiedades del tratamiento químico de fosfatado
Fuente: TUBOAUTO, C.A. (2.019)

6. Enjuague 4: De nuevo se realiza un enjuague adicional con un pH entre 5 y 7.
7. Neutralizante: Se sumergen en los tubos en una sustancia llamada Parcolane 21-A, con una alcalinidad de 6 - 8 (ml) y un tiempo de inmersión de 1 - 2 min.
8. Grasa: Se realiza el engrasado del tubo con Kelkolube 1.26; con las características mostradas en la figura 16.

Sólidos grasos totales	6 - 8 (ml)
Temperatura	72 - 77 (°C)

Figura 16 Propiedades del tratamiento químico de fosfatado.
Fuente: TUBOAUTO, C.A. (2.019)

2.2.4 Método de biselado.

Este método consiste en realizar un corte oblicuo en el borde o en la extremidad de una lámina o plancha, como en el filo de una herramienta. Las variables que intervienen en este proceso son el ángulo de corte, profundidad de corte, avance de la herramienta de corte y material de corte.

En este proceso influyen ciertas variables, como lo son el material a biselar, la velocidad de corte de la herramienta, la profundidad de corte, el avance de la herramienta entre otros factores que influyen.

2.2.5 Fuerza de corte.

Según Pereira, J (2004): “La fuerza de corte en una operación de mecanizado depende básicamente de la resistencia al corte de la viruta que se está cortando, el estudio de la formación de la viruta y el cálculo de la fuerza de corte puede hacerse introduciendo un parámetro denominado presión específica de corte K_s ” (p.111).

$$K_s = \frac{F_c}{A_c} \quad \text{Ec. 3}$$

El cálculo de estas fuerzas se realizara considerando que K_s es función de:

- Las características del material de trabajo.
- El material y la geometría de la herramienta.
- La profundidad de pasada y el avance de la herramienta.

2.2.6 Modelos teóricos para calcular fuerzas de corte

Ø Fuerza de corte mediante el método de presión específica de corte.

De la Ec 3 se tiene:

$$F_c = K_s \cdot A_c \cdot K_s \cdot f \cdot d \quad \text{Ec. 4}$$

De aquí se tiene que:

K_s : Presión específica de corte $\left(\frac{Kg}{mm^2}\right)$

f : Avance (mm/rev).

d : Profundidad de corte (mm).

F_c : Fuerza de corte (Kg).

En la figura 17 se muestran valores típicos de la presión específica K_s .

Material	Avance (mm/rev)			
	0,1	0,2	0,3	0,4
Aceros 50 – 60 $\frac{Kg}{mm^2}$	400	290	120	112
Aceros 60 – 70 $\frac{Kg}{mm^2}$	420	300	220	156
Aceros 70 – 85 $\frac{Kg}{mm^2}$	440	315	230	164
Aceros 85 – 100 $\frac{Kg}{mm^2}$	460	330	240	172
Aceros inoxidable	520	375	270	192

Figura 17 Presión específica de corte K_s $\left(\frac{Kg}{mm^2}\right)$ para maquinados

Fuente: Pereira J/ (2.004)

Ø Fuerza de corte mediante el método de Kronenberg.

$$F_c = K_{so} \left(\frac{G}{5}\right)^h A^{1-g} \quad \text{Ec. 5}$$

Donde:

F_c : Fuerza de corte (Kg)

K_{so} : Presión específica de corte $\left(\frac{Kg}{mm^2}\right)$ de la Tabla 5.

$G = \frac{d}{f}$ (Adimensional)

d : Profundidad de corte (mm).

f : Avance (mm)

$A = f \cdot d$ (mm^2)

Los exponentes g y h dependen del material de trabajo. A continuación, se presenta la figura 18 con los valores para algunos aceros:

Material	HB	g	h	$K_{so} (kg/mm^2)$
SAE 1020	160	0,1	0,1	235
SAE 1035	174	0,1	0,1	242
SAE 1045	187	0,1	0,1	257
SAE 1050	201	0,1	0,1	269
SAE 1060	217	0,1	0,1	294

Figura 18 Presión específica de corte $K_s \left(\frac{Kg}{mm^2} \right)$ para el método de Kronenberg.
Fuente: Pereira J. (2.004)

Ø Fuerza de corte mediante el método analítico de Datsko.

Mediante este método la fuerza de corte es igual a:

$$F_c = 3,5S_u f d \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

F_c : Fuerza de corte (lb)

S_u : Resistencia máxima a la tracción (lb/pulg²)

f : Avance (Pulg/rev)

d : Profundidad de corte (pulg).

2.2.7 Consideraciones de diseño para elementos de máquinas.

A veces la resistencia de un elemento en un sistema es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento. En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión consideración de diseño se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema. Generalmente se tienen que tomar en cuenta varios de estos factores en un caso de diseño determinado.

Según Budynas R. y Nisbett J. (2.008) algunos de los más importantes son los que se observan en la figura 18.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

2.2.8 Normas y códigos.

Es necesario que todo diseño mecánico cumpla con las normas establecidas dentro de la rama de diseño. Ello mejora la calidad del producto a realizar y brinda seguridad a los usuarios. Para el diseño se empleará la soldadura, por lo que se requiere el cálculo del cordón de soldadura, así como los materiales de unión. Este procedimiento está estandarizado por:

AWS: American Welding Society

La Sociedad Americana de Soldadura, fue fundada en 1919 como una organización multifacética con el objetivo de avanzar en la ciencia, tecnología y aplicación de la soldadura en las disciplinas relacionadas con la unión. Desde la fábrica hasta la construcción de rascacielos, hasta armamento militar y productos para el hogar, AWS apoya a la educación de la soldadura y el desarrollo tecnológico para garantizar una competitiva forma de vida para los estadounidenses.

La AWS ha establecido normas para estandarizar y regular los procedimientos de soldadura, esto es:

- -Materiales empleados.
- -Cálculo de cordones de soldadura (ángulo de contacto, espaciado entre puntos, esfuerzos, fatigas, entre otros).
- -Procedimientos empleados.

Ahora bien, para el diseño mecánico, la resistencia de las piezas, las uniones y los elementos de máquina, se deben emplear los estándares basados en:

ASME: American Society of Mechanical Engineers

ASME ayuda a la comunidad global de la ingeniería a desarrollar soluciones a los desafíos del mundo real. Fundada en 1880 como la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, ASME es una organización profesional sin fines de lucro que permite la colaboración, intercambio de conocimientos y desarrollo de habilidades en todas las

disciplinas de ingeniería, así como fomentar el papel esencial del ingeniero en la sociedad. Los códigos ASME y las normas, publicaciones, conferencias, educación continua y programas de desarrollo profesional constituyen una base para avanzar en los conocimientos técnicos y un mundo más seguro.

ASME ofrece múltiples códigos y estándares para las áreas de mecánica e ingenierías multidisciplinarias, desarrollando códigos, normas y programas de evaluación universales, por los productos y servicios relacionados para el beneficio de la humanidad.

1. Resistencia.	13. Ruido.
2. Confiabilidad.	14. Fabricación.
3. Propiedades térmicas.	15. Forma.
4. Corrosión.	16. Tamaño.
5. Desgaste.	17. Flexibilidad.
6. Fricción (o rozamiento)	18. Control.
7. Mano de obra empleada	19. Rigidez.
8. Utilidad.	20. Acabado de superficies.
9. Costo.	21. Lubricación.
10. Seguridad.	22. Mantenimiento.
11. Peso.	23. Volumen.
12. Duración.	24. Responsabilidad legal

Figura 19 Factores que deben tomarse en cuenta durante el diseño

ANSI: American National Standards Institute

Fundada en 1918, El Instituto Nacional de Normalización Estadounidense (ANSI por su sigla en inglés) es una organización privada sin fines lucrativos que administra y coordina

la normalización voluntaria y las actividades relacionadas a la evaluación de conformidad en los Estados Unidos.

La misión del Instituto es mejorar tanto la competitividad mundial de las empresas estadounidenses, así como la calidad de vida estadounidense, promoviendo y facilitando normas voluntarias de consenso y sistemas de evaluación de conformidad, y protegiendo su integridad.

ASTM: American Society for Testing and Materials

ASTM International es una de las organizaciones de desarrollo de normas internacionales más grande del mundo. En ASTM se reúnen productores, usuarios, consumidores, entre otros, para crear normas consensuales voluntarias. Las normas de ASTM se crean usando un procedimiento que adopta los principios del World Trade Organization Technical Barriers to Trade Agreement (Convenio de obstáculos técnicos al comercio de la Organización Mundial de Comercio). El proceso de creación de normas de ASTM es abierto y transparente; lo que permite que tanto a individuos como gobiernos participen directamente, y como iguales, en una decisión consensual global.

Con el fin de facilitar las contribuciones a nivel mundial, ASTM International utiliza tecnologías en línea que fomentan la participación abierta y el interés por las necesidades de la industria. Entre ellas están los foros de desarrollo de normas por medio de Internet, lo que permite el acceso mundial 24 horas diarias, los 7 días de la semana, votación en línea, actas y plantillas electrónicas, así como los últimos adelantos en los métodos de distribución.

Las normas de ASTM International se usan en investigaciones y proyectos de desarrollo, sistemas de calidad, comprobación y aceptación de productos y transacciones comerciales alrededor del mundo. Son los componentes integrales de las estrategias comerciales competitivas de hoy en día.

2.2.9 Factor de seguridad.

Para minimizar el riesgo de diseño, que surge de la imposibilidad de la certeza total de los resultados por medio de los criterios considerados, se introduce el denominado Factor de Seguridad, el cual se designa por la letra **N**, y se define según la siguiente expresión:

$$N = \frac{\text{Condición de Falla}}{\text{Condición de Trabajo}} > 1,0 \quad \text{Ec. 7}$$

En el diseño, cuando se deba calcular un elemento de máquina, se adoptará entonces un valor de N tanto mayor, cuanto mayor sea la consecuencia de la falla de dicha pieza.

Información	Calidad de la información	Factor
		F1
Datos del material disponibles de pruebas	El material realmente utilizado fue probado	1.3
	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas	5+
		F2
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5+
		F3
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles

Figura 20 Factores de Seguridad

Fuente: Norton R. (1999)

2.2.10 Esfuerzos.

Se producen al aplicar una carga sobre un área de una pieza. Los esfuerzos producen deformación, fatiga, tolerancias, incremento de la temperatura de la pieza, y en el extremo rotura. La ley de Hooke establece que, dentro de ciertos límites, el esfuerzo en un material es directamente proporcional a la deformación que lo produce.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{ó} \quad \tau = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde:

σ : Esfuerzo a compresión o flexión [Pa]

τ : Esfuerzo cortante [Pa]

P : Carga [N]

A : Área transversal [m²]

Ø **Esfuerzos uniformemente distribuidos.**

Son aquellos esfuerzos donde las líneas de acción de los esfuerzos unitarios de la pieza son paralelas. Estos esfuerzos se dividen en tensión pura, compresión pura ó cortante pura.

- **Tensión pura:** Dada una fuerza F que es aplicada por los pasadores en los extremos de una barra, se define que el esfuerzo está uniformemente distribuido a lo largo de la barra si cumple con las siguientes condiciones: La barra sea recta y de material homogéneo. La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección. La sección esté lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio brusco en la sección transversal.
- **Compresión pura:** Consiste en la misma definición que los esfuerzos de tensión pura, pero las fuerzas se orientan en sentido hacia el centroide de la pieza, provocando que se contraiga.
- **Cortante pura:** Las fuerzas son tangenciales a la superficie, generan torque que produce una deformación angular de la pieza.

Ø **Esfuerzos normales por flexión.**

Son esfuerzos generados en una viga homogénea cuando se le aplica un momento flexionante puro. Para el cálculo de flexión en piezas se emplea:

$$\sigma_f = \frac{M_f \times c}{I} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

M_f : Momento flector [N m]

c : Distancia a la fibra más alejada [m]

I : Momento de inercia de la sección perpendicular al plano del radio de giro [m⁴]

σ_f : Esfuerzo de flexión máximo [Pa]

Ø Esfuerzos a compresión en piezas largas (Pandeo por compresión)

Si las piezas son cortas, la falla se presentará cuando la tensión calculada σ es por lo menos igual a la resistencia de fluencia S_y del material con el cual fabricamos el elemento de máquina. Pero igualmente, puede ser importante para efectos de diseño, el comparar el valor de σ con la resistencia última S_u de ese material. De cualquier manera, se puede indicar que la condición de falla no se presentará, si se cumplen las desigualdades que se indican a continuación, en las cuales se ha incluido el factor de seguridad N para cada caso, que sea resistencia de fluencia o última (con los subíndices y o u respectivamente):

$$\sigma < \frac{S_y}{N_y} \quad \text{Ec. 10}$$

$$\sigma < \frac{S_u}{N_u} \quad \text{Ec. 11}$$

Existen elementos de máquina, que no fallan cuando la tensión resultante aplicada se acerca a los valores de resistencia del material, sino mucho antes ¿A qué se debe este comportamiento? El mismo obedece a la existencia de un llamado *equilibrio inestable*. Un ejemplo típico de lo que aquí se dice, son las columnas. No hay que pensar que se refiere únicamente a las columnas de un edificio... Muchos elementos de máquina se comportan como si fueran columnas, sin... serlo. Algunos ejemplos que se pueden citar son: la biela de un motor de combustión interna, el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo del cilindro hidráulico del freno de un vehículo de pasajeros, etc.

La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, ya que la estabilidad elástica solo explica cuando la pieza se endereza, el verdadero problema es explicar cuando la pieza llegará a la “*inestabilidad elástica o geométrica*”, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de P , ¿y qué ocurre? Pues, la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso.

La ecuación de Euler se escribe como sigue:

$$P_{cr} = n \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:

E: Módulo de Elasticidad del material que conforma la pieza [**Pa**]

I: Inercia de la sección transversal de la pieza [**m⁴**]

h: Longitud de la pieza [**m**]

P_{cr}: Carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla [**N**]

n: Es el factor de fijación de extremos.

$$n = \begin{cases} 1 & (\text{extremos libres de girar}) \\ 1/4 & (\text{un extremo empotrado y el otro libre}) \\ 2 & (\text{un extremo empotrado y el otro guiado}) \\ 4 & (\text{ambos extremos empotrados}) \end{cases} \quad \text{Ec. 13}$$

La ecuación o fórmula de Euler no predice la falla en todo el caso, existe otro criterio de diseño en los casos donde Euler no funciona, por su sencillez y por lo adecuadas y predecibles que son sus resultados, la más utilizada es la *fórmula empírica de Johnson*; J.B. Johnson entre 1.908 y 1.910 propuso lo siguiente.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp} \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{n E} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \quad \text{Ec. 14}$$

En la Ec.14, fórmula empírica de Johnson, los parámetros a utilizar son los mismos que los de la Ec. 13, o fórmula de Euler, con la excepción de:

$\frac{h}{R}$: Coeficiente de esbeltez, siendo h la longitud entre articulaciones de la pieza y R radio de giro de la misma, y

S_{ycomp} : Límite de fluencia a compresión del material de la pieza [**Pa**].

La representación de ambos criterios se puede observar en la gráfica de la figura 21.



Figura 21 Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión

Fuente: Tassoni D. (2.006)

La ecuación 14, es una expresión parabólica tangente al punto $\frac{P_{cr}}{A} = S_{y\ comp}$ y a la parábola de Euler en $\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{y\ comp}}{2}$, en donde el valor de la esbeltez para la cual ambos criterios de diseño son válidos, igualando ambas ecuaciones es:

$$\left. \frac{h}{R} \right|_{\text{Limite}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 nE}{S_{y\ comp}}} \quad \text{Ec. 15}$$

La Ec 15 es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto $\frac{P}{A} = \frac{S_{y\ comp}}{2}$, es decir, ambos criterios son válidos.

La parábola de Johnson es válida hasta los valores de esbeltez que igualan la expresión de la Ec.15. Para valores mayores a éste, debe utilizarse la fórmula de Euler. Para valores inferiores a una esbeltez de **20**, se trata de elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

ØPuntales o elementos cortos sometidos a compresión

Una barra corta sometida a compresión pura por una fuerza P que actúa a lo largo del eje centroidal se acortará de acuerdo con la ley de Hooke, hasta que el esfuerzo alcance el límite de elasticidad del material. En este punto se produce una deformación permanente y la utilidad como elemento de máquina quizá llegue a su fin. Si la fuerza P se incrementa aún más, el material adopta una forma como de “barril” o se fractura. Cuando hay excentricidad en la carga, el límite elástico se alcanza con cargas pequeñas.

Un puntal es un elemento corto sometido a compresión, como el de la figura 21. La magnitud del esfuerzo de compresión en la dirección x en el punto B en una sección intermedia es la suma de una componente simple P/A y una componente flexionante Mc/I ; esto es,

$$\sigma_{comp} = \frac{P}{A} + \frac{M c}{I} = \frac{P}{A} + \frac{P e c A}{I A} = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{e c}{R^2} \right) \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

P : Carga aplicada [N]

c : Distancia a la fibra más alejada [m]

e : Excentricidad de la carga [m]

A : Área de la sección transversal [m^2]

I : Es la inercia de la sección transversal de la pieza [m^4].

$R = \sqrt{\frac{I}{A}}$: Radio de giro [m]

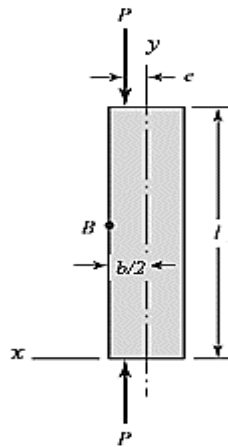


Figura 22 Diagrama de cuerpo libre de un puntal de carga
Fuente: Tassoni D. (2.006)

Ø Esfuerzos por Torsión en elementos de sección circular.

La torsión pura es una acción deformadora, producida por un Momento Torsor Puro (Par de Fuerzas) que actúa en el plano de la sección resistente del elemento de máquina, generando en el mismo tensiones de corte (esta tensión es la tercera de los tipos que pueden presentarse en una pieza, hasta ahora se trató tensiones de compresión y de tracción).

Cualquier vector momento que sea colineal con un eje de un elemento mecánico se llama vector de par de torsión, porque el momento causa que el elemento se tuerza respecto a ese eje. Una barra sometida a un momento de ese tipo se dice que está sometida a torsión. Como se muestra en la figura 23, el par de torsión T que se aplica a una barra se designa dibujando flechas en la superficie de la barra para indicar su dirección o dibujando flechas de vector-par de torsión a lo largo de los ejes de torsión de la barra. Los vectores de par de torsión son las flechas huecas que se muestran en el eje x de la figura 22. Observe que siguen la regla de la mano derecha para vectores. El ángulo de giro, en radianes, de una barra sólida de sección circular se calcula mediante

$$\theta = \frac{T l}{G J} \qquad \text{Ec. 17}$$

Donde:

θ : Ángulo de giro [rad].

T : Torque aplicado [$N \cdot m$]

G : Módulo de rigidez [Pa]

J : Segundo momento polar de área [m^4].

A través de la sección transversal se desarrollan esfuerzos cortantes. Para una barra sólida circular en torsión, estos esfuerzos son proporcionales al radio y están dados por

$$\tau = \frac{T \rho}{J} \quad \text{Ec. 18}$$

Si se designa a r como el radio de la superficie exterior, se tiene

$$\tau = \frac{T r}{J} \quad \text{Ec. 19}$$

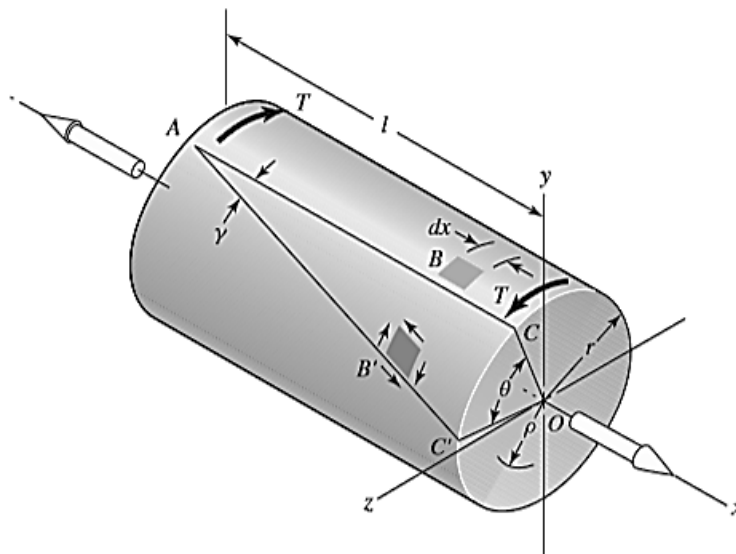


Figura 23 Barra de sección circular sometida a la acción de un Momento torsor

Fuente: Budynas, R. y Nisbett, J. (2.008)

Los supuestos que se aplicaron en el análisis son:

· Sobre la barra actúa un par de torsión puro y las secciones bajo consideración se encuentran alejadas del punto de aplicación de la carga y de un cambio de diámetro.

· Las secciones transversales originalmente planas y paralelas permanecen planas y paralelas después de la torsión, y cualquier línea radial permanece recta.

· El material obedece la ley de Hooke.

Ø **Esfuerzos combinados.**

Cuando un elemento de máquina está sometido a un sistema de cargas simple, el criterio de falla es sumamente fácil de aplicar: cuando una de las tensiones directas, tensiones de tracción \mathbf{s}_{trac} , o de compresión \mathbf{s}_{comp} , o de corte \mathbf{t} , actuando separadamente, es superior a la resistencia a la fluencia del material del cual está fabricada la pieza o el elemento de máquina considerado, se dice que hay falla. Pero cuando éste elemento, está sometido a un estado no simple de tensiones: ¿Cómo predecir su fallo? Uno de estos casos no simples de estados de tensión, se presenta cuando un elemento de máquina está sometido a tensiones de tracción, compresión y corte, simultáneamente en algún punto. ¿Cómo predecir su condición de falla? ¿En cuál condición se presenta esta falla? Para dar respuesta a estas preguntas, se introducen las teorías de falla las cuales son explicaciones, o ensayos de explicaciones, que tratan de señalar cuando y como falla un elemento de máquina.

a) **Tresca: Teoría de Tensión de Corte Máxima.**

Se considera que está es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la *teoría del esfuerzo cortante máximo*, y J.J. Guest en Inglaterra realizó ensayos en el año 1.900, que condujeron a la aceptación de la teoría.

$$\mathbf{t}_1 = \frac{\mathbf{s}_1 - \mathbf{s}_2}{2}, \quad \mathbf{t}_2 = \frac{\mathbf{s}_2 - \mathbf{s}_3}{2}, \quad \mathbf{t}_3 = \frac{\mathbf{s}_1 - \mathbf{s}_3}{2} \quad \text{Ec. 20}$$

Donde: σ_1, σ_2 y σ_3 son los esfuerzos principales en las tres direcciones expresados en Pascales.

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de \mathbf{t}_i (sea ésta $\mathbf{t}_{i,\text{MAX}}$) representados en las expresiones indicadas en (1), se iguala a la mitad del valor de la

resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es

$$\tau_{i \text{ MAX}} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec. 21}$$

La teoría de la tensión de corte máxima, indica igualmente que el límite de fluencia a corte $S_{y_{\text{corte}}}$ de un material es, a lo sumo, igual a la mitad de su límite de fluencia a tracción S_y , esto

$$S_{y_{\text{corte}}} = 0,5 S_y \quad \text{Ec. 22}$$

Esta teoría ofrece buenos resultados en el diseño de elementos de máquina, para cuya fabricación se utilizarán materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y recocidos).

b) Von Mises – Hencky También denominada, *teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión*.

En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su *History of Strength of Materials* McGraw-Hill, Nueva York, 1.953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión o de corte, y por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento, La forma más corrientemente utilizada para expresar la teoría de la energía de distorsión, es

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{Ec. 23}$$

Según esta teoría, cuando el sistema de carga que actúa sobre el elemento de máquina produce tensiones de torsión pura) se obtiene que la falla del material y por ende de la pieza, se inicia cuando se alcanza cuando:

$$\tau = 0,577S_y \quad \text{Ec. 24}$$

Pero el inicio de la falla por torsión pura, no es más que haber alcanzado el límite de fluencia a corte del material de fabricación de la pieza, S_{ycorte} ; es decir que podemos escribir, a partir de la Ec.22, que:

$$S_{ycorte} = 0,577S_y \quad \text{Ec. 25}$$

Si se comparan la Ec. 25, criterio de Von Mises-Hencky, y la Ec. 22, criterio de Tresca, que representan los valores del límite de fluencia a corte, vemos que predicen valores sustancialmente diferentes entre ellas. La diferencia Tresca y von Mises-Hencky es de 15,4%.

Ø Esfuerzos por fatiga

En su gran mayoría, las fallas en los elementos de máquina se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Estas fallas suelen ocurrir a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico de los materiales, es por eso que manejar solo teoría de fallas estáticas como las presentadas hasta los momentos puede ocasionar diseños poco seguros cuando las cargas son dinámicas.

El más conservador de los criterios de diseño es el de Soderberg, el cual puede escribirse como:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_m + \sigma_a \left(\frac{S_y}{S_n} \right) \quad \text{Ec. 26}$$

Donde σ_m se denomina *Tensión Media* (componente constante de la tensión), σ_a se denomina *Amplitud de Tensión* (componente variable de la tensión, responsable de la fatiga).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \text{ y } \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec. 27}$$

Siendo:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo de tracción [Pa]

$\sigma_{m\acute{i}n}$: Esfuerzo mínimo de tracción [Pa]

S_n : Es el límite de fatiga real para un material ferroso [Pa], valor que se obtiene de la ecuación

$$S_n = S_n \prod_{i=1}^n C_i \quad \text{Ec. 28}$$

Siendo:

S_n : Es el límite de fatiga teórico del material [Pa], valor que se encuentra tabulado para cada material.

Cuando no se tienen valores experimentales de S_n se puede utilizar la ecuación siguiente:

$$S_n = 0,5 S_u \quad \text{Ec. 29}$$

Siendo:

S_u : Esfuerzo último o de ruptura del material obtenido en un ensayo de tracción, [Pa].

C_i : Son Factores de corrección de Marin

$i = 1$, $C_1 = C_s$ = factor de corrección por acabado superficial.

$i = 2$, $C_2 = C_d$ = factor de corrección por dimensión de la pieza.

$i = 3$, $C_3 = C_{cf}$ = factor de corrección de confiabilidad funcional.

$i = 4$, $C_4 = C_t$ = factor de corrección por temperatura de trabajo.

$i = 5$, $C_5 = C_a$ = factor de corrección por carga axial.

$i = 6$, $C_6 = C_c$ = factor de corrección por carga de corte.

$i = 7$, $C_7 = C_o$ = otros factores de corrección.

Hasta ahora solo se ha considerado tensiones variables a compresión o tracción; para tensiones de torsión (o de corte), se tiene, según Soderberg:

$$\frac{S_{ycorte}}{N} = \tau_m + \tau_a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{ncorte}} \right) \quad \text{Ec. 30}$$

Donde τ_m se denomina *Tensión Media de corte* (componente constante de la tensión), τ_a se denomina *Amplitud de Tensión de corte* (componente variable de la tensión, responsable de la fatiga).

$$\tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{y} \quad \tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec. 31}$$

Siendo:

$\tau_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo de corte [Pa] y $\tau_{m\acute{i}n}$: Esfuerzo mínimo de corte [Pa].

$$S_{ncorte} = 0,8S_n \quad \text{Ec. 32}$$

Ø Tensiones equivalentes constantes.

Para determinar lo que se conoce como *Tensiones Equivalentes Constantes*, sugerido por Soderberg en la Ec 26 y que no se había hecho notar. Este criterio puede visualizarse en la figura 24, en la misma se señala lo sugerido por Soderberg.

Para determinar las tensiones equivalentes constantes, **Se** se deben calcular las siguientes tensiones:

$S_m(MF)$ = tensión media debido al momento flector.

$S_a(MF)$ = amplitud de tensión debido al momento flector.

$s_m(P)$ = tensión media debido a la carga axial **P**.

$s_a(P)$ = amplitud de tensión debido a la carga axial **P**.

$t_m(MT)$ = tensión media debido al momento torsor.

$t_a(MT)$ = amplitud de tensión debido al momento torsor.

Combinando estas seis variables, y el criterio de Soderberg con los factores de concentración de tensiones resulta

$$\sigma_{e(M_f)} = K_{e(M_f)} \sigma_{m(M_f)} + K_{f(M_f)} \sigma_{a(M_f)} \frac{S_y}{S_n} \quad \text{Ec. 33}$$

$$\sigma_{e(P)} = K_{e(P)}\sigma_{m(P)} + K_{f(P)} \sigma_{a(P)} \frac{S_y}{S_n} \quad \text{Ec. 34}$$

$$\tau_{e(M_T)} = K_{e(M_T)}\tau_{m(M_T)} + K_{f(M_T)} \tau_{a(M_T)} \frac{S_{ycorte}}{S_{ncorte}} \quad \text{Ec. 35}$$

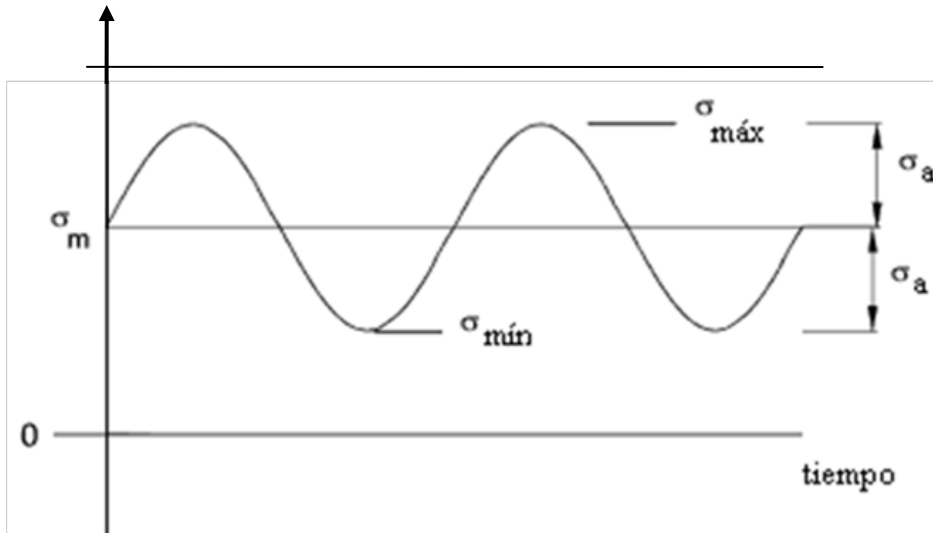


Figura 24 Representación esquemática de la propuesta de Soderberg: sustitución de las tensiones presentes σ_m y σ_a por la tensión equivalente constante σ_e .

Fuente: Tassoni D. (2.006)

$$\sigma_e = \sigma_m + \sigma_a(S_y/S_n) = \sigma_m + \sigma_a(S_y/S_f) \quad \text{Ec. 36}$$

Con las expresiones (33) y (34) se puede escribir

$$\sigma_{e(axial)} = \sigma_{eMF} + \sigma_{eP}$$

Si a estas expresiones (35) y (36), se le aplica lo señalado en la teoría de Von Mises-Hencky, resulta:

$$\frac{s_y}{N} = \sqrt{(\mathbf{s}_{e(axial)})^2 + 3(\tau_{e(M_T)})^2} \quad \text{Ec. 37}$$

2.2.11 Soportes Atornillados.

Sometidos a corte. Un soporte atornillado, como el que se va a considerar en la figura 25, que muestra un soporte atornillado sometido a corte. En este ejemplo, la unión se realiza por medio de cuatro pernos, situados en los vértices de un rectángulo, e identificados por los números del 1 al 4, tal y como se indica en la citada figura. Si suponemos que el soporte es lo suficientemente resistente el efecto directo de la carga P será soportado homogéneamente, por cada uno de los pernos; es decir que, siendo n = número de pernos, sobre cada uno actuará una carga directa, dada por

$$P_i = \frac{P}{n} \quad \text{Ec. 38}$$

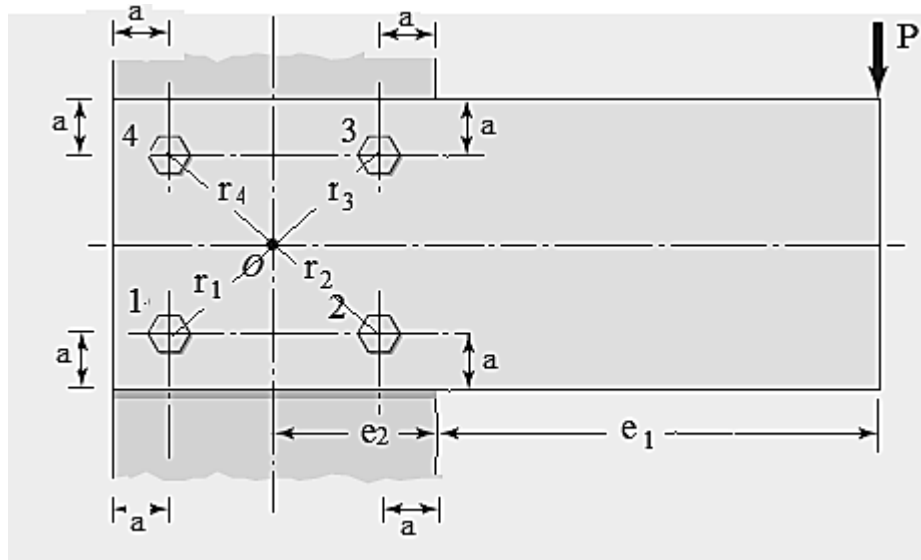


Figura 2514 Soporte atornillado por medio de cuatro pernos, ubicados en los vértices de un rectángulo, sometido a la acción de la carga P indicada.

Fuente: Tassoni D. (2.006)

El efecto secundario, debido a P y a la distancia de su línea de aplicación hasta el centroide o, es soportado por cada uno de los pernos, en función de su posición con respecto

a su centroide de gravedad: más cerca de él, menor será la carga que deberá soportar; mientras más alejado se encuentre el perno, mayor será la carga a la cual se verá sometido. A diferencia de una soldadura, que es mucho más rígida, los medios de unión no permanente permiten que las tensiones se distribuyan más homogéneamente entre ellos, en función, como hemos dicho, de su distancia al centroide de gravedad. Si se designa por \dot{P}_i la carga que, por efecto secundario de P, deberá soportar cada perno (y esta no es más que la reacción que se presenta en cada uno de ellos, y que se opone al efecto secundario), y se toma en cuenta su correspondiente separación al punto o, distancia que se denota r_i para cada uno de ellos, se pueden escribir la siguiente relación general

$$\dot{P}_n = \frac{M r_n}{(r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2)} \quad \text{Ec. 39}$$

De la Ec. 39 se puede determinar la magnitud de la reacción a la carga secundaria, para cada uno de los pernos que conforman la unión no permanente que se está analizando; las direcciones de estas reacciones se conocen: son perpendiculares a cada uno de los r_i .

Sumando vectorialmente las cargas P_n y P'_n representadas en la misma, se puede obtener, para todos los pernos, el valor de las resultantes de dichas cargas. El perno que soporte la mayor carga de ellas, designada por $P_{m\acute{a}x}$, será el que se debe calcular, de la manera acostumbrada: es decir, por medio de la expresión siguiente, la cual dará la magnitud de la tensión de corte, en el perno más esforzado.

$$\tau_{\text{perno máx.carga}} = \frac{P_{m\acute{a}x}}{A} \quad \text{Ec. 40}$$

Dónde: A representa el valor del área de la sección transversal del tornillo que forma parte del perno.

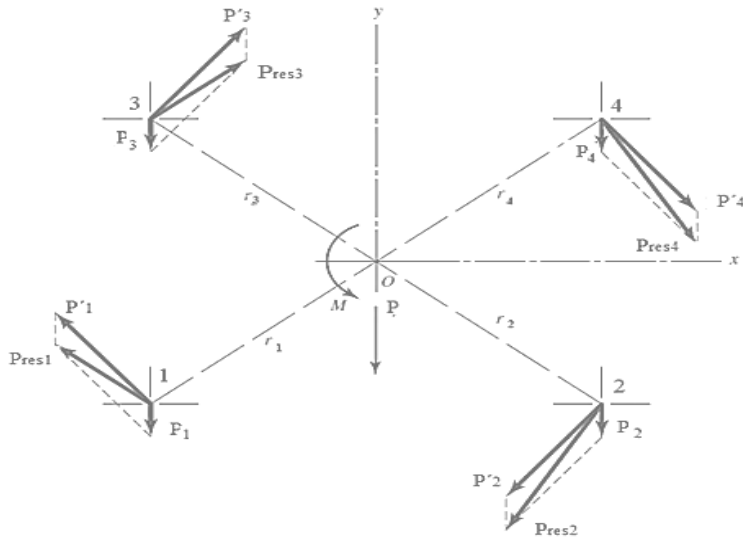


Figura 26 Representación de las cargas actuantes sobre cada uno de los pernos del soporte atornillado de la figura 20.

Fuente: Tassoni D. (2.006)

2.2.12 Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión.

Para las cuñas que transmiten potencia existen dos modos potenciales en que pueden presentarse fallas: corte a lo largo de la interface entre eje y maza y falla por compresión debida a la acción de apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. El análisis para cualquier de los modos en que se presentan fallas requiere de una comprensión de las fuerzas que ejercen acción sobre la cuña. La figura 27 muestra el caso hipotético en el que el torque en el eje genera una fuerza al lado izquierdo de la cuña. A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre el lado derecho del cuñero de la maza.

Así la fuerza de reacción de la maza, de nuevo en la cuña, genera un conjunto de fuerzas opuestas que coloca a la cuña en esfuerzo de corte directo a lo largo de su sección transversal, $W \times L$. La magnitud de la fuerza de corte puede encontrarse a partir de

$$F = \frac{T}{(D/2)} \quad \text{Ec. 41}$$

Así, el esfuerzo de corte es

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{(D/2)(WL)} = \frac{2T}{DWL}$$

Donde:

τ : es el esfuerzo de corte en [MPa]

F: es la fuerza de corte que se muestra en la figura 27, en [N]

T: es el torque aplicado, en [N m]

D: es el diámetro del eje, en [m]

W: es el ancho de la cuña, en [m]

H: es la altura de la cuña, en [m]

L: es la longitud de la cuña, en [m]

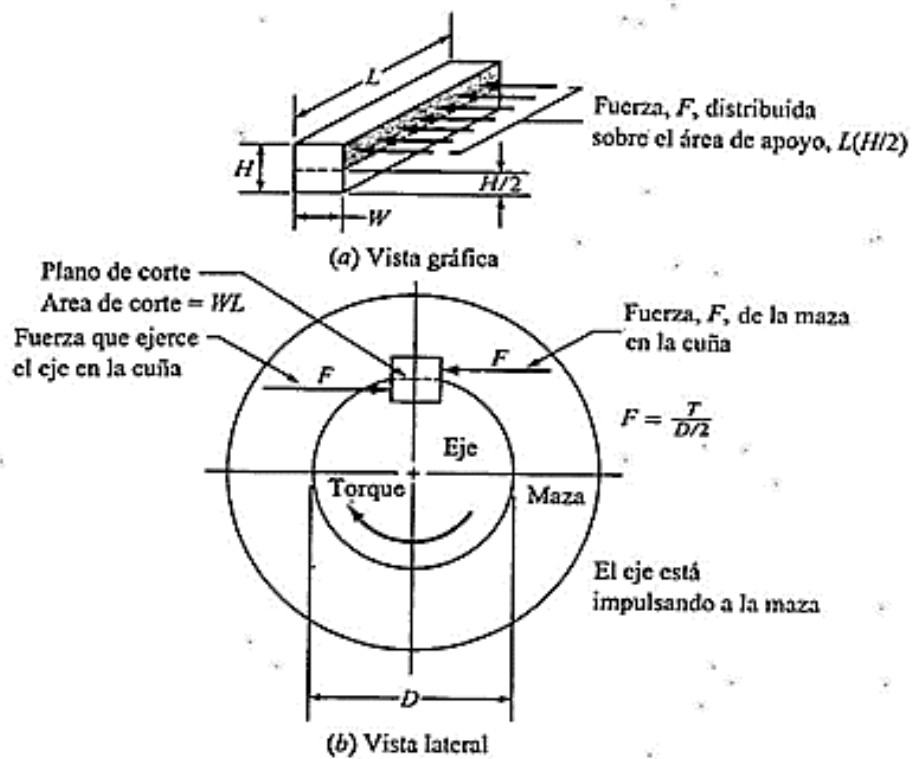


Figura 27 Fuerzas que actúan sobre una cuña.

Fuente: Mott, R. (1.995).

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte, τ_d , es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla de la energía de distorsión, Ec. 22.

Por consiguiente, la longitud que se necesita para la cuña es

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad \text{Ec. 43}$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza. El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas, $L \times (H/2)$. Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja. Si se define una tensión de diseño para compresión como

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. 44}$$

Por lo tanto, la tensión por compresión viene dada por

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{(D/2)(L)(H/2)} = \frac{4T}{DHL} \quad \text{Ec. 45}$$

Permitir que esta tensión o esfuerzo sea igual a la tensión o esfuerzo de compresión ofrece la posibilidad de calcular la longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla,

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH} \quad \text{Ec. 46}$$

2.2.13 Potencia en un proceso de biselado.

La potencia requerida en un proceso de biselado se calcula de la siguiente manera

$$P_{corte} = F_c V \quad \text{Ec. 47}$$

Donde:

F_c : es la fuerza de corte en [N]

V : es la velocidad lineal de corte en [m/s].

La velocidad lineal de una pieza de sección circular en rotación se calcula por

$$V = \frac{\pi d \omega}{60} \quad \text{Ec. 48}$$

Donde:

d : es el diámetro en [mm]

ω : es la velocidad de rotación o velocidad angular en [R.P.M].

2.2.14 Esfuerzos en cilindros presurizados.

Según Budynas, R. y Nisbett, J (2.008), cuando el espesor de la pared de un recipiente cilíndrico a presión se acerca a un vigésimo de su radio o menos, el esfuerzo radial que resulta de la presurización del recipiente es muy pequeño comparado con el esfuerzo tangencial. Bajo estas condiciones, el esfuerzo tangencial se obtiene como sigue: sea p una presión interna ejercida sobre la pared de un cilindro de espesor t y con un diámetro interior d_i . La fuerza que tiende a separar dos mitades de una longitud unitaria del cilindro es pd_i . Dicha fuerza es resistida por el esfuerzo tangencial, también llamado esfuerzo circunferencial, que actúa de manera uniforme sobre el área esforzada. Entonces, se tiene $pd_i = 2t\sigma_t$, o

$$(\sigma_t)_{prom} = \frac{pd_i}{2t} \quad \text{Ec. 49}$$

La Ec. 49 proporciona el esfuerzo tangencial promedio y es válida sin importar el espesor de la pared. Para un recipiente de pared delgada, una aproximación del esfuerzo tangencial mínimo es:

$$(\sigma_t)_{m\acute{a}x} = \frac{p(d_i+t)}{2t} \quad \text{Ec. 50}$$

Donde: $d_i + t$ es el diámetro promedio y t el espesor de pared del tubo.

2.2.15 Tensiones de contacto.

Es necesario conocer el valor de los esfuerzos de contacto que se producen en la superficie del tubo y de la mordaza. Cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí se producen unos estados de esfuerzos triaxial, esto se debe a que el contacto en punto o en línea se transforma en contacto de área y el esfuerzo desarrollado en ambos cuerpos es tridimensional.

La solución de este planteamiento se debe a H. Hertz, posteriormente profundizado por H.R, Thomas y V.A. Hoersch. Véase Budynas, R. y Nisbett, J. (2.008), “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”. (8ava. Ed.) México: McGraw-Hill. El semiancho b se obtiene de la ecuación:

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{P}{L \left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right)} \frac{1}{E_1} \left(\frac{1}{m_1} \right)^2 + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1}{m_2} \right)^2} \quad \text{Ec.51}$$

Dónde: b es semiancho de contacto; P es la carga aplicada; D_i son los diámetros de la curvatura de los cuerpos en contacto; E_i son los módulos de elasticidad del material de fabricación de cada cuerpo en contacto y $\frac{1}{m_i}$ son los números de Poisson de cada material.

La presión máxima de compresión se obtiene usando la ecuación:

$$P_0 = \frac{4P}{\pi b L} \quad S_{y_{comp}} \quad \text{Ec.52}$$

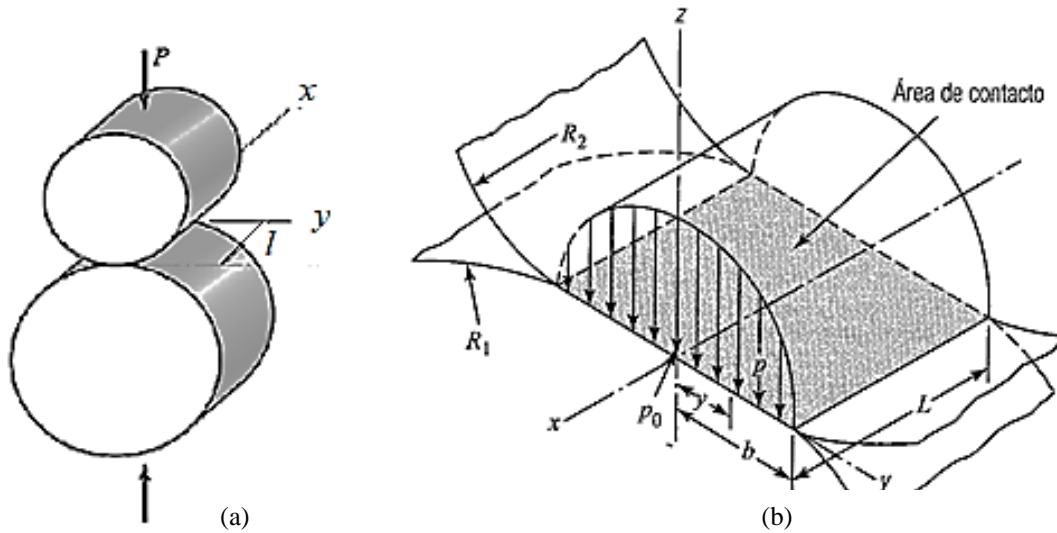


Figura 28 (a) Dos cilindros de diferentes diámetros, en contacto lineal sobre una longitud L (que es la longitud del cilindro más corto, o la de ambos si son de igual longitud); (b) forma y dimensiones del área de contacto lineal de los cilindros de la figura 27-a, además la distribución de presiones que se generan bajo la acción de la carga P ; presión máxima P_0 .

