



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**REDISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CORTE
DE BARRAS DE ACERO**

TUTOR:

ING. JOSE J. GUTIERREZ

AUTORES:

BARBOZA U, LUIS E.

MONTILLA C, WILMER J.

VALENCIA, NOVIEMBRE DE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**REDISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL CORTE
DE BARRAS DE ACERO**

*TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO*

BARBOZA U, LUIS E.
MONTILLA C, WILMER J.

VALENCIA, NOVIEMBRE DE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de grado titulado *“Rediseño de un sistema automatizado para el corte de barras de acero”*, realizado por los bachilleres: **Barboza Luis**, cédula de identidad: 15.661.493 y **Montilla Wilmer**, cédula de identidad: 18.062.720, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho tema.

Prof. José Gutiérrez

Tutor

Jurado

Jurado

VALENCIA, NOVIEMBRE DE 2008

DEDICATORIA

A mis padres Luis Barboza y Patricia Urbina por su gran apoyo incondicional, y por darme fuerza en los momentos más difíciles para hacer de esta meta una realidad, por darme siempre su cariño y confianza en todo momento, por sus consejos y sobre todo por la formación que he tenido a través de mis años de vida, por todo eso muchas gracias, los quiero mucho.

A mi hermano Benito Barboza, quien con su amor, fé, confianza y sobre todo buenos consejos, me dieron fuerzas y ganas de cumplir mi meta.

A mi hermana Fabiana Barboza por su paciencia y atención en momentos difíciles y que le sirva de estímulo para alcanzar sus meta y por siempre estar conmigo en las buenas y las malas.

A mi hija Angely Michel, por brindarme de su excelente compañía, y amor.

A todos mis familiares y amigos por el optimismo y el empuje necesario, para hacer esta meta posible.

Luis E. Barboza U.

AGRADECIMIENTOS

A Dios y a todos los Santos por guiarme y enfrentarme a los obstáculos puestos durante mi carrera de estudio.

A Wilmer Montilla por brindarme su amistad durante el transcurso de nuestra carrera, así como en el transcurso de la realización de esta última etapa de nuestra meta.

A la familia Montilla, por su incondicional ayuda y apoyo brindado, en especial a Sr. Wilmer Montilla, y la Sra. Yuliha Montilla.

A la Universidad de Carabobo, por permitirme formarme académicamente en su institución.

Al Profesor tutor Ing. Gutiérrez por su asesoramiento durante toda la elaboración de este trabajo de grado y por la paciencia que tuvo hacia nosotros.

A mis compañeros de estudio por el aporte de conocimientos que me dieron a lo largo de nuestra carrera.

A la empresa DANAVEN Traction Technologies en su División Ejes y Cardanes por brindarnos a realizar la última etapa de nuestra carrera.

A todos los profesores de la Universidad y al personal de publicaciones por brindarme su apoyo, en especial a Elimar y Narcizo.

Luis E. Barboza U.

DEDICATORIA

A mi madre Margarita, quien a pesar de haber compartido poco conmigo físicamente, estoy seguro que estas muy orgullosa pues al fin estoy cumpliendo la promesa que te hice al comienzo de este largo camino, MAMI TE AMO.

A mi hermana Yuliha, quien siempre ha estado a mi lado apoyándome y dándome sus valiosos consejos, siendo ella una de las mujeres que más amo en este mundo, Gracias por ser tan bella.

A mi padre Wilmer, gracias por amarme tanto y por siempre estar a mi lado aguantándome, gracias por confiar en mí y darme ánimos para seguir adelante, eres mi mejor amigo.

A mi tío Segundo y en especial a mi tía Felicia, quienes con su amor incondicional nunca me dejaron solo y siempre estuvieron a mi lado brindándome muchos momentos tan gratos y llenos de felicidad.

A mis otros hermanos, quienes siempre han aguantado todas mis bromas y de igual forma me siguen queriendo.

A mis primos José Gregorio, Mery, Marita, Yeli, quienes siempre me dieron ánimos para nunca dejar a un lado esta lucha.

A Denise, por demostrarme su amor incondicional y amarme tanto en los últimos años, eres bella negrita.

Wilmer J. Montilla C.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la salud necesaria para culminar esta meta y por nunca haberme dejado solo durante toda mi vida.

A mi hermano y compañero de tesis Luis Barboza, gracias por tu amistad y ayuda en todo momento que la necesite durante el tiempo que estudiamos, espero siempre contar contigo hermano.

A la familia Barboza Urbina, por aceptarme en su casa y prestarme la atención que me brindaron, muy en especial la Sra. Patricia y al Maracucho, siempre estaré agradecido por su ayuda.

A la empresa DANA Traction Technologies en su división ejes y cardanes, por facilitarme la oportunidad de realizar mi trabajo de grado en su planta.

Al profesor José Javier Gutiérrez, por guiarme durante la realización de este proyecto, gracias.

A mi gran amigo del alma Alvarito, que sin tu ayuda y apoyo hoy no estuviera escribiendo esto, gracias mi pana.

A mis amigos incondicionales José Antonio, Laurita, Emil, José Luis, el Viejo, Patricia, gracias por ser como son mis panas.

A mi otra madre Deya, por tu afecto y aceptación como prácticamente tu otro hijo gracias, a pesar de ser chiquita posees un corazón inmenso.

Wilmer J. Montilla C.

Rediseño de un Sistema Automatizado para el Corte de Barras de Acero.

Autores: Luis E. Barboza U.

Wilmer J. Montilla C.

Tutor: José J. Gutiérrez

RESUMEN

La empresa DANA Traction Technologies de Venezuela, fabricante de productos y sistemas automotrices, garantiza una alta calidad en sus productos terminados. Razón por la cual se encuentra obligada a la mejora de sus procesos productivos, sin afectar sus costos y con la finalidad de satisfacer las necesidades y exigencias del consumidor. El presente trabajo especial de grado, tiene como meta fundamental el rediseño de un sistema automatizado para el corte de barras de acero en una máquina marca SLUGGER, la cual se encuentra fuera de servicio. De manera que se procedió al estudio previo de la máquina SLUGGER, elaborando el rediseño mecánico de algunos componentes en la plataforma de alimentación, también se realizó el rediseño del sistema de traslado de las barras hacia la máquina cortadora, y se diseñó el sistema de descarga, conformado por cálculos y selección de cilindros neumáticos, rodamientos, columnas, cadenas, entre otros, además se diseñó un sistema de control basado en un autómata programable y el correspondiente análisis de rentabilidad de todo el proyecto. Con la implementación del rediseño a la máquina se garantiza un sistema suficientemente sencillo, una productividad de mayor número de piezas cortadas, una recuperación rápida de la inversión y una competitividad en el mercado.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|----|
| Introducción | 4 |
| Capítulo 1 | |
| 1.1 Planteamiento del problema | 6 |
| 1.2 Objetivo General | 7 |
| 1.2.1 Objetivos Específicos | 7 |
| 1.3 Justificación | 8 |
| 1.4 Limitaciones | 8 |
| 1.5 Delimitaciones | 9 |
| Capítulo 2 | |
| 2.1 Antecedentes | 10 |
| 2.1.1 Antecedentes N° 1 | 10 |
| 2.1.2 Antecedentes N° 2 | 11 |
| 2.1.3 Antecedentes N° 3 | 11 |
| 2.2 Marco Teórico | 12 |
| 2.2.1 Control Industrial | 12 |
| 2.2.2 Automatismo Cableados y Programables | 12 |
| 2.2.3 El Autómata Programables | 15 |
| 2.2.4 Sensores y Actuadores | 17 |
| 2.2.4.1 Sensores: clasificación | 17 |
| 2.2.4.2 Detectores de Proximidad | 18 |
| 2.2.4.3 Criterio de Selección | 19 |
| 2.2.5 Accionamiento Hidráulico y Neumático | 20 |
| 2.2.5.1 Válvulas | 21 |
| 2.2.5.2 Cilindros | 22 |

| | |
|---|----|
| 2.2.6 Uniones soldadas | 23 |
| 2.2.6.1 Tipos de soldaduras | 24 |
| 2.2.7 Selección de Motores | 26 |
| 2.2.7.1 Importancia de una Correcta Selección | 28 |
| | |
| Capítulo 3 | |
| 3.1 Nivel de investigación | 30 |
| 3.2 Metodología del diseño | 30 |
| 3.2.2 Formulación del problema | 30 |
| 3.2.3 Especificación del sistema a diseñar | 31 |
| 3.2.4 Búsqueda de soluciones | 31 |
| 3.2.5 Selección de la mejor solución o toma de decisión | 32 |
| 3.3 Diseño de la Investigación | 33 |
| 3.4 Técnicas e instrumentos de recopilación de datos | 34 |
| | |
| Capítulo 4 | |
| 4.1 Desarrollo de la investigación | 37 |
| 4.1.2 Selección de la mejor solución | 39 |
| 4.2 Desarrollo del diseño | 50 |
| 4.2.1 Diseño del sistema ordenador de barras | 50 |
| 4.2.1.1 Diseño del barrote | 53 |
| 4.2.1.2 Diseño del pasador | 56 |
| 4.2.1.3 Diseño del eslabón-horquilla | 57 |
| 4.2.1.4 Selección del cilindro pistón-barrote | 59 |
| 4.2.2 Diseño del sistema de gancho-pistón | 61 |
| 4.2.2.1 Diseño del gancho | 62 |
| 4.2.2.2 Diseño del pasador | 64 |
| 4.2.2.3 Diseño del eje de apoyo del gancho | 67 |