Fuente: Tassoni D. (2.006)

Siguiendo la nomenclatura utilizada en la figura 28 se puede decir que el esfuerzo de compresión máximo es:

$$\sigma_{m\acute{a}x(Comp)} = P_0 \quad \text{Ec.53}$$

La máxima tensión de compresión, como ya se indicó, se presenta en el centro del área de contacto y es igual a $\sigma_{m\acute{a}x(Comp)} = P_0$, simultáneamente, a una profundidad igual a $0,3 b$ en el material de cada uno de los cuerpos, se obtiene una tensión de corte máxima igual a

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,3P_0 \quad \text{Ec.54}$$

Al producirse las tensiones expresadas en la Ec. 52 y en la Ec. 53 se hace presente una tensión máxima a tracción, en la superficie de contacto entre los dos elementos

$$\sigma_{m\acute{a}x(tracc)} = 0,133P_0$$

Ec.55

2.2.16 Automatización Industrial

Puede definirse como la utilización de tecnologías y sistemas de control automático que resultan en la operación y control de procesos industriales en forma automática, sin intervención humana significativa, logrando un rendimiento superior al control manual. Estos dispositivos de automatización incluyen PLCs (Controladores Lógicos Programables), PCs, PACs (Controladores de Automatización Programables), etc. y las tecnologías incluyen varios sistemas de comunicación industrial.

La automatización de un nuevo producto requiere de una inversión inicial grande en comparación con el costo unitario del producto, sin embargo, mientras la producción se mantenga constante esta inversión se recuperará, dándole a la empresa una línea de producción con altos índice de ingresos

Objetivos de la automatización

- Mejorar la productividad de la empresa, reduciendo los costes de la producción y mejorando la calidad de la misma.
- Mejorar las condiciones de trabajo del personal, suprimiendo los trabajos penosos e incrementando la seguridad.
- Realizar las operaciones imposibles de controlar intelectual o manualmente.
- Mejorar la disponibilidad de los productos, pudiendo proveer las cantidades necesarias en el momento preciso.
- Simplificar el mantenimiento de forma que el operario no requiera grandes conocimientos para la manipulación del proceso productivo.

Integrar la gestión y producción.

PLC: Programmable Logic Controller ó Controlador lógico programable. Se trata de un dispositivo electrónico, que, tal como su mismo nombre lo indica, se ha diseñado para programar y controlar procesos secuenciales en tiempo real. Por lo general, es posible encontrar este tipo de equipos en ambientes industriales.

Un PLC controla la lógica de funcionamiento de máquinas, plantas y procesos industriales, procesan y reciben señales digitales y analógicas y pueden aplicar estrategias de control.

Los PLC sirven para realizar automatismos, se puede ingresar un programa en su disco de almacenamiento, y con un microprocesador integrado, corre el programa, se tiene que saber que hay infinitudes de tipos de PLC. Los cuales tienen diferentes propiedades, que ayudan a facilitar ciertas tareas para las cuales se los diseñan.

Para que un PLC logre cumplir con su función de controlar, es necesario programarlo con cierta información acerca de los procesos que se quiere secuenciar. Esta información es recibida por captadores, que, gracias al programa lógico interno, logran implementarla a través de los accionadores de la instalación.

Dentro de las funciones que un PLC puede cumplir se encuentran operaciones como las de detección y de mando, en las que se elaboran y envían datos de acción a los preaccionadores y accionadores. Además, cumplen la importante función de programación, pudiendo introducir, crear y modificar las aplicaciones del programa.

Dentro de las ventajas que estos equipos poseen se encuentra que, gracias a ellos, es posible ahorrar tiempo en la elaboración de proyectos, pudiendo realizar modificaciones sin costos adicionales. Por otra parte, son de tamaño reducido y mantenimiento de bajo costo, además permiten ahorrar dinero en mano de obra y la posibilidad de controlar más de una máquina con el mismo equipo.

2.2.17 Neumática.

La neumática es una de las tecnologías más antiguas de uso industrial, que ha hecho de las líneas productivas campos de germinación de múltiples aplicaciones, que van desde herramientas manuales, como martillos y destornilladores, hasta pesadas prensas y extrusores; desde bombas y válvulas para el suministro de aire de sistemas de movimiento, hasta precisos dosificadores para la industria química y alimenticia. Las tecnologías se comprimen el uso del aire comprimido se ha extendido a múltiples campos de la manufactura

y ensamble, pero paradójicamente la tecnología de compresión de aire en sí misma no mostró una evolución sobresaliente durante sus ya varios siglos de existencia (Deppert, Stoll 1999).

Actuadores.

Un actuador es un dispositivo inherentemente mecánico cuya función es proporcionar fuerza para mover o “actuar” otro dispositivo mecánico. La fuerza que provoca el actuador proviene de tres fuentes posibles: Presión neumática, presión hidráulica, y fuerza motriz eléctrica (motor eléctrico o solenoide). Dependiendo de el origen de la fuerza el actuador se denomina “neumático”, “hidráulico” o “eléctrico”.

Actuadores Neumáticos

Los actuadores neumáticos convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico generando un movimiento lineal mediante servomotores de diafragma o cilindros, o bien un movimiento giratorio con motores neumático.

Los cilindros neumáticos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados.

Entre los mismos se encuentran los cilindros de simple y doble efecto, el cilindro tándem, el de multiposición, el cilindro neumático guiado, el cilindro sin vástago y el cilindro neumático de impacto

2.3 Definición de Términos

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de Investigación

Según Balestrini (2002)

Los proyectos factibles son aquellos proyectos o investigaciones que proponen la formulación de modelos, sistemas entre otros, que dan soluciones a una realidad o problemática real planteada, la cual fue sometida con anterioridad o estudios de las necesidades a satisfacer (página 9).

Un proyecto factible o investigación proyectiva de acuerdo con Hurtado (2008),

Consiste en la elaboración de una propuesta, un plan, un programa o un modelo, como solución a un problema o necesidad de tipo práctico, ya sea de un grupo social, o de una institución, o de una región geográfica, en un área particular del conocimiento, a partir de un diagnóstico preciso de las necesidades del momento, los procesos explicativos o generadores involucrados y de las tendencias futuras, es decir, con base en los resultados de un proceso investigativo (página 47).

En el mismo orden de ideas se puede señalar, que la investigación es un proyecto factible, por cuanto consiste en elaborar el diseño de automatización del proceso de biselado interno de tubos cilíndricos en una empresa productora para el sector automotriz.

3.2 Diseño de la Investigación

Según Fidias G. Arias (2012), define el diseño de la investigación como “la estrategia que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al diseño la investigación se clasifica en: documental, de campo y experimental” (página 27).

Balestrini (2002), indica que las investigaciones de campo “in situ”, se realizan en el propio sitio donde se encuentra el objeto de estudio, ello permite el conocimiento más a fondo del problema objeto de estudio (página 28).

De este modo se indica que este trabajo de grado se enmarca en un diseño de campo, debido a que los datos son recolectados en el sitio donde se encuentra la línea de proceso de fabricación investigada.

Para muchos autores existen muchas maneras de clasificar los tipos de diseños de investigación, según Balestrini (2006)

De manera primaria, en relación al tipo de datos que se deben recolectar, estos se pueden clasificar en diseños de campo y diseños bibliográficos. Sin embargo, es posible situar dentro de los diseños de campo, otra clasificación, los no experimentales, en el cual se ubican los estudios exploratorios, descriptivos, diagnósticos, evaluativos, los causales y los proyectos factibles (página 131).

Para el autor Fidias G. Arias (2012)

La investigación de campo es aquella que consiste en la recolección de datos directamente de los sujetos investigados, o de la realidad donde ocurren los hechos (datos primarios), sin manipular o controlar variable alguna, es decir, el investigador obtiene la información, pero no altera las condiciones existentes. De allí su carácter de investigación no experimental, (página 31).

3.3 Nivel de Investigación

Para Fidias G. Arias (2012)

El nivel de investigación se refiere al grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio” (página 23).

Según el nivel la investigación se clasifica en:

Investigación exploratoria

Investigación descriptiva

Investigación explicativa.

Según Balestrini (2002)

Los proyectos descriptivos, describen con mayor precisión las singularidades de una realidad estudiada, ejemplo: una comunidad, características de un tipo de gestión, la conducta de un individuo o grupo. Estos destacan el contenido de los objetivos y requerimientos de un esquema de investigación con un grado de confiabilidad, (página 8).

En este sentido este trabajo de grado se ubica en la modalidad de proyecto descriptivo, en el cual se evalúa las características actuales del proceso investigado.

3.4 Población y muestra

Tamayo y Tamayo (2003), define población como la totalidad de un fenómeno de estudio, incluye la totalidad de unidades de análisis o entidades de población que integran dicho fenómeno y que debe cuantificarse para un determinado estudio. (Página 176).

Al respecto, Hernández, Fernández y Baptista (2010) describen lo siguiente:

La muestra es, en esencia, un subgrupo de la población. Digamos que es un subconjunto de elementos que pertenecen a ese conjunto definido en sus características al que llamamos población. Con frecuencia leemos y escuchamos hablar de muestra representativa, muestra al azar, muestra aleatoria, como si con los simples términos se pudiera dar más seriedad a los resultados. En realidad, pocas veces es posible medir a toda la población, por lo que obtenemos o seleccionamos una muestra y, desde luego, se pretende que este subconjunto sea un reflejo fiel del conjunto de la población. (Página 175).

En cuanto a este estudio la población y muestra está conformada por los tubos cilíndricos producidos.

3.5 Técnicas e Instrumentos de recolección de datos

Según Hurtado (2010), las técnicas tienen que ver con los procedimientos utilizados para la recolección de datos, es decir el cómo estas pueden ser de revisión documental (página 153). Además, para el mismo autor (2006) la selección de técnicas e instrumentos de recolección de datos implica determinar por cuales medios o procedimientos el investigador obtendrá la información necesaria para alcanzar los objetivos de la investigación (página 164).

Para la recolección de información se usaron como técnicas; la observación directa y revisión documental, estas modalidades fueron las que lograron permitir el análisis, desarrollo y problemática del proceso, para realizar conclusiones.

Según Hurtado (2010), la observación directa constituye un proceso de atención, recopilación, selección y registro de información, para el cual el investigador se apoya en sus sentidos (página 459).

3.6 Fases Metodológicas

Fase I: Evaluar las características actuales del proceso.

A través de información suministrada por el departamento de procesos y de visitas a la planta Tubo Auto CA, se recopilarán todos los datos necesarios para establecer los parámetros que rigen actualmente el proceso de producción. Para tal fin se llevarán a cabo las siguientes actividades:

1. Observación directa del proceso de biselado.
2. Consultas al personal que labora en el área de la biseladora acerca de los problemas que se presentan en el proceso.
3. Documentación bibliográfica acerca de los parámetros que afectan un proceso de biselado y cálculos asociados.
4. Entrevistas de manera informal a los ingenieros de la planta para conocer sus opiniones y propuestas de solución.

Fase II: Realizar el diseño mecánico del sistema de transporte y posicionamiento de tubos cilíndricos en el proceso de biselado.

En esta etapa se procederá a elaborar, en primer lugar, una propuesta acerca del diseño definitivo basado en soluciones técnicas, aportadas por el investigador junto a los ingenieros. Como criterios de selección están: economía, el uso de los recursos existentes en la planta y fácil ejecución del diseño.

Posteriormente, se procederá al diseño de los elementos mecánicos y selección de los dispositivos. Según las diferentes teorías, leyes y demás herramientas de diseño se pretende cubrir en su totalidad los aspectos relacionados con el mismo. Esto incluye el sistema de alimentación y transporte. Se ha levantado la siguiente información:

1. Listado de piezas.
2. Análisis de cargas y esfuerzos en los elementos diseñados.
3. Selección y dimensionamiento de los elementos del sistema basándose en las teorías de diseño existentes.

Fase III: Realizar el diseño mecánico del sistema de sujeción para tubos cilíndricos.

Se procederá al diseño de los elementos mecánicos y selección de los dispositivos. Según las diferentes teorías, leyes y demás herramientas de diseño se pretende cubrir en su totalidad los aspectos relacionados con el mismo. Esto incluye el sistema de sujeción y proceso de biselado. Se ha levantado la siguiente información:

1. Listado de piezas.
2. Análisis de cargas y esfuerzos en los elementos diseñados.
3. Selección y dimensionamiento de los elementos del sistema basándose en las teorías de diseño existentes.

Fase IV: Diseñar el sistema de control para el posicionamiento, sujeción y biselado del tubo.

Esta fase consiste sobre el sistema de control a implementar, este dependerá de la tecnología a utilizar bajo requerimientos de la empresa. Además, se seleccionarán componentes a utilizar tales como: actuadores, válvulas, sensores entre otros; para la propuesta planteada. Esto se logrará mediante las siguientes actividades.

1. Selección de los actuadores según la fuerza y el recorrido a realizar.
2. Elaboración de los diagramas de conexión.
3. Descripción de los elementos usados.

Fase V: Realizar un estudio de factibilidad económica de la implantación del sistema en la empresa.

En esta etapa se elaborará un listado de todos los materiales y equipos necesarios para la implementación del diseño. Se buscarán las cotizaciones de equipos visitando a proveedores o mediante consultas en la web. Esta información se utilizará para determinar los flujos monetarios del proyecto para así evaluar la factibilidad económica del mismo aplicando un modelo básico de rentabilidad.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En los capítulos anteriores se establecieron los parámetros técnicos, teóricos y metodológicos que dan sustento a la realización del proyecto, no obstante, en las siguientes páginas se presentan los resultados obtenidos durante la ejecución de las fases enunciadas anteriormente.

4.1 Evaluar las características actuales del proceso.

En esta fase se evaluó la situación de la línea de biselado interno de tubos cilíndricos por medio de un Diagrama de Ishikawa o Diagrama de las 6´m. (Ver Figura 29).

4.1.1 Mano de obra.

La situación de los operarios, desde que reciben las bobinas de láminas de acero provenientes de SIDOR atraviesa por muchos inconvenientes, a saber:

- Exposición a condiciones sub-estándar.
- Altos niveles de ruido.
- Riesgo de cortaduras.
- Riesgo de pisadura.
- Falta de preparación técnica del operario.
- Distracción por parte del operario al momento de realizar su actividad.
- Tiempo de ocio del operario.

4.1.2 Maquinaria.

Se pudo observar lo siguiente:

- Falta de capacidad para manejar la producción diaria.
- Debido a la falta de mantenimiento y cambio periódico de las mordazas, además del método utilizado para el proceso de biselado de los tubos, la operación es muy lenta.
- Baja disponibilidad del puente grúa, debido a que debe usarse 3 veces en el proceso.
- Existe una holgura entre la mordaza y el tubo.

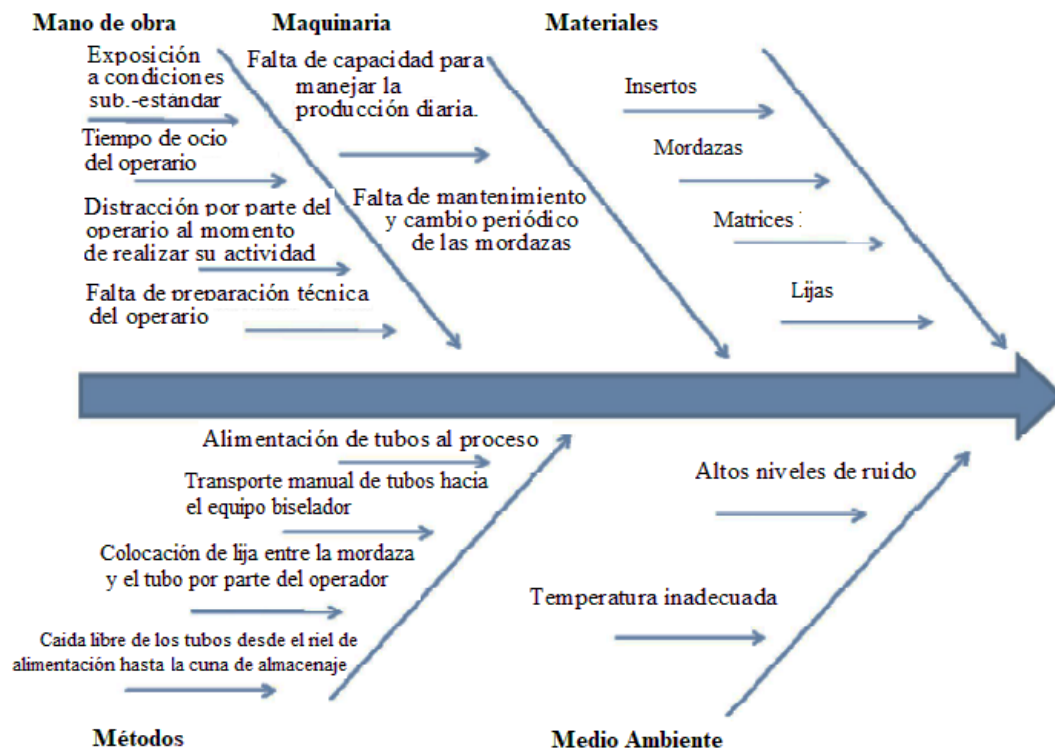


Figura 29 Diagrama espina de pescado o Diagrama de Ishikawa
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

4.1.3 Materiales.

Los materiales utilizados son:

- Insertos, mordazas.
- Matrices.
- Lijas.

4.1.4 Métodos:

- Alimentación de tubos al proceso.
 - Mesa inclinada
 - Uso del puente-grúa.
- Transporte manual de los tubos hacia el equipo biselador.
- Colocación de lija entre la mordaza y el tubo por parte del operador.
- Caída libre de los tubos desde el riel de alimentación hasta la cuna de almacenaje.

4.1.5 Medio ambiente:

- . Altos niveles de ruido.
- . Temperatura inadecuada.

4.1.6 Análisis de las observaciones hechas al evaluar el proceso de biselado.

Mano de obra:

El operario está expuesto a condiciones sub estándares, por estar en un sitio donde hay ruidos que sobrepasan los 85 decibeles, estos ruidos a pesar de que no son permanentes, si son muy recurrentes, y ocurren al dejar caer los tubos desde determinada altura.

Pérdida de tiempo por parte del operario, debido a falta de preparación en técnicas, y herramientas eficientes de cambio de herramientas, además del tiempo de ocio que tiene el operador, ya que esta actividad se realiza de manera intermitente a lo largo de la jornada de trabajo.

Maquinaria:

En el proceso de biselado interno, es necesaria la colocación de pliegos de papel de lija entre la pared interna de las mordazas y el tubo, esto a fin de evitar el deslizamiento entre la mordaza y la tubería. Estas lijas se utilizan con mucha frecuencia (entre 35 y 45 pliegos de lija por cada lote de 45 tubos).

El método de biselado interno que se realiza a los tubos, es de forma manual, lo cual hace que sea una operación lenta, debido a que depende en gran medida del operador, y este, por ser un ser humano, mucho de su estado de ánimo, motivación y un sin número de factores que lo afectan a él, y afectan la productividad del proceso.

Materiales:

Entre los diversos materiales presente en el proceso de biselado interno de tubos cilíndricos, están las mordazas, que, por venir de un proceso de normalizado, y luego ser introducidos en un baño químico, no se encuentran rectos totalmente, dificultando aún más el proceso.

Los insertos de acero rápido utilizados, se deben cambiar con regularidad, esto verificando su filo de manera visual y táctil por parte del operador, el cual siempre lo hace es al momento de realizar el proceso de biselado, disminuyendo así la productividad del proceso. (Ver Figura 30).



Figura 30 Mandril del equipo biselador.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

El exceso de uso de lijas para el proceso, ya que es un gasto extra que debe realizar la empresa, debido a que los tubos, por venir de un proceso químico (fosfatizado) crea lo que se llama en la empresa empastamiento, que no es más que la pérdida de fricción entre las paredes de la mordaza y el tubo.

Las mordazas y matrices con el tiempo, y por el uso, se desgastan aumentando el diámetro interno de ellas, y por ende dificultando el correcto apriete entre ellas.

Métodos:

La alimentación de tubos al proceso, se realiza mediante una mesa inclinada, en la cual se colocan el lote de tubos a biselar, y por efecto de la gravedad van cayendo al carril de transporte, donde se lleva la punta del tubo hasta el biselador, este proceso es ineficiente debido a que las deformidades en el tubo, hacen que este no deslice suavemente, y el operario deba tomarlo con las manos, corriendo el riesgo de cortarse o pisarse los dedos en esta maniobra.

Uso del puente grúa de manera repetitiva, tal que al tubo se le realizan 2 procesos distintos, uno a cada punta, pero esto en la misma estación, que son el punteado (trefilado de un extremo para el posterior trefilado del tubo entero) y el biselado interno por el otro extremo. Por realizarse estas actividades una independiente de la otra, se utiliza el puente grúa dos veces en lugar de una.

El transporte de los tubos en el proceso, se realiza de manera manual, por unos rieles formados con ruedas, para que deslicen sobre ellos hacia el punteado, y hacia el biselado interno.

La colocación de siete pliegos de lija entre el tubo y la mordaza por parte del operador, aumenta los tiempos de la operación y lo pone en riesgo, porque este puede ser atrapado por la mordaza y perder algún dedo o una mano.

Al realizar las operaciones de punteado o biselado, el tubo se deja caer desde el riel hasta una cuna formada por cintas de nylon (ver Figura 31 y 32), lo que ocasiona fuertes ruidos, y crea la posibilidad de lesiones en el operario.



Figura 15 Rodillos y sistemas de expulsión.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Medio ambiente:

El ambiente de la fábrica es altamente ruidoso, existen altos niveles de este (mayores a 85 decibeles) que ocurren por caídas de tubos, choque de un tubo contra otro, así como también el causado por los equipos. La temperatura existente en la planta, que de por si es calurosa por estar ubicada en Venezuela un país tropical y por los hornos y calderas, aumenta aún más, lo que causa fatiga en el personal.



Figura 32 Cuna donde caen los tubos luego de realizada los procesos de punteado y biselado.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

4.2 Realizar el diseño mecánico del sistema de transporte y posicionamiento de tubos cilíndricos en el proceso de biselado.

En esta etapa se procederá a elaborar una propuesta acerca del diseño definitivo basado en soluciones técnicas, aportadas por los investigadores junto a los ingenieros. Como criterios de selección: economía, el uso de los recursos existentes en la planta y fácil ejecución del diseño.

4.2.1 Búsqueda de Soluciones

- Alternativa 1 (A1):

Como primera solución, se plantea el diseño de un anillo de biselado o biseladora orbital, este consta de un rodamiento del diámetro del tubo, dicho rodamiento contiene un primer anillo externo, el cuál cumple función de carcasa al mecanismo automatizado interno, y un segundo anillo interno que girará a través de un riel, en las paredes de la carcasa, dicho anillo tendrá tres hojillas de diamante que serán ajustables y se podrá graduar según el ángulo requerido para el biselado, estas encajaran en el interior del tubo y a medida que el anillo gira estas realizan el proceso, en la siguiente imagen (Figura 33), se podrá observar un ejemplo de dicha biseladora.



**Diametros 3/8" a 90"
Espesores hasta 110 mm**

Figura 33 Biseladora orbital y de la Alternativa 1.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Alternativa 2 (A2):

Como segunda alternativa se plantea el diseño de una mesa automatizada, el cual simplifica dos de los procesos los cuales se llevan a cabo en la empresa, lo cual es punteado y biselado como procesos de producción, en la siguiente imagen se podrá observar un esquema del sistema a diseñar (Figura 34).

Partes

1. Mesa de alimentación.
2. Mesa de transporte y posicionamiento previo al proceso de biselado y punteado.
3. Sistema de expulsión.
4. Mordaza.
5. Ruedas de carga.
6. Biseladora.
7. Punteadora.
8. Cuna de almacenamiento.

Funcionamiento: Una vez alimentada o posicionado el tubo en la mesa de transporte, esta tendrá un sistema automatizado de posicionamiento a través de los rodillos de

transporte los cuales trasladan el tubo hacia la maquina punteadora, para posteriormente moverlo y posicionarlo en la maquina biseladora de diseño propio, una vez terminado este proceso, los tubos una vez acabados la misma mesa a través de un sistema de expulsión, colocara los tubos en una cuna de almacenamiento, para ya ahí ser recogido por el operador, para su posterior empaquetado.

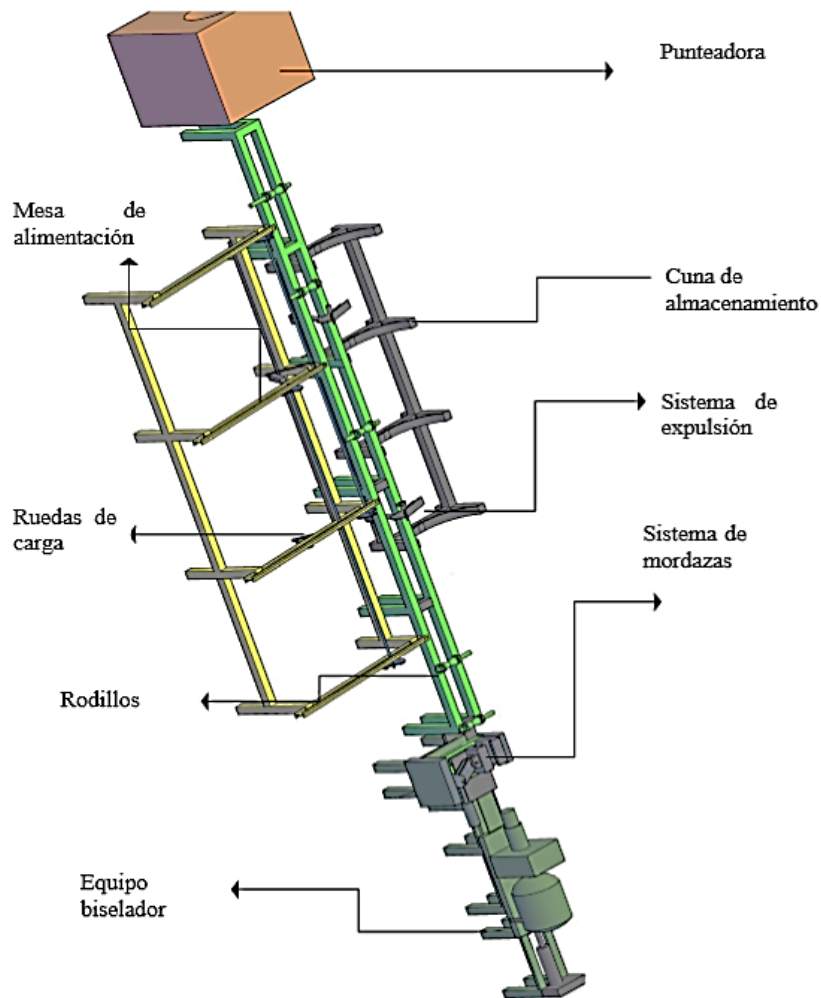


Figura 34 Mecanismo de transmisión y de la Alternativa 2.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Alternativa 3 (A3):

La figura mostrada a continuación es una probable solución fundamentándose en el manejo de materiales a través de cadenas transportadoras, así como también en la automatización de procesos con un alto rango de producción. (Ver figura 35)

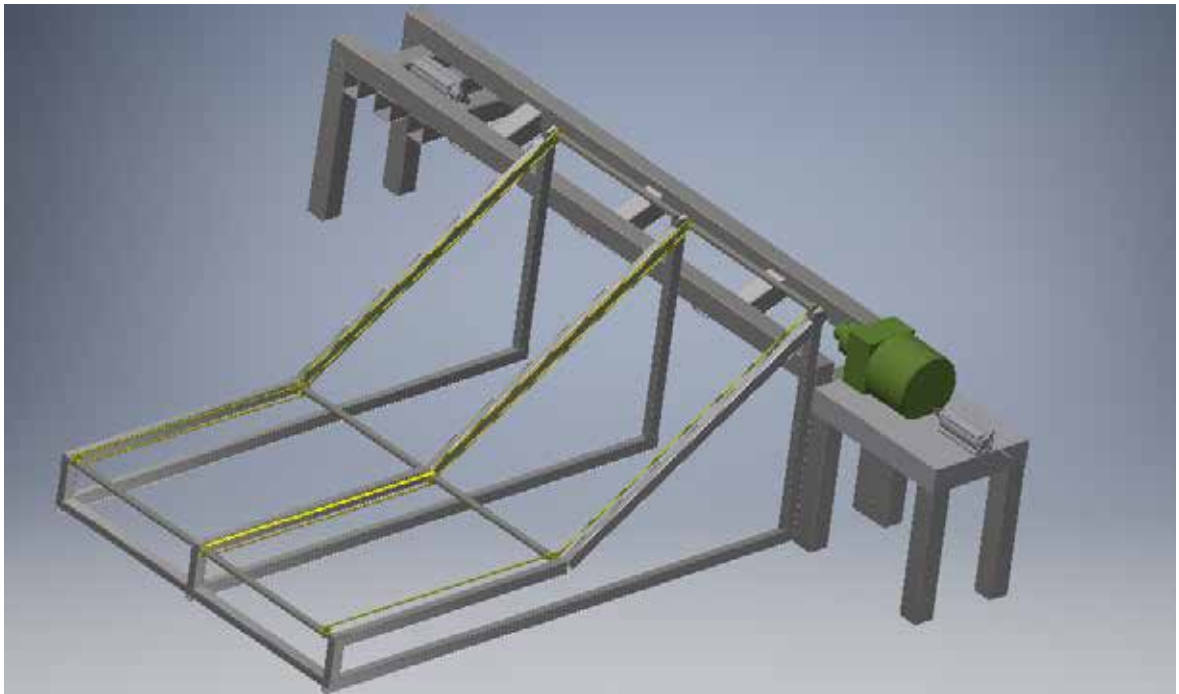


Figura 3516 Mecanismo de transmisión y de la Alternativa 3.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Partes

9. Mesa de alimentación de tubos a través de cadenas transportadoras
10. Mesa de transporte y posicionamiento previo al proceso de biselado
11. Cilindro neumático
12. Mordaza
13. Cilindro neumático
14. Biseladora

15. Cilindro neumático

16. Compuertas de expulsión

Funcionamiento: por medio de la mesa provista de un sistema de cadenas transportadoras se lleva a cabo la alimentación de tubos a la etapa de biselado, en dicha estructura el tubo reposará sobre una serie de compuertas en forma de “V”, posterior a esto será impulsado horizontalmente desde uno de los extremos por un cilindro neumático hasta lograr posicionarlo a las caras de la mordaza. En este punto el equipo biselador acoplado a un mandril de forma cónica es acercado al extremo del tubo a biselar gracias al accionamiento de un cilindro neumático, realizado este proceso y liberado el tubo de las mordazas se procede a la expulsión del mismo, esto llevado a cabo por la apertura de las compuertas donde reposa el tubo.

4.2.1.1 Posibles soluciones.

Una vez planteadas las alternativas de diseño se aplicará la metodología correspondiente a Vélchez N. (2002) para enumerar e identificar cada una de ellas y por consiguiente decidir cuál es la solución que concuerda con las exigencias establecidas para el dispositivo a diseñar. En la Tabla x se muestran las posibles soluciones, esto es, las distintas alternativas de solución.

Tabla 1: Listado de posibles soluciones

PSX	POSIBLE SOLUCIÓN
PS1	Alternativa de solución N° 1
PS2	Alternativa de solución N° 2
PS3	Alternativa de solución N° 3

Fuente: Boscán y Medina. (2019).

4.2.1.2 Aplicación de limitaciones a las probables soluciones

Restricciones

R1: Disponibilidad de partes y tecnología asociada al sistema de control.

R2: Normativas de privacidad empresarial.

R3: Situación económica actual de la empresa.

Tabla 2: Aplicación de las limitaciones a las posibles soluciones

		Probables Soluciones		
		PS1	PS2	PS3
Restricciones	1	No	Si	Si
	2	Si	Si	No
	3	Si	Si	No

Fuente: Boscán y Medina. (2019).

4.2.1.3 Aplicación de criterios a las soluciones

Criterios

C1: Ahorro para la empresa.

C2: Espacio físico disponible.

C3: Ergonomía.

Tabla 3. Ponderación de criterios

	C1	C2	C3	N veces	Pcx
C1				1	2
C2	C1			0	1
C3	C3	C3		2	3
Posición	2do	3ro	1ro		

Fuente: Boscán y Medina. (2019).

Ponderación de soluciones respecto a cada criterio.

A continuación, se hará una ponderación de las soluciones respecto a cada uno de los criterios, los resultados se muestran en la Tablas 7, 8, 9, 10, 11 y 12, que a continuación se detallan.

Tabla 4. Ponderación de soluciones con respecto a criterio 1

C1	S1	S2	S3	N veces	Px1 N
S1				0	2
S2	S2			2	3
S3	S3	S2		1	1
Orden de aceptación	3ro	1ro	2do		

Fuente: Boscán y Medina. (2019).

Tabla 5. Ponderación de soluciones con respecto a criterio 2

C2	S1	S2	S3	N veces	Px2 N
S1				0	2
S2	S1			2	3
S3	S1	S2		1	1
Orden de aceptación	1ro	2do	3ro		

Fuente: Boscán y Medina. (2019).

Tabla 6. Ponderación de soluciones con respecto a criterio 3

C3	S1	S2	S3	N veces	Px3 N
S1				1	2
S2	S2			2	3
S3	S1	S2		0	1
Orden de aceptación	2do	1ro	3ro		

Fuente: Boscán y Medina. (2019).

Tabla 7. Ponderación final para escogencia de la mejor solución.

PCx	Px1	(PCx)(Px1)	Px2	(PCx)(Px2)	Px3	(PCx)(Px3)
2	2	4	3	6	1	2
1	2	2	3	3	1	1
3	2	6	3	9	1	3
		X1=12		X2=18		X3=6

Fuente: Boscan y Medina. (2019).

$$X2 > X1 > X3$$

Una vez realizado el análisis por el método de ponderación de criterios y soluciones, se tiene que la solución S2 obtuvo un mayor puntaje, lo cual indica, que dicha solución se adapta más a los criterios fijados, por lo que se concluye que S2 es la mejor solución.

4.2.2 Cálculo de las estructuras de las mesas del sistema de transporte y el sistema de mordazas.

Ø Viga de apoyo de los tubos.

Se diseñará la mesa de alimentación según las medidas del plano 1 que se encuentra en el Apéndice 1, (ver Figura 36). Para una barra doblemente empotrada como la que soporta los tubos, se tiene que:

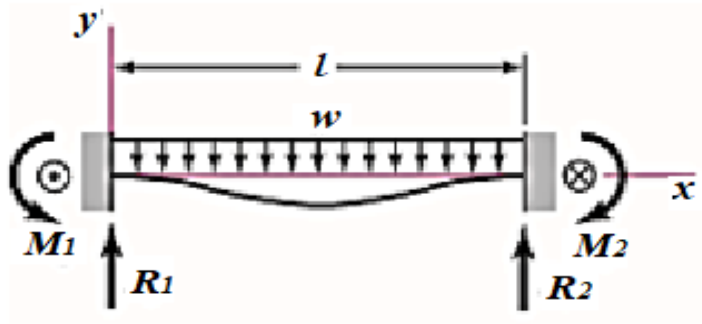


Figura 176 Diagrama de fuerzas que actúan en la barra.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

De las ecuaciones, tomadas del Anexo 1, se tiene que las reacciones y los momentos en los extremos son iguales a:

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

siendo $l = 2,52 \text{ m}$ y como cada tubo pesa $17,2145 \text{ kgf}$

$$w = 45 \text{ tubos} (17,2145 \text{ kgf} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) / 2,52 \text{ m} = 3.015,61 \text{ N/m}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{3.015,61 (2,52)}{2} = 3.799,67 \text{ N}$$

$$M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12} = \frac{3.015,61 (2,52)^2}{2}$$

$$M_1 = M_2 = 1.595,86 \text{ N m}$$

Del mismo apéndice 1 la deformación máxima viene dada por

$$y_{\text{máx}} = \frac{\omega l^4}{384EI}$$

Del Anexo 2 una viga IPN 120 nacional (las hay en la empresa) $I = 3,28 \times 10^{-6} \text{ m}^4$

Del Anexo 3 el módulo de elasticidad de un acero al carbono, como el A-36 de la viga IPN utilizada, es $E = 206,8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, luego:

$$y_{\text{máx}} = \frac{3.015,61 (2,52)^4}{384(206,8 \times 10^9)(3,28 \times 10^{-6})} = 4,669 \times 10^{-6} \text{ m} = 0,004669 \text{ mm}.$$

Utilizando el criterio de máxima deformación permisible, este valor es aproximadamente el límite de flexión detectado por el ojo humano, según Galambos, T. (1.968). Diseño de estructuras de acero con LFRD.

$$\delta_{permisible} = \frac{l}{360} = \frac{2,52 \times 1000}{360} = 7 \text{ mm} > 0,004669.$$

Entonces $y_{m\acute{a}x}$ δ y se puede decir que las barras no se deformaran más de lo permisible debido a su longitud.

Por otra parte, se deben tomar en cuenta los ciclos de trabajo, el número de ciclos a los cuales estarán sometidos los elementos que conforman la solución planteada.

El promedio de tubos que pasa por el proceso de biselado según el departamento de producción de la empresa, es de 50 piezas/hora, y cada pieza será un ciclo de trabajo, debido a que se trabajan 3 turnos por da lo cual da un promedio de 528 horas al mes durante 12 meses al año, y tomando como vida útil de la pieza 10 años se tiene:

$$N_{ciclos} = 50 \frac{ciclos}{mes} \times 528 \frac{mes}{a\tilde{n}o} \times 12 \frac{mes}{a\tilde{n}o} \times 10 \text{ a\tilde{n}os} = 3.168.000 \text{ ciclos}$$

Debido a que el número de ciclos sobrepasa el millón, se deben realizar los cálculos tomando en cuenta que puede haber falla por fatiga.

Se construyen los diagramas de corte y momento de la viga, ver Figura 37 y con los valores máximos y mínimos de los momentos en los extremos y en el centro, esto es, a $\frac{2,52m}{2} = 1,26 \text{ m}$, se tiene:

$$\text{Utilizando la Ec. 9, } \sigma_f = \frac{M_f \times c}{I}$$

Se chequea a fatiga, debido a que el esfuerzo variará a medida que vayan saliendo los tubos de la mesa, el valor de esfuerzo máximo en la viga será con el lote de tubos completo y el esfuerzo mínimo cuando soporte su propio peso, que es igual a:

$$M_{f_{m\acute{i}n}} = 11,10 \frac{kg}{m} \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right) \frac{(2,52)^2}{12} = 57,63 \text{ N m}$$

Luego los esfuerzos máximo y mínimo son:

$$\sigma_{\max} = \frac{1.595,86 \times 0,06}{3,28 \times 10^{-6}} = 29,19 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \sigma_{\min} = \frac{57,63 \times 0,06}{3,28 \times 10^{-6}} = 1,05 \text{ MPa}$$

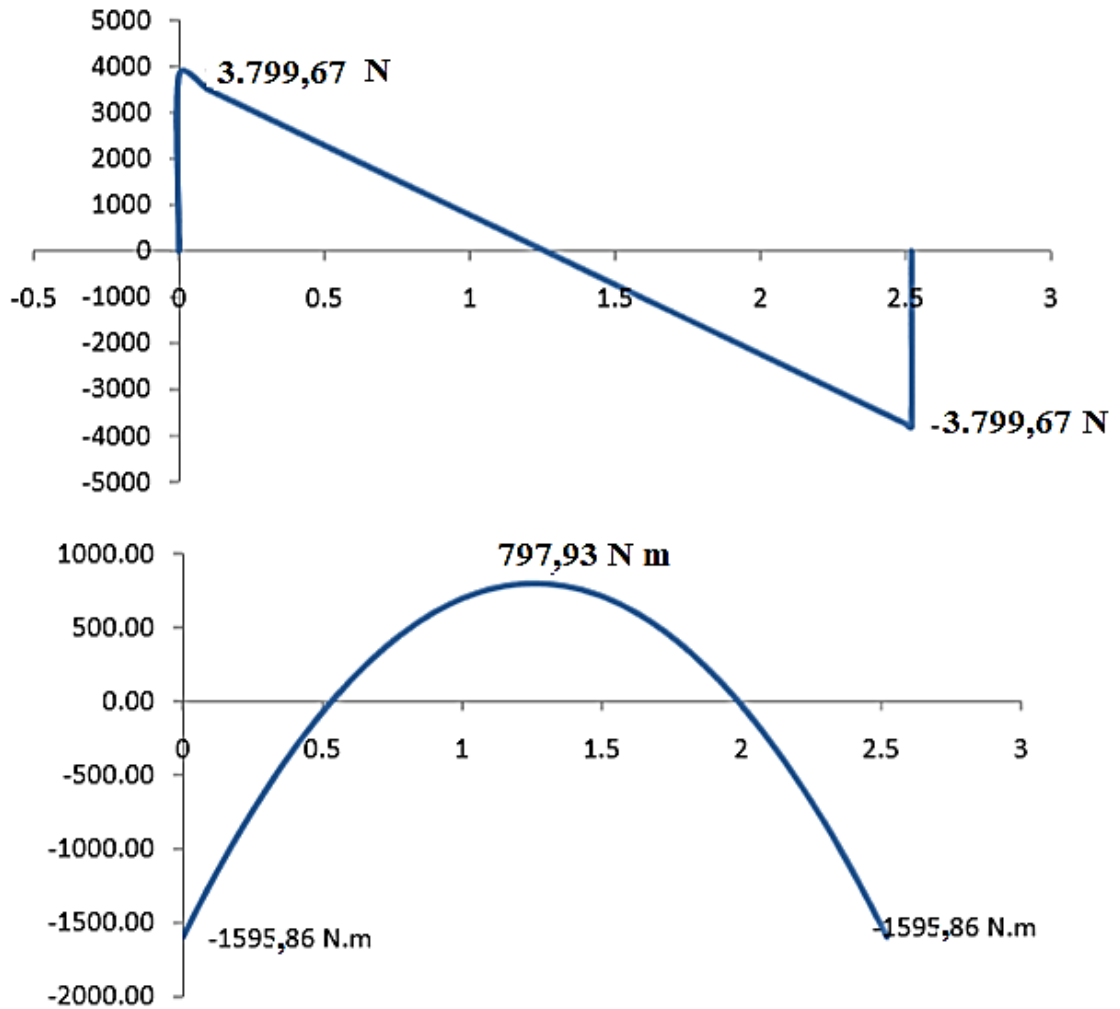


Figura 187 Diagrama de corte y momento en la viga con todo el peso.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Por la Ec. 27, σ_m , Tensión Media (componente constante de la tensión), y σ_a Amplitud de Tensión (componente variable de la tensión, responsable de la fatiga) resultan ser iguales a:

$$\sigma_m = \frac{29,19 + 1,05}{2} = 15,12 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \sigma_a = \frac{29,19 - 1,05}{2} = 14,07 \text{ MPa}$$

Para utilizar el más conservador de los criterios de diseño por fatiga, el criterio de Soderberg, combinado con el de Von Mises-Hencky, se necesita el límite de fatiga real del material. Las propiedades mecánicas un acero A-36 utilizado en vigas, tomadas del Anexo 3, son: $S_y = 245,17 \text{ MPa}$ y $S_u = 402 \text{ MPa}$.

Según la Ec.28 $S_n = S_u \prod_{i=1}^n C_i$ y según la Ec. 29 $S_n = 0,5 S_u$

$$S_n = 0,5 (402) = 201 \text{ MPa} \quad \text{y}$$

$i = 1$, $C_1 = C_s$ = factor de corrección por acabado superficial del Apéndice 3.

$$C_s = 57,7(497)^{-0,718} = 0,67$$

$i = 2$, $C_2 = C_d$ = factor de corrección por dimensión de la pieza.

$$C_d = 1 \text{ (ancho del alma menor a } 12,5 \text{ mm)}$$

$i = 3$, $C_3 = C_{cf}$ = factor de corrección de confiabilidad funcional.

$$C_{cf} = 0,83 \text{ para } 99\% \text{ de confiabilidad}$$

$i = 4$, $C_4 = C_t$ = factor de corrección por temperatura de trabajo.

$$C_t = 1 \text{ (temperatura no muy superior al ambiente)}$$

$i = 5$, $C_5 = C_a$ = factor de corrección por carga axial.

$$C_a = 0,9$$

$i = 6$, $C_6 = C_c$ = factor de corrección por carga de corte.

$$C_c = 0,6$$

$i = 7$, $C_7 = C_o$ = otros factores de corrección.

$$C_o = 1,2 \text{ (Anisotropía de la pieza)}$$

$$S_n = (201) \times 0,67 \times 0,83 \times 0,9 \times 0,6 \times 1,2 = 72,43 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de trabajo a flexión según la Ec 26 es:

$$\sigma_{trabajo} = \sigma_m + \sigma_a \left(\frac{S_y}{S_n} \right) \quad \sigma_{trabajo} = 15,12 + 14,07 \left(\frac{245,17}{72,43} \right)$$

$$\sigma_{trabajo} = 62,75 \text{ MPa.}$$

Considerando que las cargas ejercidas por los tubos también tienen un efecto secundario a corte, y utilizando los datos del Anexo 2:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3.799,67}{1,42 \times 10^{-3}} = 2,68 \text{ MPa}$$

Con la ecuación $R_1 = R_2 = \frac{wl}{2}$, tomadas del Anexo 1, considerando su propio peso,

$$R_1 = R_2 = \frac{11,1(9,81)(2,52)}{2} = 137,2 \text{ N} \quad \tau_{min} = \frac{137,2}{1,42 \times 10^{-3}} = 0,097 \text{ MPa}$$

Considerando la Ec. 31

$$\tau_m = \frac{2,68 + 0,097}{2} = 1,39 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \tau_a = \frac{2,68 \cdot 0,097}{2} = 1,29 \text{ MPa}$$

Con estos valores de τ_m y de τ_a se sustituye en la Ec. 30 y se tiene

$$\tau_{trabajo} = \tau_m + \tau_a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{ncorte}} \right) = 1,39 + 1,29 \left(\frac{0,577 \times 245,17}{0,8 \times 72,43} \right)$$

$$\tau_{trabajo} = 4,54 \text{ MPa}$$

Aplicando Von Misses-Hencky, Ec. 23

$$\frac{245,17}{N} = \sqrt{(62,75)^2 + 3(4,54)^2} = 63,24 \quad N = 3,88.$$

El valor del factor de seguridad es $N = 3,88$ comparado con los valores recomendados para un entorno moderadamente agresivo, choque moderado de la Figura 20, que es de 3, se encuentra entre los límites, pero tomando en cuenta que estas vigas ya las adquirió la planta, representan un gasto menor para el diseño.