| | | |
|------------------------|--|-----|
| 4.2.2.4 | Diseño del rodamiento del gancho | 69 |
| 4.2.2.5 | Diseño del cordón de soldadura | 70 |
| 4.2.2.6 | Selección del cilindro pistón-gancho | 73 |
| 4.2.3 | Diseño del sistema alimentador de barras | 74 |
| 4.2.3.1 | Selección del motor impulsor de barras | 74 |
| 4.2.3.2 | Selección de la caja reductora | 80 |
| 4.2.3.3 | Selección de la cadena 1 | 81 |
| 4.2.3.4 | Selección de la cadena 2 | 85 |
| 4.2.3.5 | Selección de la cadena 3 | 88 |
| 4.2.4 | Selección del cilindro pistón-mordaza | 88 |
| 4.2.5 | Diseño del sistema de descarga | 90 |
| 4.2.6 | Diseño del sistema de control | 95 |
| 4.2.6.1 | Memoria descriptiva | 95 |
| 4.2.6.2 | Sistema automatizado | 101 |
| 4.2.6.3 | Selección de equipos | 101 |
| 4.2.6.4 | Lista de direcciones | 106 |
| 4.2.6.5 | Diagrama de conexiones del PLC | 112 |
| 4.2.6.6 | Diagrama escalera del PLC | 113 |
| 4.2.6.7 | Diagrama del sistema neumático | 117 |
| 4.2.6.8 | Diagrama del sistema hidráulico | 118 |
| 4.3 | Estudio económico | 119 |
| Capítulo 5 | | |
| Conclusiones | | 125 |
| Recomendaciones | | 126 |
| Bibliografía | | 127 |
| Apéndices | | 128 |
| Anexos | | 145 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Fig. 2.1: Autómatas Programables, Modelos D320 PLC y D50 Micro. | 15 |
| Fig. 2.2: Estructuras Genéricas de un Transductor. | 18 |
| Fig. 2.3: Aplicaciones | 20 |
| Fig. 2.4: Electroválvula 2/2 vías | 21 |
| Fig. 2.5: Distintos tipos de cilindros y su válvula de control | 22 |
| Fig. 2.6: Cilindro de acción diferencial. | 23 |
| Fig. 2.7: Soldadura. | 25 |
| Fig. 2.8: Esquema simplificado de un sistema de bombeo típico. | 27 |
| Fig. 4.1: Plataforma de alimentación y contenedor de barras de acero. | 37 |
| Fig. 4.2: Máquina cortadora de barras. | 38 |
| Fig. 4.3: Posible solución 1 vista lateral izquierda. | 42 |
| Fig. 4.4: Posible solución 1 vista lateral derecha. | 43 |
| Fig. 4.5: Posible solución 2 vista lateral izquierda. | 45 |
| Fig. 4.6: Posible solución 2 vista lateral derecha. | 46 |
| Fig. 4.7: Posible solución 3 vista lateral izquierda. | 48 |
| Fig. 4.8: Posible solución 3 vista lateral derecha. | 49 |
| Fig. 4.9: Sistema ordenador de barras. | 52 |
| Fig. 4.10: Distribución de cargas del barrote. | 53 |
| Fig. 4.11: Diagrama de corte y momento. | 54 |
| Fig. 4.12: Pasador del sistema pistón-barrote. | 56 |
| Fig. 4.13: Conjunto eslabón-horquilla. | 57 |
| Fig. 4.14: Sistema gancho-pistón. | 61 |
| Fig. 4.15: Detalle del gancho. | 64 |
| Fig. 4.16: Detalle del pasador del gancho. | 65 |
| Fig. 4.17: Eje de apoyo del gancho. | 68 |
| Fig. 4.18: Diagrama de corte y momento. | 68 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 4.19: Soldadura del Eje de apoyo del gancho. | 70 |
| Fig. 4.20: Diagrama de cuerpo libre. | 75 |
| Fig. 4.21: Diagrama de cuerpo libre Mt . | 77 |
| Fig. 4.22: Distribución de potencia en el conjunto de rodillos. | 78 |
| Fig. 4.23: Sistema de descarga. | 90 |
| Fig. 4.24: Columnas de descarga. | 91 |
| Fig. 4.26: Vista de columna de descarga. | 94 |
| Fig. 4.27: Ubicación de sensores (vista lateral izquierda). | 97 |
| Fig. 4.28: Ubicación de sensores (vista lateral derecha). | 98 |
| Fig. 4.29: Diagrama funcional. | 99 |
| Fig. 4.30: Continuación del diagrama funcional. | 100 |
| Fig. 4.31: Diagrama de conexiones del PLC. | 112 |
| Fig. 4.32: Diagrama escalera del PLC. | 113 |
| Fig. 4.33: Continuación diagrama escalera del PLC. | 114 |
| Fig. 4.34: Continuación diagrama escalera del PLC. | 115 |
| Fig. 4.35: Continuación diagrama escalera del PLC. | 116 |
| Fig. 4.36: Diagrama del Sistema Neumático. | 117 |
| Fig. 4.35: Diagrama del Sistema Hidráulico. | 118 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 2.1: Comparación de sistemas cableados y sistemas programables. | 14 |
| Tabla 2.2: Características de los autómatas atendidos a su modularidad. | 16 |
| Tabla 2.3: Criterio de selección de detectores de proximidad | 19 |
| Tabla 2.3: Distintos tipos de soldadura. | 24 |
| Tabla 4.1: Material utilizado en el diseño | 51 |
| Tabla 4.2: Descripción de las barras | 51 |
| Tabla N° 4.3. Características del motor BM3311T | 80 |
| Tabla N° 4.4. Características de la caja reductora F-938-B-15-B5-G-203 | 81 |
| Tabla N° 4.5. Lista de direcciones del autómata programable. | 106 |
| Tabla N° 4.6. Costos operacionales. | 119 |
| Tabla N° 4.7. Lista de costos de los equipos del proyecto. | 120 |
| Tabla N° 4.8. Amortización de deuda. | 123 |



INTRODUCCIÓN

La empresa DANA Traction Technologies de Venezuela división ejes y cardanes, es encargada de elaborar productos automotrices tales como: coronas, planetarios, puntas de ejes, piñones, entre otros. Razón por la cual se encuentra en una incesante búsqueda de nuevas alternativas para la mejora de sus productos, sin afectar sus costos y con la finalidad de satisfacer las necesidades y exigencias del consumidor.

El presente trabajo especial de grado, tiene como meta primordial el rediseño de un sistema automatizado para el corte de barras de acero en una maquina marca SLUGGER, con el objetivo de aumentar el corte de barras para una mayor producción en serie.

Para cumplir con el objetivo antes mencionado se procederá al estudio previo de la máquina SLUGGER, identificando las variables y parámetros de corte existentes en el proceso, y elaborando la posible solución de rediseño mecánico y del diseño del sistema automatizado.

Los métodos utilizados en este trabajo de grado, son provenientes de la metodología del diseño, utilizada mayormente en ingeniería.

Este trabajo va dirigido tanto en el área de investigación y desarrollo como en el campo de diseño mecánico para la implementación de sistemas automatizados en los procesos industriales.

CAPITULO I

“Hay que realizar lo que parece fuera de lo posible”

ELEANOR ROOSEVELT



CAPÍTULO I

1.1 PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa DANA Traction Technologies de Venezuela División Ejes y Cardanes, localizada en la Zona Industrial de Valencia Estado Carabobo, se encarga de la fabricación de puntas de ejes, correderas, piñones, etc. para el mercado automotriz. Esta división se compone de dos plantas, una al lado de la otra (Forja y Manufactura).

Para la obtención del producto terminado la empresa está organizada de la siguiente manera: la materia prima llega de la planta Forja, donde se le hace el mecanizado correspondiente, esta etapa depende de la calidad y la rapidez con que llega la materia prima. Una vez realizado este mecanizado, se traslada el producto de la planta Forja a la planta Manufactura, donde es embalado y disponible para el mercado automotriz.

Los procesos relacionados con el acabado del producto final, son los siguientes: Forjado, Perforado, Brochado, extruido y otros, de manera que el material debe tener ciertas condiciones iniciales. Las barras cilíndricas de acero, deben pasar previamente por la línea de máquinas cortadoras que se encargan de cortar los tochos que serán utilizados para estos procesos. Es imprescindible que esta línea de producción trabaje en óptimas condiciones y de forma continua, para así evitar problemas y retardos en las otras líneas de producción.

En la actualidad la empresa DANA Traction Technologies de Venezuela División Ejes y Cardanes, presenta un grave problema en una de sus máquinas cortadoras de barras, la SLUGGER, dicha máquina se encuentra totalmente fuera de



CAPÍTULO I

servicio. La función de esta máquina es cortar barras de sección circular o rectangular, en la actualidad realiza cortes de barras cilíndricas únicamente, ya que la empresa no trabaja con geometría rectangular.

La máquina SLUGGER trabaja por medio de un sistema de acople hidráulico que está compuesto por: dos bombas, dos motores eléctricos, un tanque donde se ubica el aceite, un cilindro pistón y tuberías. La forma en que trabaja esta máquina es la siguiente: primero llega el montacargas con la materia prima, el cual arroja las barras de acero en una bandeja metálica inclinada, luego unos topes ubicados en esta bandeja mueven una barra de acero hacia un canal compuesto por poleas, esta última acción es ejecutada gracias a un pistón hidráulico, así mismo un operador mueve la barra hacia un tope mecánico, posterior a esto, unas mordazas sujetan la barra, para así finalmente cortarlas. Debido a fallas internas del sistema de acople todo el proceso antes descrito no está trabajando, limitando así las ganancias de la empresa. Por esta razón la empresa solicita el rediseño de un sistema automatizado para la puesta en marcha de esta máquina, garantizando su óptimo funcionamiento y aumentando la producción e innovando la planta Forja.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo General

Rediseñar el sistema automatizado para el corte de barras de acero.