Ø Cálculos de las columnas de soporte de la mesa.

En la Figura 38 se pueden observar las cargas actuantes en cada columna que sirve de pata a la mesa. Se calcula la relación de esbeltez y la esbeltez límite para conocer el tipo de columna, para una viga de sección cuadrada de 100 mm x 100 mm (Ver Anexo 2), área $A = 11,32 \text{ cm}^2 (1.132 \text{ mm}^2)$, inercia $I = 175,1 \text{ cm}^4 (1.751.000 \text{ mm}^4)$ con lo que el radio de giro $R = \sqrt{\frac{I}{A}} = 39,30 \text{ mm}$ y la relación de esbeltez $\frac{l}{R} = \frac{500}{39,3} = 12,72 < 20$, se tratan como elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

Considerando que la carga de 3.799,67 N esta aplicada en el centro de la barra de la mesa a 1,26 m de cada columna, se puede suponer como un puntal corto sometido a compresión, donde por la Ec. 16, se tiene que:

$$\sigma_{comp} = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{e c}{R^2} \right)$$

$$\sigma_{comp} = \frac{3.799,67}{1132} \left[1 + \frac{1260 (50)}{(39,3)^2} \right] = 3,36(41,79) = 140,41 \text{ MPa.}$$

La Ec. 10 indica la condición de falla

$$\sigma_{comp} < \frac{S_y}{N} \quad \text{a lo sumo } N = \frac{245,17}{140,41} = 1,75$$

De donde el factor de seguridad $N = 1,75$ indica que está bien el tipo de viga usada en el diseño.

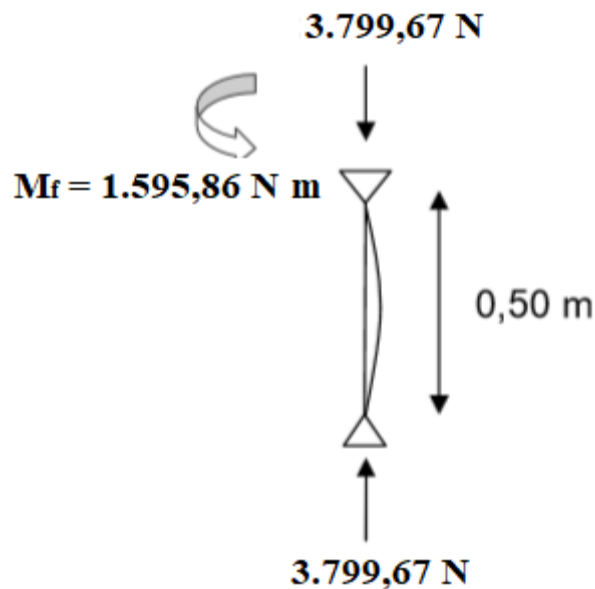


Figura 38 Fuerzas que actúan en la columna de la mesa.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Ø Cálculos de la soldadura.

Para el cálculo de las soldaduras se tomará el punto de unión más crítico que será el perteneciente a la unión de la viga con la columna (Ver Figura 39), ya que en ella se encuentran los valores de esfuerzo y momento críticos de todas las uniones soldadas entre todas las vigas.

Tomando dos cordones de soldadura, uno a cada lado de la columna, se calcula el espesor de la soldadura o longitud de la garganta. Esto tomando en consideración que se usarán electrodos E-8018, con las características que se muestran en el Anexo 5.

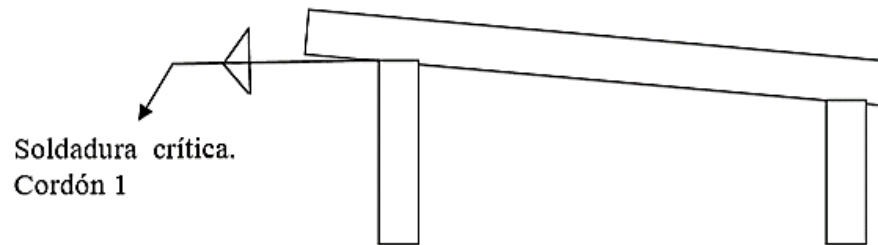


Figura 39 Vista de perfil de la unión soldada entre la mesa y las columnas.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Como las columnas que soportan la mesa son consideradas puntales de carga sometidos a compresión y flexión, la Ec. 16 servirá para los cálculos, considerando el área como área de garganta, (AG), como se muestra en la tabla del Anexo 6 y la inercia de los dos cordones, igualmente del mismo anexo 6; se tiene que según American Welding Society (AWS), el esfuerzo permisible de una soldadura sometida a compresión o flexión es el 60% del límite de fluencia del material del electrodo, en este caso un electrodo E-8018, cuyo límite elástico es de 462 MPa según el Anexo 5.

$$\sigma_{sold} = \frac{P}{AG} + \frac{M c}{I} = \frac{3.799,67}{1, (100)} + \frac{1.595,68(1000)(50)}{\frac{(100)^3}{6}} = 0,6(462)$$

De donde el espesor mínimo de cada cordón de soldadura, entre la viga y la columna para garantizar su unión y soportar la carga para la cual fue diseñada es = 1,8 mm

Ø Mesa base del sistema de transporte.

La empresa actualmente posee una mesa de tubos estructurales de sección cuadrada de 100x100 mm, la cual se seguirá utilizando para el transporte, no se le realizará análisis de esfuerzos debido a que soportará un 3,03% del peso que la mesa diseñada anteriormente. (Ver figura 40 de la mesa y de la cuna de expulsión).

Ø Sistema de fijación de la mesa al piso.

Para realizar la fijación de la mesa al suelo se usaron placas apernadas como se muestra en la Figura 41.

El único esfuerzo al cual están expuestos los pernos es el causado por el momento flector de 1.595,86 N m; el cual actúa en el extremo de la viga que funciona como columna ya que la fuerza actúa directamente en el centroide de la base.

La Ec. 39 toma en consideración el efecto de corte por flexión que ejerce el momento de flexión igual a 1.595,86 N m sobre cada perno de sujeción.

$$\dot{P}_n = \frac{M r_n}{(r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2)}$$

$$\text{con } r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_n = \sqrt{75^2 + 75^2} = 106,07 \text{ mm}$$

$$\dot{P}_n = \frac{M}{4r_n} = \frac{1.595,86}{4(106,07 \times 10^{-3})} = 3.761,34 \text{ N}$$



Figura 40 Vista de la cuna de expulsión y la mesa de transporte.
Fuente: TUBOAUTO (2019)

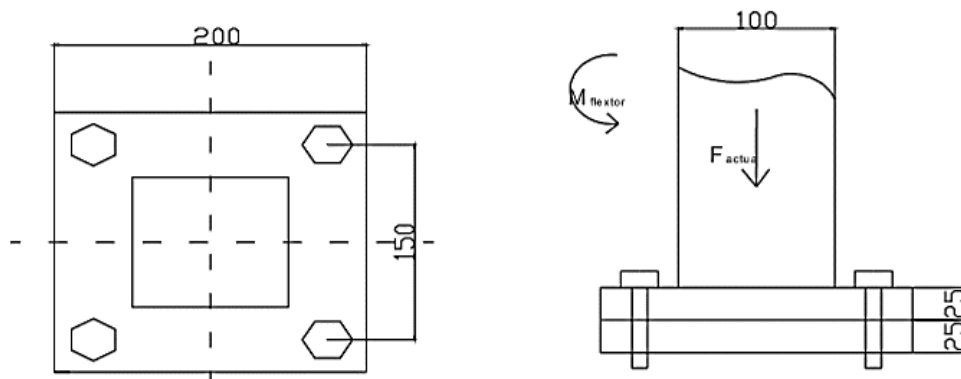


Figura 41 Vista de las bases y los pernos. (Medidas en mm).
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Esta carga de $3.761,34 \text{ N}$ es la carga que actúa sobre carga perno, luego ésta es la carga máxima o designada por $P_{m\acute{a}x}$ que es la carga con la que se deben calcular los pernos, para un perno clase M16 clase 4.6 (los hay en la empresa) con un esfuerzo de fluencia de 240 MPa (Ver Anexo 14) y $A = \frac{\pi}{4} 16^2 = 201 \text{ mm}^2$.

$$\text{Luego por la Ec.40 } \tau_{m\acute{a}x} = \frac{3761,34}{201} = 18,71 \text{ MPa} \quad N = \frac{240}{18,71} = 12,8.$$

Este valor del factor de seguridad se encuentra muy por encima de lo recomendado, pero tomando en cuenta que se encuentran disponibles en el almacén, no representa un gasto mayor su sobredimensionamiento.

4.3. Diseño mecánico del sistema de sujeción para tubos cilíndricos.

4.3.1 Diagrama de fuerzas que actúan sobre la rueda de carga.

La figura 42 muestra un diagrama de cuerpo libre de las ruedas de carga.

Suponiendo que sea el primer tubo que sale del rack:

$$Wl_{tubos} = 33(665,8 \text{ N}) = 21.971,56 \text{ N};$$

$$F_x = 0 \quad Wl_{tubos} \sin 7^\circ \quad R_{Ax} = 0 \quad R_{Ax} = 2.677,66 \text{ N}.$$

$$\sum F_y = 0 \quad W_{tubo} \quad Wl_{tubos} \cos 7^\circ + R_{Ay} = 0 \quad R_{Ay} = 43.779,55 \text{ N}.$$

Donde:

W_{tubo} es el peso total de los tubos sobre cada una de las dos ruedas.

Wl_{tubos} es peso unitario de los tubos 168,87 N.

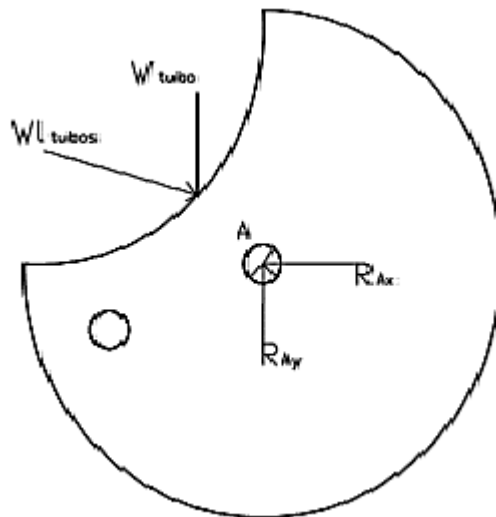


Figura 42 Diagrama de cuerpo libre de la rueda de carga.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

La figura 43 muestra una vista de perfil de la rueda de carga en donde se puede ver la posición inicial del sistema de rueda de carga antes de activar el cilindro neumático, y actuar de la siguiente manera: para alimentar de tubos el sistema, se extenderá el vástago del

cilindro 1.0, haciendo girar el eje y su vez este mover las ruedas de carga, posicionándolas de manera que pasen los tubos a la siguiente etapa.

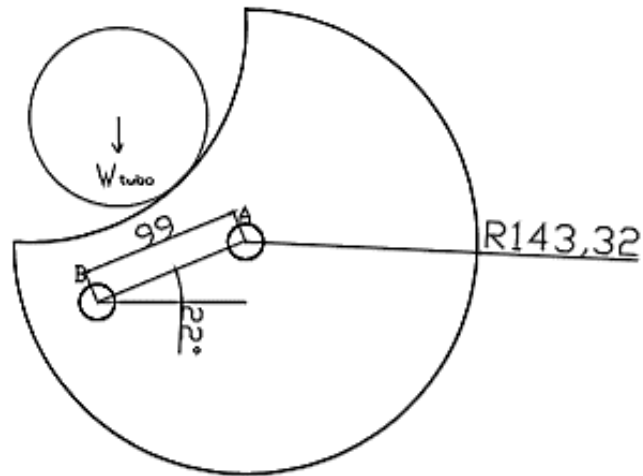


Figura 43 Vista de perfil de la rueda de carga.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Esta será la posición inicial del sistema de rueda de carga antes de activar el cilindro neumático, y actuará de la siguiente manera: para alimentar de tubos el sistema, se extenderá el vástago del cilindro 1.0, haciendo girar el eje y su vez este moverá las ruedas de carga, posicionándolas de manera que pasen los tubos a la siguiente etapa.

4.3.2 Carrera del cilindro.

La rueda de carga debe girar 90° para que el mecanismo expulse un tubo y lo guíe hacia los rieles. La figura 44 muestra un diagrama de la posición del cilindro al girar.

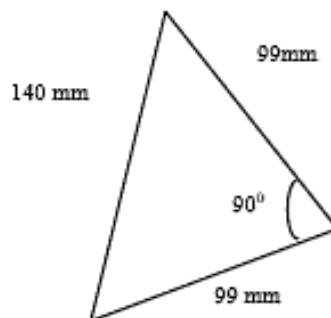


Figura 44 Posición del cilindro al girar.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Para calcular la fuerza ejercida por el cilindro, se hace una sumatoria de momentos alrededor del punto A de la rueda de carga; mostrada en la figura 43.

$$M_A = 0 \quad F_{cilindro\ 1.0}(99\cos 22^\circ) + W_{tubo} (78) \quad Wl_{tubos} (80) = 0$$

$F_{cilindro\ 1.0} = 2.276,03\ N$; en base a esta fuerza se selecciona el cilindro (Apéndice 1)

4.3.3 Cálculo del eje que soportará la rueda de carga.

El eje se encuentra unido a la viga sobre dos unidades de rodamientos quedando el diagrama de fuerzas que actúan sobre él de la forma que se muestra en la Figura 45.

El eje estará sometido a flexión y corte puro en el momento en que solo descansan los tubos sobre la rueda de carga, y estará sometido a flexión, torsión y corte al momento de realizar la alimentación del sistema. De allí se calculan los esfuerzos a los cuales estará sometido el eje.

El material a usar para el diseño del eje será un acero 1050 normalizado a 1.650 °F con un diámetro supuesto de 50,8 mm (2 pulg) y las propiedades tomadas del Anexo 3:

$$S_u = 1124\ MPa, \quad S_y = 807\ MPa \quad y \quad E = 206,8\ GPa.$$

Se considera un diagrama de cuerpo libre para obtener el valor de las reacciones en los apoyos. (Ver Figura 46 y 47).

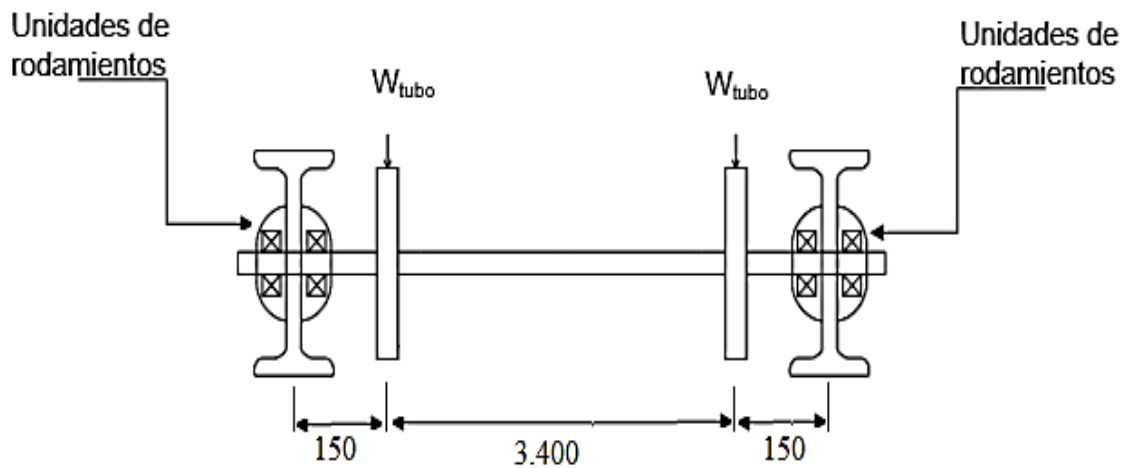


Figura 45 Eje de carga de la rueda.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

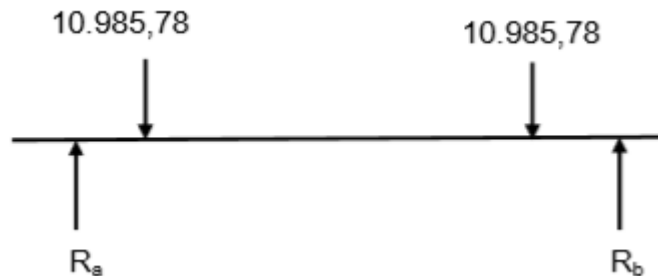


Figura 46 Fuerzas que actúan en el eje de las ruedas de carga.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Como las cargas actuantes son idénticas y simétricas, del Anexo 1 se tiene:

$$R_a = R_b = 10.985,78 \text{ N}$$

$$M_A = M_D = 0$$

$$M_B = M_C = 10.985,78(0,15) = 1.647,87 \text{ N m}$$

$$T = 10.985,78(0,10) = 1.098,58 \text{ N m}$$

Se calcula la deformación o flecha máxima utilizando el Anexo 1 donde:

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa}{24EI} (4a^2 - 3l^2) = \frac{10.985,78(0,15)}{24(206,8 \times 10^9) \frac{\pi}{64} (0,0508)^4} = 1,016 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Utilizando el criterio de máxima deformación permisible, este valor es aproximadamente el límite de flexión detectado por el ojo humano, según Galambos, T. (1.968).

$$\delta_{permisible} = \frac{3700}{360} = 10,28mm > 1,016, \text{ lo cual indica que con este diámetro de}$$

50,8 mm (2 pulg) no se deformara más de lo permitido.

Para calcular elementos a flexión por fatiga según el criterio de Soderberg se tienen las Ecs. 26 y 30 combinadas con la Ec 23, criterio de Von Mises – Hencky, también denominada, *teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión*.

Primero se verá el efecto primario de la carga, que produce corte directo

$$\tau_P = \frac{P}{A} = \frac{10.985,78}{\frac{\pi}{4}(50,8 \times 10^{-3})^2} = 5,42 \text{ MPa.}$$

Corte por momento torsor según la Ec. 19

$$\tau_{MT} = \frac{T r}{J} = \frac{16T}{\pi D^3} = \frac{16(1.098.58)}{\pi(50,8 \times 10^{-3})^3} = 42,69 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de corte resultante viene dado por el Teorema de Pitágoras

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_P^2 + \tau_{MT}^2} = \sqrt{(5,42)^2 + (42,69)^2} = 43,03 \text{ MPa} = \tau_{m\acute{a}x}$$

Luego τ_m *Tensión Media de corte* (componente constante de la tensión) y τ_a *Amplitud de Tensión de corte* (componente variable de la tensión, responsable de la fatiga), resultan iguales al $\tau_m = \tau_a \frac{43,03}{2} = 21,52 \text{ MPa}$.

La tensión debido al momento flector viene dada por la Ec.9

$$\sigma_f = \frac{M_f \times c}{I} = \frac{32M_f}{\pi D^3} = \frac{32(1.647,87)}{\pi(50,8 \times 10^{-3})^3} = 128,04 \text{ MPa} = \sigma_{m\acute{a}x}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{m\acute{i}n} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 0 \text{ y } \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 128,04 \text{ MPa.}$$

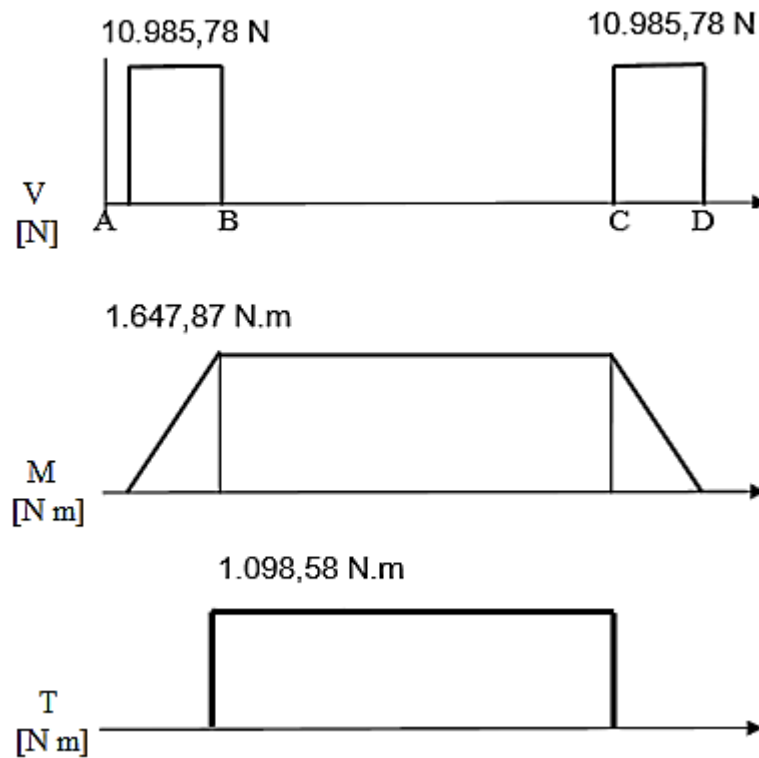


Figura 47 Diagrama de corte y momento en el eje de las ruedas de carga.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

El límite de fatiga real para un material ferroso se obtiene de la Ec. 28 con los valores de C_i del Anexo 4, y es igual a $S_n = S_n \prod_{i=1}^n C_i$.

Con $C_1 = C_d = 0,75$

$$C_2 = C_c = 0,6$$

$$C_3 = C_o = 1,2 \text{ (Anisotropía)}$$

$$S_n = 0,5(1124)(0,75)(0,6)(1,2) = 303,48 \text{ MPa}$$

Por flexión, el esfuerzo equivalente empleando la Ec. 33, sin concentradores porque no hay cambios de sección

$$\sigma_{e(M_f)} = \sigma_m + \sigma_a \left(\frac{S_y}{S_n} \right) = 0 + 128,04 \left(\frac{807}{303,48} \right) = 340,478 \text{ MPa}$$

Luego se verifica la falla por corte con la Ec. 35

$$\tau_{e(M_T)} = K_{e(M_T)} \tau_{m(M_T)} + K_{f(M_T)} \tau_{a(M_T)} \frac{S_{ycorte}}{S_{ncorte}}$$

$$S_{ycorte} = 0,577(807) = 465,64 \text{ MPa}$$

$$S_{ncorte} = 0,8 (201,15) = 160,92 \text{ MPa. (Según la Ec. 32).}$$

$$\tau_{e(M_T)} = 21,52 + 21,52 \left(\frac{465,64}{242,784} \right) = 62,794 \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de Von Misses-Hencky, con la Ec. 37:

$$\frac{807}{N} = \sqrt{(340,478)^2 + 3(62,794)^2} = 357,428 \text{ MPa} \quad N = 2,25$$

Este factor de seguridad se adapta a lo establecido para el tipo de servicio que va a realizar el eje.

4.3.4 Selección del rodamiento para las ruedas de carga y diseño de la chaveta.

La selección de los rodamientos se realiza en base a los aspectos nombrados en el Anexo 8. En base a estos valores se seleccionan 4 rodamientos iguales en el catálogo de la marca SKF, eligiendo una unidad de rodamientos FYJ 2.TR; con soporte SY 2 TR y rodamiento YAR 211-200-2RF; que soporta una carga dinámica de 43,6 kN y una carga estática de 29 kN. (Ver Anexo 8).

Para la chaveta, se tiene que con el torque ejercido en el eje y el radio del eje se calcula la fuerza tangencial que ocurre en la superficie, según la Ec.41,

$$F = \frac{1.098,58}{(D/2)} = \frac{1.098,58}{25,4 \times 10^{-3}} = 43.251,2 \text{ N}$$

Del Anexo 9, para un diámetro de eje comprendido entre $1\frac{3}{4}$ pulg y $2\frac{1}{4}$ pulg se recomienda una chaveta de $1\frac{1}{2}$ pulg de ancho $\frac{3}{8}$ pulg de alto y profundidad del chavetero de $\frac{3}{16}$ pulg.

Por la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{ycorte} = 0,577 S_y = 246,38 \text{ MPa}$$

Por consiguiente, la longitud que se necesita para la cuña es, según la Ec.43:

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} = \frac{2(1.098,58)}{246,38 \times 10^6 (50,8 \times 10^{-3})(0,0127)} = 1,38 \times 10^{-2} \text{ m}$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza.

El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas, $L \times (H/2)$. Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja.

Por lo tanto, la tensión por compresión viene dada por la Ec.44 con un esfuerzo de diseño de

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{427}{1,1} = 308,2 \text{ MPa}$$

Se consideró un factor de seguridad igual a 1,1 porque la chaveta actúa como un fusible mecánico del sistema.

Permitir que esta tensión o esfuerzo sea igual a la tensión o esfuerzo de compresión ofrece la posibilidad de calcular la longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla, según la Ec. 46,

$$L = \frac{4T}{\sigma_d D H} = \frac{4(1.098,58)}{308,2 \times 10^6 (50,8 \times 10^{-3})(0,0095)} = 2,95 \times 10^{-2} \text{ m.}$$

De esto queda que la longitud de la chaveta es de 29,50 mm.

4.3.5 Diseño del sistema de expulsión.

En la Figura 48 se muestra la barra de expulsión de tubos, la cual funciona de la siguiente manera:

La barra se encuentra pivotada en el punto C, el tubo que se encuentra en B será liberado al accionar un cilindro neumático que ejercerá una fuerza en el punto A haciendo que la barra actúe de catapulta y expulse el tubo hacia la cuna que encuentra en un nivel más bajo. Para calcular la fuerza que se debe ejercer en A, se realiza un diagrama de fuerzas de la barra, que se muestra en la Figura 48.

Haciendo sumatoria de momentos en C, queda lo siguiente:

$$M_C = W_t d_{bc} - F_a d_{ac} = 0$$

Donde W_t es el peso total del tubo, F_a es la fuerza mínima que debe ejercer el cilindro neumático para estar en equilibrio, luego:

$$F_a = \frac{665,91(280,17)}{377} = 494,88 \text{ N.}$$

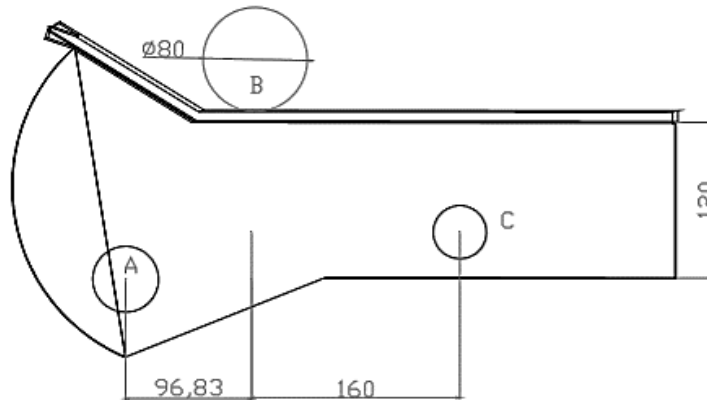


Figura 48: Barra de expulsión.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

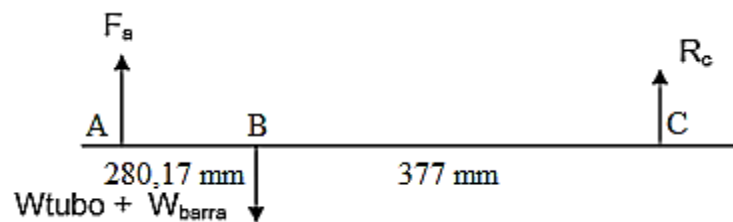


Figura 49 Fuerzas que actúan sobre la barra de expulsión.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Por lo tanto, el diagrama de corte y momento de la barra de expulsión, está dado por las curvas de la Figura 49.

Al accionarse el cilindro la barra girará y el tubo caerá. Para calcular la carrera del cilindro, se toma un Ángulo de giro de la barra de 30°. Se selecciona un cilindro con una fuerza de 1.000 N de manera que se garantice que el tubo salga y caiga hacia la cuna. Ver figuras 50 y 51.

Del anexo 10 la inercia de la barra es igual a $I = \frac{\pi D^4}{64} = 72 \times 10^6 \text{ m}^4$.

Por la Ec. 9, los esfuerzos normales a flexión son:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f \times c}{I} = \frac{47,92(0,06)}{72 \times 10^6} = 0,04 \text{ MPa}$$

Debido a que los esfuerzos a los que estará sometida esta barra son tan pequeños en comparación con las dimensiones que tendrá ($\sigma_{\text{máx}} = 0,04 \text{ MPa}$ y S_y de la barra es de 207

MPa), estas se encontraran sobre diseñadas. Estas barras las tiene la empresa y no es necesario construirlas.

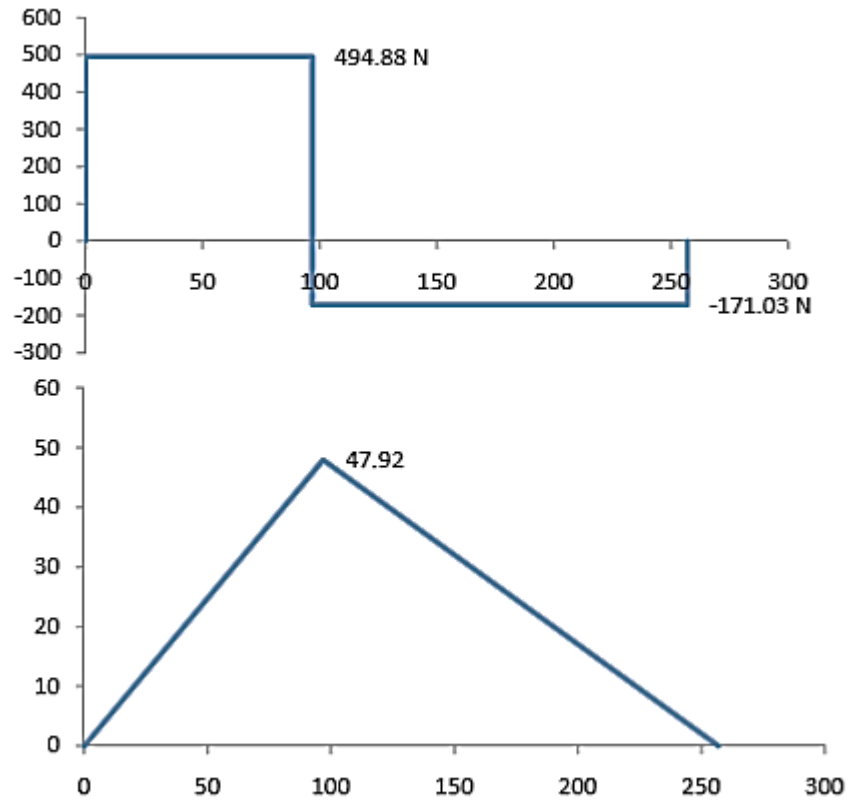


Figura 50 Diagrama de corte y momento de la barra de expulsión.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

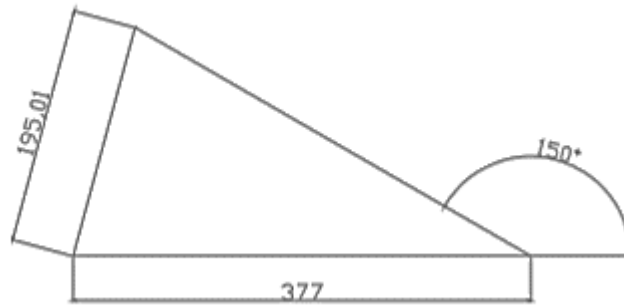


Figura 51 Ángulo de giro de la barra para expulsar los tubos.
Boscán y Medina (2.019)



Figura 52 Barra de expulsión de los tubos.
Fuente: Tubo auto (2019)

4.3.6 Diseño del pasador para el pivote de la barra de expulsión.

Suponiendo que todo el peso del tubo y la barra recaigan sobre el pasador, y considerando fatiga, el pasador está sometido a corte, luego

$$\tau = \frac{W_t + W_{barra}}{A} = \frac{S_{ycorte}}{N} = 207,29 \text{ MPa}$$

Suponiendo que el material del pasador sea igual al de eje de las ruedas de carga, se calcula el diámetro mínimo del pasador:

$$\frac{665,91}{\frac{\pi d^2}{4}} = 207,29 \quad d = \sqrt{\frac{847,86}{207,29}} = 2,02 \text{ mm}$$

El valor es muy pequeño entonces se debe seleccionar un diámetro comercial compatible con las unidades de rodamientos; el valor mínimo de diámetro es 20 mm.

4.3.7 Selección del cilindro neumático.

Con una fuerza de 1.000 N y una carrera de 195 mm, en el catálogo de la empresa FESTO, se selecciona un cilindro neumático modelo DNC-40-200-PPV - 163358, (ver Apéndice 1).

4.3.8 Selección del rodamiento para el sistema de expulsión.

La selección de los rodamientos se realiza en base a los aspectos nombrados en el apéndice 8. En base a estos valores se seleccionan 4 unidades de rodamientos iguales en el catálogo de la marca SKF, eligiendo una unidad de rodamientos FYK 20.TR; con soporte FYK 504 y rodamiento YAR 204-2RF; que soporta una carga dinámica de 12,7 kN y una carga estática de 6,55 kN. (Ver Anexo 8).

4.3.9. Cálculo y diseño de los parámetros del equipo de biselado.

4.3.9.1 Cálculo de la fuerza mediante el método de Kronenberg.

Una variable importante a la hora de realizar el diseño del sistema de biselado, es la fuerza de corte que actúa sobre el tubo. De esta manera se procede a calcular la fuerza de corte presente en el proceso de biselado, mediante el método de Kronenberg, debido a que es un método muy conservador ya que sus resultados son bastante precisos y los errores en el cálculo son muy bajos comparados con la realidad, de la Ec. 4.

Por la Ec. 5

$$F_c = K_{so} \left(\frac{G}{5}\right)^h A^{1-g}$$

F_c : Fuerza de corte (Kg)

K_{so} : Presión específica de corte $\left(\frac{Kg}{mm^2}\right)$ de la Figura 18.

$$G = \frac{d}{f} \text{ (Adimensional)}$$

d : Profundidad de corte (mm).

f : Avance (mm)

$$A = f \cdot d \text{ (mm}^2\text{)}$$

De la Figura 18 para un acero SAE 1045, $K_{so} = 257 \frac{Kg}{mm^2}$, $g = 0,1$ y $\gamma = 0,1$.

$$f = 0,5 \text{ mm/rev.}$$

$$d = 2 \text{ mm. } A = 1 \text{ mm}^2/\text{rev.}$$

$$G = 4$$

$$F_c = 257 \left(\frac{4}{5}\right)^{0,1} 1^{(1-0,1)} = 251,33 \text{ Kg} = 2.465,55 \text{ N.}$$

Esta fuerza de corte en un proceso de biselado, va inclinada a la superficie del bisel, esta fuerza actuar así:

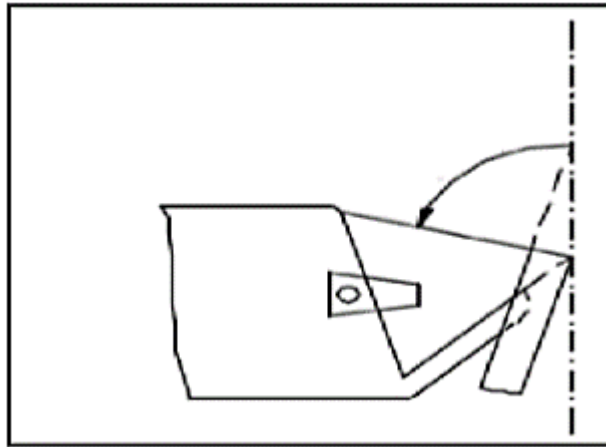


Figura 53 Ángulo de la herramienta de corte

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

De aquí se tiene que esta fuerza se descompone en dos fuerzas, una componente de fuerza de avance, y otra radial; el ángulo existente entre la fuerza de avance y la fuerza de corte por lo general es de 60° , pero debido a que los operadores al ajustar los insertos en el mandril no tienen cuidado de calibrar el ángulo se tomará como referencia un valor de 45° .

$$F_{avance} = F_c \cos 45 = 2.465,55 \text{ N} \quad \cos 45 = 1.743,41 \text{ N}$$

Y la fuerza radial será:

$$F_{radial} = F_c \text{ Sen } 45 = 251,33 \text{ Kg} \quad \text{Sen } 45 = 1.743,41 \text{ N.}$$

Con este valor de fuerza radial, se calcula la fuerza de apriete que ha de tener el sistema de mordazas para sujetar el tubo, al que se le realizará el biselado interno, esto es la fuerza de roce entre el tubo y la mordaza debe ser mayor a la fuerza de avance de la herramienta de corte para que el tubo no deslice. Entonces la fuerza de roce es, tomando el valor crítico de que la fuerza de avance sea igual a la fuerza de roce:

$$F_{roce} = F_{avance} = 1.743,41 \text{ N.}$$

$$F_{roce} = \mu \quad N.$$

De donde μ del anexo 11 es 0,1 para una superficie de acero - acero en un medio con lubricante; y de la ecuación anterior se despeja la fuerza normal; quedando que:

$$N = \frac{1.743,41}{0,1} = 17.434,10 \text{ N}$$

Esta fuerza normal será la que debe realizar el sistema de mordazas para asegurar que el tubo no deslice. Debido a que en muchos casos se empastan las mordazas, este empastamiento ocurre porque se crean depósitos de lubricante en las caras internas de la mordazas y tomando en cuenta esta situación, se fijará un factor de seguridad de 2 en la fuerza de las mordazas para garantizar una fuerza de roce mayor a la requerida y así no deslice el tubo, este factor de seguridad se elige tomando en cuenta el criterio de Norton R, figura 20 Para selección de factores de seguridad de modelos analíticos para carga y esfuerzos en donde los modelos representan al modelo con precisión se toma un factor de seguridad de 2. Entonces la fuerza que debe ejercer la mordaza será igual a 34.868,20 N.

4.3.9.2 Cálculo de la potencia requerida para realizar el biselado.

La potencia requerida en un proceso de biselado se calcula utilizando la Ec.47 y la Ec, 48:

$$P_{corte} = F_c \quad V \quad \text{y} \quad V = \frac{\pi d \omega}{60}$$

La velocidad de trabajo actual es de 69 rpm, y tomando el diámetro interno del tubo de 74 mm [80 mm 2(espesor = 3 mm)], queda que la velocidad es:

$$V = \frac{\pi 74 \times 10^{-3} 69}{60} = 0,28 \text{ m/s}$$

Luego la potencia de biselado es igual a:

$$P_{corte} = 2.465,55 \cdot 0,28 = 690,35 \text{ N} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 690,35 \text{ W} = 0,93 \text{ HP}.$$

La empresa actualmente cuenta con un equipo biselador formado por un motor Sew Euro drive, de 3 hp, factor de potencia 0,81; peso 55 Kg, Torque máximo 775 N m velocidad de salida de 1.730 rpm, con un reductor de relación de transmisión de 25,07; entregando una velocidad de salida de 69 rpm; acoplado al eje de salida se encuentra un mandril con insertos distribuidos de manera equidistante a 120° el uno del otro tal y como se muestra en la figura 54. Los insertos utilizados son plaquitas triangulares de la marca Impero.



Figura 54 Mandril con insertos para realizar el biselado.

Fuente: Tuboauto (2019)

El equipo se encuentra sobre diseñado en cuanto a potencia se requiere, pero por recomendaciones de los ingenieros de la empresa se debe colocar el mismo equipo biselador ya que realiza el proceso de manera eficiente y se evita un costo adicional para la propuesta.

Para motorizar el traslado del equipo biselador se utilizará un cilindro neumático acoplado a una base móvil que portará el equipo biselador. Esta base conocida como cola de Milán, trasladara el equipo biselador hacia la punta del tubo a biselar. (Ver figura 55).

Para calcular la fuerza y carrera del cilindro neumático se realiza un estudio de las fuerzas que actúan en el proceso, estas son las siguientes:

- Fuerza de corte del biselado en la dirección axial;
- La fuerza de roce entre la base móvil del equipo biselador.

La sumatoria de estas fuerzas será la requerida por el cilindro para realizar la operación.

De la tabla que se encuentra en el anexo 11, el coeficiente de roce para un contacto acero-acero, y tomando como condición crítica para el cálculo de la fuerza del cilindro que las superficies se encuentren sin lubricante, el coeficiente de roce es de 0,42; y debido a que el peso aproximado del equipo biselador completo es de unos 735,75 N, se tiene que:

$$F_{cilindro} = F_{roce} + F_{axial} = \mu N + F_{axial}$$

$$F_{cilindro} = 0,42(735,75) + 1.743,41 = 2.052,43 \text{ N}$$

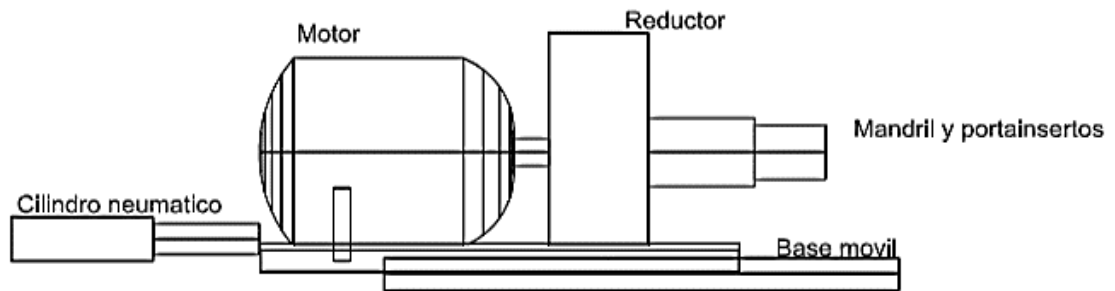


Figura 55: Vista de perfil del equipo biselador.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

4.3.9.3 Selección del cilindro que mueve el equipo biselador.

La carrera del cilindro dependerá de la posición en la cual se coloque la mordaza, para la selección del cilindro esta se considera en unos 80mm. Además de ello la velocidad del cilindro será ajustable mediante una válvula reguladora de caudal. El cilindro también deberá quedar extendido por unos segundos, esto se graduará en la puesta en marcha del sistema. El cilindro seleccionado es un cilindro modelo DNC80-80-PPV 163453. (Ver Apéndice 1).

4.3.9.4 Mecanismo de las mordazas.

El mecanismo estará formado por un sistema de mordazas tipo tijera, formado tal y como se muestra en la Figura 56.