1.2.2 Objetivos Específicos

- ✓ Evaluar la situación actual de la máquina cortadora SLUGGER.
- ✓ Rediseñar el sistema mecánico de la máquina SLUGGER.



CAPÍTULO I

- ✓ Realizar el sistema automatizado del sistema de alimentación, traslado y descarga de barras.
- ✓ Realizar un estudio económico del proyecto.

1.3 JUSTIFICACION

Actualmente el desarrollo industrial ha aumentado en gran forma, esto crea una alta demanda y competencia por productos de gran calidad. Por razones obvias los fabricantes se han visto obligados a optimizar sus líneas de producción continua, creando así nuevas inversiones para garantizar la competitividad de la empresa.

Para realizar los procesos de forja se debe contar con una línea de cortadoras de barras muy eficiente y rápida, para así darle continuidad a la producción de piezas terminadas, e aquí la importancia de esta investigación, ya que al estar fuera de servicio una de las cortadoras se estaría disminuyendo el rendimiento de la empresa. Por lo tanto se debe realizar el rediseño de esta máquina, llevándola así a su óptimo funcionamiento con la inclusión de un sistema automatizado, este proyecto beneficia directamente la producción de piezas terminadas.

1.4 LIMITACIONES

- ✓ Solo se posee información técnica de la máquina cortadora (Manuales de la Empresa).
- ✓ Se posee un plazo de tiempo máximo de 2 semestres.
- ✓ Las piezas que se utilicen en el sistema de automatizado debe de ser de fácil acceso para la empresa.
- ✓ El espacio donde se ubica la máquina está limitado por otras máquinas.
- ✓ No se realizará la construcción del dispositivo.



CAPÍTULO I

1.5 DELIMITACIONES

- ✓ El diseño se hará solo para la máquina cortadora de barras cilíndricas (SLUGGER).
- ✓ Se realizará el diseño y mejoras de la máquina, más no la construcción de la misma.
- ✓ La máquina cortará solo barras cilíndrica

CAPITULO II

“Aquellos que puedes hacer, o sueñas con hacer, empíezalo ya.”

GOETHE



CAPÍTULO II

2.1 ANTECEDENTES

2.1.1 Antecedentes N° 1

Para el año 2004 en el mes de Abril, se presentó un trabajo de investigación en la Universidad de Carabobo en el área de diseño y automatización, realizado por Duran Antonio y Sánchez William. Este estudio se basó en el **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.

Por último, 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.



CAPÍTULO II

2.1.2 Antecedente N° 2

Para el año 2006 en el mes de Mayo se presentó un trabajo de investigación en la Universidad de Carabobo en el área de diseño y automatización, realizado por Díaz C. Pricilia de los A. y Salones Ch. Genadio. Este estudio se basó en el **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 trasladará los paquetes de barras ya flejados hacia la máquina envolvente, en donde se empacará el paquete, y finalmente hacia el contenedor o carro para luego ser almacenado.

2.1.3 Antecedentes N° 3

Para el año 1987, se presentó un trabajo de investigación en la Universidad de Carabobo en el área de diseño y automatización, realizado por Leopoldo Latuff, Jesús Jiménez y Stefano Di Lorenzo. Este estudio se basó en el **Diseño de un Automatizado del Corte de Tubos de una Planta Industrial**, con este trabajo se propuso resolver la situación problemática existente en la empresa BUNDY VENEZOLANA C.A., que era intervención de muchos operantes para lograr un proceso continuo. La resolución de la situación problemática se basa en el diseño de un sistema automatizado para el corte de tubos. El diseñar el sistema antes mencionado, lleva a realizar estudios tanto de producción, tiempos de producción requeridos y así como también el diseño mecánico de las partes que conforman el equipo. El desarrollo del estudio de los tiempos de producción se realizó en base a la



CAPÍTULO II

información suministrada por la empresa. Es importante destacar que la información antes mencionada fue fundamental para el diseño del mismo.

Finalmente, después de haber desarrollado este diseño se obtuvo un equipo lo suficientemente sencillo y económico que justifica su construcción.

2.2 MARCO TEORICO

2.2.1 Control Industrial

El concepto de control es bastante amplio, abarcando desde un simple interruptor que gobierna el encendido de una bombilla o el grifo que regula el paso de agua de una tubería, hasta el más complejo ordenador de proceso o el piloto automático de un avión.

Podríamos definir como control, manipulación indirecta de las magnitudes de un sistema denominado planta a través de otro sistema llamado sistema de control.

2.2.2 Automatismos Cableados y Programables

Una de las claves del éxito de autómatas programables frente a equipos de relés, o incluso frente equipos construidos a base de circuitos integrados, ha sido la posibilidad de realizar funciones muy diversas con un mismo equipo (hardware estándar) y cambiando únicamente un programa (software).