Las Figuras 57 y 58 muestran el diagrama de cuerpo libre de las dos barras

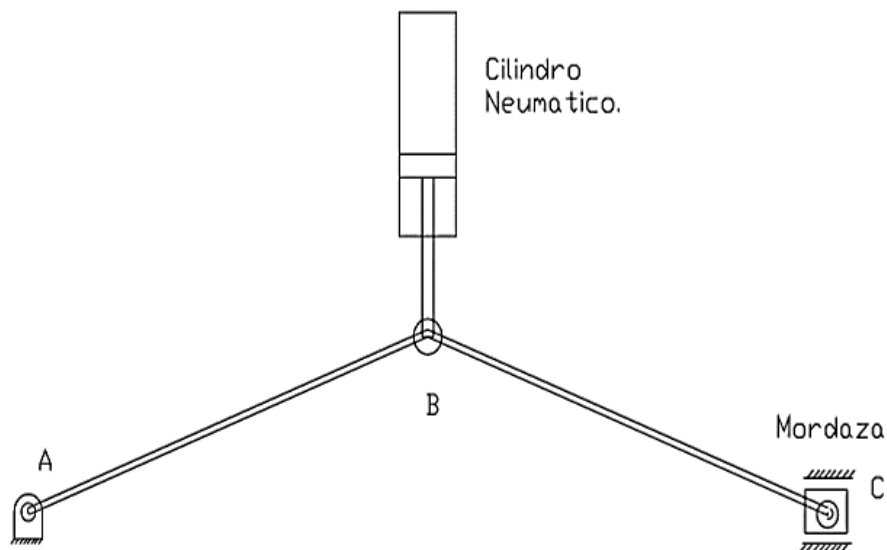


Figura 56 Sistema de barras del juego de mordazas.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

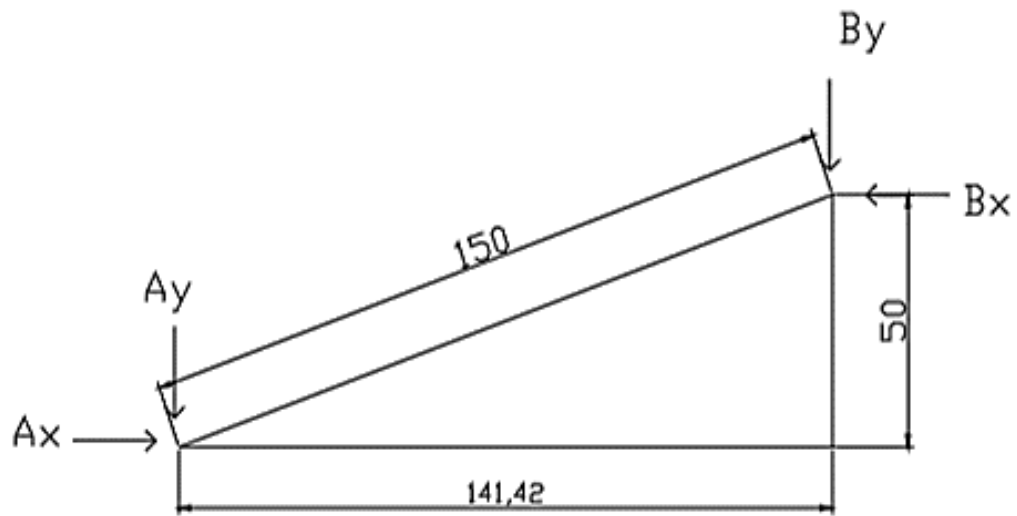


Figura 57: Diagrama de cuerpo libre de la barra A del sistema de mordazas de la figura 56.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

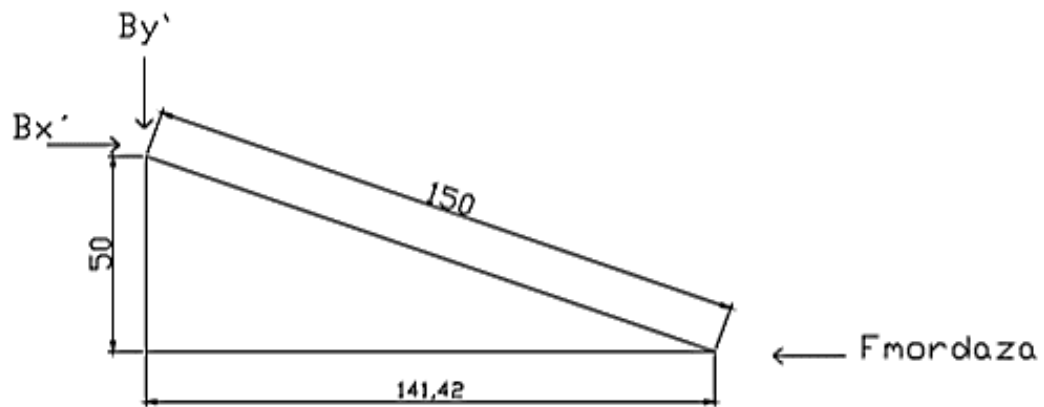


Figura 58 Diagrama de cuerpo libre de la barra B del sistema de mordazas de la figura 56.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

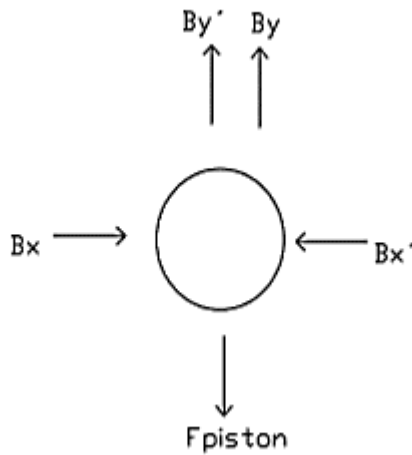


Figura 59 Diagrama de cuerpo libre del perno del nodo B del sistema de mordazas.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

En la Barra A, por equilibrio:

$$F_x = 0 \quad A_x = B_x$$

$$F_y = 0 \quad A_y = B_y$$

$$M_A = 0 \quad B_y \cdot X = B_x \cdot Y \quad B_y = B_x \cdot \frac{X}{Y}$$

De esta última relación $\frac{X}{Y} = \operatorname{tg}\alpha$

En el Perno B, por equilibrio:

$$F_x = 0 \quad F_{\text{mordaza}} = B_x$$

$$F_y = 0 \quad F_{\text{pistón}} = B_y$$

En el Barra B, por equilibrio:

$$F_x = 0 \quad B_x = B_x$$

$$F_y = 0 \quad F_{\text{pistón}} = B_y + B_y$$

$$M_A = 0 \quad B_y \cdot X = B_x \cdot Y \quad B_y = B_x \operatorname{tg}\alpha$$

De donde queda que la fuerza del pistón es:

$$F_{\text{pistón}} = 2F_{\text{mordaza}} \operatorname{tg}\alpha$$

El ángulo inicial o ángulo de abertura de las mordazas es de 19° , para dejar suficiente holgura entre el tubo y la matriz, mientras que el ángulo de apriete o ángulo de

cierre para calcular la mayor fuerza de la mordaza será de 3° . De donde queda que la fuerza del pistón es:

$$F_{pistón} = 2(34.868,20) \times \text{tg}3^\circ = 3.674,73 \text{ N.}$$

En base a este valor se selecciona el cilindro neumático que se utilizará para el sistema de sujeción o sistema de mordazas.

4.3.9.5 Selección del cilindro neumático.

Tomando en consideración la fuerza requerida por el sistema de mordazas de 3.654,73 N y la carrera del vástago de 50 mm; en el catálogo de la empresa FESTO se selecciona un cilindro de doble efecto y sus accesorios, en este caso se selecciona un cilindro normalizado DNG-160-50-PPV-A34861, con las descripciones y elementos que conformaran el diagrama del sistema neumático, recomendado por la empresa FESTO que se muestra en el Apéndice 1.

4.3.9.6 Cálculo del sistema de barras y el pasador del sistema de mordazas.

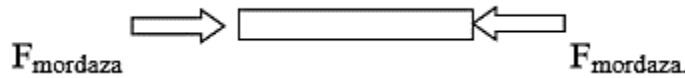
Ø Sistema de barras.

El sistema de barras estará sometido a un esfuerzo de compresión y flexión, y estará formado por barras de sección rectangular de área $a*b$.

El diagrama de cuerpo libre de las barras del sistema de mordaza se muestra en la Figura 60, pudiéndose observar que la barra actúa como un elemento de máquina sometido a compresión axial debido a la carga $F_{mordaza}$

Figura 60: Fuerzas que actúan sobre las barras del sistema de mordaza.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)



Para elementos sometidos a compresión axial se deben realizar los cálculos como elemento no corto doblemente apernado. Primero se calcula la relación de esbeltez del elemento para conocer el tipo de pandeo, para esto se parte del diseño para una carga aplicada de 34.868,24 N, y eligiendo un factor de seguridad de 3, el cual es el valor recomendado para diseños en un entorno moderadamente agresivo (ver figura 18), se calcula la carga crítica de diseño.

$$P_{cr} = 34.868,24 \times 3 = 104.604,72 \text{ N.}$$

Se calcula esbeltez límite con la Ec. 15, utilizando un acero AISI 1050 laminado en caliente $S_y = 345 \text{ MPa}$ y $S_u = 621 \text{ MPa}$ (Anexo 3).

$$\left. \frac{h}{R} \right|_{\text{Límite}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 nE}{S_{ycomp}}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 206,8 \times 10^9}{345 \times 10^6}} = 108,78.$$

Suponemos pieza larga y se utiliza el criterio de pandeo de Euler, con la Ec. 12

$$P_{cr} = n \frac{\pi^2 EI}{h^2}, \text{ considerando un } a = 10 \text{ mm, } n = 1 \text{ y despejando } I$$

$$I = \frac{P_{cr}^2}{n\pi^2 E} = \frac{104.604,72(0,150)^2}{\pi^2 (206,8 \times 10^9)} = 1,1531 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\text{Como } I = \frac{b a^3}{12} \quad b = \frac{12(1,1531 \times 10^{-9})}{0,01^3} = 1,3838 \times 10^{-2} \text{ m} \quad R = \frac{h}{12} = 2,88 \text{ mm}$$

Se selecciona una barra de 20 mm x 10 mm.

$$\text{La esbeltez real es } \left. \frac{h}{R} \right|_{\text{real}} = \frac{150}{2,88} = 52,08 < \left. \frac{h}{R} \right|_{\text{Límite}} \quad \text{Diseño no es correcto.}$$

Hay que utilizar la fórmula empírica de Johnson, Ec. 14.

$$\frac{P_{cr}}{A} = 345 \times 10^6 \left(\frac{345 \times 10^6}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{1 \cdot 206,8 \times 10^9} (52,08)^2 = 305,46 \text{ MPa}$$

$$P_{cr} = 104.604,72 \text{ N} \quad A = \frac{104.604,72}{305,46} = 342,45 \text{ mm}^2$$

Si escogemos una barra de espesor 20 mm el ancho sería 17 mm, con lo que el área es 340 m².

$$P_{cr} = 340 \times 305,46 = 103.856,4 \text{ N}$$

$$N = 103.856,4 / 34.868,24 = 2,97$$

El factor de seguridad de 2,97 es aceptable.

Se debe chequear la esbeltez con estas nuevas dimensiones de 20 x 17 mm

$$R = \frac{h}{12} = \frac{17}{12} = 4,91 \text{ mm} \quad \left. \frac{h}{R} \right|_{real} = \frac{150}{4,91} = 30,55 < \left. \frac{h}{R} \right|_{Límite} . \text{ Diseño correcto.}$$

Se chequea el elemento a fatiga tomando en consideración que el material de construcción será un acero AISI 1050 cuyas características mecánicas que se muestran en el anexo 3.

Usando la Ec. 8, se tiene el esfuerzo de compresión al que está sometido la barra es igual a:

$$\sigma = \frac{34.868,24}{340} = 102,6 \text{ MPa.}$$

Los esfuerzos medio y alternante según la Ec. 27 son:

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(102,6 - 0) = 51,3 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \sigma_a = \frac{1}{2}(102,6 + 0) = 51,3 \text{ MPa.}$$

Utilizando el más conservador de los criterios de diseño que es el de Soderberg, el cual según la Ec. 26 es:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_m + \sigma_a \left(\frac{S_y}{S_n} \right), \text{ y utilizando las Ecs. 28 y 29 conjuntamente con los factores}$$

de corrección de Marín del anexo 4, se tiene:

$$c_s = 57,7(621)^{-0,718} = 0,57 \text{ (Acabado superficial laminado en caliente)}$$

$$c_d = 0,85 \text{ (Factor de tamaño)}$$

$$c_a = 0,9 \text{ (Carga axial)}$$

$$c_c = 0,6 \text{ (Carga de corte)}$$

$$c_o = 1,2 \text{ (Anisotropía).}$$

Para un acero AISI 1050 laminado en caliente $S_y = 345 \text{ MPa}$ y $S_u = 621 \text{ MPa}$.

$$S_n = 0,5 S_u \prod_{i=1}^n C_i = 0,5(621)(1,2)(0,6)(0,9)(0,85)(0,57) = 97,5 \text{ MPa.}$$

Sustituyendo los valores en la Ec. 26

$$\frac{345}{N} = 51,3 + 51,3 \left(\frac{345}{97,5} \right) \quad N = 1,48$$

El factor de seguridad es muy bajo se debe aumentar el área de la pieza, de 340 mm² a, por ejemplo 600 mm² (30 x 20 mm).

$$\sigma = \frac{34.868,24}{600} = 58,11 \text{ MPa.}$$

Los esfuerzos medio y alternante según la Ec. 27 son:

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(58,11 - 0) = 29,05 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \sigma_a = \frac{1}{2}(58,11 + 0) = 29,05 \text{ MPa.}$$

$$\frac{345}{N} = 29,05 + 29,05 \left(\frac{345}{97,5} \right) \quad N = 2,61.$$

De donde el valor de N = 2,61 comparado con los valores recomendados para diseños de la figura 18 para donde los modelos representan al sistema con precisión y se considera un factor de seguridad de 2; indica que el diseño no fallara por fatiga.

Ø Cálculo del pasador que une las barras del sistema de mordazas.

El pasador estará sometido a un cizallamiento entre las dos barras; tal y como se muestra en la Figura 61:

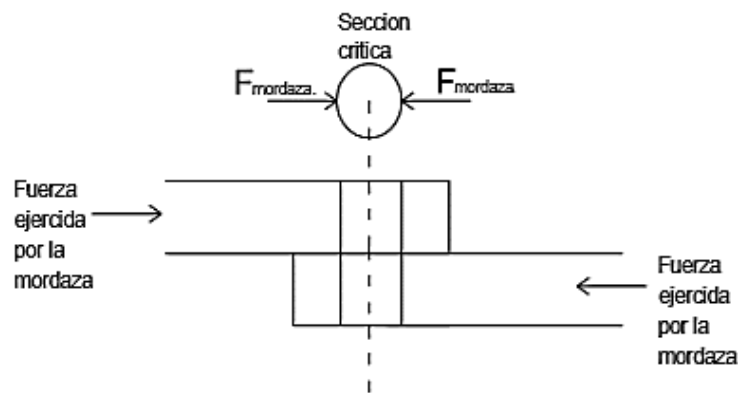


Figura 61 Pasador que une el sistema de barras de la mordaza.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

La falla por corte a través del área circular origina un esfuerzo $\tau = F/A$, se consigue dividiendo el Sy_{corte} entre un factor de seguridad, por ejemplo N = 3, y calculando el área del pasador.

$$Sy_{corte} = 0,577S_y \text{ según la Ec. 24, criterio de la energía de distorsión.}$$

$$Sy_{corte} = 0,577(345) = 199 \text{ MPa.}$$

$$\frac{Sy_{corte}}{N} = \frac{2F}{A} \quad A = \frac{2(34.868,24)(3)}{199} = 1.051,3 \text{ mm}^2 = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = 36,6 \text{ mm.}$$

Se selecciona un diámetro del pasador de 40 mm. Tomando como criterio los diámetros comerciales de rodamientos que soporten la carga presente en el sistema de mordaza.

Ø Selección de los rodamientos para el mecanismo de barras de la mordaza.

La selección de los rodamientos se realiza en base a los aspectos nombrados en el anexo 8. En base a estos valores se seleccionan 4 unidades de rodamientos iguales en el catálogo de la marca SKF, eligiendo una unidad de rodamientos FY 40 WF; con soporte FY 508 M y rodamiento YET 208-2F; que soporta una carga dinámica de 30,7 kN y una carga estática de 19 kN. (Ver anexo 8).

Ø Diseño de las mordazas del sistema de sujeción.

Para realizar el diseño de las mordazas se parte de la forma que tendrán las mismas y dimensionándolas de manera tal que no deformen plásticamente los tubos ni los rayen, debido a que se perderán los tubos por defectos. (Ver Figura 63).

A fin de comprobar el esfuerzo máximo que soportan los tubos, se partirá de las ecuaciones 49 y 50; dadas para cilindros a presión tomadas del Budynas, R. y Nisbett, J (2.008) y, se verificará de qué tipo de cilindro se trata calculando la relación entre su espesor y el radio:

$$\frac{t}{r} = \frac{2,5}{80} = 0,03125 < 0,5.$$

Entonces se trata de un cilindro de pared delgada, en la cual la presión será la fuerza que apliquen las mordazas dividida entre el área de contacto.

El área de contacto es:

$$A_{\text{contacto}} = \pi d l = \pi(80 \times 10^{-3})L = 251,33 \times 10^{-3}L \text{ mm}^2$$

$$(\sigma_t)_{\text{máx}} = \frac{\frac{2(34.868,24)}{251,33}(75+2,5)}{2(2,5)} = \frac{4.300,78}{L} \text{ MPa.}$$

El esfuerzo por unidad de longitud es 4.300,78 MPa; y debido a que los tubos están hechos con acero AISI 1035, cuyo punto de fluencia es de 276 MPa; igualando el valor del límite de fluencia con el esfuerzo al cual está sometido el tubo por acción de la mordaza queda que la longitud mínima de esta es de 15,58 mm. Este será el valor mínimo a la hora de diseñar las mordazas.

Adicionalmente se chequea la deformación por contacto que existe entre la cara en contacto del tubo y las mordazas; este esfuerzo de contacto Hertziano se determina por la Ec. 52:

$$P_0 = \frac{4P}{\pi bL} \quad S_{y_{comp}}$$

El semiancho de la huella b se determina de la Ec.51:

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{P}{L\left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}\right)} \left[\frac{1 - \left(\frac{1}{m_1}\right)^2}{E_1} + \frac{1 - \left(\frac{1}{m_2}\right)^2}{E_2} \right]}.$$

Para la mordaza el acero de fabricacin será un acero 4140 del anexo 3, una dureza Brinell de 230 HB, modulo de elasticidad de 206,8 GPa y $m = 0,28$; y el tubo en acero 1020 laminado en caliente una dureza Brinell de 111 HB, modulo de elasticidad de 206,8 GPa y $m = 0,28$; se sustituyen estos valores en la ecuacin 51:

Sustituyendo valores $b = 5,04 \text{ mm}$ y $P_0 = 35,24 \text{ MPa}$.

Este valor se compara directamente con la dureza del material más blando que es el perteneciente al tubo (HB =111 Kg/mm² 1.088,91 MPa); de manera que no habrá deformación superficial en el tubo por acción de la mordaza.

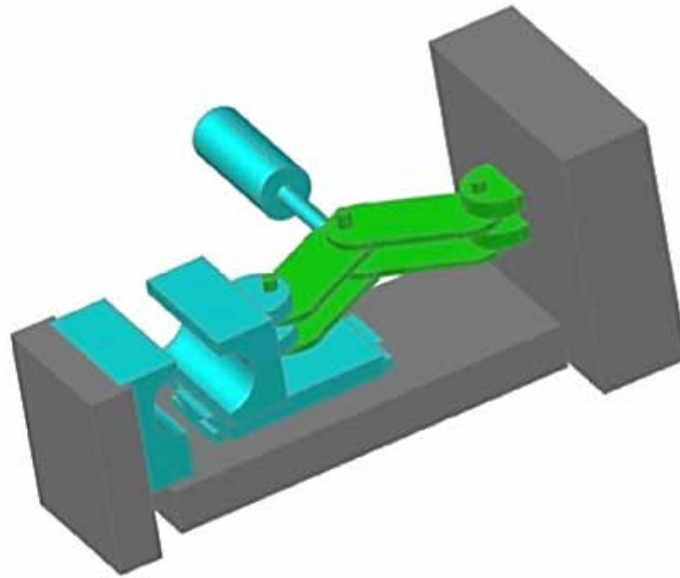


Figura 62 Vista del sistema de mordazas.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Ø **Selección del motor para mover el sistema de transporte.**

a) Cálculo de los parámetros del sistema de transporte.

El sistema de transporte estará conformado por una banda transportadora de rodillos, la cual estará accionada por una moto reductora, a través de una cadena para conocer la potencia requerida y la velocidad necesaria se plantearán las fuerzas que actúan en el sistema.

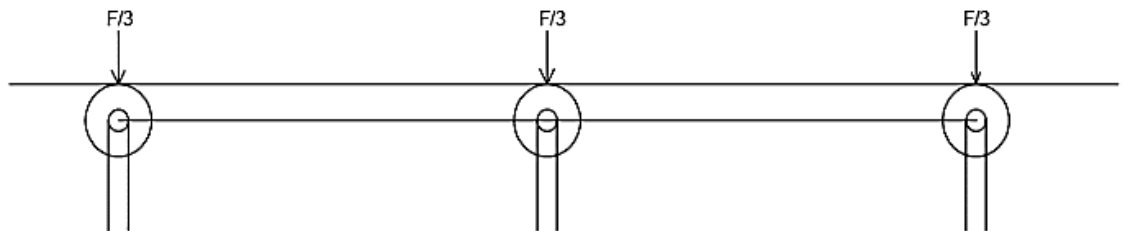


Figura 63: Vista de perfil del sistema de transporte.
Fuente: Boscán y Medina (2.019)

La velocidad lineal que debe tener el tubo por la banda de transporte es de 1 m/s; esto se obtuvo midiendo la distancia que debe recorrer el tubo y el tiempo en el cual debe realizarse el traslado, esta velocidad debe alcanzarla desde el reposo y debe hacerlo en 0,3 s; este valor de tiempo se toma para evitar que el tubo tenga mucho tiempo deslizando sin avanzar por la banda, con estos valores se calcula la aceleración que debe imprimirse al tubo para que se traslade.

$$a = \frac{1 \frac{m}{s} - 0 \text{ m/s}}{0,3 \text{ s}} = 3,33 \text{ m/s}^2$$

Con este valor de la aceleración y la fracción de peso del tubo que está en contacto con cada rodillo se calcula la fuerza de inercia que debe romper los rodillos.

$$F_{inercia} = m \ a = \left(\frac{67,87 \text{ Kg}}{3} \right) \left(3,33 \frac{m}{s^2} \right) = 75,34 \text{ N.}$$

Esta fuerza de inercia debe ser menor a la fuerza de fricción entre los tubos y los rodillos para que ocurra el movimiento sin deslizar. Se toma la condición crítica, el caso en el cual la fuerza de roce es igual a la fuerza inercial.

La fuerza de roce es:

$$F_{roce} = \mu \ N$$

Dónde: N es la fuerza normal que contrarresta al peso y $\mu = 0,34$ es el coeficiente de roce del anexo 11;

$$N = m \ g = \left(\frac{67,87 \text{ Kg}}{3} \right) \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right) = 221,93 \text{ N.}$$

$$F_{roce} = 0,34 \ 221,93 = 75,46 \text{ N.}$$

b) Selección del motor que mueve el sistema de transporte.

Se selecciona en los catálogos de la empresa SEW EURODRIVE un motoreductor comercial de esta marca y con las siguientes características 370 w (0,5 hp) y 195 rpm, el torque ejercido por el motor será: $Potencia = T \ \omega$; con lo que el torque producido a 195 rpm será:

$$T = \frac{63.025(0,5)}{195} = 161,6 \text{ lbf} \quad \text{pulg} = 18,24 \text{ N} \quad \text{m.}$$

Ø Selección de la cadena que transmite el movimiento al sistema de transporte.

Siguiendo los pasos descritos se procede a calcular la cadena.

- Factor de servicio

El factor de servicio se busca en la tabla del anexo 12 Tabla 3-1 de acuerdo a la clasificación de la carga.

$fs = 1,5$ (Motores eléctricos con arranques frecuentes y Transportadores y elevadores con carga no uniforme).

- Potencia de diseño.

Se multiplica el factor de servicio por la potencia a ser transmitida. (Ec.12)

$$Pot_d = Pot_T \times fs = 0,5 (1,5) \quad Pot_d = 0,75 \text{ HP} (0,56 \text{ kW})$$

- Selección de cadena tentativa.

Usando las gráficas de potencias de las figuras se selecciona el paso de la cadena y el tamaño mínimo de la rueda catalina pequeña.

Según el anexo 12 la selección es una cadena tentativa número 40 de paso de 1/2 pulg (12,70 mm) con una rueda catalina de 17 dientes.

- Comprobación de cadena y rueda catalina pequeña.

En las tablas de capacidad de potencia del anexo 12, para la cadena número 40 con una rueda de 17dientes y girando a 195 rpm la potencia transmitida por ramal es de 1,29 HP; lo cual representa más del 100 % de la potencia de diseño por lo que se puede considerar aceptable.

-Selección de la rueda catalina más grande.

La relación de transmisión es 1, debido a que la cadena va acoplada a un motor reductor y la velocidad de salida del motoreductor será directamente la velocidad de entrada y de salida del sistema.

Cálculo de la velocidad lineal o periférica de la cadena.

Haciendo uso de la Ec. 58 se tiene que la velocidad lineal es:

$$V = \frac{17(12,70)(195)}{60.000} = 0,7016 \text{ m/s, (Dentro del rango recomendado).}$$

- Tipo de lubricación de la cadena.

De las tablas de capacidad de potencia del Anexo 12 donde se determina la potencia por ramal, se puede observar que la lubricación es del tipo I (Manual).

- Cálculo de los diámetros de las ruedas dentadas.

Mediante la Ec. 59 se calculan los diámetros primitivos de las catalinas, obteniéndose los siguientes valores:

$$D_1 = D_2 = \frac{12,7}{\text{sen}\left(\frac{180}{11}\right)} \quad D_1 = 69,12 \text{ mm}$$

- Cálculo de la longitud de la cadena y distancia entre centros.

Como se conoce la distancia central $C = 750 \text{ mm}$, y se utiliza la Ec. 60 para determinar la longitud de la cadena.

$$L = 2(750) + \frac{17 + 17}{2} + \frac{(17 - 17)^2}{4\pi^2(750)}$$

$$L = 1.517 \text{ mm.}$$

- Cálculo de las tensiones en la cadena.

Utilizando las ecuaciones 62 y 63 se tienen la fuerza de tracción y centrífuga sobre la cadena,

$$F_T = \frac{P}{V} = \frac{372,8505}{0,7016} = 531,40 \text{ N}$$

$$F_c = \frac{G}{g} V^2$$

$$\text{Del Catálogo del MORSE } G = 3,8 \frac{\text{lb}f}{\text{pie}} \left(\frac{1 \text{ pie}}{0,3 \text{ m}} \right) \left(\frac{0,45 \text{ Kg}f}{1 \text{ lb}f} \right) = 5,7 \frac{\text{kg}f}{\text{m}}$$

$$F_c = \frac{5,7}{9,81} (0,7016)^2 = 0,29 \text{ N (Despreciable con respecto a } F_T).$$

Por la Ec. 62,

$$F = F_T + F_c = 531,40 + 0,29.$$

Lo que indica que la fuerza ejercida sobre los apoyos de la cadena es:

$$F = 531,69 \text{ N.}$$

El torque transmitido por la cadena a todo el rodillo por la Ec. 41 es igual a:

$$T = 531,69 \left(\frac{69,12 \times 10^{-3}}{2} \right) = 18,40 \text{ N m.}$$

En resumen la cadena ha seleccionar es una cadena número 40, de paso de 1/2 pulg (12,70 mm) con una rueda catalina de 17 dientes, longitud 1.517 mm, distancia entre centros 750 mm, y la lubricación manual (valores tomados del anexo 12), además de esto el motoreductor se fijara de manera tal que garantice esta distancia entre centros y permita la correcta alineación de las ruedas dentadas.

Ø Cálculo del eje de los rodillos.

Un diagrama de cuerpo libre de los rodillos se muestra en la figura 65.

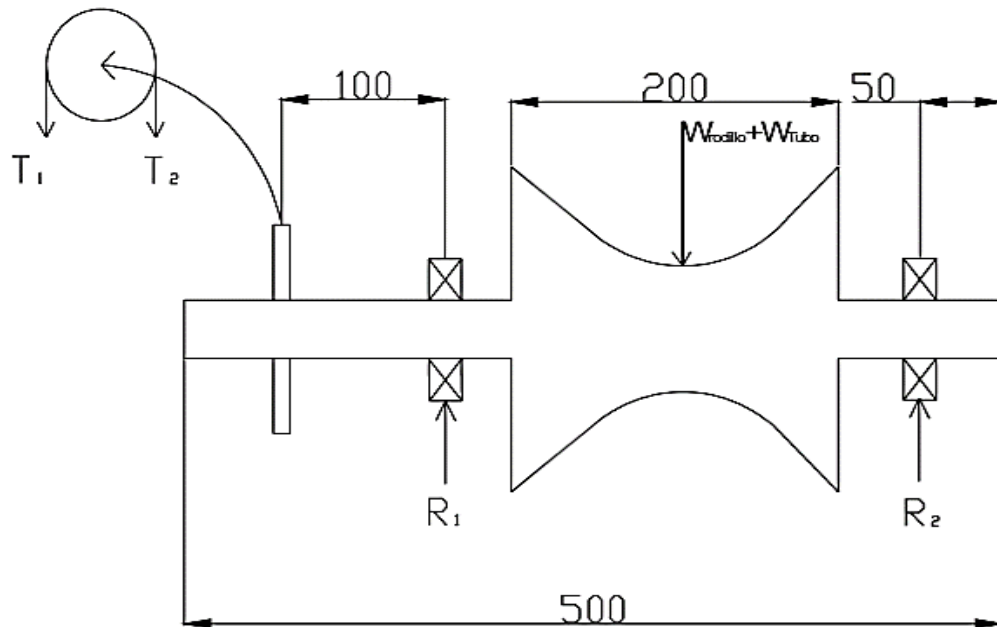


Figura 64: Diagrama de cuerpo libre de los rodillos del sistema de transporte.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Se determina, en el plano de esfuerzos, las fuerzas de corte y los momentos que actúan. Con los parámetros obtenidos de estos diagramas de la figura 65, se procede a calcular el eje por medio de la teoría para elementos a flexión con fatiga según el criterio de Soderberg con la Ec. 33 y 35.

$$\sigma_{e(M_f)} = K_{e(M_f)} \sigma_{m(M_f)} + K_{f(M_f)} \sigma_{a(M_f)} \frac{S_y}{S_n} \quad y$$

$$\tau_{e(M_T)} = K_{e(M_T)} \tau_{m(M_T)} + K_{f(M_T)} \tau_{a(M_T)} \frac{S_{ycorte}}{S_{ncorte}}$$

Plano X-Z

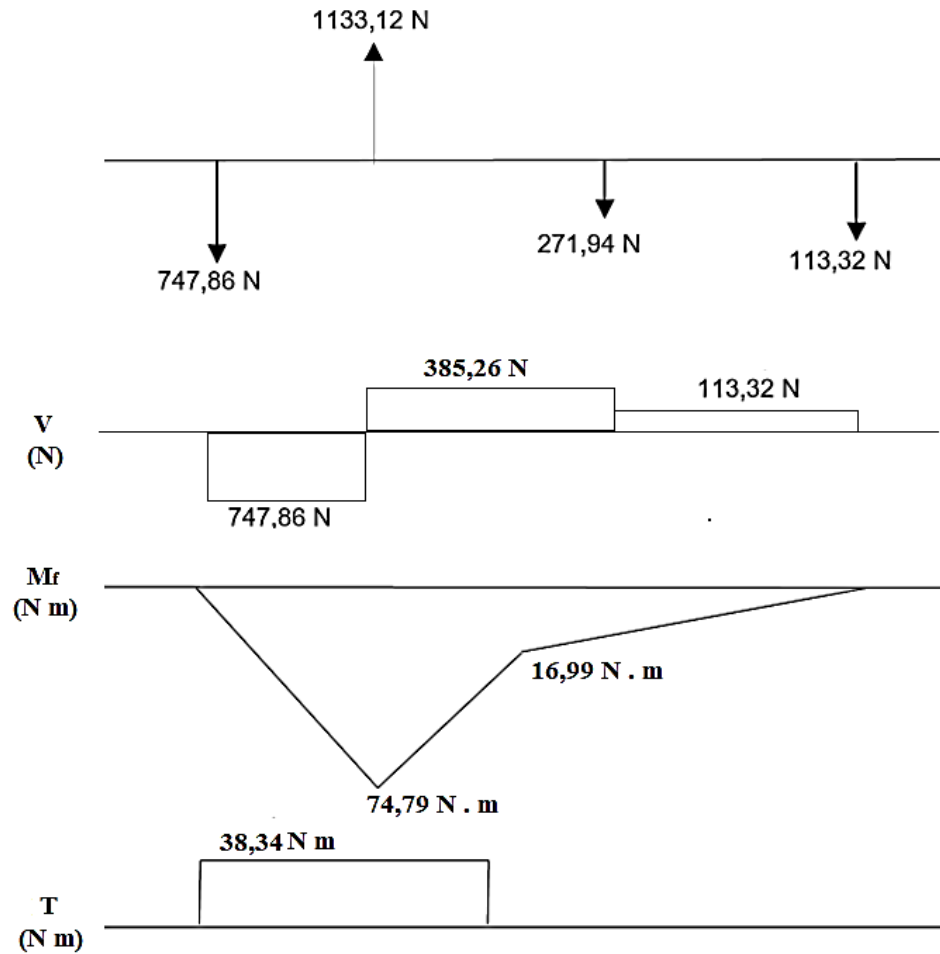


Figura 65 Diagrama de corte y momentos del eje de los rodillos del sistema de transporte.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

Se calculan los esfuerzos aplicados en el elemento, corte puro utilizando al Ec.8:

$$\tau_F = \frac{1.133,12}{\frac{\pi}{4}(31,75 \times 10^{-3})^2} = 1,43 \text{ MPa y}$$

Corte por momento torsor mediante la Ec. 19

$$\tau_T = \frac{16(38,34)}{\pi(31,75 \times 10^{-3})^3} = 6,10 \text{ MPa y}$$

$$\tau_{Res} = \sqrt{(1,43)^2 + (6,10)^2} = 6,27 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{1}{2} (\tau_{Res} + \tau_{Res}) = 6,27 \text{ MPa} \text{ y}$$

$$\tau_a = \frac{1}{2} (\tau_{Res} - \tau_{Res}) = 0.$$

Tensión por momento flector mediante la Ec. 9

$$\sigma_{M_f} = \frac{32(74,79)}{\pi(31,75 \times 10^{-3})^3} = 23,8 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{máx} = \sigma_{mín} \quad \sigma_m = \frac{1}{2} (\sigma_{máx} + \sigma_{mín}) = 0 \text{ y}$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2} (\sigma_{máx} - \sigma_{mín}) = 23,8 \text{ MPa}.$$

El material de fabricación será un acero AISI 1050 normalizado a 1.650 °F, cuyas propiedades mecánicas del anexo 3 son: $S_y = 427 \text{ MPa}$ y $S_u = 745 \text{ MPa}$.

Según la Ec. 28 el límite de fatiga es:

$$S_n = S_n \prod_{i=1}^n C_i = 0,5 S_u \prod_{i=1}^n C_i.$$

Del anexo 4 los factores de corrección de Marín son:

$$C_s = 0,9 \text{ (Rectificado),}$$

$$C_d = 0,85 \text{ (12,5 mm < d < 50 mm);}$$

$$C_C = 0,6;$$

$$C_o = 1,2$$

$$S_n = 0,5(745)(0,9)(0,85)(0,6)(1,2) = 205,17 \text{ MPa}.$$

Sustituyendo valores en las ecuaciones de esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{e(M_f)} = 23,8 \frac{427}{205,17} = 49,5 \text{ MPa}.$$

$$\tau_{e(M_T)} = 6,27 \text{ MPa}.$$

Aplicando el criterio de Von Misses-Hencky con la Ec. 37, se tiene:

$$\frac{427}{N} = \sqrt{(49,5)^2 + 3(6,27)^2} \quad N = \frac{427}{50,68} = 8,4.$$

Este valor $N = 8,4$ del factor de seguridad indica que el eje está sobre diseñado a fatiga.

Ø Rodillos del sistema de transporte.

Actualmente la empresa dispone de un conjunto de rodillos, a estos se le deberá realizar un vulcanizado en su superficie de manera que el valor del coeficiente de roce garantice una adherencia entre los tubos y los rodillos de 0,35 y 0,4; para lograr esto se le dará un acabado con ranuras de manera que puedan retirarse los excesos de lubricantes que se acumulen.



Figura 66 Rodillos usados actualmente para trasladar los tubos.
Fuente: TUBOAUTO (2019)

Ø Selección de los rodamientos.

La selección de los rodamientos se realiza en base a los aspectos nombrados en el anexo 8. En base a estos valores se seleccionan 4 unidades de rodamientos iguales en el catálogo de la marca SKF, eligiendo una unidad de rodamientos SYH 1.1/4 FM; con soporte SYH 507 U y rodamiento YET 207-104; que soporta una carga dinámica de 25,5 kN y una carga estática de 15,3 kN. (Ver Anexo 8).

Ø Diseño del eje del motor eléctrico que mueve los rodillos.

El material del eje a diseñar será el mismo usado en el eje del rodillo. El material de fabricación será un acero AISI 1050 normalizado a 1.650 °F, cuyas propiedades mecánicas del anexo 3 son: $S_y = 427 \text{ MPa}$ y $S_u = 745 \text{ MPa}$ Y para un valor de torque de $38,34 \text{ N. m}$.

Corte por momento torsor mediante la Ec. 19

$$\tau_T = \frac{16(38,34)}{\pi(12,7 \times 10^{-3})^3} = 95,33 \text{ MPa.}$$

Del anexo 4 se toman los factores de Marín y se consigue el S_n mediante la Ec. 28:

$$C_s = 0,9; \quad C_d = 0,85; \quad C_a = 0,9; \quad C_o = 1,2$$

$$S_n = 0,5(745)(0,9)(0,85)(0,9)(1,2) = 307,76 \text{ MPa}$$

Para la falla por corte se utiliza la Ec. 30,

$$\frac{S_{ycorte}}{N} = \tau_m + \tau_a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{ncorte}} \right).$$

Con las Ecs. 31

$$\tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{í}n}}{2} = \frac{95,33}{2} = 47,67 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{í}n}}{2} = 47,67 \text{ MPa.}$$

Siendo que según la Ec. 25 y la 32

$$S_{ycorte} = 0,577S_y = 0,577(427) = 246,38 \text{ MPa} \quad \text{y}$$

$$S_{ncorte} = 0,8S_n = 0,8(307,76) = 147,73 \text{ MPa.}$$

Sustituyendo valores en la Ec 20:

$$\frac{246,38}{N} = 47,67 + 47,67 \left(\frac{246,38}{147,73} \right) \quad N = 2,6.$$

De aquí queda que el valor del factor de seguridad arroja eje un poco sobre diseñado, si se compara con 2 que es el valor recomendado en la figura 20 para elementos donde los modelos representan el sistema con precisión.

Ø Diseño de la chaveta para acoplar el eje y la rueda de catalina.

Del anexo 9, para un diámetro de eje comprendido entre 7/16 pulg y 9/16 pulg se recomienda una chaveta de 1/4 pulg de ancho 3/16 pulg de alto y profundidad del chavetero de 5/64 pulg.

Por la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es según la ecuación 25: $S_{ycorte} = 0,577S_y = 0,577(427) = 246,38 \text{ MPa.}$

La longitud de la chaveta según la Ec. 43 es:

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} = \frac{2(38,34 \times 1000)}{(246,3)(12,7)(6,35)} = 3,86 \text{ mm.}$$

La chaveta diseñada debe tener una longitud de 4,00 mm para asegurar que, si hay una sobrecarga del eje, por alguna obstrucción, ésta se romperá cuidando el eje y el motor de sufrir algún daño.

Ø Selección del acople del motor.

Se selecciona un acople de acuerdo a los siguientes requerimientos; desalineación axial ligera, desalineación angular ligera, desalineación paralela ligera y por su gran absorción de impacto un acople tipo Falk o acople flexible.

Con el par nominal de 38,43 N m, en el catálogo de acoplamientos de la marca PAULSTRA, para motores normalizados, se selecciona un acople MPP 3 con las características que se muestran en el Anexo 13.

4.4. Selección del sistema de control para el posicionamiento, sujeción y biselado del tubo.

4.4.1. Justificación.

Para el sistema de control se va a utilizar un computador lógico programable (PLC), esta selección se realiza tomando en cuenta la experiencia de los ingenieros de la empresa con el uso del PLC, ya que presenta muchas ventajas respecto al uso de lógica cableada.

Entre las ventajas del PLC sobre la lógica cableada se encuentran, el tamaño del equipo, ya que este es pequeño y compacto y utiliza muy poco espacio en el proceso, su versatilidad, ofrece gran ayuda gracias a su facilidad en la detección de fallas, se pueden realizar modificaciones del proceso en cualquier momento modificando el software de este; su mantenimiento es sencillo y la programación de estos es fácil y sencilla para cualquier marca existente en el mercado.

4.4.2. Esquema de conexiones neumáticas para operaciones de biselado y punteado y de motores eléctricos.

A continuación, se presentan los esquemas de montaje para los elementos del sistema; este diagrama se denomina esquema de fuerzas o de potencia:

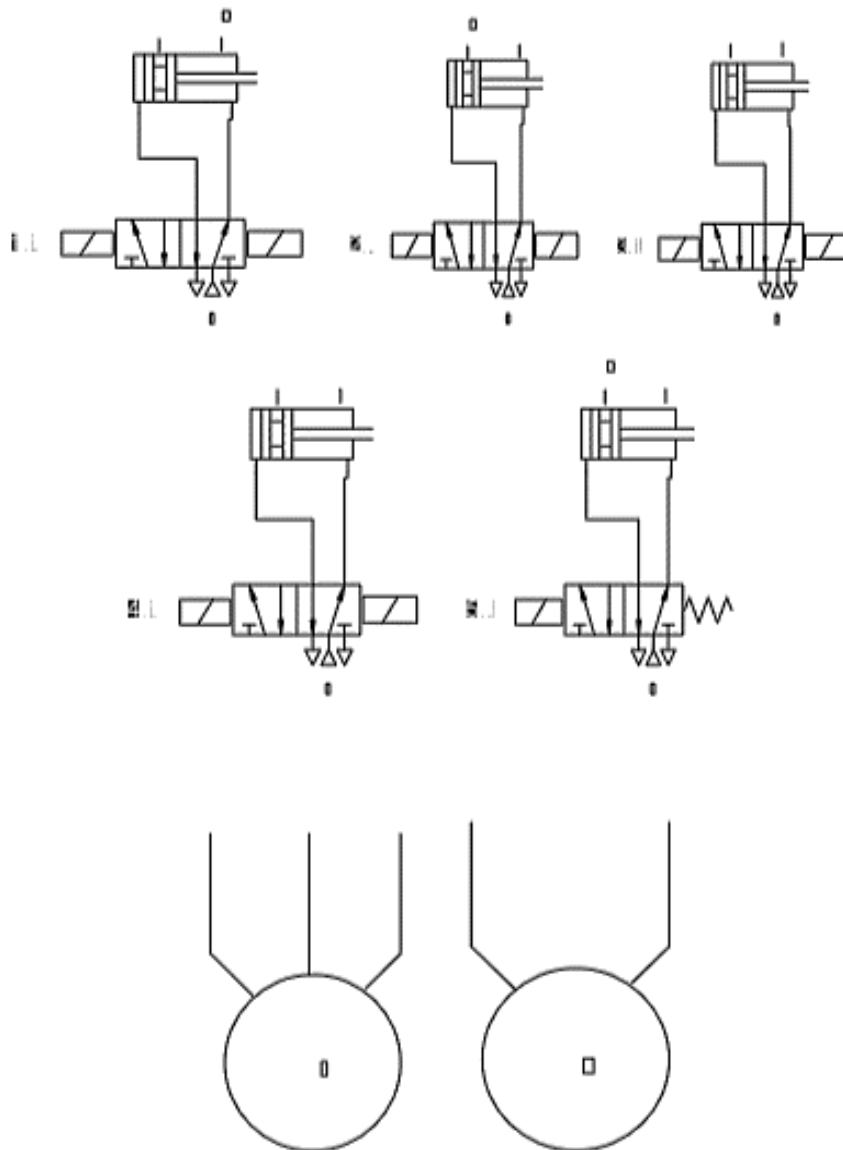


Figura 67 Esquema de conexión eléctrica del motor monofásico 02 el cual enciende el equipo biselador y diagrama de conexiones.

Fuente: Boscán y Medina (2.019)

4.5. Estudio de factibilidad económica de la implantación del sistema en la empresa.

La factibilidad económica de un proyecto se determina a partir de los costos relacionados con la compra de los equipos que conforman el sistema diseñado, lo cual representa la inversión inicial del proyecto.

4.5.2. Cálculo de los costos de mantenimiento.

Mediante información suministrada por el departamento de mantenimiento de TUBOAUTO, el promedio de gastos mensuales en el Área II de trefilado es de 4,87 millones de Bolívares; por concepto de equipo biselador, revisión de líneas de aire comprimido, lubricación de cojinetes entre otros, a esto deberán añadirse la vulcanización de las mordazas debido al desgaste que puedan sufrir, que se realizar de manera bimestral.

4.5.3. Cálculo del ahorro debido a la implementación del diseño propuesto.

El ahorro por implementar el diseño propuesto es la disminución de un operario en el área de las trefilas, debido a que de los 2 que actualmente laboran en esa área solo quedará uno que se encargará solamente de supervisar que el proceso fluya con normalidad. Debido a que en la empresa se laboran 2 turnos por día y el costo de un operador a la empresa está en el orden de los 2 \$ la hora (43.000 Bs/h):

$$\text{Costo}_{\text{operador}} = 43.000 \frac{\text{Bs.}}{\text{turno}} \times 176 \frac{\text{turnos}}{\text{mes}} \times 2 \text{ turnos} = 15.136.000,00 \frac{\text{Bs.}}{\text{mes}}$$

Otro costo asociado al ahorro generado por la implantación de la propuesta; será el ahorro por conceptos de lijas, el cual según datos suministrados por el almacén de la empresa está alrededor de los 5.200 pliegos de lijas al mes.

$$\text{Gastos en lijas} = 5.200 \text{ lijas/mes} \quad 40.000,00 \text{ Bs/lija} = 208.000.000,00 \text{ Bs/mes.}$$

El ahorro por concepto de operador y gasto en lijas es de 223.136.000,00. Bs/mes; este valor menos los costos de mantenimiento muestra el ahorro neto de la propuesta.

$$\text{Ahorro neto} = 4.087.000,00 \quad 223.136.000,00 = 219.049.000,00 \frac{\text{Bs.}}{\text{mes}}$$

4.5.4. Cálculo del tiempo de pago del proyecto.

Para encontrar el tiempo en el cual se retornará la inversión realizada en el proyecto se divide la inversión inicial entre el ahorro mensual, con lo cual queda que:

$$\text{Tiempo de pago} = \frac{131.171.500}{219.049.000} = 0,6 \text{ meses}$$

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones.

1) La búsqueda de información acerca del proceso que se lleva a cabo en el área de biselado dio como resultado que el uso excesivo de lijas se deba a un desgaste de las mordazas y al bajo coeficiente de roce que existe entre la superficie de las mordazas y el tubo.

2) Se realizó el diseño mecánico del sistema de transporte utilizando una banda transportadora compuesta por rodillos accionados por un motoreductor mediante cadenas.

3) Con la implementación del diseño se unifican los procesos de punteado y biselado, evitando al puente grúa realizar dos veces la alimentación del sistema.

4) El sistema de control diseñado para el posicionamiento, sujeción y biselado del tubo, utilizar un PLC; esto debido a su tamaño compacto, fácil detección de fallas y por su facilidad a la hora de modificar cualquier parte del proceso.

5) Con la implementación del diseño propuesto se mejora la seguridad de los operarios, debido a que estos no tendrán que intervenir en el proceso; evitando los posibles accidentes y un menor número de quejas de los operadores en el departamento de seguridad industrial.

6) Con la puesta en funcionamiento del diseño; la empresa se ahorrará el uso de lijas y solo tendrá un gasto bimensual en vulcanizado.

7) La inversión inicial para la realización de la propuesta es de

Bs. la cual se recuperará en un tiempo de 0,6 meses. Por lo que puede decirse que es rentable la propuesta en la planta.

5.2 Recomendaciones.

Algunas recomendaciones complementarias a este trabajo se pueden resumir en lo siguiente.

- 1) La empresa debe buscar un mecanismo de corte distinto al usual, de manera que al momento del cortar los tubos no se formen rebabas en los bordes de los tubos.
- 2) Estudiar la posibilidad de realizar los procesos de punteado y biselado antes de realizar el tratamiento químico, de manera que los tubos no estén lubricados y se aumente el coeficiente de roce entre estos y la mordaza.
- 3) Se recomienda a la empresa la ejecución de la solución planteada, ya que es una propuesta sencilla y de fácil construcción.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American Welding Society (AWS)**. (2.019). Disponible: www.aws.org
- American National Standards Institute (ANSI)**. (2.019). Disponible: www.ansi.org
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)**. (2.019). Disponible: www.asme.org
- American Society for testing and materials (ASTM)**. (2.019). Disponible: www.astm.org
- Arias, F. (2016). “**El proyecto de investigación. Introducción a la Metodología Científica**”. Caracas: Episteme.
- Balestrini, M. (2002): **Como se elabora el proyecto de investigación**, Sexta edición, Caracas: BL Consultores Asociados. Servicio Editorial.
- Budynas, R. y Nisbett, J. (2.008), “**Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**”. (8ava. Ed.) México: McGraw-Hill.
- Galambos, T. & Lin, F. & Johnsto, B. (1.968). “**Diseño de Estructuras de Acero con LRFD**”. (3era. Ed.).Prentice Hall Hispanoamericana. México.
- Groover, M. (2.007). “**Fundamentos de Manufactura Moderna**”. (3era. Ed.).
- Hernández, Fernández y Baptista (2010): **Metodología de la investigación**, Quinta Edición, México: Editorial McGraw- Hill.
- Hurtado, J. (2010): **Metodología de la investigación** (Guía para la comprensión holística de la ciencia), Cuarta Edición, Caracas: Quirón Ediciones.
- Molina, M. (1.970). “**Elementos de Máquina I**”. (2da. Ed.). Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- Mott, R. (1.995). “**Diseño de elementos de máquinas**”. (2da. Ed.). Prentice Hall Hispanoamericana. México.
- Norton Robert (1999) **Diseño de Máquinas** Editorial Prentice Hall. México
- Tamayo, M. (2003): **El proceso de la investigación científica**, Cuarta edición, México: Editorial LIMUSA
- Tassoni, D. y Pizzella, G. (2006), “**Elementos de Máquina**”. Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.

Universidad José Antonio Páez, Coordinación de Pasantías. **“Normas para la elaboración y presentación de los anteproyectos, proyectos y trabajos de grado”**.

<http://www.sc.ehu.es/sbweb/webcentro/automatica/WebCQMHI/PAGINA%20PRINCIPAL/Automatizacion/Automatizacion.htm>

<http://www.exsol.com.ar/automatizacion-industrial/>

ANEXOS

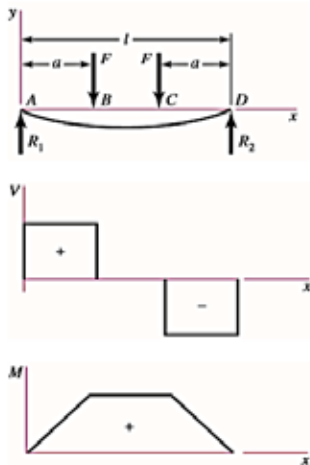
Anexo 1

CORTANTE, MOMENTO Y DEFLEXIÓN DE VIGAS

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

9 Apoyos simples: cargas idénticas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

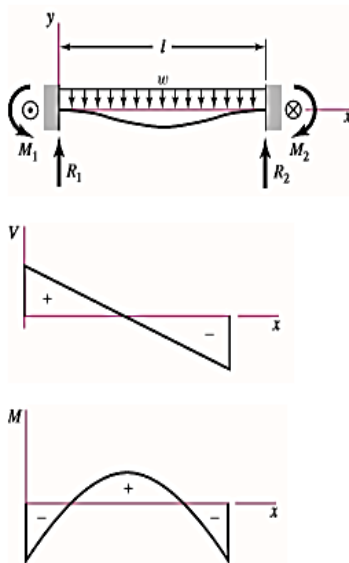
$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

16 Apoyos fijos: carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l-x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

ANEXO 2

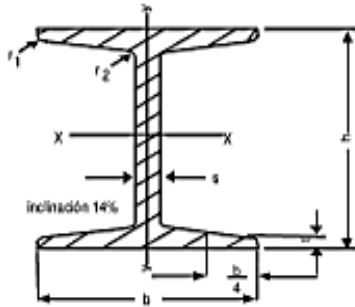
Propiedades de Materiales Estructurales

HIERROBECO, C.A.

CATALOGO DE PRODUCTOS



VIGAS IPN



DIMENSIONES

h: Altura
b: Ancho del ala
s: Espesor del alma
t: Espesor del ala
r: Angulo

MOMENTO RESPECTO A LOS EJES

I = Momento de Inercia,
S = Momento de Resistencia
R = Radio de Inercia, siempre referido al eje De reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros

Calidad ⇨ COVENIN 1149:2005
⇨ ASTM - A - 36.
⇨ ST - 37 - 2.

✓ NACIONALES.

IPN (I)	DIMENSIONES (mm)						AREA cm ²	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
									EJE X - X			EJE Y - Y		
	h	b	s	t	r _x	r _y			I _x cm ⁴	S _x cm ³	R _x cm	I _y cm ⁴	S _y cm ³	R _y cm

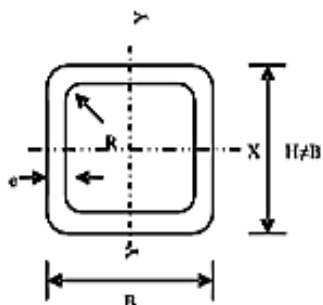
✓ IMPORTADAS.

160	160	74	6.3	9.5	6.3	3.8	22.8	17.90	935.0	117.0	6.40	54.70	14.80	1.55
180	180	82	6.9	10.4	6.9	4.1	27.9	21.90	1450.0	161.0	7.20	81.30	19.80	1.71
200	200	90	7.5	11.3	7.5	4.5	33.4	26.20	2140.0	214.0	8.00	117.00	26.00	1.87
220	220	98	8.1	12.2	8.1	4.9	39.5	31.10	3060.0	278.0	8.80	162.00	33.10	2.02
240	240	106	8.7	13.1	8.7	5.2	46.1	36.20	4250.0	354.0	9.59	221.00	41.70	2.20
260	260	113	9.4	14.1	9.4	5.6	53.3	41.90	5740.0	442.0	10.40	288.00	51.00	2.32
280	280	119	10.1	15.2	10.1	6.1	61.0	47.90	7590.0	542.0	11.10	364.00	61.20	2.45
300	300	125	10.8	16.2	10.8	6.5	69.0	54.20	9800.0	653.0	11.90	451.00	72.20	2.56
320	320	131	11.5	17.3	11.5	6.9	77.7	61.00	12510.0	782.0	12.70	555.00	84.70	2.67
340	340	137	12.2	18.3	12.2	7.3	86.7	68.00	15700.0	923.0	13.50	674.00	98.40	2.80
360	360	143	13.0	19.5	13.0	7.8	97.0	76.10	19610.0	1090.0	14.20	818.00	114.00	2.90
380	380	149	13.7	20.5	13.7	8.2	107.0	84.00	24010.0	1260.0	15.00	975.00	131.00	3.02
400	400	155	14.4	21.6	14.4	8.6	118.0	92.40	29210.0	1460.0	15.70	1160.00	149.00	3.13
425	425	163	15.3	23.0	15.3	9.2	132.0	104.00	36970.0	1740.0	16.70	1440.00	176.00	3.30
450	450	170	16.2	24.3	16.2	9.7	147.0	115.00	45850.0	2040.0	17.70	1730.00	203.00	3.43
475	475	178	17.1	25.6	17.1	10.3	163.0	128.00	56480.0	2380.0	18.60	2090.00	235.00	3.60
500	500	185	18.0	27.0	18.0	10.8	179.0	141.00	68740.0	2750.0	19.60	2480.00	268.00	3.72
550	550	200	19.0	30.0	19.0	11.9	212.0	166.00	99180.0	3610.0	21.60	3490.00	349.00	4.02
600	600	215	21.6	32.4	21.6	13.0	254.0	199.00	139000.0	4630.0	23.40	4670.00	434.00	4.30

✓ TOLERANCIA

Tipo de Perfil	Largo(mm)	Altura(mm)	Ala(mm)	Peso(%)
"T" < 120mm	-10 a + 50	-20 a + 2,5	-20 a + 2,5	± 5
T" ≥ 120mm	-10 a + 50	-20 a + 2,5	± 25	± 5

SECCIÓN CUADRADA



Materia Prima: Astm - A - 500 Grado C
 Esfuerzo De Fluencia $F_y = 3.515 \text{ kgf/cm}^2$
 $F_b = 0.69 \times F_y$.

Recomendado como Columna, para cargas axiales grandes, momentos moderados y (KL) grandes.
 ♦ Norma Covenin: 2063-2005

Longitud 12 Metros.

DIMENSIONES			SECCIÓN A cm ²	PESO kgf/m	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
H x B mm	mm				I cm ⁴	S cm ³	r cm
	e	r					
60 x 60	2.25	3.38	5.02	3.94	27.40	9.13	2.34
70 x 70	2.25	3.38	5.92	4.65	44.60	12.74	2.74
90 x 90	2.50	3.75	8.54	6.70	107.46	23.88	3.55
100 x 100	3.00	4.50	11.32	8.89	175.10	35.02	3.93
110 x 110	3.40	5.10	14.10	11.07	263.04	47.82	4.32
120 x 120	4.00	6.00	18.01	14.14	397.30	66.22	4.70
135 x 135	4.30	6.45	21.85	17.15	612.27	90.71	5.29
155 x 155	4.50	6.75	26.39	20.72	982.43	126.77	6.10
175 x 175	5.50	8.25	36.25	28.46	1709.23	195.34	6.87
200 x 200	5.50	8.25	41.75	32.77	2597.67	259.77	7.89
200 x 200	7.00	10.50	52.36	41.10	3194.10	319.41	7.81
220 x 220	7.00	10.50	57.96	45.50	4314.30	392.21	8.63
220 x 220	9.00	13.50	73.18	57.45	5317.27	483.39	8.52
260 x 260	9.00	13.50	87.58	68.75	9038.52	695.27	10.16
260 x 260	11.00	16.50	105.41	82.74	10656.87	819.76	10.06

ANEXO 3

Propiedades mecánicas de algunos materiales.

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

Datos provenientes de varias fuentes.* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

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

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

(Continuación)

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

Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	103
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	161
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	759	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Continuación



Vigas

Productos de acero laminados en caliente con sección transversal en forma de doble T (IPN) y canales(UPL).

Por su durabilidad, impecable acabado, economía, soldabilidad, resistencia y fácil galvanizado nuestros perfiles son utilizados en estructuras metálicas como vigas de entepiso, columnas, cerchas, correas para techo y piso, rieles, plataformas y barandas de camiones, techos machihembrados y losas de tabelones. También son utilizadas en el agro: vaqueras, galpones polleros y estantillos. Véase también las Propiedades de los Materiales



PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

COMPOSICIÓN QUÍMICA

Calidad	% C (MAX)	% Mn (MAX)	% P (MAX)	% S (MAX)
1-AE-25	0.20	0.80	0.05	0.05
2-AE-35	0.30	0.90	0.05	0.05
3-ASTM A 36	0.25		0.04	0.05
4- ASTM A 572. GRADO 50	0.23	1.35	0.04	0.05
5- ST 37 -2	0.20	---	0.06	0.05
6-ST 50-3	0.20	---	0.05	0.05

PROPIEDADES MECÁNICAS

Calidad	Pto. de Cedente Fy Kg/cm2	Esfuerzo Max. F Min Kg/cm2	Alargamiento % 50 mm
1-AE-25	2500	3700	25
2-AE-35	3500	5500	22
3-ASTM A 36	2500	4100/5600	20
4- ASTM A 572, GRADO 50	3500	4500	21
5- ST 37 -2	2400	3700/4500	25
6-ST 50-3	3600	5200/6200	22

ANEXO 4

Factores de corrección del limite de fatiga de Marin.

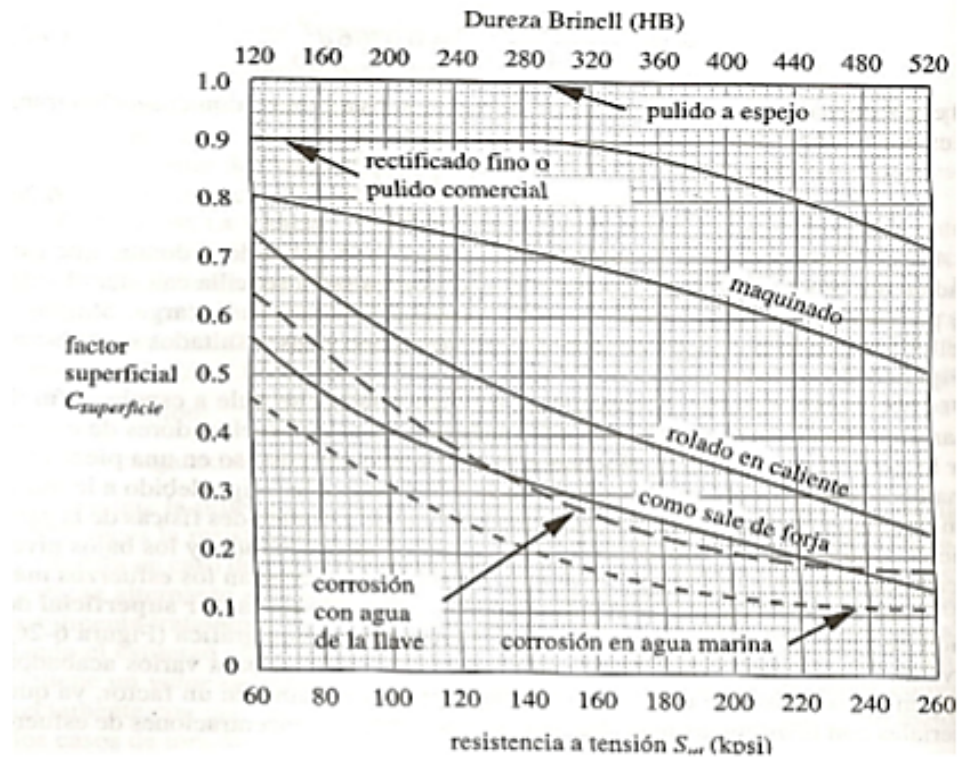


Figura B-1: Factores superficiales para diversos acabados en aceros

Acabado superficial	MPa		kPsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Tabla B-1: Coeficientes para la ecuación del factor superficial $C_s = A(S_u)^b$.

CONTINUACIÓN

En consecuencia, y en forma práctica, se utilizan los siguientes factores de corrección para las dimensiones de la pieza:

$Cd = 1$ para medidas de la sección transversal de hasta $d = 12,5$ mm.

$Cd = 0,85$ para medidas de la sección transversal de $12,5 \text{ mm} < d < 50,0$ mm.

$Cd = 0,75$ para medidas de la sección transversal de $50,0 \text{ mm} < d < 100,0$ mm.

Para medidas mayores que las indicadas deberán efectuarse pruebas de laboratorio determinar el valor de Cd .

Estos valores son tomados de Charles R. Mischke, "Prediction of Stochastic Endurance Strength," *Trans. of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, vol. 109, no. 1, January 1987, Table 3. Los cuales son:

$$Cd = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Apéndice 4: Factores de corrección del limite de fatiga de Marin. (Continuación 2)

Confiabilidad funcional, (C_{cf}). La totalidad de la información referida a valores de resistencia, tanto de fluencia como de ruptura, de los ensayos a tracción estáticos y de los valores de resistencia a la fatiga y del límite de fatiga, según sea el caso y el material de fabricación de la pieza, indican que de acuerdo a su fabricación, los valores que se reportan están en una banda de dispersión del 50%; esto significa que solo la mitad de las piezas presentarán, por lo menos, la durabilidad esperada según las condiciones de trabajo que le han sido impuestas. Si la confiabilidad funcional que se desea tener es del 50%, el valor del factor $C_{cf} = 1$; pero, si deseamos una confiabilidad mayor, por ejemplo del 99%, entonces $C_{cf} = 0,83$ (ver F.Stulen, H. Cummings, W. Schulte, "Preventing Fatigue Failures", parte 5, Machine Design, Volumen 33, p. 161, 1961). Para valores que aseguren la supervivencia de casi la totalidad de las piezas, digamos del 99,99%, el valor de C_{cf} sería de 0,72.

Temperatura de trabajo, (C_t). Para valores de temperatura cercanos a la temperatura del ambiente, utilizar $C_t = 1$. Para condiciones de trabajo que se sitúen a "bajas", o bien a "altas" temperaturas, el factor debe determinarse. Forzosamente, esto deberá realizarse por medio de ensayos de laboratorio que simulen las condiciones de trabajo a las cuales estará sometida la pieza.

Corrección por Carga Axial, (C_a). Mientras existan solamente cargas de flexión en un ensayo de fatiga, sólo las fibras externas estarán sometidas al máximo de las tensiones; pero si existe una carga axial variable, que genere tensiones, alternativas, repetidas o fluctuantes, todas las fibras transversales estarán sometidas a dicha tensión y esto aumenta la posibilidad de falla por fatiga, si un sistema como este está actuando $C_a = 0,9$.

Corrección por Carga de corte, (C_c). Cuando esté presente un sistema de carga que introduzca tensiones de corte variables, se ha encontrado en función de la maleabilidad del material de la pieza, los siguientes valores experimentales

$C_c = 0,5$ para materiales muy dúctiles.

$C_c = 0,6$ para materiales medianamente dúctiles (aceros).

$C_c = 0,8$ para materiales frágiles.

. CONTINUACIÓN

Otros factores de corrección. (C_o). Esta es, probablemente, la clase de factores sugeridos por Marin que más libertad de acción deja a los diseñadores. Pero, no debemos engañarnos por lo que acabamos de decir. En efecto, esta libertad se logra por un mayor, y mejor, conocimiento del material a utilizar en la fabricación del elemento de máquina considerado. Existen diversos factores dependiendo del comportamiento de cada material, C_o se transforma de nuevo en un C_i , es decir, en una serie de factores adicionales, de hecho estos factores se refieren a una multiplicidad de consideraciones adicionales que el diseñador deberá tomar en cuenta. ¿Cuáles son algunas de estas consideraciones adicionales? Pasaremos a enumerarlas y el lector, fuerte de una experiencia adquirida, podrá ponderar los efectos de cada uno de ellas:

- 1) **Tensiones residuales:** Las fallas por fatiga obedecen, principalmente, a tensiones de tracción. Hemos visto, así mismo, que la falla puede producirse a partir de la superficie de la pieza (aun cuando nada imposibilita que ésta se inicie internamente) Si la superficie de la pieza ha sido tratada de manera tal de inducir tensiones residuales de compresión, por ejemplo, martillado, rociada de granalla, o laminado en frío, entre otros, el factor C_o podría llegar a ser superior a la unidad (C_o).
- 2) **Anisotropía.** Las piezas laminadas o estiradas, pueden presentar un incremento de hasta un 20% de la resistencia a la fatiga cuando son sometidas a tensiones variables en dirección paralela a las deformaciones sufridas en su proceso de conformación, $C_o = 1,20$. Tratamientos térmicos posteriores, anulan este mejoramiento en el comportamiento de la pieza; y si es en dirección perpendicular $C_o = 0,7$.
- 3) **Imperfecciones.** Entramos ahora en la posibilidad de determinar si la falla puede ser producto de inclusiones, o malformaciones, en la microestructura del material que constituye la pieza. Estas imperfecciones o malformaciones del material de conformación del elemento, son aleatorias, este factor de corrección solo podemos determinarlo con un ensayo específico del material con el que fabricaremos.
- 4) **Tratamientos superficiales.** Muchos de los tratamientos a los cuales se puede someter una pieza, pueden mejorar el comportamiento resistente a la fatiga; pero pueden ser tales que la falla, al haber mejorado sensiblemente la superficie, inicie por el núcleo de la pieza. Estos casos deben ser analizados detenidamente, por medio de la ayuda que siempre brindan los ensayos de laboratorio. Hay tratamientos superficiales, suficientemente estudiados, que pueden ser desventajosos, desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga; estos son algunos: el cromado, el galvanizado o el niquelado, que reducen la resistencia a la fatiga hasta hacer que su $C_o = 0,6$. Estos tratamientos se hacen para proteger a la pieza, sometida a fatiga, de efectos más nocivos, cual es la corrosión, por ejemplo.

ANEXO 5


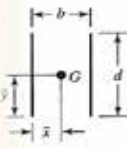
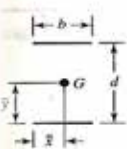
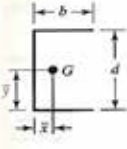
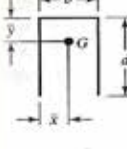
Clasificación de los electrodos según A.W.S.

Número de electrodo AWS*	Resistencia de tensión (MPa)	Límite elástico kpsi (MPa)	Elongación (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

* Sistema de numeración del código de especificaciones de la *American Welding Society* (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia mínima a la tensión. El último incluye variables en la técnica de soldado, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de soldado, como por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

ANEXO 6

Propiedades a la flexión de soldaduras de filete.








Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento del área unitaria
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

ANEXO 7

Propiedades mecánicas para tornillos y tuercas.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica para pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusivo	Resistencia mínima de prueba, † MPa	Resistencia de tensión mínima, † MPa	Resistencia mínima de fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero al bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero al bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero al bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero al medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero al medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero de aleación, T y R	

* La longitud de la rasca para pernos y tornillos de cabeza es

$$l_r = \begin{cases} 2d+6 & l \leq 125 \\ 2d+12 & 125 < l \leq 200 \\ 2d+25 & l > 200 \end{cases}$$

donde l es la longitud del perno. La longitud de la rasca para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

† Las resistencias mínimas son las resistencias excedidas por 99% de los sujetadores.

CONTINUACIÓN

Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal



Tamaño nominal, pulg	Tipo de cabeza										
	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}
1/4	3/8	11/64	7/16	11/64	0.01						
5/16	1/2	13/64	1/2	7/32	0.01						
3/8	9/16	1/4	9/16	1/4	0.01						
7/16	5/8	19/64	5/8	19/64	0.01						
1/2	3/4	21/64	3/4	11/32	0.01	7/8	11/32	0.01	7/8	5/16	0.009
5/8	15/16	27/64	15/16	27/64	0.02	1 1/16	27/64	0.02	1 1/16	25/64	0.021
3/4	1 1/8	1/2	1 1/8	1/2	0.02	1 1/4	1/2	0.02	1 1/4	15/32	0.021
1	1 1/2	21/32	1 1/2	43/64	0.03	1 5/8	43/64	0.03	1 5/8	39/64	0.062
1 1/8	1 11/16	3/4	1 11/16	3/4	0.03	1 13/16	3/4	0.03	1 13/16	11/16	0.062
1 1/4	1 7/8	27/32	1 7/8	27/32	0.03	2	27/32	0.03	2	25/32	0.062
1 3/8	2 1/16	29/32	2 1/16	29/32	0.03	2 3/16	29/32	0.03	2 3/16	27/32	0.062
1 1/2	2 1/4	1	2 1/4	1	0.03	2 3/8	1	0.03	2 3/8	15/16	0.062
Tamaño nominal, mm											
M5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M6			10	4.38	0.3						
M8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85	0.4						
M12			18	7.95	0.6	21	7.95	0.6			
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20			30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8
M24			36	15.90	0.8	41	15.90	0.8	41	15.90	1.0
M30			46	19.75	1.0	50	19.75	1.0	50	19.75	1.2
M36			55	23.55	1.0	60	23.55	1.0	60	23.55	1.5

ANEXO 8

Criterios para selección de rodamientos.

d

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medias, así como cargas axiales. Tienen un bajo rozamiento y se pueden producirse con una alta precisión y en variantes de trabajo silencioso. Este tipo de rodamiento es preferido. Por consiguiente, para motores eléctricos de tamaño pequeño y medio. Los rodamientos de rodillo a rotula pueden soportar cargas muy pesadas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuados, por ejemplo, para aplicaciones en ingeniería pesada, donde las cargas son extremas y producen deformaciones y desalineaciones.

Alguno de los criterios de selección de rodamientos son los siguientes:

.

Hay muchos casos que al menos una de las dimensiones principales del rodamiento, generalmente el diámetro del agujero, viene determinado por las características de diseño de la máquina a la que va destinado. Para ejes de pequeño diámetro, se pueden utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, siendo los rodamientos rígidos de bolas los más comúnmente utilizados; los rodamientos de agujas son también adecuados. Para ejes de grandes diámetros, se puede considerar los rodamientos de rodillos cilíndricos, los de rodillo a rotula y los de rodillos cónicos, así como los rodamientos rígidos de bolas.

.

Este es normalmente el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Los rodamientos de bolas son los más usados cuando las cargas son pequeñas o moderadas; los rodamientos de rodillos son la elección más adecuada para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

□ Carga radial: Con las excepciones de los rodamientos de rodillos cilíndricos sin pestañas en algunos de sus aros (tipo UN y N) y de los rodamientos radiales de agujas que solo son

adecuados para cargas estrictamente radiales, todos los demás rodamientos radiales pueden soportar tanto cargas radiales como axiales.

□ Carga axial: Los rodamientos axiales de bolas y los rodamientos de cuatro puntos de contacto son los tipos más adecuados para cargas axiales puras pequeñas y moderadas. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto solo pueden soportar cargas axiales en un solo sentido; para cargas axiales en ambos sentidos se necesitan rodamientos de doble efecto.

□ Los rodamientos axiales de bolas con contacto angular pueden soportar cargas axiales moderadas a altas velocidades; los rodamientos de simple efecto pueden soportar también cargas radiales actuando simultáneamente, mientras que los rodamientos de doble efecto normalmente solo se usan para cargas axiales puras.

Carga combinada:

□ Una carga de carga combinada consta de una carga radial y una carga axial que actúan simultáneamente. La capacidad que tiene un rodamiento de soportar una carga axial está determinada por su ángulo de contacto alfa, cuando mayor sea este ángulo, tanto más adecuado es este rodamiento para soportar carga axial. Para soportar cargas combinadas se usan principalmente los rodamientos de bolas con contacto angular de una de dos hileras y los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera, aunque los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos de rotula son también adecuados.

□ Cuando la carga actúa excéntricamente sobre el rodamiento puede dar lugar a momentos flectores. Los rodamientos de dos hileras tanto los rodamientos rígidos de bolas como los de bolas con contacto angular, pueden soportar momentos flexores, pero son más adecuados las parejas de una hilera de bolas con contacto angular o de rodillo cónicos sobre todo en disposición espalda con espalda, así como los rodamientos de rodillos cilíndricos cruzados o de rodillos cónicos cruzados

Las desalineaciones angulares entre el eje y el soporte pueden ser originadas, por ejemplo, por flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos de los rodamientos en los soportes no han sido mecanizados en una sola operación o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes separados y a gran distancia entre sí.

□ Se requieren rodamientos de un grado de precisión mayor que la normal para aquellas disposiciones que hayan de funcionar con rigurosas exigencias de exactitud (por ejemplo, las disposiciones de rodamientos de los husillos de máquinas-herramientas) así como la mayoría de los casos que precisan de velocidades de funcionamiento muy elevadas.

La velocidad a la cual un rodamiento puede funcionar viene limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento. Las máximas velocidades pueden obtenerse con los rodamientos rígidos de bolas cuando las cargas son radiales puras, y con los rodamientos de bolas con contacto angular para cargas combinadas.

En ciertas aplicaciones, por ejemplo, pequeños motores eléctricos de electrodomésticos y equipos de oficina, el ruido producido por el motor al funcionar constituye un factor importante y puede influir en la elección del rodamiento. Hay rodamientos rígidos de bolas especialmente fabricados para estas aplicaciones.

La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos, esta deformación es muy pequeña y puede despreciarse. En muy pocos casos, por ejemplo, en husillos de máquinas-herramientas, o en transmisiones de engranajes cónicos, la rigidez es un factor importante.

Un eje u otro elemento de máquina van normalmente soportados sobre un rodamiento fijo y un rodamiento libre. Los rodamientos fijos proporcionan enclavamiento axial en ambos

sentidos al elemento de la máquina. Los rodamientos más adecuados para este fin son los que absorben cargas combinadas, o los que pueden proporcionar fijación axial en combinación con un segundo rodamiento.

Los rodamientos libres deberán permitir los desplazamientos axiales para que los rodamientos no sufran esfuerzos adicionales como resultado, por ejemplo, de la dilatación térmica del eje

Los rodamientos con agujeros cilíndricos son más fáciles de montar cuando son de diseño desarmable, particularmente se precisan ajustes de interferencia para los dos aros. Se prefieren también cuando se precisan un frecuente montaje y desmontaje de rodamiento. Los aros interiores de estos rodamientos, por ejemplo, el rodamiento de rodillos cilíndricos, los de rodillos cónicos y los de agujas, se pueden montar independientemente de los aros exteriores. Entre los tipos de rodamientos no desarmables figuran los rodamientos rígidos de bola, los de bolas a rótulas y los de bolas con contacto angular, así como los rodamientos de rodillo a rótula.

Los rodamientos con agujeros cónicos pueden montarse sobre un eje cónico o sobre un eje cilíndrico usando un manguito de fijación o de desmontaje. Son fáciles de montar y de desmontar.

El tamaño del rodamiento que va a ser utilizado para una determinada aplicación se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga, comparada con las cargas que deberá soportar, y a las exigencias de duración y de fiabilidad requerida por la aplicación en cuestión. En las tablas de rodamientos, se indican los valores de capacidad de carga dinámica C y de capacidad de carga estática C_0 de los diferentes rodamientos.

La capacidad de carga dinámica C se usa para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzo dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento que gira

sometido a carga, y expresa la carga que puede soportar el rodamiento alcanzando una vida nominal de 1.000.000 de revoluciones. Las capacidades de carga de los rodamientos SKF se han determinado de acuerdo a la norma ISO 281: 1990. Los valores están basados en los materiales y las técnicas de fabricación empleadas por SKF en la producción estándar y son válidas para cargas constantes, tanto en magnitudes como en direcciones, radiales para rodamientos radiales y axiales centrada para rodamientos axiales.

La capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidad muy bajas, cuando están sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando están estacionarios bajo carga durante ciertos periodos. También debe tomarse en cuenta cuando sobre un rodamiento giratorio (sometido a esfuerzo dinámico) actúan elevadas cargas de choque de corta duración. La capacidad estática se define según ISO 76:1987 como la carga estática a la que corresponde una tensión calculada en el centro de superficie de contacto más cargada entre elementos rodantes y caminos de rodadura de:

- _4600 MPa para los rodamientos de bolas a rotulas.
- _4200 MPa para todos los demás rodamientos de bolas; y.
- _4000 MPa para todos los demás rodamientos de rodillos.

Esta tensión produce una deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura que es aprox. Igual a 0,0001 del diámetro del elemento rodante. Las cargas son puramente radiales para rodamientos radiales y cargas axiales centradas para rodamientos axiales.

La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en uno de sus aros o en uno de sus elementos rodantes.

➤ *Rodamientos seleccionados para la rueda de carga.*

SKF

Soportes de brida con rodamientos Y, Y-TECH, soporte cuadrado, prisionero

Dimensiones		Capacidades de carga		Velocidad límite con agua a temperatura 80	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento			
d	A ₁	V	L						T	C ₁	C ₂
mm				mm	kg						
20	30	85,9	96	32,3	12,7	6,58	3000	0,26	FTK20TR	FYB 604	NA1201-39F

Material: For the square version, see the table below. For the hexagonal version, see the table below.

NO-0.5	4	3	DR204
--------	---	---	-------

➤ *Rodamientos seleccionados para la mordaza.*

SKF

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, anillo de fijación excéntrico, rodamientos métricos

Dimensiones		Capacidades de carga		Velocidad límite con eje de tolerancia H7	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento			
d	A	H	H ₁						L	C ₁	C ₂
mm				mm	kg						
40	48	59	49,2	175	30,7	19	4800	1,65	DT 40 FM	DT 508 M	YET 208

Material: For the cast version, see the table below. For the hexagonal version, see the table below.

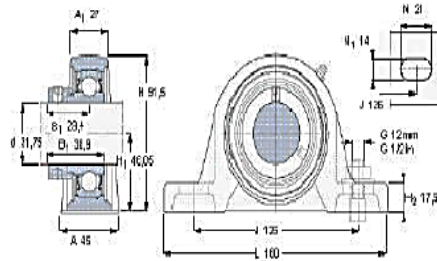
R104	18,8	1	FCV208
------	------	---	--------

➤ *Rodamientos seleccionados para los rodillos del sistema de transporte.*

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, anillo de fijación excéntrico, rodamientos en pulgadas



Dimensiones		Capacidades de carga		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento			
d	A	H	H ₁						C	C ₁	
mm				kN		rpm	kg				
31,75	45	91,5	46,05	160	25,5	15,3	5300	1,59	SYH 1.14 FM	SYH 507 U	YET 207-104



Priolomero
Par de apriete recomendado, Nm
Tamaño de la llave hexagonal, mm

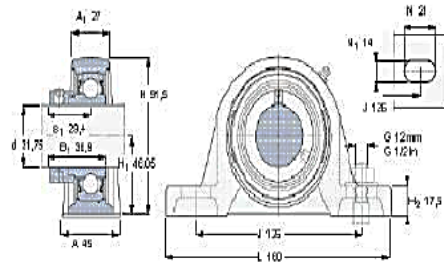
39-24x38
11,5
47815

➤ *Rodamientos seleccionados para los rodillos del sistema de expulsión.*

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, anillo de fijación excéntrico, rodamientos en pulgadas



Dimensiones		Capacidades de carga		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento			
d	A	H	H ₁						C	C ₁	
mm				kN		rpm	kg				
31,75	45	91,5	46,05	160	25,5	15,3	5300	1,59	SYH 1.14 FM	SYH 507 U	YET 207-104



Priolomero
Par de apriete recomendado, Nm
Tamaño de la llave hexagonal, mm

39-24x38
11,5
47815

ANEXO 9

Diseño de las chavetas.

Tabla 10-1 Tamaño de cuña contra tamaño de flecha

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
1/16	1/16	1/32	1/32	
1/16	1/16	1/8	1/8	1/32
1/16	7/8	1/16	1/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	1/16
1 1/4	1 3/8	3/16	3/16	1/4
1 3/8	1 3/4	1/2	1/2	3/8
1 3/4	2 1/4	5/8	5/8	7/16
2 1/4	2 3/4	3/4	3/4	1/2
2 3/4	3 1/4	7/8	7/8	3/4
3 1/4	3 3/4	1	1	3/4
3 3/4	4 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
4 1/2	5 1/2	1 1/2	1 1/2	1
5 1/2	6 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
6 1/2	7 1/2	2	2	1 1/2
7 1/2	9	2 1/2	2 1/2	1 3/4
9	11	3	3	2
11	13	3 1/2	3 1/2	2 1/2
13	15	4		3
15	18	5		3 1/2
18	22	6		4
22	26	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva

Tabla 10-2 Radios y chaflanes para cuñas que se sugieren

Profundidad del cuñero H/2		Radio del chaflán	Chaflán a 45°
Más de	Hasta (incluso)		
1/8	1/4	1/32	3/64
1/4	1/2	1/16	5/64
1/2	7/8	1/8	5/32
7/8	1 1/4	3/16	7/32
1 1/4	1 3/4	1/4	9/32
1 3/4	2 1/2	3/8	13/32

Nota: Todas las dimensiones se dan en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva

ANEXO 10

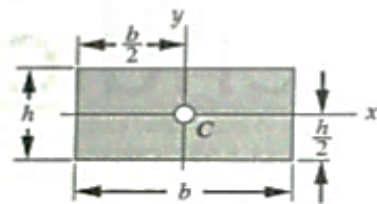
Momentos de inercia de algunas secciones.

MOMENTOS DE INERCIA DE ALGUNAS SECCIONES COMUNMENTES USADAS.

La integral $\int_A x^2 dA$ se denomina momento de inercia del área o segundo momento de área.

Por conveniencia, esta integral se representa con el símbolo I y se le llama momento de inercia.

Si la integral se calcula para un rectángulo de largo b y altura h respecto a un eje paralelo al lado b por el centro de gravedad, como se muestra en la figura, se encuentra que es igual a $I = \frac{bh^3}{12}$. El ancho b es paralelo al eje respecto al cual el momento trata de hacer girar la sección transversal.



$$A = bh$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}$$

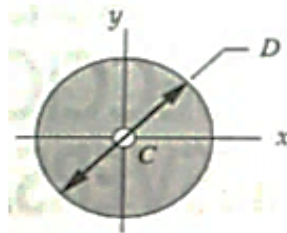
$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = I_x + I_y$$

$$I_y = \frac{b^3h}{12}$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(a) Rectángulo.



$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$I_x = \frac{\pi D^4}{64}$$

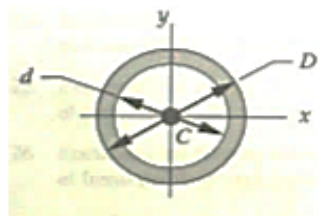
$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$I_y = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(b) Círculo.



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

$$I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(c) Círculo hueco.

ANEXO 11

Coeficientes de roce.

Material 1	Material 2	Coefficient Of Friction				Test method
		DRY		Greasy		
		Static	Sliding	Static	Sliding	
Aluminum	Aluminum	1,05-1,35	1,4	0,3		
Aluminio	Mild Steel	0,61	0,47			
Brake Material	Cast Iron	0,4				
Brake Material	Cast Iron (Wet)	0,2				
Brass	Cast Iron		0,3			
Brick	Wood	0,6				
Bronze	Cast Iron		0,22			
Bronze	Steel			0,16		
Cast Iron	Cast Iron	1,1	0,15		0,07	
Cast Iron	Oak		0,49		0,075	
Chromium	Chromium	0,41		0,34		
Copper	Cast Iron	1,05	0,29			
Copper	Copper	1,0		0,08		
Copper	Mild Steel	0,53	0,36		0,18	
Copper	Steel		0,8			SPOF
Copper	Steel (304 stainless)	0,23	0,21			FOF
Copper-Lead Alloy	Steel	0,22		-		
Hard Carbon	Steel	0,14		0,11 - 0,14		
Iron	Iron	1,0		0,15 - 0,2		
Lead	Cast Iron		0,43			
Lead	Steel		1,4			SPOF
Leather	Wood	0,3 - 0,4				
Leather	Metal(Clean)	0,6		0,2		
Leather	Metal(Wet)	0,4				
Leather	Oak (Parallel grain)	0,61	0,52			
Magnesium	Magnesium	0,6		0,08		
Nickel	Nickel	0,7-1,1	0,53	0,28	0,12	
Nickel	Mild Steel		0,64;		0,178	
Nylon	Nylon	0,15 - 0,25				
Oak	Oak (parallel grain)	0,62	0,48			
Oak	Oak (cross grain)	0,54	0,32		0,072	
Platinum	Platinum	1,2		0,25		
Polystyrene	Polystyrene	0,5		0,5		
Polystyrene	Steel	0,3-0,35		0,3-0,35		
Polythene	Steel	0,2		0,2		
Rubber	Asphalt (Dry)		0,5-0,8			
Rubber	Asphalt (Wet)		0,25-0,0,75			

Rubber	Concrete (Dry)		0,6-0,85			
Rubber	Concrete (Wet)		0,45-0,75			
Saphire	Saphire	0,2		0,2		
Silver	Silver	1,4		0,55		
Sintered Bronze	Steel	-		0,13		
Solids	Rubber	1,0 - 4,0		--		
Steel	Aluminium Bros	0,45				
Steel	Brass	0,35		0,19		
Steel(Mild)	Brass	0,51	0,44			
Steel (Mild)	Cast Iron		0,23	0,183	0,133	
Steel	Cast Iron	0,4		0,21		
Steel	Copper Lead Alloy	0,22		0,16	0,145	
Steel (Hard)	Graphite	0,21		0,09		
Steel	Graphite	0,1		0,1		
Steel (Mild)	Lead	0,95	0,95	0,5	0,3	
Steel (Mild)	Phos. Bros		0,34		0,173	
Steel	Phos Bros	0,35				
Steel(Hard)	Polythened	0,2		0,2		
Steel(Hard)	Polystyrene	0,3-0,35		0,3-0,35		
Steel (Mild)	Steel (Mild)	0,74	0,57		0,09-0,19	
Steel (Mild)	Steel (Mild)	-	0,62			FOR
Steel(Hard)	Steel (Hard)	0,78	0,42	0,05 - 0,11	0,029-0,12	
Steel	Zinc (Plated on steel)	0,5	0,45	-	-	
Teflon	Steel	0,04		0,04	0,04	
Teflon	Teflon	0,04		0,04	0,04	
Tin	Cast Iron		0,32			
Wood	Wood(clean)	0,25 - 0,5				
Wood	Wood (Wet)	0,2				
Wood	Metals(Clean)	0,2-0,6				
Wood	Metals (Wet)	0,2				
Wood	Brick	0,6				
Wood	Concrete	0,62				
Zinc	Zinc	0,6		0,04		
Zinc	Cast Iron	0,85	0,21			
Material 1	Material 2	Coefficient Of Friction			Test method	

ANEXO 12

Diseño de impulsores de cadena Tablas y gráficas para selección

Diseño de Impulsores de Cadena de Rodillos.

Para realizar una selección de un impulsor de cadenas se deben conocer los datos siguientes:

- Potencia nominal del motor en kW (HP) (se toma de la placa del motor accionador). En su defecto se utiliza la potencia en kW (HP) requerida por la máquina accionada.
- Tipo de motor y de maquinaria movida, tipo de aplicación.
- Velocidad en RPM del eje impulsor y del eje impulsado (para este último, límites: máximo y mínimo).
- Distancia tentativa entre centros de eje.
- Por lo menos un diámetro de una de las ruedas dentadas.

Secuencia de cálculo, ecuaciones y condiciones de diseño.

1. Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (f_s) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado. El factor del servicio f_s se determina de este anexo en función del tipo de motor que más se asemeja a nuestro diseño y del tipo de maquinaria movida.
2. Cálculo de la potencia de diseño: Una vez obtenido el factor f_s , este se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la *potencia de diseño*.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{nominal}} \times f_s. \quad \text{Ec. 56}$$

3. Selección tentativa del tamaño de la cadena (número y paso en pulg) y del número de dientes mínimo recomendado para la rueda dentada pequeña (rueda motora). Para ello se

usa el gráfico 3.1, en función de la potencia de diseño ($P_{\text{diseño}}$), de las RPM del eje más rápido y del número de ramales para la cadena.

4. Con las tablas de capacidad de potencia (HORSEPOWER RATINGS), Hallar la potencia transmisible por ramal o ramales de cadena, P_{ramal} , entrando con las RPM del eje más rápido y el número de dientes de la rueda pequeña.
5. Verificar que la potencia por ramal sea mayor o igual que la potencia de diseño, $P_{\text{ramal}} \geq P_{\text{diseño}}$.
6. Determinar la relación de transmisión o de velocidades.

La razón entre la velocidad del eje más rápido dividido por la velocidad del eje más lento, es la relación de transmisión " R_t ". Se indica como "1: R_t ". Con este valor se obtiene el tamaño de las catalinas a utilizar. La relación R_t o R_v debe corresponder a la razón entre la cantidad de dientes de la catalina grande (la del eje más lento) denominada corona dividida por la cantidad de dientes de la catalina pequeña (la del eje más rápido) denominada piñón.

$$R_v = \frac{\text{RPM}_{\text{rapido}}}{\text{RPM}_{\text{lento}}} = \frac{\omega_p}{\omega_c} = \frac{N_c}{N_p} \quad \text{o} \quad R_v = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ec. 57}$$

Donde:

$\omega_p, (\omega_1), \omega_c, (\omega_2)$: Velocidad angular de los dos ejes en RPM.

$N_c, (N_2)$: Cantidad de dientes de la corona

$N_p, (N_1)$: Cantidad de dientes del piñón.

7. Si no se selecciona de un catálogo del mercado. Calcular el número de dientes de la rueda grande (corona) con la ecuación anterior, para algunos fabricantes este valor tiene un máximo de 120 dientes.
8. Ajustar la relación de velocidad R_v . Con el número de dientes tomado del gráfico del Anexo C.1 y con el calculado en el paso anterior, verificar que la relación de transmisión este ajustada.

9. Calcular la velocidad lineal o periférica de la cadena. Los valores óptimos de velocidad recomendados están entre 197 pie/min (1 m/s) y 820 pie/min (4,17 m/s). Para el cálculo puede usarse:

$$V = \frac{Npw}{60.000} \text{ [m/s]} \quad \text{Ec. 58}$$

Donde:

N: Es número de dientes de la rueda;

p: Es paso de la cadena en [mm] y

[RPM].

10. Determinar el tipo de lubricación de la cadena de las tablas de capacidad de potencia del Anexo C.3 donde se determina la potencia por ramal.

11. Cálculo de los diámetros de las ruedas dentadas.

$$D_p = \frac{p}{\text{sen} \frac{180^\circ}{N}} \quad \text{Ec. 59}$$

$$D_o = p \left[0,6 + \cot \frac{180^\circ}{N} \right] \quad \text{Ec. 16}$$

Dónde:

D_p : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada en [mm].

D_o : Es el diámetro exterior de la rueda dentada en [mm].

N: Es número de dientes de la rueda y

P: Es el paso en [mm].

12. Cálculo de la longitud de la cadena y distancia entre centros.

Las relaciones entre la distancia central C, la longitud de la cadena L, y el número de dientes del piñón N_p y la corona N_c vienen dadas por:

- 12.1 Si se conoce la distancia central y es fija, utilizar la ecuación siguiente para calcular la longitud

$$L = 2C + \frac{N_p + N_c}{2} + \frac{(N_c - N_p)^2}{4p^2 C} \quad \text{Ec. 60}$$

12.2 Si no se conoce la distancia central utilice una aproximación para la distancia entre centros $30\text{pasos} < C < 50\text{pasos}$ (30 y 50 pasos de la cadena) y calcule la longitud con la Ec.17 y con esta longitud recalcule C con la Ec. 18. (Siempre se toma un número entero de pasos).

$$C = \frac{1}{4} \frac{L}{e} - \frac{N_c + N_p}{2} + \sqrt{\frac{L}{e} - \frac{N_c + N_p}{2} \frac{\sigma^2}{\phi} - \frac{8(N_c - N_p)^2}{4p^2}} \quad \text{Ec. 61}$$

13. Cálculo de las tensiones en la cadena.

La fuerza ejercida sobre los apoyos puede calcularse por

$$F = F_T + F_c \quad \text{Ec. 62}$$

Dónde:

F_T : Fuerza de tracción en la cadena [N].