Atendiendo a este criterio podemos clasificar los sistemas de control en dos grandes grupos:

- ✓ Sistemas cableados (poco adaptables)
- ✓ Sistemas programables (muy adaptables)



CAPÍTULO II

Los primeros realizan una función de control fija, que depende de los componentes que lo forman y de la forma en que se han interconectado. Por tanto, la única forma de alterar la función de control es modificando sus componentes o la forma de interconectados.

Los sistemas programables, en cambio, pueden realizar distintas funciones de control sin alterar su configuración física, sino solo cambiando el programa de control.

Estas definiciones de autómatas programables deben matizarse algo más, puesto que, estrictamente hablando, cualquier equipo basado en un microprocesador es en principio programable, pero para ello se requiere personal altamente especializado y equipos de desarrollo de cierta complejidad. En definitiva, del atributo <<programable>> se beneficia en este caso el fabricante del equipo, para el cual supone que con un hardware estándar puede variar dentro de ciertos límites la función del equipo: pero normalmente no está en la mano del usuario el poder alterar sus funciones, por lo que para este último el equipo es <<de programa fijo>> o <<adaptado a medida>>.

En el autómata, el atributo <<programable>> hay que interpretarlo como <<programable del usuario>>, con lo cual este obtiene los beneficios de un equipo multifunción con un hardware fijo. La base sigue siendo un equipo con un microprocesador, al cual se ha incorporado un programa interprete, capaz de alterar la función de transferencia salida/entrada en razón de un programa de usuario. En realidad, podríamos decir que esta es la característica más relevante que distingue al autómata programable de otros dispositivos o sistemas programables.



CAPÍTULO II

En la tabla 2.1 se resumen las características, ventajas e inconvenientes de los autómatas programables frente a los sistemas cableados.

Tabla 2.1: Comparación de sistemas cableados y sistemas programables.
Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"

| CARACTERISTICA | SISTEMA CABLEADO | AUTOMATA PROGRAMABLE |
|--|-------------------------|-----------------------------|
| Flexibilidad de adaptación al proceso | Baja | Alta |
| Hardware estándar para distintas aplicaciones | No | Si |
| Posibilidades de ampliación | Bajas | Altas |
| Interconexión y cableado exterior | Mucho | Poco |
| Tiempo de desarrollo del proyecto | Largo | Corto |
| Posibilidades de modificación | Difícil | Fácil |
| Mantenimiento | Difícil | Fácil |
| Herramientas para prueba | No | Si |
| Stocks de mantenimiento | Medios | Bajos |
| Modificaciones sin parar el proceso («on line») | No | Si |
| Coste para pequeñas series | Alto | Bajo |
| Estructuración en bloques independientes | Difícil | Fácil |



2.2.3 El Autómata Programable

Desde el punto de vista de su papel dentro del sistema de control, se ha dicho que el autómata programable es la unidad de control, incluyendo total o parcialmente las interfaces con las señales de proceso. Por otro lado, se trata de un sistema con un hardware estándar, con capacidad de conexión directa a las señales de campo (niveles de tensión y corriente industriales, transductores y periféricos electrónicos) y programables por el usuario.

Al conjunto de señales de consigna y de realimentación que entra en el autómata se les denomina genéricamente entradas y al conjunto de señales de control obtenidas, salidas o pudiendo ser ambas analógicas o digitales.

El concepto de hardware, estándar que venimos indicando para el autómata se complementa con el de modularidad, entendiendo como tal el hecho de que este hardware está fragmentado en partes interconectables que permiten configurar un sistemas a la medida de las necesidades, en la fig. 2.5 se observa un modelo de autómata programable.

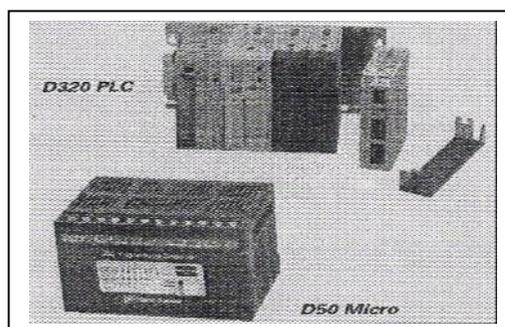


Fig. 2.1: Autómatas Programables, Modelos D320 PLC y D50 Micro.
Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"



CAPÍTULO II

Así pues, se tienen autómatas compactados que incluyen una unidad de control y un mínimo de entradas y salidas y luego tienen previstas una serie de unidades de expansión que les permiten llegar hasta 128 o n256 entrada/salidas. Para aplicaciones más complejas se dispone de autómatas montados en rack con posibilidad hasta unas 2000 entradas/salidas controladas por una única unidad central (CPU). La tabla 2.2 resume a grandes rasgos las características de los autómatas actuales desde el punto de vista de modularidad.