F_c : Fuerza centrífuga sobre la cadena [N].

Siendo,

$$F_T = \frac{P}{V} \quad \text{Ec. 63}$$

Dónde:

P: Potencia transmitida en [watt] y

V: Velocidad periférica de la cadena en [m/s].

$$F_c = \frac{G}{g} V^2 \quad \text{Ec. 64}$$

Dónde:

G: Peso por unidad de longitud de la cadena en [Kg/m]

g: Fuerza de gravedad (9,80 m/s²)

V: Velocidad periférica de la cadena en [m/s].

F_c : Fuerza centrífuga sobre la cadena [N].

	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos Turbinas a vapor o a gas, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico	Motores de combustión multicilíndricos y acoplamiento mecánico. Motores eléctricos con arranques frecuentes	Motores de combustión mono cilíndricos o del golpeteo moderado y acoplamiento mecánico
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores	1,00	1,25	1,50

<p>Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano)</p> <p>Compresores centrífugos</p> <p>Elevadores y transportadores con carga uniforme</p> <p>Maquinaria de industria de alimentos</p> <p>Bombas centrífugas</p> <p>Máquinas de imprentas</p>			
<p>Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido</p> <p>Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño</p> <p>Mezcladoras de cemento</p> <p>Compresores de más de 3 cilindros</p> <p>Grúas</p> <p>Transportadores y elevadores con carga no uniforme</p>	<p>5</p> <p>1,2</p>	<p>0</p> <p>1,5</p>	<p>1,75</p>

Bombas de dragado			
Maquinaria de lavandería			
Máquinas herramientas			
Molinos			
Alternadores y generadores de soldadoras			
Compresores de uno o dos cilindros			
Excavadoras			
Trituradoras	1,7 5	2,0 0	2,25
Alimentadoras vibratorias			
Sierras circulares y lineales			
Molinos de martillos y de mandíbula			
Maquinaria minera			

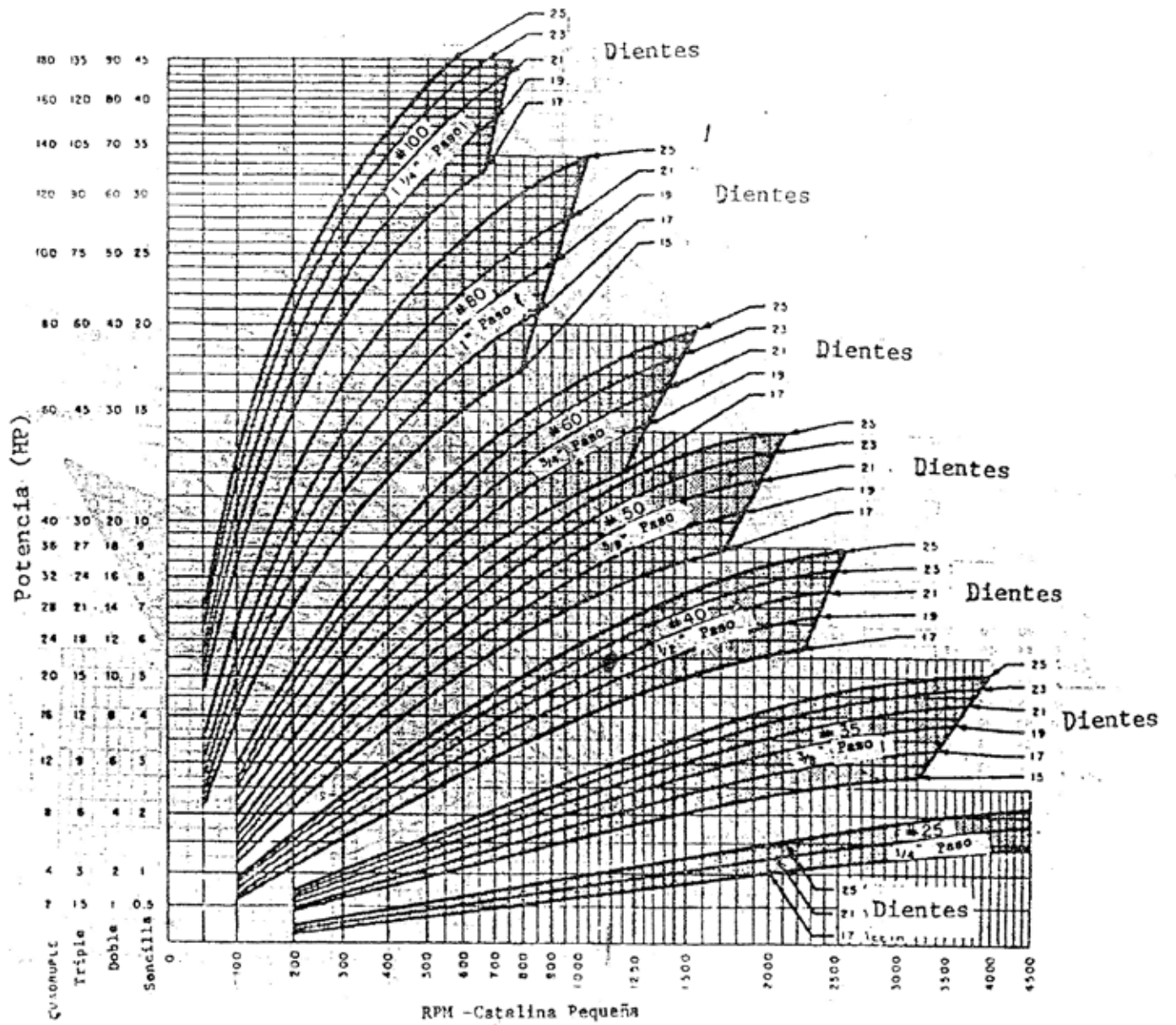


GRAFICO 3.1

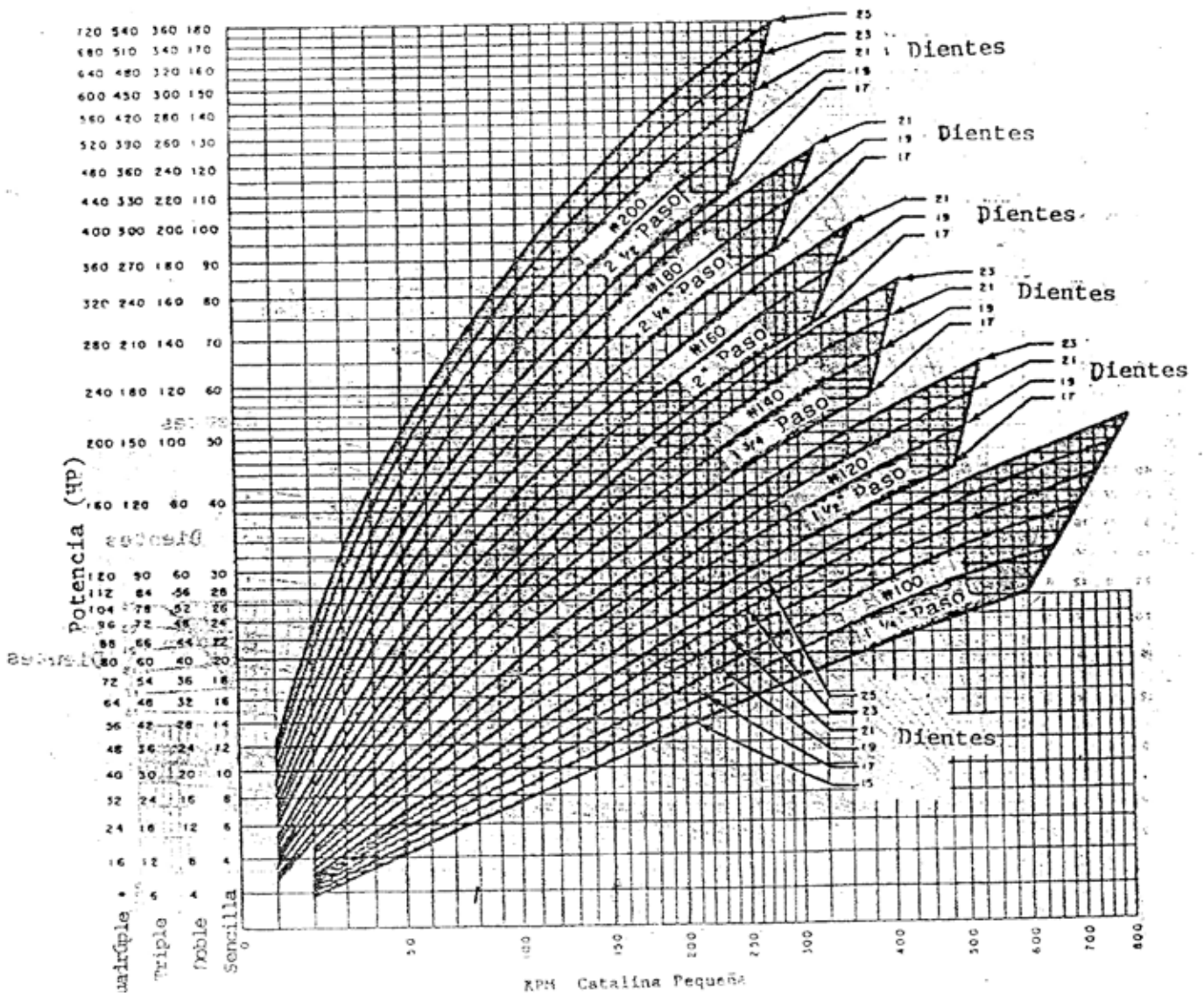


GRAFICO 3.1 Cont.

selection of stock roller chain drives

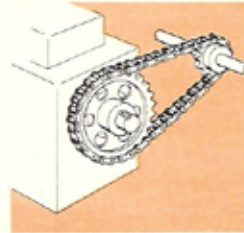
1. Determine the R.P.M. and diameter of the high speed shaft.
2. Determine the total H.P. to be transmitted after reference to the Table of Service Factors on A-19.
3. Select the chain pitch and number of teeth in the small sprocket from the Horsepower Rating Tables.
 - a. Be sure the small sprocket will accommodate the high speed shaft diameter.
 - b. If the high speed shaft diameter exceeds the maximum bore in the selected small sprocket it will be necessary either to increase the number of teeth in the sprocket or select the next larger pitch chain.
4. Determine the required ratio:

$$\frac{\text{RPM high speed shaft}}{\text{RPM slow speed shaft}} = \text{Ratio}$$
5. Multiply the number of teeth in the small sprocket by the ratio to obtain the number of teeth in the large sprocket. If a sprocket with the correct number of teeth is not listed, refer to the table, "Ratios Possible with Stock Sprockets" for the closest combination.

GENERAL RECOMMENDATIONS ON SPROCKET SIZES

Unless speeds are low it is not advisable to use less than 16 teeth in the smaller sprocket. When ratios are low, relatively large sprockets may be used, giving less chain pull, lower bearing loads and less joint articulation. If, on the other hand, ratios and speeds are high, it may be necessary to use a relatively small number of teeth in the high-speed sprocket.

Ratios over 7:1 are generally not recommended for single width roller chain drives. Very slow speed drives (10 to 100 RPM) are often practicable with as few as 9 or 10 teeth in the small sprocket, allowing ratios up to 12:1. In all cases where ratios exceed 5:1, the designer should consider the possibility of using compound drives to obtain maximum service life.



RATIOS POSSIBLE WITH MORSE STOCK SPROCKETS

		Number of Teeth — Driver Sprocket																	
		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Number of Teeth — Driven Sprocket	9	1.00																	
	10	1.11	1.00																
	11	1.22	1.10	1.00															
	12	1.33	1.20	1.09	1.00														
	13	1.44	1.30	1.18	1.08	1.00													
	14	1.56	1.40	1.27	1.17	1.08	1.00												
	15	1.67	1.50	1.36	1.25	1.15	1.07	1.00											
	16	1.78	1.60	1.45	1.33	1.23	1.14	1.07	1.00										
	17	1.89	1.70	1.55	1.42	1.31	1.21	1.13	1.06	1.00									
	18	2.00	1.80	1.64	1.50	1.38	1.29	1.20	1.13	1.06	1.00								
	19	2.11	1.90	1.73	1.58	1.46	1.36	1.27	1.19	1.12	1.06	1.00							
	20	2.22	2.00	1.82	1.67	1.54	1.43	1.33	1.25	1.18	1.11	1.05	1.00						
	21	2.33	2.10	1.91	1.75	1.61	1.50	1.40	1.31	1.23	1.17	1.10	1.05	1.00					
	22	2.44	2.20	2.00	1.83	1.69	1.57	1.47	1.38	1.29	1.22	1.16	1.10	1.05	1.00				
	23	2.56	2.30	2.09	1.92	1.77	1.64	1.53	1.44	1.35	1.28	1.21	1.15	1.10	1.05	1.00			
	24	2.67	2.40	2.18	2.00	1.85	1.71	1.60	1.50	1.41	1.33	1.26	1.20	1.14	1.09	1.04	1.00		
	25	2.78	2.50	2.27	2.08	1.92	1.79	1.67	1.56	1.47	1.39	1.32	1.25	1.19	1.14	1.09	1.04	1.00	
	26	2.89	2.60	2.36	2.17	2.00	1.86	1.73	1.63	1.53	1.44	1.37	1.30	1.24	1.18	1.13	1.08	1.04	1.00
	28	3.11	2.80	2.54	2.33	2.15	2.00	1.87	1.75	1.65	1.56	1.48	1.40	1.33	1.27	1.22	1.16	1.12	1.08
	30	3.33	3.00	2.73	2.50	2.31	2.14	2.00	1.88	1.76	1.67	1.58	1.50	1.43	1.36	1.30	1.25	1.20	1.15
	32	3.56	3.20	2.91	2.67	2.46	2.28	2.13	2.00	1.88	1.78	1.68	1.60	1.52	1.45	1.39	1.33	1.28	1.23
	35	3.89	3.50	3.18	2.92	2.69	2.50	2.33	2.19	2.06	1.94	1.84	1.75	1.67	1.59	1.52	1.46	1.40	1.34
	36	4.00	3.60	3.27	3.00	2.77	2.57	2.40	2.25	2.12	2.00	1.89	1.80	1.72	1.64	1.56	1.50	1.44	1.38
	40	4.44	4.00	3.64	3.33	3.08	2.85	2.67	2.50	2.35	2.22	2.10	2.00	1.90	1.82	1.74	1.67	1.60	1.54
	42	4.67	4.20	3.82	3.50	3.23	3.00	2.80	2.62	2.47	2.33	2.21	2.10	2.00	1.91	1.83	1.75	1.68	1.63
	45	5.00	4.50	4.09	3.75	3.46	3.21	3.00	2.81	2.65	2.50	2.37	2.25	2.14	2.04	1.96	1.88	1.80	1.73
48	5.33	4.80	4.36	4.00	3.69	3.43	3.20	3.00	2.82	2.67	2.52	2.40	2.28	2.18	2.10	2.00	1.92	1.84	
54	6.00	5.40	4.91	4.50	4.15	3.85	3.60	3.38	3.18	3.00	2.84	2.70	2.57	2.45	2.35	2.25	2.16	2.07	
60	6.67	6.00	5.45	5.00	4.62	4.29	4.00	3.75	3.53	3.33	3.16	3.00	2.86	2.72	2.60	2.50	2.40	2.30	
70	7.77	7.00	6.36	5.83	5.38	5.00	4.67	4.38	4.12	3.89	3.68	3.50	3.33	3.18	3.05	2.92	2.80	2.69	
72			6.55	6.00	5.55	5.14	4.80	4.50	4.24	4.00	3.79	3.60	3.43	3.27	3.13	3.00	2.88	2.77	
80			7.27	6.67	6.15	5.71	5.33	5.00	4.70	4.44	4.21	4.00	3.81	3.63	3.48	3.34	3.20	3.07	
84					6.46	6.00	5.60	5.25	4.94	4.67	4.42	4.20	4.00	3.82	3.66	3.50	3.36	3.23	
96					7.38	6.85	6.40	6.00	5.64	5.34	5.05	4.80	4.57	4.36	4.17	4.00	3.84	3.69	
112								7.00	6.59	6.23	5.89	5.60	5.33	5.08	4.87	4.67	4.48	4.30	

A service factor is applied to the horsepower ratings for other than normal duty drives taking into consideration source of power, nature of the load and load inertia strain or shock. Average hours per day of continuous service should also be considered. Normal duty drives are those with relatively little shock or load variation. When in doubt about the correct service factor consult Morse Chain Co.

service factors

Type of Load	Int. Comb. Eng. Hydraulic Drive	Elect. Motor or Turbine	Int. Comb. Eng. Mechanical Drive
Smooth	1.0	1.0	1.2
Moderate Shock	1.2	1.3	1.4
Heavy Shock	1.4	1.5	1.7

These operating characteristics may be divided into three classifications listed below:

Smooth: Running load is fairly uniform. Starting and peak loads may be somewhat greater than running load, but occur infrequently.

Moderate Shock: Running load is variable. Starting and peak loads are considerably greater than running load and occur frequently.

Heavy Shock: Starting loads are extremely heavy. Peak loads and overloads occur continuously and are of maximum fluctuation.

The following list generally classifies the usual driven mechanisms into their various duty ratings. These ratings are given as a guide to assist in the final determination of the actual operating characteristics.

- Agitators, Paddles or PropellerSmooth
- Bakery MachineryModerate Shock
- Brick and Clay MachineryHeavy Shock
- CentrifugesHeavy Shock
- Compressors:
 - Centrifugal and RotaryModerate Shock
- Conveyors:
 - Apron, Bucket, Elevator, PanHeavy Shock
 - BeltSmooth
 - Flight, ScrewHeavy Shock
- Cotton Oil PlantsHeavy Shock
- CranesModerate to Heavy Shock
- Crushing MachineryHeavy Shock
- Fans and Blowers:
 - Centrifugal, ExhaustersModerate Shock
 - Induced DraftModerate Shock
 - Mine Fans, Positive BlowersHeavy Shock
 - PropellerHeavy Shock
- Flour, Feed or Cereal Mill Machinery:
 - Bolters, Purifiers, Reels, Separators, SiftersModerate Shock
 - Roller Mills, GrindersHeavy Shock
- Generators and ExcitersModerate Shock
- Laundry MachineryModerate Shock
- MillsHeavy Shock
- Paper Machinery:
 - Agitators, Calenders, Dryers, Jordan Engines, Paper MachinesModerate Shock
 - Beaters, Chippers, Nash Pumps, Washers, Winder Drums, Yankee DryersHeavy Shock
- Printing MachineryModerate Shock
- Pumps:
 - Centrifugal, Gear, RotaryModerate Shock
 - Dredge, Duplex, TriplexHeavy Shock
- Rubber Plant MachineryHeavy Shock
- Textile MachinerySmooth

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 25 — 1/4" PITCH

No. of Teeth Small Sgkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	100	500	900	1200	1800	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10000
	Type I Lubrication										Type II Lubrication									
11	0.054	0.23	0.39	0.50	0.73	0.98	1.15	1.32	1.42	1.19	1.01	0.88	0.77	0.68	0.61	0.55	0.50	0.46	0.42	0.36
12	0.059	0.25	0.43	0.55	0.80	1.07	1.26	1.45	1.62	1.36	1.16	1.00	0.88	0.78	0.70	0.63	0.57	0.52	0.48	0.41
13	0.064	0.27	0.47	0.60	0.87	1.17	1.38	1.58	1.78	1.53	1.30	1.13	0.99	0.88	0.79	0.71	0.64	0.59	0.54	0.46
14	0.070	0.30	0.50	0.65	0.94	1.27	1.49	1.71	1.93	1.71	1.46	1.26	1.11	0.98	0.88	0.79	0.72	0.66	0.60	0.51
15	0.075	0.32	0.54	0.70	1.01	1.36	1.61	1.85	2.08	1.89	1.62	1.40	1.23	1.09	0.98	0.88	0.80	0.73	0.67	0.57
16	0.081	0.34	0.58	0.75	1.09	1.46	1.72	1.98	2.23	2.08	1.78	1.54	1.35	1.20	1.07	0.97	0.88	0.80	0.74	0.63
17	0.086	0.37	0.62	0.81	1.16	1.56	1.84	2.11	2.38	2.28	1.95	1.69	1.48	1.31	1.18	1.06	0.96	0.88	0.81	0.69
18	0.092	0.39	0.66	0.86	1.23	1.65	1.95	2.25	2.53	2.49	2.12	1.84	1.62	1.43	1.28	1.16	1.05	0.96	0.88	0.75
19	0.097	0.41	0.70	0.91	1.31	1.76	2.07	2.38	2.69	2.70	2.30	2.00	1.75	1.55	1.39	1.25	1.14	1.04	0.95	0.81
20	0.103	0.44	0.74	0.96	1.38	1.85	2.19	2.52	2.84	2.91	2.49	2.16	1.89	1.68	1.50	1.35	1.23	1.12	1.03	0.88
21	0.108	0.46	0.78	1.01	1.46	1.95	2.31	2.65	2.99	3.13	2.68	2.32	2.04	1.80	1.61	1.46	1.32	1.21	1.11	0.95
22	0.114	0.48	0.82	1.06	1.53	2.06	2.43	2.79	3.15	3.36	2.87	2.49	2.18	1.93	1.73	1.56	1.42	1.29	1.19	1.01
23	0.119	0.51	0.86	1.12	1.61	2.16	2.55	2.93	3.30	3.59	3.07	2.66	2.33	2.07	1.85	1.67	1.51	1.38	1.27	1.08
24	0.125	0.53	0.90	1.17	1.69	2.26	2.67	3.07	3.46	3.83	3.27	2.83	2.48	2.20	1.97	1.78	1.61	1.47	1.35	1.16
25	0.131	0.56	0.94	1.22	1.76	2.37	2.79	3.20	3.61	4.02	3.48	3.01	2.64	2.34	2.10	1.89	1.72	1.57	1.44	1.23
28	0.148	0.63	1.07	1.38	1.99	2.67	3.15	3.62	4.08	4.54	4.12	3.57	3.13	2.78	2.49	2.24	2.04	1.86	1.71	1.46
30	0.159	0.68	1.15	1.49	2.14	2.88	3.39	3.90	4.40	4.89	4.57	3.96	3.47	3.08	2.76	2.49	2.26	2.06	1.89	1.62
32	0.170	0.73	1.23	1.60	2.30	3.09	3.64	4.18	4.71	5.24	5.03	4.36	3.83	3.39	3.04	2.74	2.49	2.27	2.08	1.78
35	0.188	0.80	1.36	1.76	2.53	3.40	4.01	4.61	5.19	5.78	5.76	4.99	4.38	3.88	3.48	3.13	2.85	2.60	2.38	2.04
40	0.217	0.92	1.57	2.03	2.93	3.93	4.63	5.32	6.00	6.67	7.04	6.10	5.35	4.75	4.25	3.83	3.48	3.17	2.91	2.49
45	0.246	1.05	1.78	2.31	3.32	4.46	5.26	6.04	6.81	7.58	8.33	7.28	6.39	5.66	5.07	4.57	4.15	3.79	3.48	2.97
50	0.276	1.18	1.99	2.58	3.72	5.00	5.89	6.77	7.64	8.49	9.33	8.52	7.48	6.63	5.93	5.35	4.86	4.44	4.07	3.48
55	0.306	1.30	2.21	2.86	4.12	5.54	6.53	7.51	8.46	9.41	10.3	9.83	8.63	7.65	6.85	6.17	5.60	5.12	4.70	4.01
60	0.336	1.43	2.43	3.15	4.53	6.09	7.18	8.25	9.30	10.3	11.3	11.2	9.83	8.72	7.80	7.03	6.38	5.83	5.35	4.57

- TYPE I Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (500 fpm max. chain speed)
- TYPE II Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (2500 fpm max.)
- TYPE III Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (3500 fpm max.)
- TYPE IV Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

For Multi-Strand Chain use:

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.



HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 35 — 3/8" PITCH

No. of Teeth Small Splt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
11	Type I				Type II				Type III				Type IV							
11	0.18	0.78	1.32	1.72	2.47	3.32	2.93	2.32	1.90	1.59	1.36	1.18	1.04	0.92	0.82	0.74	0.67	0.61	0.56	0.48
12	0.20	0.86	1.45	1.89	2.72	3.65	3.35	2.66	2.17	1.82	1.56	1.35	1.18	1.05	0.94	0.85	0.77	0.70	0.64	0.55
13	0.22	0.93	1.59	2.05	2.96	3.98	3.76	2.99	2.45	2.05	1.75	1.52	1.33	1.18	1.06	0.95	0.86	0.79	0.72	0.62
14	0.24	1.01	1.72	2.23	3.21	4.31	4.21	3.34	2.73	2.29	1.96	1.70	1.49	1.32	1.18	1.06	0.97	0.88	0.81	0.69
15	0.26	1.09	1.85	2.40	3.45	4.64	4.66	3.70	3.03	2.54	2.17	1.88	1.65	1.46	1.31	1.18	1.07	0.98	0.90	0.77
16	0.27	1.17	1.98	2.57	3.70	4.98	5.14	4.08	3.34	2.80	2.39	2.07	1.82	1.61	1.44	1.30	1.18	1.08	0.99	0.84
17	0.29	1.25	2.12	2.75	3.95	5.31	5.63	4.47	3.66	3.06	2.62	2.27	1.99	1.77	1.58	1.42	1.29	1.18	1.08	0.93
18	0.31	1.33	2.25	2.92	4.20	5.65	6.13	4.87	3.98	3.34	2.85	2.47	2.17	1.92	1.72	1.55	1.41	1.29	1.18	1.01
19	0.33	1.41	2.39	3.10	4.46	5.99	6.65	5.28	4.32	3.62	3.09	2.68	2.35	2.09	1.87	1.68	1.53	1.39	1.28	1.09
20	0.35	1.49	2.53	3.27	4.71	6.33	7.18	5.70	4.67	3.91	3.34	2.90	2.54	2.25	2.02	1.82	1.65	1.51	1.38	1.18
21	0.37	1.57	2.66	3.45	4.97	6.68	7.73	6.13	5.02	4.21	3.59	3.11	2.73	2.42	2.17	1.96	1.77	1.62	1.49	1.27
22	0.39	1.65	2.80	3.63	5.22	7.02	8.27	6.58	5.38	4.51	3.85	3.34	2.93	2.60	2.33	2.10	1.90	1.74	1.60	1.36
23	0.41	1.73	2.94	3.81	5.48	7.37	8.68	7.03	5.75	4.82	4.12	3.57	3.13	2.78	2.49	2.24	2.03	1.86	1.71	1.46
24	0.43	1.81	3.08	3.98	5.74	7.71	9.09	7.49	6.13	5.14	4.39	3.80	3.34	2.96	2.65	2.39	2.17	1.98	1.82	1.55
25	0.44	1.89	3.21	4.16	6.00	8.06	9.50	7.97	6.52	5.47	4.67	4.05	3.55	3.15	2.82	2.54	2.31	2.11	1.93	1.65
28	0.50	2.14	3.63	4.71	6.78	9.11	10.7	9.44	7.73	6.48	5.53	4.80	4.21	3.73	3.34	3.01	2.73	2.50	2.29	1.96
30	0.54	2.31	3.91	5.07	7.30	9.81	11.6	10.5	8.57	7.18	6.14	5.32	4.67	4.14	3.70	3.34	3.03	2.77	2.54	2.17
32	0.58	2.47	4.20	5.44	7.83	10.5	12.4	11.5	9.44	7.91	6.76	5.86	5.14	4.56	4.08	3.68	3.34	3.05	2.80	2.39
35	0.64	2.72	4.62	5.99	8.63	11.6	13.7	13.2	10.8	9.06	7.73	6.70	5.88	5.22	4.67	4.21	3.82	3.49	3.20	0
40	0.74	3.15	5.34	6.92	9.96	13.4	15.8	16.1	13.2	11.1	9.45	8.19	7.19	6.37	5.70	5.14	4.67	0	0	0
45	0.84	3.57	6.06	7.85	11.3	15.2	17.9	19.2	15.8	13.2	11.3	9.77	8.57	7.60	6.80	6.14	0	0	0	0
50	0.94	4.00	6.79	8.80	12.7	17.0	20.1	22.5	18.5	15.5	13.2	11.4	10.0	8.91	0	0	0	0	0	0
55	1.04	4.44	7.53	9.76	14.1	18.9	22.3	25.6	21.3	17.8	15.2	13.2	11.6	0	0	0	0	0	0	0
60	1.15	4.88	8.27	10.7	15.4	20.7	24.4	28.1	24.2	20.3	17.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0

- TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (370 fpm max. chain speed)
- TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (1700 fpm max.)
- TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (2800 fpm max.)
- TYPE IV: Oil Stream. Oil applied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi. Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 40 — 1/2" PITCH

No. of Teeth Small Splt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900		
11	Type I Lubrication				Type II Lubrication				Type III Lubrication				Type IV Lubrication							
11	0.23	0.80	1.50	2.16	3.11	4.03	4.66	3.03	2.17	1.72	1.41	1.18	1.01	0.87	0.77	0.68	0.61	0.55	0.50	0
12	0.25	0.88	1.65	2.37	3.42	4.43	5.31	3.45	2.47	1.96	1.60	1.34	1.15	1.00	0.87	0.77	0.69	0.62	0.57	0
13	0.28	0.96	1.80	2.59	3.73	4.83	5.99	3.89	2.79	2.21	1.81	1.52	1.29	1.12	0.98	0.87	0.78	0.70	0.64	0
14	0.30	1.04	1.95	2.80	4.04	5.23	6.70	4.35	3.11	2.47	2.02	1.69	1.45	1.25	1.10	0.98	0.87	0.79	0.71	0
15	0.32	1.12	2.10	3.02	4.35	5.64	7.43	4.82	3.45	2.74	2.24	1.88	1.60	1.39	1.22	1.08	0.97	0.87	0	0
16	0.35	1.20	2.25	3.24	4.66	6.04	8.18	5.31	3.80	3.02	2.47	2.07	1.77	1.53	1.34	1.19	1.07	0.96	0	0
17	0.37	1.29	2.40	3.45	4.98	6.45	8.96	5.82	4.17	3.31	2.71	2.27	1.94	1.68	1.47	1.31	1.17	1.05	0	0
18	0.39	1.37	2.55	3.68	5.30	6.86	9.76	6.34	4.54	3.60	2.95	2.47	2.11	1.83	1.60	1.42	1.27	1.15	0	0
19	0.42	1.45	2.71	3.90	5.62	7.27	10.5	6.88	4.92	3.91	3.20	2.68	2.29	1.98	1.74	1.54	1.38	1.25	0	0
20	0.44	1.53	2.86	4.12	5.94	7.69	11.1	7.43	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	2.14	1.88	1.67	1.49	1.34	0	0
21	0.46	1.62	3.02	4.34	6.26	8.11	11.7	7.99	5.72	4.54	3.71	3.11	2.66	2.30	2.02	1.79	1.60	1.45	0	0
22	0.49	1.70	3.17	4.57	6.58	8.52	12.3	8.57	6.13	4.87	3.98	3.34	2.85	2.47	2.17	1.92	1.72	0	0	0
23	0.51	1.78	3.33	4.79	6.90	8.94	12.9	9.16	6.55	5.20	4.26	3.57	3.05	2.64	2.32	2.06	1.84	0	0	0
24	0.54	1.87	3.48	5.02	7.23	9.36	13.5	9.76	6.99	5.54	4.54	3.80	3.25	2.81	2.47	2.19	1.96	0	0	0
25	0.56	1.95	3.64	5.24	7.55	9.78	14.1	10.4	7.43	5.89	4.82	4.04	3.45	2.99	2.63	2.33	0	0	0	0
28	0.63	2.20	4.11	5.93	8.54	11.1	15.9	12.3	8.80	6.99	5.72	4.79	4.09	3.55	3.11	2.76	0	0	0	0
30	0.68	2.38	4.43	6.38	9.20	11.9	17.2	13.6	9.76	7.75	6.34	5.31	4.54	3.93	3.45	0	0	0	0	0
32	0.73	2.55	4.75	6.85	9.86	12.8	18.4	15.0	10.8	8.54	6.99	5.86	5.00	4.33	3.80	0	0	0	0	0
35	0.81	2.80	5.24	7.54	10.9	14.1	20.3	17.2	12.3	9.76	7.99	6.70	5.72	4.96	0	0	0	0	0	0
40	0.93	3.24	6.05	8.71	12.5	16.3	23.4	21.0	15.0	11.9	9.76	8.18	6.99	0	0	0	0	0	0	0
45	1.06	3.68	6.87	9.89	14.2	18.5	26.6	25.1	17.9	14.2	11.7	9.76	0	0	0	0	0	0	0	0
50	1.18	4.12	7.70	11.1	16.0	20.7	29.8	29.4	21.0	16.7	13.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
55	1.31	4.57	8.53	12.3	17.7	22.9	33.0	33.9	24.2	19.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
60	1.44	5.02	9.37	13.5	19.4	25.2	36.3	38.6	27.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

- TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (300 fpm max. chain speed)
- TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (1300 fpm max.)
- TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (2300 fpm max.)
- TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi. Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 41
1/2" PITCH LIGHT WEIGHT MACHINERY CHAIN

No. of Teeth Small Splt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																						
	50	200	400	600	900	1200	1800	2400	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	9000			
11	Type I Lubrication			Type II Lubrication			Type III Lubrication			Type IV Lubrication													
12	0.13	0.44	0.82	1.19	1.71	1.71	0.93	0.60	0.43	0.34	0.28	0.24	0.20	0.17	0.16	0.14	0.12	0.11	0.10	0	0		
13	0.14	0.49	0.91	1.31	1.88	1.95	1.06	0.69	0.49	0.39	0.32	0.27	0.23	0.20	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0	0		
14	0.15	0.53	0.99	1.42	2.05	2.20	1.20	0.78	0.56	0.44	0.36	0.30	0.26	0.22	0.20	0.17	0.16	0.14	0.13	0	0		
15	0.16	0.57	1.07	1.54	2.22	2.46	1.34	0.87	0.62	0.49	0.40	0.34	0.29	0.25	0.22	0.20	0.17	0.16	0.14	0	0		
16	0.18	0.62	1.15	1.66	2.39	2.73	1.49	0.96	0.69	0.55	0.45	0.38	0.32	0.28	0.24	0.22	0.19	0.17	0	0	0		
17	0.19	0.66	1.24	1.78	2.56	3.01	1.64	1.06	0.76	0.60	0.49	0.41	0.35	0.31	0.27	0.24	0.21	0.19	0	0	0		
18	0.20	0.71	1.32	1.90	2.74	3.29	1.79	1.16	0.83	0.66	0.54	0.45	0.39	0.34	0.29	0.26	0.23	0.21	0	0	0		
19	0.22	0.75	1.40	2.02	2.91	3.59	1.95	1.27	0.91	0.72	0.59	0.49	0.42	0.37	0.32	0.28	0.25	0.23	0	0	0		
20	0.23	0.80	1.49	2.14	3.09	3.89	2.12	1.38	0.98	0.78	0.64	0.54	0.46	0.40	0.35	0.31	0.28	0.25	0	0	0		
21	0.24	0.84	1.57	2.26	3.26	4.20	2.29	1.49	1.06	0.84	0.69	0.58	0.49	0.43	0.38	0.33	0.30	0.27	0	0	0		
22	0.26	0.89	1.66	2.39	3.44	4.46	2.46	1.60	1.14	0.91	0.74	0.62	0.53	0.46	0.40	0.36	0.32	0.29	0	0	0		
23	0.27	0.93	1.74	2.51	3.62	4.69	2.64	1.71	1.23	0.97	0.80	0.67	0.57	0.49	0.43	0.38	0.34	0	0	0	0		
24	0.28	0.98	1.83	2.64	3.79	4.92	2.82	1.83	1.31	1.04	0.85	0.71	0.61	0.53	0.46	0.41	0.37	0	0	0	0		
25	0.29	1.03	1.92	2.76	3.97	5.15	3.01	1.95	1.40	1.11	0.91	0.76	0.65	0.56	0.49	0.44	0.39	0	0	0	0		
28	0.31	1.07	2.00	2.88	4.15	5.38	3.20	2.08	1.49	1.18	0.96	0.81	0.69	0.60	0.53	0.47	0	0	0	0	0		
30	0.35	1.21	2.26	3.26	4.69	6.08	3.79	2.46	1.76	1.40	1.14	0.96	0.82	0.71	0.62	0.55	0	0	0	0	0		
32	0.38	1.31	2.44	3.51	5.06	6.55	4.20	2.73	1.95	1.55	1.27	1.06	0.91	0.79	0.69	0	0	0	0	0	0		
35	0.40	1.40	2.61	3.76	5.42	7.03	4.63	3.01	2.15	1.71	1.40	1.17	1.00	0.87	0.76	0	0	0	0	0	0		
40	0.44	1.54	2.88	4.15	5.97	7.74	5.29	3.44	2.45	1.95	1.60	1.34	1.14	0.99	0	0	0	0	0	0	0		
45	0.51	1.78	3.33	4.79	6.90	8.94	6.47	4.20	3.01	2.39	1.95	1.64	1.40	0	0	0	0	0	0	0	0		
50	0.58	2.02	3.78	5.44	7.84	10.2	7.72	5.01	3.59	2.85	2.33	1.95	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
55	0.65	2.27	4.23	6.10	8.78	11.4	9.04	5.87	4.20	3.33	2.73	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
60	0.72	2.51	4.69	6.76	9.73	12.6	10.4	6.77	4.85	3.85	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
60	0.79	2.76	5.15	7.42	10.7	13.9	11.9	7.72	5.52	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (300 fpm max. chain speed.)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (1500 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (2500 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 50 — 5/8" PITCH

No. of Teeth Small Splt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																						
	50	100	300	500	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3500	4000	4500	5000	5400	5800	6200			
11	Type I			Type II			Type III Lubrication			Type IV Lubrication													
12	0.45	0.84	2.25	3.55	6.07	7.85	7.44	5.58	4.42	3.62	3.04	2.59	2.25	2.05	1.68	1.41	1.21	1.07	0.97	0	0		
13	0.50	0.92	2.47	3.91	6.65	8.64	8.50	6.38	5.04	4.13	3.47	2.96	2.57	2.35	1.92	1.61	1.38	1.22	1.10	0	0		
14	0.54	1.01	2.70	4.26	7.26	9.42	9.56	7.17	5.67	4.65	3.90	3.33	2.89	2.65	2.16	1.81	1.55	1.37	1.24	0	0		
15	0.58	1.09	2.92	4.60	7.87	10.2	10.7	8.01	6.34	5.20	4.35	3.72	3.23	2.96	2.41	2.02	1.73	1.53	0	0	0		
16	0.63	1.17	3.15	4.97	8.48	11.0	11.9	8.89	7.03	5.76	4.83	4.13	3.58	3.28	2.68	2.24	1.92	1.70	0	0	0		
17	0.67	1.26	3.37	5.33	9.09	11.8	13.1	9.79	7.74	6.35	5.32	4.54	3.94	3.62	2.95	2.47	2.11	1.88	0	0	0		
18	0.72	1.34	3.60	5.69	9.70	12.6	14.3	10.7	8.48	6.95	5.83	4.98	4.32	3.96	3.23	2.71	2.32	2.05	0	0	0		
19	0.77	1.43	3.83	6.05	10.3	13.4	15.6	11.7	9.24	7.58	6.35	5.42	4.70	4.31	3.52	2.95	2.53	0	0	0	0		
20	0.81	1.51	4.06	6.42	10.9	14.2	16.9	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	5.10	4.68	3.82	3.20	2.74	0	0	0	0		
21	0.86	1.60	4.30	6.78	11.6	15.0	18.2	13.7	10.8	8.87	7.44	6.35	5.51	5.05	4.12	3.45	2.95	0	0	0	0		
22	0.90	1.69	4.53	7.15	12.2	15.8	19.3	14.7	11.6	9.55	8.01	6.83	5.93	5.44	4.44	3.71	3.19	0	0	0	0		
23	0.95	1.77	4.76	7.52	12.8	16.6	20.3	15.8	12.5	10.2	8.59	7.33	6.36	5.83	4.76	3.98	3.42	0	0	0	0		
24	1.00	1.86	5.00	7.89	13.4	17.4	21.3	16.9	13.3	10.9	9.18	7.83	6.79	6.23	5.08	4.26	0	0	0	0	0		
25	1.04	1.95	5.23	8.26	14.1	18.3	22.3	18.0	14.2	11.7	9.78	8.34	7.24	6.64	5.42	4.54	0	0	0	0	0		
28	1.09	2.04	5.47	8.63	14.7	19.1	23.3	19.1	15.1	12.4	10.4	8.88	7.70	7.06	5.76	4.83	0	0	0	0	0		
30	1.20	2.30	6.18	9.76	16.6	21.6	26.3	22.7	17.9	14.7	12.3	10.5	9.13	8.37	6.83	0	0	0	0	0	0		
32	1.33	2.42	6.66	10.5	17.9	23.2	28.4	25.1	19.9	16.3	13.7	11.7	10.1	9.28	7.57	0	0	0	0	0	0		
35	1.42	2.66	7.14	11.3	19.2	24.9	30.4	27.7	21.9	18.0	15.0	12.9	11.1	10.2	8.34	0	0	0	0	0	0		
40	1.57	2.93	7.85	12.4	21.2	27.4	33.5	31.7	25.1	20.5	17.2	14.7	12.8	11.7	9.55	0	0	0	0	0	0		
45	1.81	3.38	9.08	14.3	24.4	31.1	38.7	38.7	30.6	25.1	21.0	18.0	15.6	14.3	0	0	0	0	0	0	0		
50	2.06	3.84	10.3	16.3	27.8	36.0	43.9	46.2	36.5	29.9	25.1	21.4	18.6	0	0	0	0	0	0	0	0		
55	2.30	4.30	11.6	18.2	31.1	40.3	49.2	54.1	42.8	35.1	29.4	25.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
60	2.56	4.77	12.8	20.2	34.5	44.7	54.6	62.4	49.3	40.5	33.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
60	2.81	5.25	14.1	22.2	37.9	49.1	59.9	71.1	56.2	46.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (250 fpm max. chain speed.)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (1000 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (2000 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.



HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 60 — 3/4" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	50	100	200	500	700	900	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3500	3800	4000	4500
11	Type I			Type II			Type III Lubrication						Type IV Lubrication							
12	0.78	1.44	2.69	6.14	8.32	10.5	11.9	9.45	7.70	6.49	5.51	4.78	4.20	3.72	3.33	3.00	2.38	2.10	1.95	0
13	0.85	1.58	2.96	6.73	9.14	11.5	13.6	10.8	8.79	7.42	6.29	5.46	4.79	4.25	3.80	3.42	2.72	2.40	2.23	0
14	0.93	1.72	3.22	7.34	9.96	12.5	15.3	12.1	9.89	8.34	7.08	6.14	5.39	4.78	4.28	3.85	3.06	2.70	2.50	0
15	1.00	1.87	3.49	7.95	10.8	13.6	17.1	13.6	11.1	9.32	7.91	6.86	6.02	5.34	4.78	4.30	3.42	3.01	2.80	0
16	1.08	2.01	3.76	8.57	11.6	14.6	18.9	15.0	12.3	10.3	8.77	7.61	6.68	5.93	5.30	4.77	3.79	3.34	3.10	0
17	1.16	2.16	4.03	9.19	12.5	15.7	20.3	16.6	13.5	11.4	9.66	8.38	7.36	6.53	5.84	5.25	4.17	3.68	3.42	0
18	1.24	2.30	4.31	9.81	13.3	16.7	21.7	18.2	14.8	12.5	10.6	9.18	8.06	7.15	6.40	5.75	4.57	4.03	3.74	0
19	1.32	2.45	4.58	10.4	14.1	17.8	23.0	19.8	16.1	13.6	11.5	10.0	8.78	7.79	6.97	6.27	4.98	4.39	4.08	0
20	1.40	2.60	4.86	11.1	15.0	18.8	24.4	21.5	17.5	14.7	12.5	10.9	9.52	8.45	7.56	6.80	5.40	4.76	4.42	0
21	1.48	2.75	5.13	11.7	15.9	19.9	25.8	23.2	18.9	15.9	13.5	11.7	10.3	9.12	8.17	7.34	5.83	5.14	0	0
22	1.56	2.89	5.41	12.3	16.7	21.0	27.2	24.9	20.3	17.1	14.5	12.6	11.1	9.82	8.79	7.90	6.27	5.53	0	0
23	1.64	3.04	5.69	13.0	17.6	22.1	28.6	26.7	21.8	18.4	15.6	13.5	11.9	10.5	9.42	8.47	6.73	5.93	0	0
24	1.72	3.19	5.97	13.6	18.4	23.2	30.0	28.5	23.3	19.6	16.7	14.4	12.7	11.3	10.1	9.06	7.19	0	0	0
25	1.80	3.34	6.25	14.2	19.3	24.3	31.4	30.4	24.8	20.9	17.7	15.4	13.5	12.0	10.7	9.65	7.65	0	0	0
28	1.88	3.49	6.53	14.9	20.2	25.4	32.9	32.4	26.4	22.3	18.9	16.4	14.4	12.8	11.4	10.3	8.18	0	0	0
30	2.12	3.95	7.38	16.8	22.8	28.7	37.1	38.4	31.3	26.4	22.4	19.4	17.0	15.1	13.5	12.2	9.66	0	0	0
32	2.29	4.25	7.95	18.1	24.6	30.9	40.0	42.6	34.7	29.2	24.8	21.5	18.9	16.8	15.0	13.5	0	0	0	0
35	2.45	4.56	8.53	19.4	26.3	33.1	42.9	46.9	38.2	32.2	27.3	23.7	20.8	18.5	16.5	14.9	0	0	0	0
40	2.70	5.02	9.40	21.4	29.0	36.5	47.3	53.6	43.7	36.9	31.3	27.1	23.8	21.1	18.9	17.0	0	0	0	0
45	3.12	5.80	10.9	24.7	33.5	42.1	54.6	62.7	53.4	45.0	38.2	33.1	29.1	25.8	23.1	0	0	0	0	0
50	3.55	6.90	12.3	28.1	38.1	47.8	62.0	71.2	63.7	53.7	45.6	39.5	34.7	30.8	0	0	0	0	0	0
55	3.97	7.38	13.8	31.5	42.7	54.0	69.5	80.0	74.6	62.9	53.4	46.3	40.7	0	0	0	0	0	0	0
60	4.40	8.18	15.3	34.9	47.3	59.4	77.0	88.4	86.1	72.6	61.6	53.4	0	0	0	0	0	0	0	0
60	4.84	8.99	16.8	38.3	51.9	65.3	84.6	97.2	98.1	82.7	70.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

- TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (220 fpm max. chain speed)
- TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (850 fpm max.)
- TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1800 fpm max.)
- TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 80 — 1" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
11	Type I			Type II			Type III						Type IV							
12	0.97	1.80	3.36	6.28	9.04	11.7	14.3	19.4	23.0	19.6	14.9	11.8	9.69	8.12	6.94	6.01	5.27	4.68	4.18	0
13	1.06	1.98	3.70	6.89	9.93	12.9	15.7	21.3	26.2	22.4	17.0	13.5	11.1	9.28	7.92	6.85	6.02	5.34	4.78	0
14	1.16	2.16	4.03	7.51	10.8	14.0	17.1	23.2	29.1	25.2	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	6.01	5.38	0
15	1.25	2.34	4.36	8.14	11.7	15.2	18.6	25.1	31.5	28.2	21.4	17.0	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.72	6.01	0
16	1.35	2.52	4.70	8.77	12.6	16.4	20.0	27.1	34.0	31.2	23.8	18.9	15.4	12.9	11.0	9.57	8.40	7.45	0.42	0
17	1.45	2.70	5.04	9.40	13.5	17.5	21.4	29.0	36.4	34.4	26.2	20.8	17.0	14.2	12.2	10.5	9.25	8.21	0	0
18	1.55	2.88	5.38	10.0	14.5	18.7	22.9	31.0	38.9	37.6	28.6	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.97	0	0
19	1.64	3.07	5.72	10.7	15.4	19.9	24.4	33.0	41.3	41.0	31.2	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.0	9.79	0	0
20	1.74	3.25	6.07	11.3	16.3	21.1	25.8	35.0	43.8	44.5	33.9	26.9	22.0	18.4	15.7	13.6	12.0	10.6	0	0
21	1.84	3.44	6.42	12.0	17.2	22.3	27.3	37.0	46.4	48.1	36.6	29.0	23.8	19.9	17.0	14.7	12.9	0.95	0	0
22	1.94	3.62	6.76	12.6	18.2	23.6	28.8	39.0	48.9	51.7	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	0	0	0
23	2.04	3.81	7.11	13.3	19.1	24.8	30.3	41.0	51.4	55.5	42.2	33.5	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9	0	0	0
24	2.14	4.00	7.46	13.9	20.0	26.0	31.7	43.0	53.9	59.2	45.1	35.8	29.3	24.6	21.0	18.2	15.9	0	0	0
25	2.24	4.19	7.81	14.6	21.0	27.2	33.3	45.0	56.4	62.0	48.1	38.1	31.2	26.2	22.3	19.4	17.0	0	0	0
28	2.34	4.38	8.17	15.2	21.9	28.4	34.8	47.0	59.0	64.9	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	18.34	0	0	0
30	2.65	4.94	9.23	17.2	24.8	32.1	39.3	53.2	66.6	73.3	60.6	48.1	39.4	33.0	28.2	24.4	0	0	0	0
32	2.85	5.33	9.94	18.5	26.7	34.6	42.3	57.3	71.8	78.9	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	24.5	0	0	0	0
35	3.06	5.71	10.7	19.9	28.6	37.1	45.3	61.4	77.0	84.7	74.0	58.7	48.1	40.3	34.4	0	0	0	0	0
40	3.37	6.29	11.7	21.9	31.6	40.9	50.0	67.7	84.8	93.3	84.7	67.2	55.0	46.1	39.4	0	0	0	0	0
45	3.89	7.27	13.6	25.3	36.4	47.2	57.7	78.1	98.0	108	103	82.1	67.2	56.3	0	0	0	0	0	0
50	4.42	8.25	15.4	28.7	41.4	53.6	65.6	88.8	111	122	123	98.0	80.2	4.09	0	0	0	0	0	0
55	4.96	9.25	17.3	32.2	46.4	60.1	73.5	99.4	125	137	145	115	64.6	0	0	0	0	0	0	0
60	5.49	10.2	19.1	35.7	51.4	66.6	81.4	110	138	152	167	132	0	0	0	0	0	0	0	0
60	6.03	11.3	21.0	39.2	56.5	73.2	89.4	121	152	167	190	48.8	0	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

- TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (170 fpm max. chain speed)
- TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (650 fpm max.)
- TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1500 fpm max.)
- TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 100 — 1¼" PITCH

No. of Teeth Small Splt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																		
	10	25	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	2000	2200
11	0.91	1.85	3.45	6.44	12.0	17.3	22.4	27.4	32.3	37.1	42.0	47.0	52.0	57.0	62.0	67.0	72.0	77.0	82.0
12	0.89	2.03	3.79	7.07	13.2	19.0	24.6	30.1	35.5	40.8	46.2	51.6	57.0	62.4	67.8	73.2	78.6	84.0	89.4
13	0.97	2.22	4.13	7.72	14.4	20.7	26.9	32.8	38.7	44.5	50.4	56.2	62.0	67.8	73.6	79.4	85.2	91.0	96.8
14	1.05	2.40	4.48	8.35	15.6	22.5	29.1	35.6	41.9	48.1	54.4	60.6	66.8	73.0	79.2	85.4	91.6	97.8	104.0
15	1.13	2.59	4.82	9.00	16.8	24.2	31.4	38.3	45.2	51.9	58.7	65.4	72.2	78.9	85.6	92.4	99.1	105.8	112.5
16	1.22	2.77	5.17	9.65	18.0	25.9	33.6	41.1	48.4	55.6	62.8	70.0	77.2	84.4	91.6	98.8	106.0	113.2	120.4
17	1.30	2.96	5.52	10.3	19.2	27.7	35.9	43.9	51.7	59.4	67.2	75.0	82.8	90.6	98.4	106.2	114.0	121.8	129.6
18	1.38	3.15	5.87	11.0	20.4	29.5	38.2	46.7	55.0	63.2	71.4	79.6	87.8	96.0	104.2	112.4	120.6	128.8	137.0
19	1.46	3.34	6.23	11.6	21.7	31.2	40.5	49.5	58.3	67.0	75.4	83.8	92.2	100.6	109.0	117.4	125.8	134.2	142.6
20	1.55	3.53	6.58	12.3	22.9	33.0	42.8	52.3	61.6	70.8	79.8	88.8	97.8	106.8	115.8	124.8	133.8	142.8	151.8
21	1.63	3.72	6.94	12.9	24.2	34.8	45.1	55.1	64.9	74.6	84.1	93.4	102.6	111.8	121.0	130.2	139.4	148.6	157.8
22	1.71	3.91	7.30	13.6	25.4	36.6	47.4	58.0	68.3	78.5	88.5	98.4	108.2	118.0	127.8	137.6	147.4	157.2	167.0
23	1.80	4.10	7.65	14.3	26.6	38.4	49.7	60.8	71.7	82.3	92.8	103.2	113.6	124.0	134.4	144.8	155.2	165.6	176.0
24	1.88	4.30	8.02	15.0	27.9	40.2	52.1	63.7	75.0	86.2	97.2	108.0	118.8	129.6	140.4	151.2	162.0	172.8	183.6
25	1.97	4.49	8.37	15.6	29.2	42.0	54.4	66.5	78.4	90.1	102	113.6	125.2	136.8	148.4	160.0	171.6	183.2	194.8
28	2.22	5.07	9.47	17.7	33.0	47.5	61.5	75.2	88.6	102	115	129	142	155	168	181	194	207	220
30	2.40	5.47	10.2	19.0	35.5	51.2	66.3	81.0	95.5	110	124	138	152	166	180	194	208	222	236
32	2.57	5.86	10.9	20.4	38.1	54.8	71.1	86.9	102	118	133	148	163	178	193	208	223	238	253
35	2.83	6.46	12.0	22.5	41.9	60.4	78.3	95.7	113	130	146	163	180	197	214	231	248	265	282
40	3.27	7.46	13.9	26.0	48.4	69.8	90.4	111	130	150	169	188	207	226	245	264	283	302	321
45	3.71	8.47	15.8	29.5	55.0	79.3	103	126	148	170	192	213	234	255	276	297	318	339	360
50	4.16	9.49	17.7	33.0	61.6	88.8	115	141	166	190	215	239	263	287	311	335	359	383	407
55	4.51	10.5	19.6	36.6	68.3	98.4	128	156	184	211	238	265	292	319	346	373	400	427	454
60	5.07	11.6	21.6	40.2	75.1	108	140	171	202	231	261	281	301	321	341	361	381	401	421

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (150 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (520 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1300 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 120 — 1½" PITCH

No. of Teeth Small Splt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
11	1.37	3.12	5.82	10.9	15.6	20.3	29.2	37.8	46.3	54.5	62.2	70.0	77.8	85.6	93.4	101.2	109.0	116.8	124.6	132.4
12	1.50	3.43	6.39	11.9	17.2	22.3	32.1	41.5	50.8	59.8	68.8	77.8	86.8	95.8	104.8	113.8	122.8	131.8	140.8	149.8
13	1.64	3.74	6.97	13.0	18.7	24.3	35.0	45.3	55.4	65.3	75.4	85.4	95.4	105.4	115.4	125.4	135.4	145.4	155.4	165.4
14	1.77	4.05	7.55	14.1	20.3	26.3	37.9	49.1	60.0	70.7	81.4	92.1	102.8	113.5	124.2	134.9	145.6	156.3	167.0	177.7
15	1.91	4.36	8.13	15.2	21.9	28.3	40.8	52.9	64.5	76.1	87.6	99.1	110.6	122.1	133.6	145.1	156.6	168.1	179.6	191.1
16	2.05	4.67	8.72	16.3	23.4	30.4	43.8	56.7	69.3	81.7	94.1	106.5	118.9	131.3	143.7	156.1	168.5	180.9	193.3	205.7
17	2.19	4.99	9.31	17.4	25.0	32.4	46.7	60.5	74.0	87.2	100.4	113.6	126.8	140.0	153.2	166.4	179.6	192.8	206.0	219.2
18	2.33	5.31	9.90	18.5	26.5	34.5	49.7	64.3	78.6	92.7	106.7	120.6	134.5	148.4	162.3	176.2	190.1	204.0	217.9	231.8
19	2.47	5.62	10.5	19.6	28.2	36.5	52.7	68.2	83.4	98.3	113.1	127.8	142.5	157.2	171.9	186.6	201.3	216.0	230.7	245.4
20	2.61	5.95	11.1	20.7	29.8	38.6	55.7	72.1	88.2	104	120	136	152	168	184	200	216	232	248	264
21	2.75	6.27	11.7	21.8	31.4	40.7	58.7	76.0	93.0	110	127	144	161	178	195	212	229	246	263	280
22	2.89	6.59	12.3	23.0	33.1	42.8	61.7	79.9	97.7	115	133	151	169	187	205	223	241	259	277	295
23	3.03	6.92	12.9	24.1	34.7	45.0	64.8	83.9	103	121	139	157	175	193	211	229	247	265	283	301
24	3.18	7.25	13.5	25.2	36.4	47.1	67.8	87.9	107	127	145	163	181	199	217	235	253	271	289	307
25	3.32	7.57	14.1	26.4	38.0	49.2	70.9	91.8	112	132	152	172	192	212	232	252	272	292	312	332
28	3.75	8.55	16.0	29.8	42.9	55.6	80.1	104	127	149	172	195	218	241	264	287	310	333	356	379
30	4.04	9.22	17.2	32.1	46.3	59.9	86.3	112	137	161	185	209	233	257	281	305	329	353	377	401
32	4.33	9.88	18.4	34.4	49.5	64.1	92.4	120	146	172	198	224	250	276	302	328	354	380	406	432
35	4.77	10.9	20.3	37.9	54.6	70.7	102	132	161	190	218	246	274	302	330	358	386	414	442	470
40	5.51	12.6	23.5	43.8	63.1	81.7	118	153	186	220	252	284	316	348	380	412	444	476	508	540
45	6.26	14.3	26.6	49.7	71.6	92.8	134	173	212	249	286	323	360	397	434	471	508	545	582	619
50	7.01	16.0	29.8	55.7	80.2	104	150	194	237	280	310	340	370	400	430	460	490	520	550	580
55	7.77	17.7	33.1	61.8	89.0	115	166	215	263	310	338	366	394	422	450	478	506	534	562	590
60	8.58	19.6	36.5	68.2	98.2	127	183	237	290	342	350	378	406	434	462	490	518	546	574	602

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (130 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (430 fpm max. chain speed)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1200 fpm max. chain speed)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil applied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.



HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 140 — 1 3/4" PITCH

No. of Teeth Small Spk.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	900	1000	1100	1200
	Type I				Type II				Type III Lubrication				Type IV Lubrication							
11	2.13	4.86	9.06	16.9	24.4	31.5	38.6	45.5	52.2	58.9	65.5	72.0	75.1	65.8	52.2	42.8	35.8	30.6	26.5	0
12	2.34	5.33	9.94	18.6	26.7	34.6	42.3	49.9	57.3	64.6	71.8	79.0	81.5	71.5	56.8	46.5	38.9	33.2	28.8	0
13	2.55	5.82	10.9	20.3	29.2	37.8	46.2	54.4	62.5	70.5	78.4	86.2	93.9	84.6	67.1	54.9	46.0	39.3	34.1	0
14	2.76	6.31	11.8	22.0	31.6	41.0	50.1	59.0	67.8	76.5	85.0	93.5	101	94.5	75.0	61.4	51.4	43.9	38.0	0
15	2.98	6.80	12.7	23.7	34.1	44.1	54.0	63.6	73.1	82.4	91.6	101	110	105	83.2	68.1	57.1	48.7	40.0	0
16	3.19	7.28	13.6	25.4	36.5	47.3	57.9	68.2	78.3	88.3	98.2	108	118	115	91.6	75.0	62.8	53.7	34.7	0
17	3.41	7.77	14.5	27.1	39.0	50.5	61.7	72.8	83.6	94.2	105	115	126	126	100	82.2	68.8	58.8	29.8	0
18	3.62	8.26	15.4	28.8	41.4	53.7	65.6	77.3	88.8	100	111	122	133	138	109	90.0	75.0	64.0	22.0	0
19	3.84	8.77	16.0	30.5	44.0	57.0	70.0	82.1	94.3	106	118	130	142	149	119	97.1	81.3	69.4	13.7	0
20	4.06	9.26	17.3	32.2	46.4	60.1	73.5	86.7	99.5	112	125	137	150	161	128	105	87.8	73.0	5.20	0
21	4.28	9.77	18.2	34.0	49.0	63.4	77.6	91.4	105	118	132	145	158	171	138	113	94.5	69.0	0	0
22	4.50	10.3	19.2	35.8	51.5	66.7	81.6	96.2	111	125	139	152	166	180	148	121	101	62.0	0	0
23	4.73	10.8	20.1	37.5	54.1	70.0	85.6	101	116	131	145	160	174	188	158	129	108	56.0	0	0
24	4.95	11.3	21.1	39.3	56.6	73.3	89.7	106	121	137	152	167	182	197	168	138	115	45.5	0	0
25	5.17	11.8	22.0	41.1	59.2	76.6	93.7	110	127	143	159	175	190	206	179	147	120	37.8	0	0
28	5.84	13.3	24.9	46.4	66.8	86.5	106	125	143	162	180	197	215	233	212	174	98.0	0	0	0
30	6.29	14.4	26.8	50.0	72.0	93.2	114	134	154	174	194	213	232	251	235	175	83.0	0	0	0
32	6.74	15.4	28.7	53.6	77.2	99.9	122	144	165	187	207	228	248	268	252	168	64.8	0	0	0
35	7.44	17.0	31.6	59.1	85.1	110	135	159	182	206	229	251	274	296	242	143	28.8	0	0	0
40	8.59	19.6	36.6	68.2	98.2	127	156	183	211	238	264	290	316	310	208	86.0	0	0	0	0
45	9.76	22.3	41.5	77.5	112	144	177	208	239	270	300	330	349	296	173	25.0	0	0	0	0
50	10.9	24.9	46.5	86.8	125	162	198	233	268	302	336	370	330	266	118					
55	12.1	27.5	51.5	96.2	139	179	219	259	297	335	372	362	296	222	44.1					
60	13.3	30.4	56.6	106	152	197	241	284	326	368	396	329	248	162	0					

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

- TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (115 fpm max. chain speed)
- TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (330 fpm max. chain speed)
- TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1100 fpm max. chain speed)
- TYPE IV: Oil Stream. Oil applied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 160 — 2" PITCH

No. of Teeth Small Spk.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	500	550	600	700	750	800	900	950	1000	
	Type I				Type II				Type III Lubrication				Type IV Lubrication							
11	3.07	7.02	13.1	24.4	35.1	45.5	55.6	65.5	75.3	84.9	96.7	83.9	73.3	58.3	52.6	47.8	42.0	27.0	13.0	0
12	3.37	7.72	14.4	26.8	38.5	49.9	61.0	71.9	82.7	93.3	110	95.8	83.8	66.7	60.0	54.6	39.4	22.5	0	0
13	3.67	8.42	15.7	29.2	42.0	54.4	66.6	78.4	90.1	102	124	108	94.2	75.0	67.5	61.4	36.8	18.0	0	0
14	3.98	9.10	17.0	31.6	45.5	59.0	72.1	84.9	97.7	110	135	120	105	83.8	75.4	68.6	34.2	13.5	0	0
15	4.28	9.86	18.3	34.1	49.0	63.5	77.7	91.5	105	119	145	134	117	93.0	83.7	66.3	31.6	9.00	0	0
16	4.59	10.5	19.6	36.5	52.5	68.1	83.3	98.1	113	127	156	147	129	102	85.9	64.0	29.0	5.00	0	0
17	4.90	11.2	20.9	39.0	56.1	72.7	88.9	105	120	136	166	161	141	112	88.1	61.7	26.4	0	0	0
18	5.21	12.0	22.3	41.5	59.6	77.3	94.5	111	128	144	177	176	154	122	90.4	59.4	23.8	0	0	0
19	5.53	12.7	23.6	44.0	63.2	82.0	100	118	136	153	188	190	166	133	93.0	57.0	21.2	0	0	0
20	5.85	13.4	25.0	46.5	66.9	86.7	106	125	144	162	198	212	180	135	95.0	54.0	18.0	0	0	0
21	6.16	14.1	26.3	49.0	70.5	91.4	112	132	151	171	209	214	193	128	87.3	48.6	15.4	0	0	0
22	6.48	14.9	27.7	51.6	74.1	96.1	117	138	159	179	220	216	207	121	79.6	43.2	0	0	0	0
23	6.80	15.6	29.0	54.1	77.7	101	123	145	167	188	231	218	205	114	71.9	37.8	0	0	0	0
24	7.12	16.3	30.4	56.6	81.4	106	129	152	175	197	240	220	203	107	64.2	32.4	0	0	0	0
25	7.44	17.1	31.8	59.2	85.1	110	135	159	183	205	249	222	201	100	56.5	19.0	0	0	0	0
28	8.41	19.3	35.9	66.9	96.1	125	152	179	207	233	260	226	195	79.0	33.5	0	0	0	0	0
30	9.06	20.7	38.7	72.1	104	134	164	193	222	251	270	230	190	65.0	18.0	0	0	0	0	0
32	9.71	22.3	41.5	77.3	111	144	176	207	239	269	266	222	179	52.0	0	0	0	0	0	0
35	10.7	24.5	45.7	85.1	122	159	194	228	263	295	263	215	164	30.0	0	0	0	0	0	0
40	12.4	28.3	52.8	98.3	141	183	224	264	304	342	260	200	135	0	0	0	0	0	0	0
45	14.0	32.1	59.9	111	160	208	254	300	345	341	237	155	105	0	0	0	0	0	0	0
50	15.7	36.0	67.1	125	180	233	285	336	386	341	215	110	0	0	0	0	0	0	0	0
55	17.4	40.0	74.4	139	199	258	316	372	405	340	177	50.0	0	0	0	0	0	0	0	0
60	19.1	43.9	81.8	152	219	284	347	409	415	340	140	7.00	0	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

- TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (100 fpm max. chain speed)
- TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (330 fpm max.)
- TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1000 fpm max.)
- TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 200 — 2½" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	650
11	Type I				Type II				Type III				Type IV							
12	3.02	5.63	8.11	10.5	15.1	19.6	24.0	28.2	36.6	44.7	64.5	83.5	102	120	135	122	104	58.2	31.1	0
13	3.32	6.19	8.91	11.5	16.6	21.6	26.3	31.0	40.2	49.1	70.8	91.7	112	132	145	130	110	59.4	29.3	0
14	3.62	6.74	9.71	12.6	18.1	23.5	28.7	33.8	43.8	53.6	77.2	99.9	122	144	154	137	115	60.0	27.0	0
15	3.91	7.31	10.5	13.6	19.6	25.5	31.1	36.6	47.5	58.0	83.6	108	132	156	163	144	120	59.8	23.8	0
16	4.22	7.87	11.3	14.7	21.2	27.4	33.5	39.5	51.2	62.5	90.1	117	143	172	172	151	125	59.0	20.1	0
17	4.52	8.44	12.2	15.7	22.7	29.4	35.9	42.3	54.8	67.0	96.6	125	153	180	180	157	129	57.5	15.5	0
18	4.83	9.01	13.0	16.8	24.2	31.4	38.4	45.2	58.5	71.6	103	134	163	188	187	163	132	55.2	10.1	0
19	5.14	9.58	13.8	17.9	25.8	33.4	40.8	48.0	62.3	76.1	110	142	174	195	194	168	135	52.5	4.11	0
20	5.44	10.2	14.6	19.0	27.3	35.4	43.2	50.9	66.0	80.7	116	151	184	203	201	172	137	48.8	0	0
21	5.76	10.7	15.5	20.0	28.9	37.4	45.7	53.9	69.8	85.3	123	159	195	230	207	177	139	44.6	0	0
22	6.07	11.3	16.3	21.1	30.4	39.4	48.2	56.8	73.6	89.9	130	168	205	237	213	180	140	39.5	0	0
23	6.38	11.9	17.1	22.2	32.0	41.5	50.7	59.7	77.4	94.6	136	176	216	245	218	183	140	34.1	0	0
24	6.70	12.5	18.0	23.3	33.6	43.5	53.2	62.6	81.2	99.2	143	185	226	252	223	186	140	27.0	0	0
25	7.01	13.1	18.8	24.4	35.2	45.6	55.7	65.6	85.0	104	150	194	237	258	228	188	140	21.0	0	0
28	7.32	13.7	19.7	25.5	36.7	47.6	58.2	68.5	88.8	109	156	203	248	264	232	190	138	13.4	0	0
30	8.28	15.4	22.2	28.8	41.5	53.8	65.8	77.4	100	123	177	229	280	280	242	192	132	0	0	0
32	8.92	16.6	24.0	31.0	44.7	58.0	70.8	83.4	108	132	190	247	301	289	246	191	125	0	0	0
35	9.56	17.8	25.7	33.3	48.0	62.1	76.0	89.5	116	142	204	264	323	297	248	187	115	0	0	0
40	10.5	19.7	28.3	36.7	52.8	68.5	83.7	98.6	128	156	225	291	344	305	249	179	96.2	0	0	0
45	12.2	22.7	32.7	42.4	61.0	79.1	96.7	114	148	180	260	336	363	311	241	155	54.6	0	0	0
50	13.8	25.8	37.1	48.1	69.3	89.8	110	129	168	205	295	382	373	309	223	119	0	0	0	0
55	15.5	28.9	41.6	53.9	77.7	101	123	145	188	230	331	428	376	296	193	70.1	0	0	0	0
60	17.2	32.0	46.1	59.7	86.1	112	136	161	208	254	366	435	371	275	153	9.33	0	0	0	0
60	18.9	35.2	50.7	65.6	94.6	123	150	176	229	279	403	438	358	244	102	0	0	0	0	0

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (85 fpm max. chain speed.)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator (200 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (900 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil applied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 240 — 3" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450
11	Type I				Type II				Type III				Type IV							
12	4.88	9.11	13.1	17.0	20.8	24.5	31.7	38.8	45.7	59.2	72.3	88.4	104	120	127	115	94.7	68.2	36.1	0
13	5.36	10.0	14.4	18.7	22.8	26.9	34.8	42.6	50.2	65.0	79.5	97.1	114	131	136	123	101	71.3	35.8	0
14	5.84	10.9	15.7	20.3	24.9	29.3	38.0	46.4	54.7	70.8	86.6	105	125	143	146	131	106	73.9	35.0	0
15	6.33	11.8	17.0	22.0	26.9	31.7	41.1	50.3	59.2	76.8	93.8	115	135	155	155	138	111	76.0	33.5	0
16	6.82	12.7	18.3	23.8	29.0	34.2	44.3	54.2	63.8	82.7	101	124	146	168	164	145	116	77.5	31.4	0
17	7.31	13.6	19.6	25.5	31.1	36.7	47.5	58.1	68.4	88.6	108	132	156	177	172	152	120	78.4	28.8	0
18	7.81	14.6	21.0	27.2	33.2	39.1	50.7	62.0	73.0	94.6	116	141	167	186	181	158	124	79.0	25.6	0
19	8.30	15.5	22.3	28.9	35.3	41.6	53.9	65.9	77.7	101	123	150	177	195	189	164	127	78.9	21.7	0
20	8.80	16.4	23.7	30.7	37.5	44.1	57.2	69.9	82.4	107	130	159	188	203	196	170	130	78.3	17.2	0
21	9.31	17.4	25.0	32.4	39.6	46.7	60.5	73.9	87.1	113	138	169	199	211	204	175	132	77.3	12.2	0
22	9.81	18.3	26.4	34.2	41.7	49.2	63.7	77.9	91.8	119	145	178	209	219	211	180	134	75.7	6.50	0
23	10.3	19.2	27.7	35.9	43.9	51.7	67.0	81.9	96.5	125	153	187	220	227	218	184	136	73.7	0.48	0
24	10.8	20.2	29.1	37.7	46.1	54.3	70.3	86.0	101	131	160	196	231	234	224	189	137	71.0	0	0
25	11.3	21.1	30.4	39.5	48.2	56.8	73.6	90.0	106	137	168	205	242	241	230	192	137	67.9	0	0
28	11.8	22.1	31.8	41.2	50.4	59.4	76.9	94.0	111	144	176	215	254	248	236	196	137	64.1	0	0
30	13.4	25.0	36.0	46.6	56.9	67.1	87.0	106	125	162	198	242	275	267	252	204	135	50.1	0	0
32	14.4	26.9	38.7	50.2	61.4	72.3	93.7	115	135	175	214	261	288	278	261	207	131	38.0	0	0
35	15.5	28.8	41.5	53.8	65.8	77.5	100	123	145	187	229	280	300	288	269	209	126	23.9	0	0
40	17.0	31.8	45.8	59.3	72.5	85.4	111	135	159	207	252	309	316	302	279	209	114	0	0	0
45	19.7	36.7	52.9	68.5	83.7	98.6	128	156	184	237	292	348	339	319	289	202	86.2	0	0	0
50	22.3	41.7	60.0	77.8	95.1	112	145	177	209	271	331	370	357	330	291	185	46.9	0	0	0
55	25.0	46.7	67.3	87.2	107	126	163	199	234	303	371	388	369	334	287	159	0	0	0	0
60	27.7	51.8	74.5	96.6	118	139	180	220	260	336	409	402	375	331	274	124	0	0	0	0
60	30.5	56.9	81.9	106	130	153	198	242	285	370	424	410	375	323	255	80.1	0	0	0	0

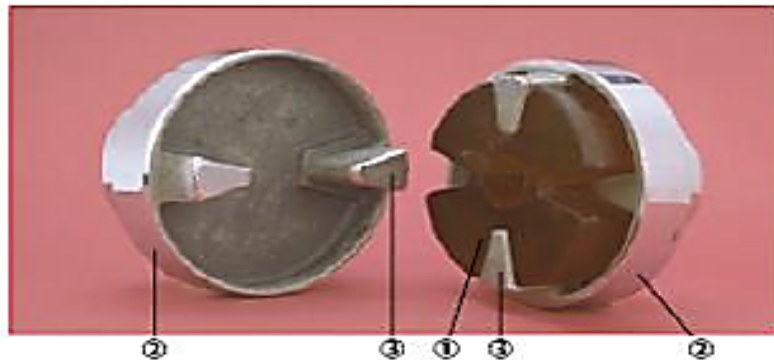
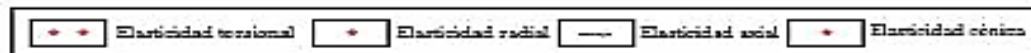
TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (75 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator (220 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (800 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil applied by circulating pump inside chain loop on lower span. (Up to max. speed shown)

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.

ANEXO 13



DESCRIPCIÓN

- Elemento elástico ① : poliuretano en forma de cruzeta.
- Manguito ② : fundición con dedos de accionamiento ③ suministrado sin pretaladrar (salvo 633064 y 633066).

Variantes: para los montajes con brida o pieza de espaciamento, solicitar documentación técnica.

FUNCIONAMIENTO

El diseño del acoplamiento MPP le confiere las propiedades siguientes :

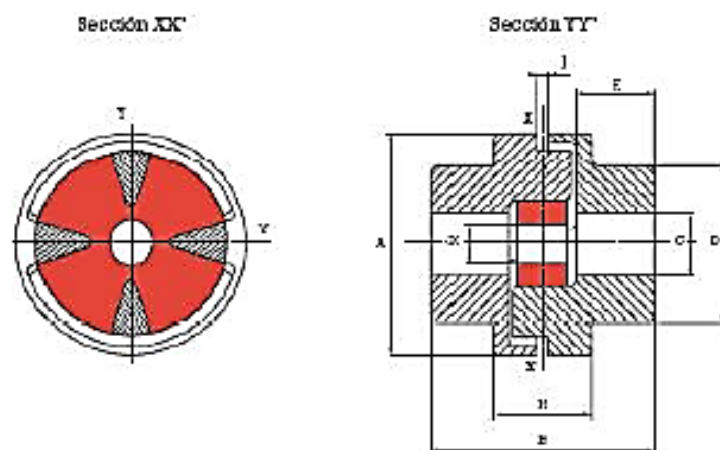
- Montaje por encaje,
- Forma cilíndrica compacta sin asperezas ni salientes,
- Trabajo del elemento elástico en compresión,
- Seguridad positiva,
- Intervalo de utilización de - 30°C a + 70°C en régimen continuo.

Ventajas :

- Espacio de ocupación reducido,
- Sencillez de utilización.

Recomendación :

- Se recomienda no someter al acoplamiento a tracciones axiales que podrían hacer deslizar el elemento elástico desde los dedos de accionamiento de los manchones.



Tipo	Par nominal TCN-m.N	Par máx. m.N	Velocid. máx. rpm	Taladro C mm		A mm	B mm	D mm	E mm	Referencia	H mm	J mm	X mm	Peso kg
				min.	máx.									
MFP 3	30	90	9000	-	28	59	62	42	20	633053	32	3	10	0,6
MFP 8	90	240	7000	-	42	94	99	63	30	633053	41	5	13	1,8
MFP 20	200	600	4000	-	55	118	116	82	40	633051	51	6	20	4,5
MFP 38	380	1150	3000	20	60	145	160	90	60	633054	67	6	30	9,4
MFP 65	650	2000	3000	20	75	179	208	112	80	633055	82	9	32	18

1mN = 0,1 mkg

El par máximo se considera como un par de arranque poco frecuente y no periódico.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS








Par nominal TCN-m.N	Par vibratorio TCN-m.N	Angulo de torsión bajo TCN grados	Desalineación radial* mm	Desalineación cónica* grados	Desalineación axial mm
30	15	10°	0,2	1°	1,5
90	40	10°	0,4	1°	2,5
200	100	10°	0,9	1°	3
380	380	10°	1	1°	3
650	650	10°	1	1°	4

ANEXO 14

Propiedades mecánicas de pernos y tornillos, clases métricas.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

*La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$l_T = \begin{cases} 2d + 6 & l \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < l \leq 200 \\ 2d + 25 & l > 200 \end{cases}$$

donde l es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

[†]Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

APÉNDICE

APÉNDICE 1

Selección de los elementos de control

Detectores magnéticos.

La utilización de este tipo de sensor radica en detectar la posición inicial y final de carrera del vástago de cada uno de los cilindros, esto mediante un aro magnético en el embolo del cilindro neumático que indica la posición de vástago de este. Para el sistema diseñado se seleccionaron 10 sensores magnéticos marca FESTO, modelo MSFG, 24 DC/42AC, dos para cada cilindro neumático.

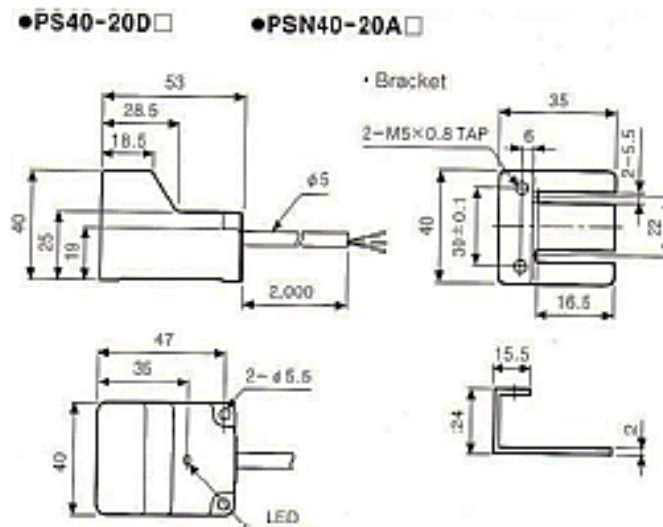
Características.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Tiempo mínimo de mantenimiento	10 ms
Duración de la conexión	100%
Valores característicos de las bobinas	24V DC: 2,5W
Fluctuación de tensión permisible	-15 % / +10 %
Temperatura del medio	-10 - 50 °C
Tipo de protección	IP65
Temperatura ambiente	-10 - 50 °C
Peso del producto	80 g
Conexión eléctrica	Forma A 3 contactos según DIN NE 175301-803
Tipo de fijación	aprisionado Con abrazadera de sujeción con accesorios
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material del cuerpo	PA
Información sobre el material del contacto crimp	Acero
información sobre material bobinado	cobre

Sensores inductivos.

Se requiere de sensores inductivos para chequear la presencia de tubos en la mesa de alimentación, el uso de este tipo de sensores es debido a su fácil detección de objetos

metálicos y no metálicos. Seleccionarán cuatro de estos, los cuales estarán ubicados en cada uno de las ruedas de cargas. De acuerdo a su colocación; la distancia de detección del sensor es de 20 mm; el

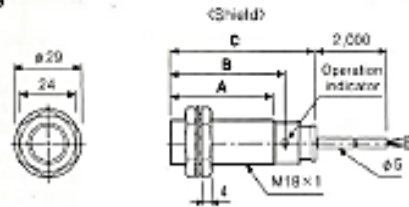
modelo seleccionado es PSN 40-20 DP.



Sensor PSN 40-20 DP

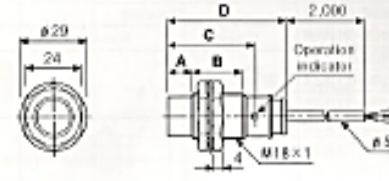
Adicionalmente se seleccionarán tres sensores inductivos para colocarlos en las siguientes posiciones: Posición de un sensor de manera que detecte la presencia de tubos en la mesa de transporte, un segundo sensor que detecte la llegada del tubo a la mordaza de la punteadora y un tercer sensor que detecte la llegada del tubo a la mordaza de la biseladora. De acuerdo a su colocación la distancia de detección del sensor es de 8 mm el modelo seleccionado es PR18-8 DP.

●M18



Model	A	B	C
PRT18-SD□	29.0	33.5	47.0
PR18-SD□	29.0	33.5	47.0
PR18-5A□	35.3	39.8	53.3
PRL18-5D□	62.0	66.5	80.0
PRL18-5A□	62.0	66.5	80.0

(Non-Shield)



Model	A	B	C	D
PRT18-8D□	10	19.0	33.5	47.0
PR18-8D□	10	19.0	33.5	47.0
PR18-8A□	10	25.3	39.8	53.3
PRL18-8D□	10	52.0	66.5	80.0
PRL18-8A□	10	52.0	66.5	80.0

●M18

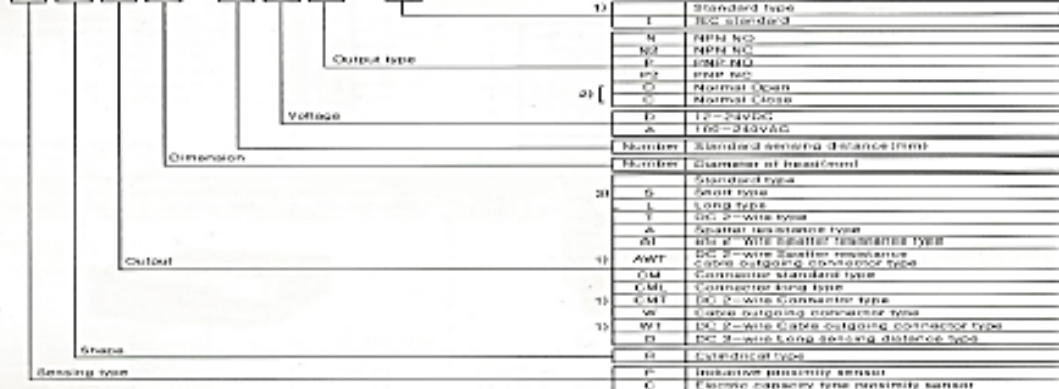
Sensor PR18-8 DP

Selection Guide

PROXIMITY SENSOR

■ Ordering information (Cylindrical type)

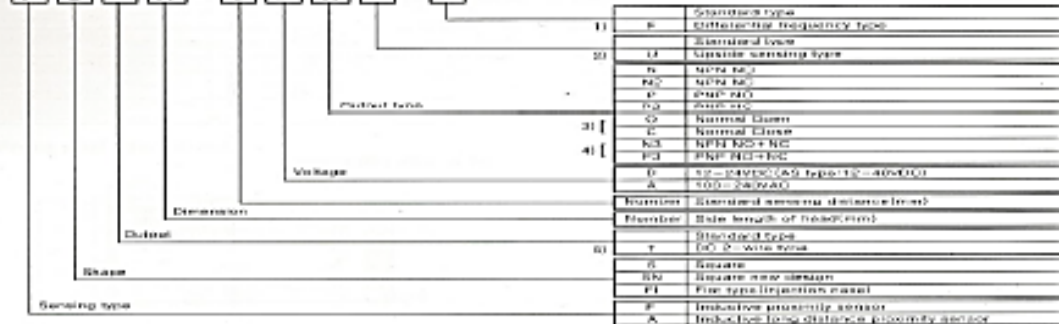
P R [] 18 - S D N - []



1) IEC standard item is available and add "T" to the end of model.
 2) Normal Open, Normal Close output are only for DC 2-wire and AC 2-wire type.
 3) Short type is only for DC 2-wire and PRL18 type and PRL12 type.

■ Ordering information (Rectangular type)

P S [] 17 - G D N - []



1) Differential frequency type is only for PSM17 type.
 2) Upper sensing type is only for PR18, PRL12 type.
 3) Normal Open, Normal Close output are only for DC 2-wire and AC 2-wire type.
 4) AO, FI output is only for AS80 type.
 5) DC 2-wire type is only for PSM17 type.

Nomenclatura para la selección de sensores

Selección de cilindros.

La selección de los cilindros neumáticos se realizó en base a la fuerza requerida para el proceso en el capítulo 4. Para el diseño planteado es necesaria la utilización de cinco cilindros de doble efecto, cuyas características se muestran al final del anexo.

Selección electroválvulas.

Los cilindros neumáticos son gobernados por válvulas biestables y monoestables accionados por bobinas eléctricas o solenoides. Estas válvulas se seleccionaron de acuerdo a su función en el proceso. Para la solución planteada, se seleccionaron cuatro electroválvulas biestables y una monoestable.

Para la selección del mando del cilindro 5.0; donde su función es sacar el tubo tras haberse terminado el proceso y el tiempo que debe mantenerse extendido el cilindro (válvula accionada) es muy corto, debido a que apenas se extiende completamente se devuelve, se selecciona una válvula monoestable accionada por solenoide.

Para la selección del mando del resto de los cilindros se toma en cuenta el tiempo que permanecerán extendidos estos. Para la selección de válvulas monoestables en donde el tiempo de extensión es prolongado, se requiere de un consumo de energía para mantener energizado el solenoide y esto reduce la vida útil de la válvula; mientras que el uso de una válvula biestables tiene un consumo menor de energía al estar menos tiempo energizado el solenoide de la válvula ya que esta queda posicionada hasta que se envíe una orden al solenoide y varíe su posición. La desventaja en el uso de válvulas biestables radica en la posición de fallo del sistema, ya que ellas quedarán en la última posición que estén.

Selección PLC:

El controlador lógico programable a utilizar trabajará con una tensión de operación de 24VDC para cada una de las entradas y salidas, es decir, sensores, detector magnético, pulsadores y solenoides de las electroválvulas. Se propone la marca FATEK CA., modelo FBs-32MA, especificaciones, el cual proporciona bajo costo en inversión, expansión de memoria, diversos puertos de comunicación, tal como se ve en la ficha siguiente:

FBs Series Interfaces

**FB-DAP
simple
human-
machine
interfaces**



FB-DAP-B(R)



FB-DAP-C(R)

Modelo numero Specification		FB-DAP-B (R)	FB-DAP-C (R)
Display		16-character × 2, 5×7dot matrix LCD display, with LED backlighting	
Key pads		20 (4×5) membrane	
Power input		24V , 41mA (48mA)	5V , 100 mA (120 mA)
Communication Interface	Electric	RS485	RS232
	Mechanism	3 pins European detachable terminal block	D-sub 9 pins male connector
	Number of linked station	Max. 16 stations	1
General features		Timer, counter, register, relay, access of contact in PLC	
Special features		Alarm, information display, user defi nable special quick keys	
Card reading feature		Available only in -BR/-CR models, with maximum distance of 12 ~ 18 cm	
Card writing feature		Read/Write-able CARD-2 card, specified models(-BW/-CW) only	

Interfaz máquina-humano:

Para configurar variables en la programación del PLC es necesario de una pantalla en el cual el operario puede modificar el valor de cada entrada se propone pantalla marca FATEK, modelo FB-DAP-B(R), especificaciones El controlador lógico programable se representa en tres (3) etapas:

- Entrada: Provisto de todo elemento que pueda ejecutar una acción tales como: pulsadores, contactores, sensores, entre otros.
- Unidad de procesamiento central: Lee las entradas, (digitales o analógicas), procesa, realiza el control según la programación aplicada, ejecuta mediante la manipulación de las salidas.
- Salidas: Elementos que realizan la acción de control introducidos en el CPU (Central Processing Unit), entre otros se tiene electroválvulas.

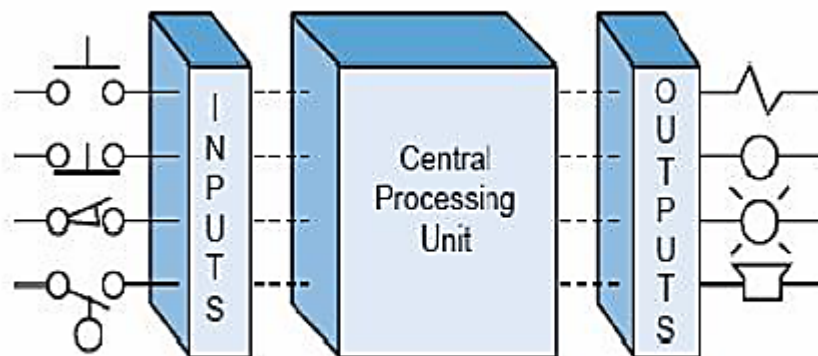


Figura 57. Diagrama de bloques del funcionamiento de un PLC.

Botones de arranque y parada del proceso:

Se utilizaran tres (3) botones marca SASSIN, modelo económico de 22mm: uno verde para arranque del ciclo 01 (H1), negro para arranque del ciclo 02 (H2) y uno rojo para parada de emergencia (STOP).

Dispositivos de entrada y salida

Al realizar la automatización del proceso se llevó a cabo un estudio cuantitativo y cualitativo de las señales eléctricas asociadas a los detectores y a las electroválvulas del

sistema. La totalidad de las señales eléctricas del proceso son digitales y se calcularon 20 entradas y 9 salidas. Cada señal utilizada se le asigna un nombre, se realiza una breve descripción de ella

y se comenta básicamente la función de cada una de ellas.

Tabla 7. Dispositivos de entrada.

Número de entrada	Nombre	Descripción	Función
1	H ₁	Pulsador NA	Pulsador de arranque del ciclo 01.
2	H ₂	Pulsador NA	Pulsador de arranque del ciclo 02.
3	STOP	Pulsador NC	Pulsador de parada del proceso.
4	S ₁	Sensor magnético	Detecta el inicio de carrera del cilindro 1.0.
5	S ₂	Sensor magnético	Detecta el final de carrera del cilindro 1.0.
6	S ₃	Sensor magnético	Detecta el inicio de carrera del cilindro 2.0.
7	S ₄	Sensor magnético	Detecta el final de carrera del cilindro 2.0.
8	S ₅	Sensor magnético	Detecta el inicio de carrera del cilindro 3.0.
9	S ₆	Sensor magnético	Detecta el final de carrera del cilindro 3.0.
10	S ₇	Sensor magnético	Detecta el inicio de carrera del cilindro 4.0.
11	S ₈	Sensor magnético	Detecta el final de carrera del cilindro 4.0.
12	S ₉	Sensor magnético	Detecta el inicio de carrera del cilindro 5.0.
13	S ₁₀	Sensor magnético	Detecta el final de carrera del cilindro 5.0.
14	B ₀	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en rueda de carga R1.
15	B ₁	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en rueda de carga R2.
16	B ₂	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en rueda de carga R3.
17	B ₃	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en rueda de carga R4.
18	B ₄	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en la mesa de transporte
19	B ₅	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en la mordaza de la punteadora.
20	B ₆	Sensor inductivo	Detecta si hay tubo en la mordaza de la biseladora.