Tabla 2.2: Características de los autómatas atendiendo a su modularidad
Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"

| AUTOMATAS | COMPACTOS | MODULARES | |
|-----------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| | | CPU UNICA | VARIAS CPU |
| NUMERO DE CPU | 1 central | 1 Central | 1 Central + x Dedicadas |
| Nº ENTRADAS/SALIDAS | 8 a 256 | 128 a 1024 | >1024 |
| JUEGO INSTRUCCIONES | < 100 | < 100 | > 100 |
| PASOS DE PROGRAMA | < 2000 | < 2000 | 2000 a 40.000 |
| UNIDADES DE EXPANSION | Digitales + Analógicos | Digitales + Analógicos | Digitales + Analógicos |
| FUNCION EN RED | Esclavo | Esclavo | Maestro o Esclavo |



CAPÍTULO II

2.2.4 Sensores y Actuadores

2.2.4.1 Sensores: clasificación

Los términos “sensor” y “transductor” se suelen aceptar como sinónimos, aunque, si hubiera que hacer alguna distinción, el término transductor es quizás más amplio, incluyendo una parte sensible o “captador” propiamente dicho y algún tipo de circuito de acondicionamiento de la señal detectada. Si nos centramos en el estudio de los transductores cuya salida es una señal eléctrica, podemos dar la siguiente definición:

“Un transductor es un dispositivo capaz de convertir el valor de una magnitud física en una señal eléctrica codificada, ya sea en forma analógica o digital”

No todos los transductores tienen por qué dar una salida en forma de señal eléctrica. Como ejemplo puede valer el caso de un termómetro basado en la diferencia de dilatación de una lamina bimetálica, donde la temperatura se convierte directamente en un desplazamiento de una aguja indicadora.

Sin embargo, el término transductor suele asociarse bastante a dispositivos cuya salida es alguna magnitud eléctrica o magnética y, por otro lado, nos interesan aquí solo este tipo de transductores, en la medida que son elementos conectables a autómatas programables a través de las interfaces adecuadas.

Limitándose, pues, a los transductores basados en fenómenos eléctricos o magnéticos, estos suelen tener una estructura general como la que muestra la fig. 2.6, en la cual se puede distinguir las siguientes partes:



CAPÍTULO II

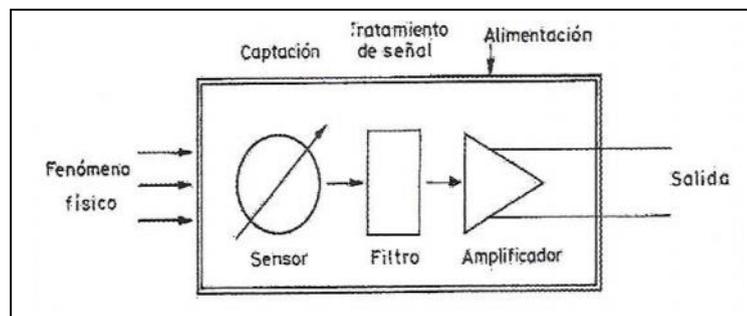


Fig. 2.2: Estructuras Genéricas de un Transductor.

Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"

- ✓ Elemento sensor o captador. Convierte las variaciones de una magnitud física en variaciones de una magnitud eléctrica o magnética, que denominaremos habitualmente señal.
- ✓ Bloque de tratamiento de señal. Si existe, suele filtrar, amplificar, linealizar y en general, modificar la señal obtenida en el adaptador, por regla general utilizando circuitos electrónicos.
- ✓ Etapa de salida. Esta etapa comprende los amplificadores, interruptores, conversores de códigos, transmisores y en general, todas aquellas partes que adaptan la señal a las necesidades de la carga exterior.

2.2.4.2 Detectores de proximidad

Los detectores de proximidad pueden estar basados en distintos tipos de captadores, siendo los más frecuentes los siguientes:

- ✓ Detectores inductivos.
- ✓ Detectores capacitivos.
- ✓ Detectores ópticos.



CAPÍTULO II

- ✓ Detectores ultrasónicos.

2.2.4.3 Criterios de Selección

Vistos los principios de medida, el alcance, la resolución, y otras características de los diferentes tipos de detectores de proximidad, pueden establecerse los criterios indicados en la tabla 2.3 como guía para la elección de uno u otro tipo de detector.