Fuente: Elaboración propia

Tabla 8. Dispositivos de salida.

Número de salida	Nombre	Descripción	Función
1	C ₁₁ , C ₁₂	Electroválvula biestables	Acciona la electroválvula del cilindro lineal de la rueda de carga R ₁ y R ₂ .
2	C ₂₁ , C ₂₂	Electroválvula biestables	Acciona la electroválvula del cilindro lineal de la rueda de carga R ₃ y R ₄ .
3	C ₃₁ , C ₃₂	Electroválvula biestables	Acciona la electroválvula del cilindro lineal de la mordaza de la biseladora.
4	C ₄₁ , C ₄₂	Electroválvula biestables	Acciona la electroválvula del cilindro lineal del carro auxiliar del equipo biselador.
5	C ₅	Electroválvula monoestable	Acciona la electroválvula del cilindro lineal para la barra de expulsión del tubo.

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 9: Características de los cilindros a utilizar

Cilindro	Detectores magnéticos		Ubicación	Tipo de actuador
	Retraído	Extendido		
1.0	S ₁	S ₂	Sistema de ruedas de carga R ₁ y R ₂ .	Doble efecto
2.0	S ₃	S ₄	Sistema de ruedas de carga R ₁ y R ₂ .	Doble efecto
3.0	S ₅	S ₆	Sistema de mordaza de la biseladora.	Doble efecto
4.0	S ₇	S ₈	Carro auxiliar de la biseladora.	Doble efecto
5.0	S ₉	S ₁₀	Sistema de expulsión hacia la cuna	Doble efecto

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 10: Tipo de sensores y ubicación

Nombre del sensor	Rango de detección (mm)	Condición inicial	Ubicación	Tipo de sensor
B0	4-8	Activo	Rueda de carga N° 01	Inductivo
B1	4-8	Activo	Rueda de carga N° 02	Inductivo
B2	4-8	Inactivo	Rueda de carga N° 03	Inductivo
B3	4-8	Inactivo	Rueda de carga N° 04	Inductivo
B4	8-15	Inactivo	Mesa de transporte	Inductivo
B5	8-15	Inactivo	Punteadora MITCHEL	Inductivo
B6	8-15	Inactivo	Equipo biselador	Inductivo

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 11: Tipo de bobinas auxiliares utilizadas en la programación del PLC

Elemento auxiliar	Descripción	Números de contactos	
		Ciclo 01	Ciclo 02
R	Bobina auxiliar	1	1
S	Bobina auxiliar	3	3
T	Bobina auxiliar	1	-
U	Bobina auxiliar	-	2
V	Bobina auxiliar	-	5
W	Bobina auxiliar	-	1
Q	Bobina auxiliar	1	1
Ton1	Temporizador	1	1
Ton2	Temporizador	1	1
Ton3	Temporizador	-	1
Ton4	Temporizador	-	1
Ton5	Temporizador	1	1

Fuente: Elaboración propia.

Descripción de los componentes que intervienen en el proceso de biselado y punteado de los tubos:

El cilindro 1.0 este acoplado mediante un mecanismo de barras a dos ruedas de cargas denominadas R1 y R2. (Ver apéndice 1) para realizar la ubicación de las ruedas de cargas. Adicionalmente se cuenta con dos sensores de proximidad, B0 y B1, instalado en las ruedas de cargas R1 y R2 respectivamente. Dicha rueda tiene como función:

- Soporta un lote de tubos colocados en la mesa de alimentación.
- Girar sobre su mismo eje, con el fin de mover un tubo de una posición a otra posición.

Este giro lo realiza por el mecanismo de barras descrito en el capítulo V.

El cilindro 2.0 este acoplado mediante un mecanismo de barras a dos ruedas de cargas denominadas R3 y R4 de igual manera que R1 y R2; solo que estas encuentran un nivel más bajo y su función es ordenar los tubos. (Ver apéndice 1). Adicionalmente se cuenta

con dos sensores de proximidad, B2 y B3, instalado en las ruedas de cargas R3 y R4 respectivamente. Dichas ruedas tienen como función:

1. Soporta de uno a dos tubos colocados en la mesa de alimentación de manera de organizarlos que no estén uno encima del otro y facilitar su salida.
2. Girar sobre su mismo eje, con el fin de mover un tubo de una posición a otra posición. Este giro es provisto por el mecanismo de barras descrito en el capítulo V; y es el responsable de que el tubo llegue hasta los rieles de transporte.

El cilindro 3.0 este acoplado a un juego de mordazas cilíndricas de acero, mediante un mecanismo de barra. La finalidad de dicho cilindro es entenderse para cerrar las mordazas y sujetar el tubo para realizar la operación de biselado.

El cilindro 4.0 este acoplado directamente a un carro auxiliar. El equipo biselador está colocado sobre el carro auxiliar de manera que al extenderse 4.0 se acerque el equipo biselador hasta el extremo del tubo sujetado con la mordaza y se realice el proceso de biselado al tubo, este proceso tarda un poco; por lo cual el cilindro 4.0 deberá estar extendido por unos segundos antes de retraerse.

El cilindro 5.0 está acoplado a un sistema que al ser accionado hace girar dos barras de expulsión de manera de sacar el tubo de la mesa de transporte hacia la cuna de almacenamiento, esto después de haberse realizado el proceso de biselado-punteado del tubo.

Un sensor de proximidad (B4) detectará la presencia o no de un tubo en la mesa de transporte. También un sensor de proximidad (B5) detectará la llegada de un tubo en la punteadora *MITCHEL*, el sensor estará ubicado entre la parte interna de las mordazas y el dado de la punteadora.

Un sensor de proximidad (B6) detectará la llegada de un tubo a la biseladora, el sensor estará ubicado entre la mordaza y el equipo de la biseladora, esto de manera de asegurar que el tubo entre al equipo biselador.

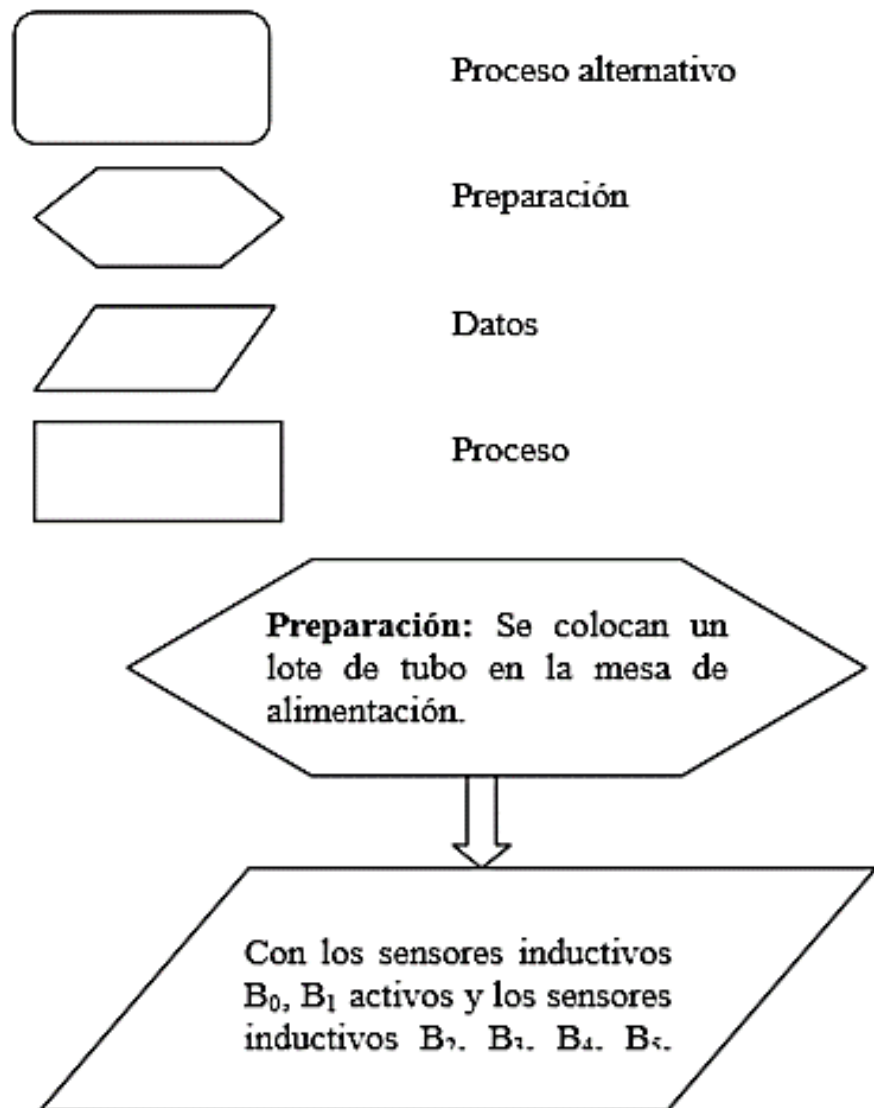
La mesa de transporte posee seis rodillos de acero. Cada rodillo gira en su mismo eje impulsado por una cadena que es movida por un motoreductor. Este sistema de rodillos

trasladará en un sentido u otro, el tubo hacia la biseladora y punteadora dependiendo del ciclo de trabajo.

Ciclos de trabajo

Diagrama de flujo del proceso automatizado

Simbología del diagrama de flujo:



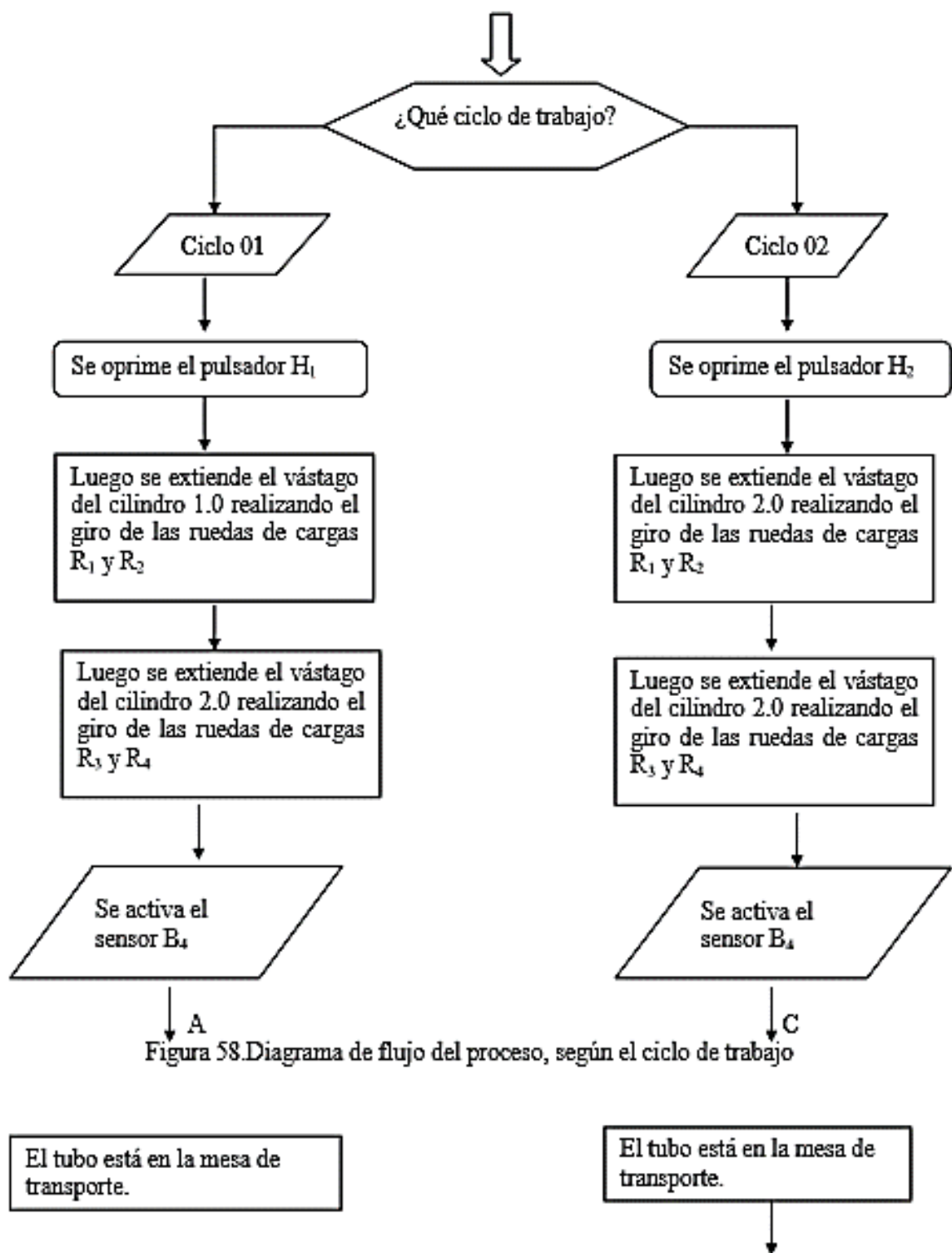


Figura 58. Diagrama de flujo del proceso, según el ciclo de trabajo

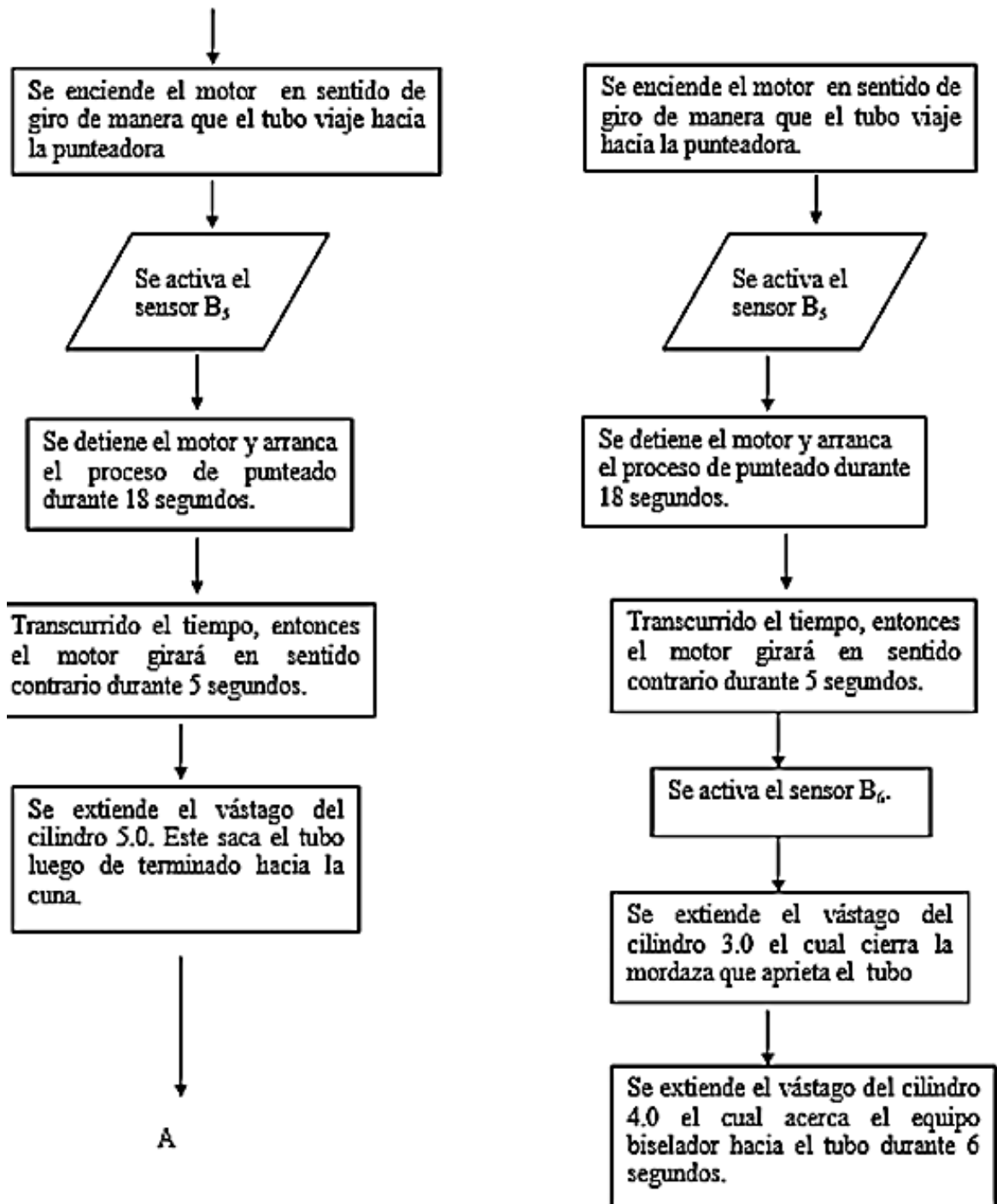


Figura 67 Diagrama de flujo del proceso según el ciclo de trabajo (continuación)

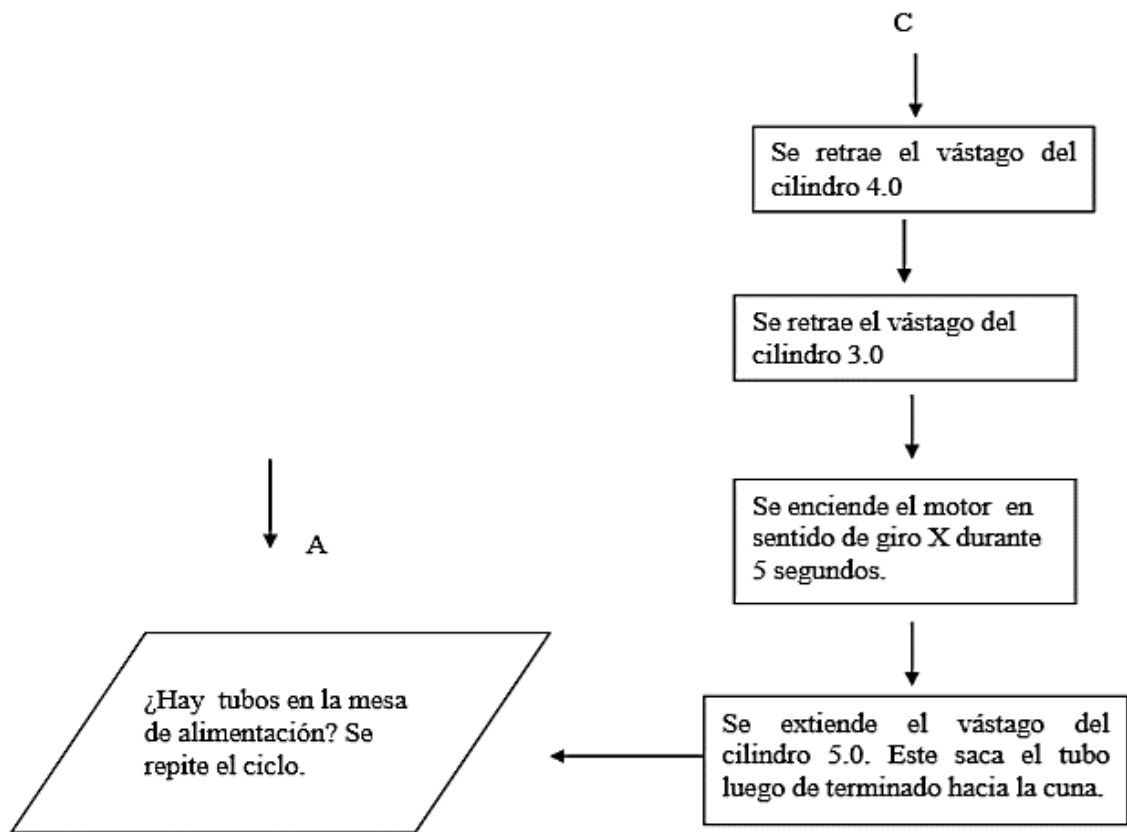


Figura 67 Diagrama de flujo del proceso según el ciclo de trabajo (continuación)

Descripción del proceso del ciclo 01.

Una vez colocado el lote de tubos en la mesa de alimentación, el operador presiona el pulsador H_1 para alimentar al sistema y así iniciar el ciclo. El tubo pasa por dos etapas de alimentación antes de su llegada hacia la mesa de transporte. En la primera etapa el vástago del cilindro 1.0 está retraído inicialmente (S_1 activo) de tal manera que las ruedas de cargas R_1 y R_2 soporten el lote de tubos.

Al momento de que un tubo es detectado por los sensores B_0 y B_1 ; S_1 este activo y no exista tubo en la mesa de transporte, el sensor B_4 está inactivo, entonces: conmuta la

electroválvula 1.1 al enviar la señal a la bobina C_{11} el cual extiende por completo el vástago del cilindro 1.0 detectado por el sensor S_2 ; además se alimenta una bobina auxiliar denominada “Q” el cual al cerrar un contacto del mismo encenderá el motor del equipo biselador.

La siguiente etapa empieza cuando los sensores B_2 y B_3 detectan el tubo, el vástago del cilindro 2.0 que se encuentra retraído (S_3 activo) y S_2 activo, en este momento se energiza la bobina C_{21} de la electroválvula 2.1 que genera la extensión completa del vástago del cilindro 2.0 detectado por el sensor S_4 . Al estar activo S_4 e inactivo S_1 se energiza el temporizador 1 con retardo a la conexión durante 1,5 segundos; Que energiza la bobina C_{22} de la electroválvula 2.1 retrayendo el vástago del cilindro 2.0. Al activarse S_3 de nuevo, se energizará la bobina C_{12} de la electroválvula 1.1 retrayendo el vástago del cilindro 1.0; S_1 detecta nuevamente al cilindro 1.0 retraído y además rompe el enclavamiento del temporizador 1.

En este momento el tubo se encuentra en la mesa de transporte, detectado por el sensor B_4 , entonces se activa el motor eléctrico en sentido horario de manera que traslade el tubo hacia la punteadora MITCHEL; el motor estará activo hasta que se active el sensor B_5 que indica que ha llegado el tubo a la entrada de la punteadora, entonces se para la marcha del motor. Una vez allí, un temporizador 2 con retardo a la conexión de 15 segundos; activará una bobina auxiliar (S) que cerrará un contacto que en conjunto con el sensor B_4 , hará que el motor gire en sentido anti horario una vez terminado el proceso de punteado. Una vez allí, si un contacto del temporizador 5 se cierra y el vástago del cilindro 5.0 este retraído (S_9 activo), se envía una señal a la bobina C_5 de la electroválvula 5.1 el cual origina la extensión completa del vástago del cilindro 5.0, sacando el tubo hacia la cuna.

Al momento que el vástago este extendido se activa el sensor S_{10} el cual corta con los enclavamientos de los contactos de las bobinas auxiliares S y V; haciendo el proceso retorne a su condiciones iniciales. Vuelve a empezar el ciclo de trabajo hasta que se termine el lote de tubos.

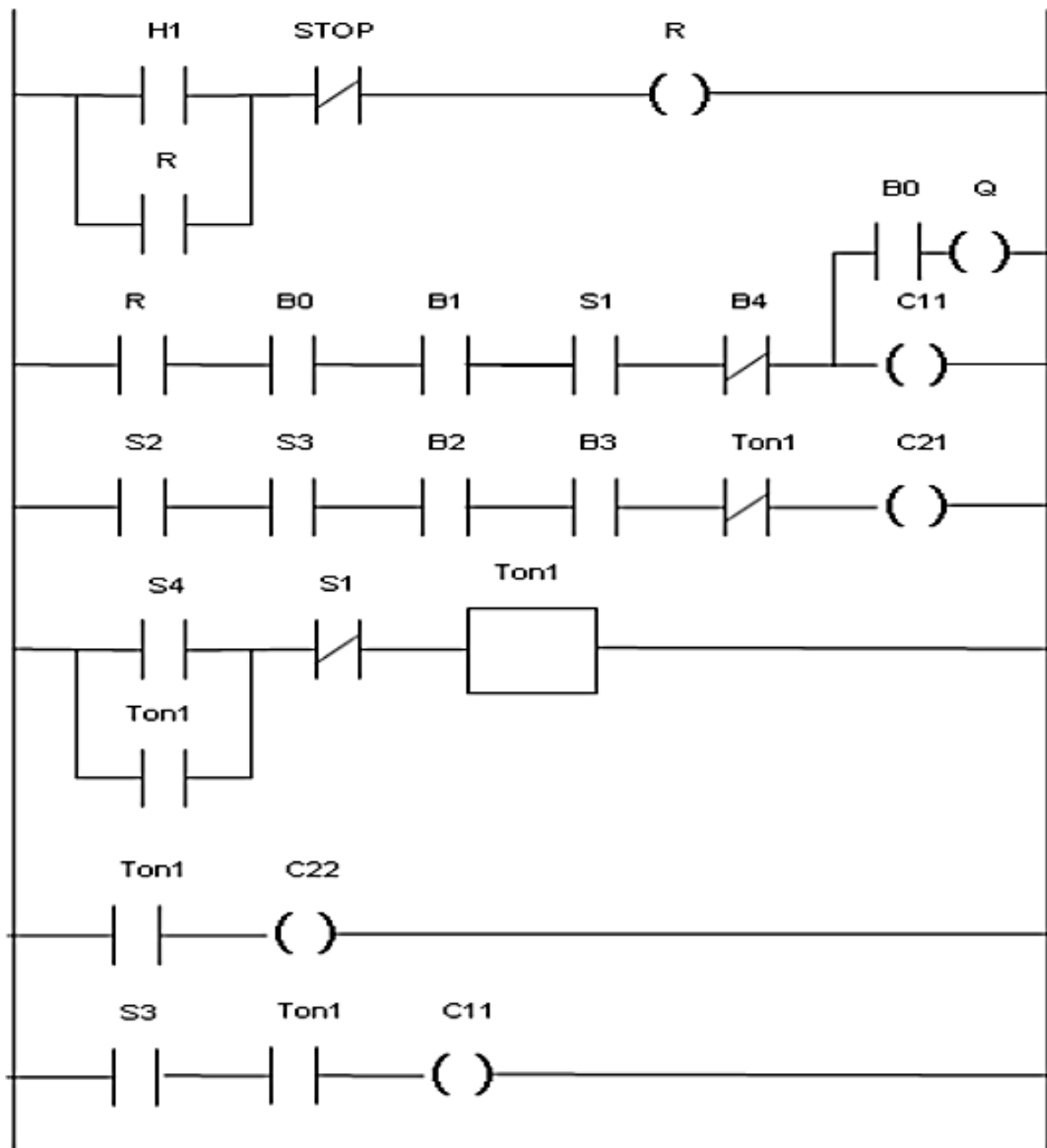


Figura 68 Diagrama de programación en escalera del PLC, para el ciclo 01

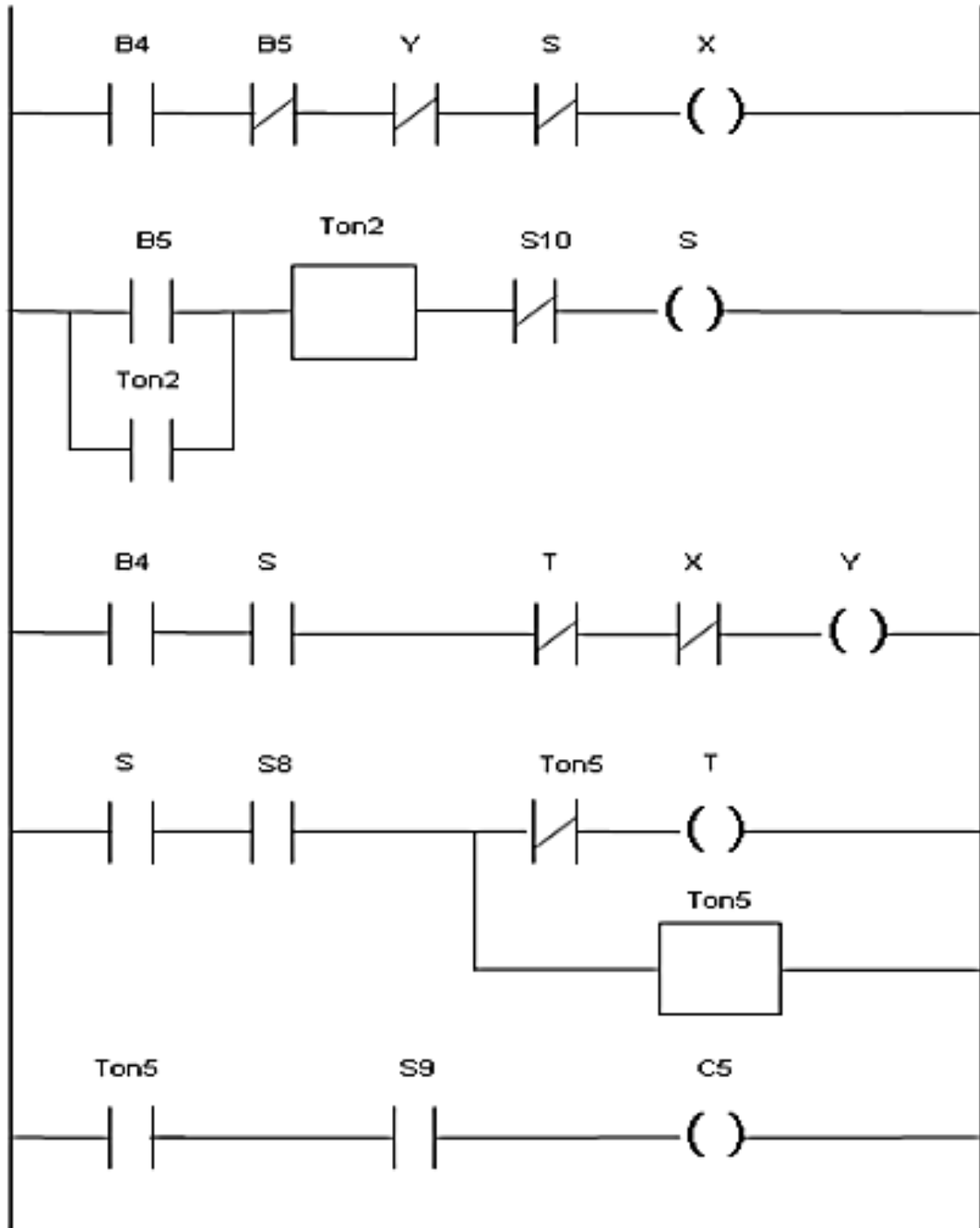


Figura 68 Diagrama de programación en escalera del PLC, para el ciclo 01(continuación).

Ciclo de trabajo 02

Se coloca el lote de tubos en la mesa de alimentación, el operador presiona el pulsador H2 para alimentar al sistema y así iniciar el ciclo. El tubo pasa por dos etapas de alimentación antes de su llegada hacia la mesa de transporte. En la primera etapa el vástago del cilindro 1.0 esta retraído inicialmente (S_1 activo) de tal manera que las ruedas de cargas R_1 y R_2 soporta el lote de tubo.

Al momento de que un tubo es detectado por los sensores B_0 y B_1 ; S_1 este activo y no exista tubo en la mesa de transporte, el sensor B_4 está inactivo, entonces: conmuta la electroválvula 1.1 al enviar la señal a la bobina C_{11} el cual extiende por completo el vástago del cilindro 1.0 detectado por el sensor S_2 ; además se alimenta una bobina auxiliar denominada "Q" el cual al cerrar un contacto del mismo encenderá el motor del equipo biselador.

La siguiente etapa empieza cuando los sensores B₂ y B₃ detectan el tubo, el vástago del cilindro 2.0 este retraído (S₃ activo) y S₂ activo, en este momento energiza la bobina C₂₁ de la electroválvula 2.1 que genera la extensión completa del vástago del cilindro 2.0 detectado por el sensor (S₄). Al estar activo S₄ e inactivo S₁ se energizara el temporizador 1 con retardo a la conexión durante 1,5 segundos; Que energiza la bobina C₂₂ de la electroválvula 2.1 retrayendo el vástago del cilindro 2.0.

Al activarse S₃ de nuevo, se alimenta la bobina C₁₂ de la electroválvula 1.1 retrayendo el vástago del cilindro 1.0. S₁ detecta nuevamente a cilindro 1.0 retraído y además rompe con el enclavamiento del temporizador 1. En este momento el tubo se encuentra en la mesa de transporte, detectado por el sensor B₄, entonces se activa el motor eléctrico en sentido horario que traslada el tubo hacia la punteadora MITCHEL hasta que se active el sensor B₅ que indica que ha llegado el tubo a la punteadora, entonces se para el motor.

Una vez allí, un temporizador 2 con retardo a la conexión de 15 segundos activará una bobina auxiliar (S) que cerrará un contacto del mismo en conjunto con el sensor B₄, que hará que el motor gire en sentido anti horario una vez terminado el proceso de punteado. Al llegar el tubo hacia la biseladora, B₆ se activa y además S₅ este accionado, entonces se energiza un temporizador 3 con retardo a la conexión de 2 segundos, luego se envía la señal a la bobina C₃₁ de la electroválvula 3.1 que produce la extensión completa del vástago del cilindro 3.0, el cual apretará la mordaza contra el tubo.

Al activarse S₆ y que S₇ este activado (cilindro 4.0 este retraído) se enciende un temporizador 4 con retraso a la conexión de 1,5 segundos y se enciende la bobina C₄₁ de la electroválvula 4.1 el cual extenderá el vástago del cilindro 4.0 originando el movimiento del carro auxiliar para acercar el equipo biselador al tubo. Al estar extendido por completo el vástago del cilindro 4.0 (S₈ activo) y que el vástago del cilindro 3.0 no esté retraído (S₅ inactivo), se alimenta la bobina C₄₂ de la electroválvula 4.1 para retraer el cilindro 4.0.

Al activarse S₇, y el vástago del cilindro 4.0 este completamente retraído, se alimenta la bobina auxiliar V para asegurar que S₅ se active, además se debe cumplir que el sensor S₁₀ este inactivo; entonces se manda a retraer el vástago del cilindro 3.0. Una vez liberado la mordaza, es decir, que el sensor S₅ este activado y que unos de los contactos de la bobina auxiliar V esté cerrado implica el que arranque el motor en sentido de giro horario de nuevo por un cierto tiempo dado por un temporizador 5 por 5 segundos con retardo a la conexión. Transcurrido ese tiempo se detendrá el motor quedando el tubo a la mitad de la mesa de transporte.

Una vez allí, si un contacto del temporizador 5 se cierra y el vástago del cilindro 5.0 este retraído (S₉ activo), se envía una señal a la bobina C₅ de la electroválvula 5.1 el

cual origina la extensión completa del vástago del cilindro 5.0, sacando el tubo hacia la cuna. Al momento que el vástago este extendido se activa el sensor S₁₀ el cual corta con los enclavamientos de los contactos de las bobinas auxiliares S y V; haciendo el proceso retorne a su condiciones iniciales. Vuelve a empezar el ciclo de trabajo hasta que se termine el lote de tubos.

Diagrama de escalera del ciclo 02

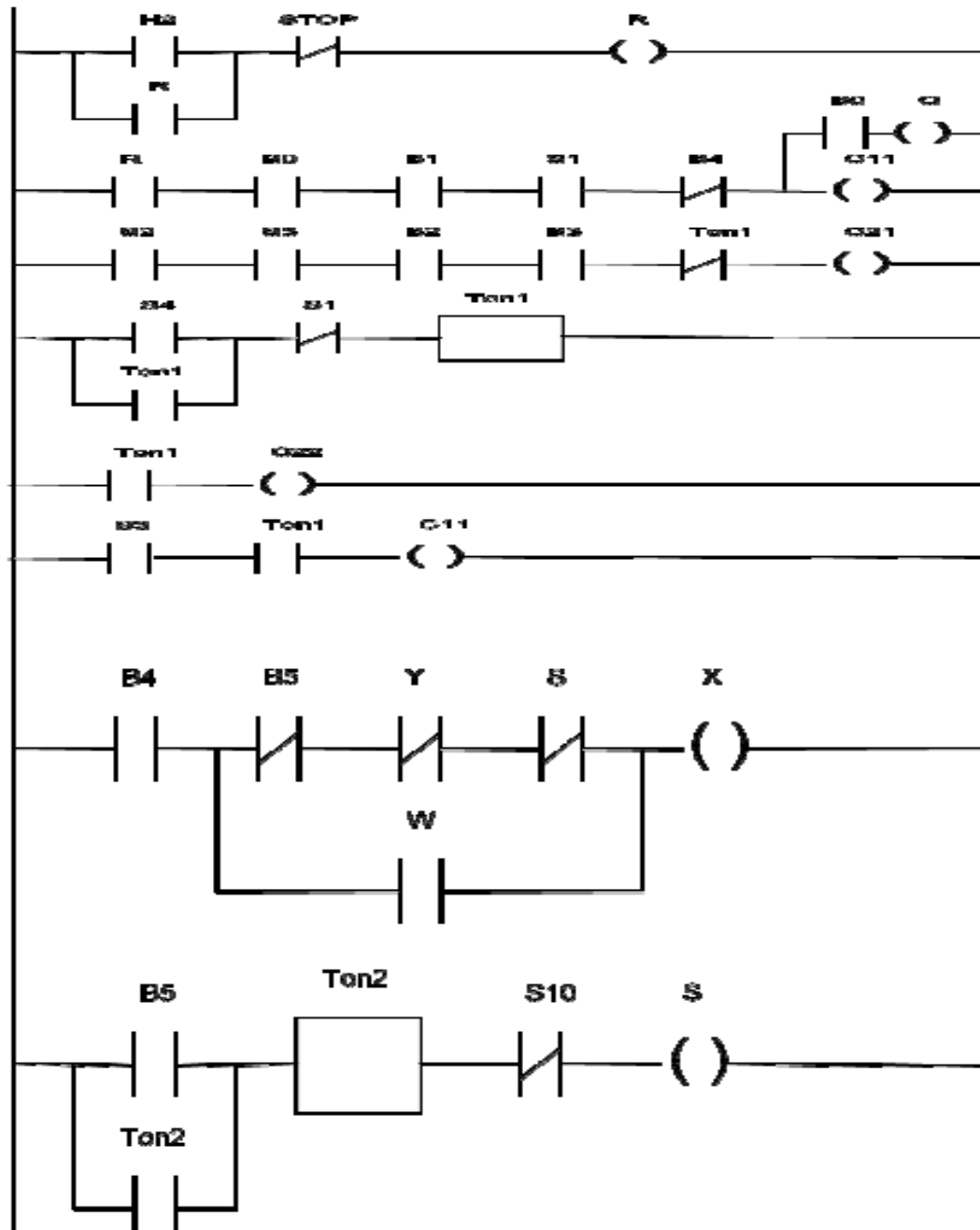


Figura 69: Diagrama de programación en escalera del PLC, para el ciclo 02.

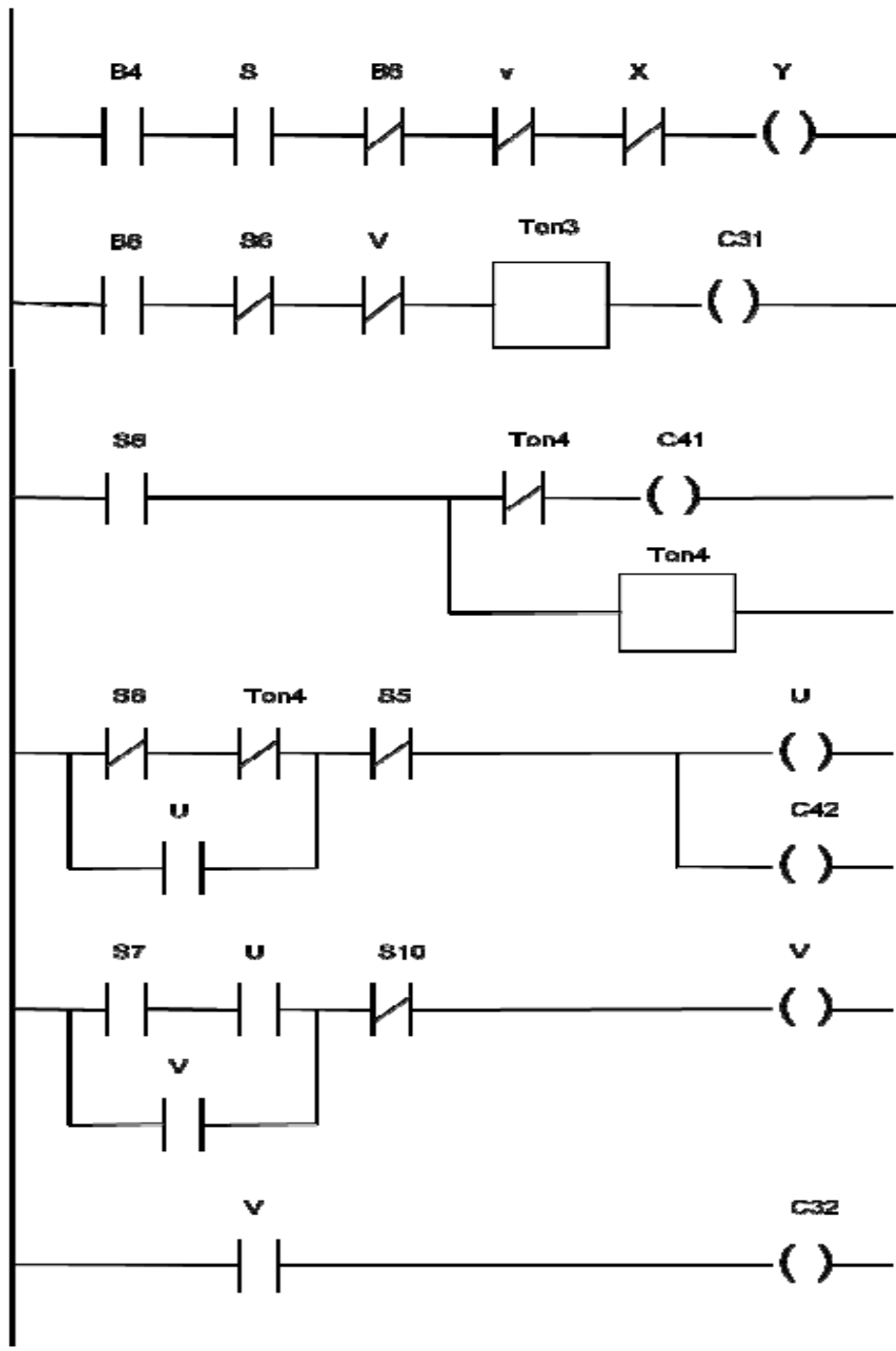


Figura 69: Diagrama de programación en escalera del PLC, para el ciclo 02.
(Continuación)

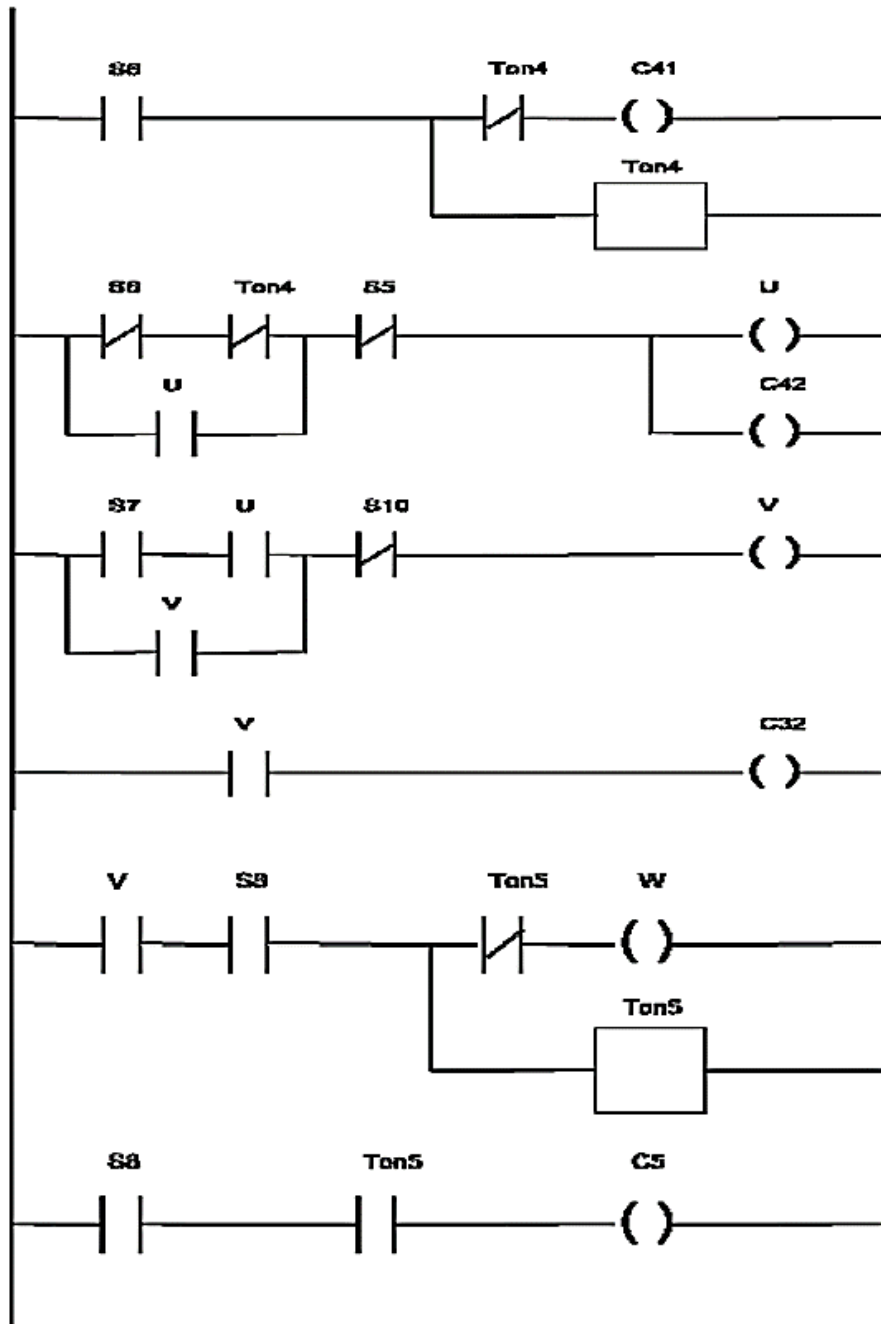


Figura 69: Diagrama de programación en escalera del PLC, para el ciclo 02.

APÉNDICE 2

PLANOS DISEÑO DE PARTES