Tabla 2.3: Criterios de selección de detectores de proximidad.
Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"

| MATERIAL | | DISTANCIA | TIPO DE DETECTOR |
|--------------------|--------------|-----------|-------------------------|
| SOLIDO | METALICO | < 50 mm | INDUCTIVO |
| | | >50 mm | ULTRASONICO U OPTICO |
| | NO METALICO | < 50 mm | CAPACITIVO |
| | | >50 mm | ULTRASONICO U OPTICO |
| POLVO O GRANULADOS | METALICO | < 50 mm | INDUCTIVO |
| | | >50 mm | ULTRASONICO |
| | NO METALICO | < 50 mm | CAPACITIVO |
| | | >50 mm | ULTRASONICO |
| LIQUIDO | TRANSPARENTE | < 50 mm | CAPACITIVO |
| | | >50 mm | ULTRASONICO |
| | OPACO | < 50 mm | CAPACITIVO |
| | | >50 mm | OPTICO |



CAPÍTULO II

Aplicaciones

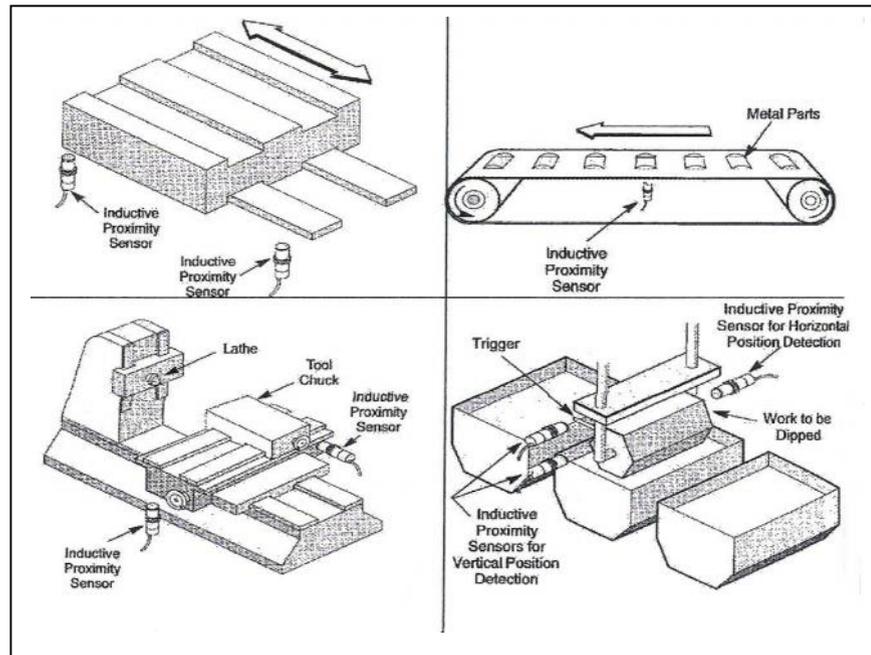


Fig. 2.3: Aplicaciones.

Fuente: Allen-Bradley. SENSORS

2.2.5 Accionamiento Hidráulico y Neumático

Los accionamientos hidráulicos y neumáticos se aplican de forma masiva en los automatismos industriales, gracias a su robustez y facilidad de control. Básicamente estudiaremos: los cilindros hidráulicos o neumáticos. Sin embargo, también describiremos brevemente las electroválvulas como elementos previos de control o preaccionamientos indispensables en estos sistemas.



2.2.5.1 Válvulas

Una válvula es un dispositivo que permite establecer o cortar la conexión hidráulica o neumática entre dos o más conductos o vías. En cualquier válvula hay que distinguir dos partes:

- ✓ Elemento de mando
- ✓ Circuito de potencia

El elemento de mando se encarga de conmutar la conexión hidráulica o neumática entre conductos del circuito de potencia. El mando puede ser de tipo eléctrico (electroimán), manual (pulsador), hidráulico o neumático. La fig. 2.12 muestra la forma constructiva de una válvula con mando eléctrico y manual de 2 vías y 2 posiciones.

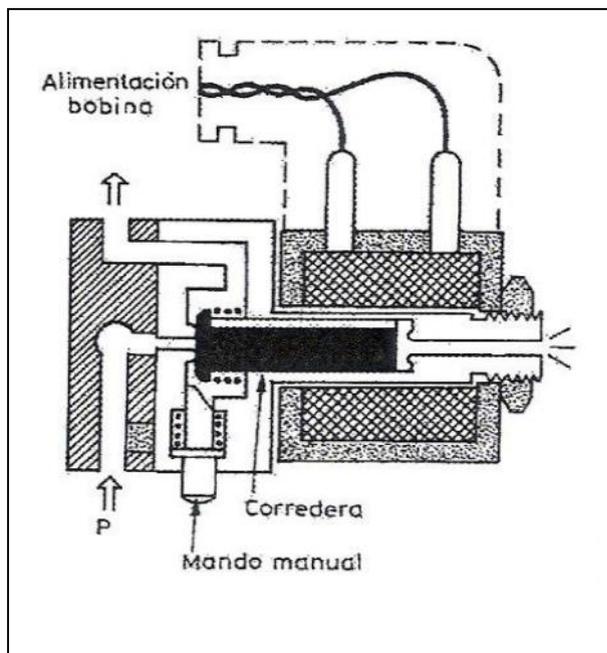


Fig. 2.4: Electroválvula 2/2 vías

Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"



CAPÍTULO II

Las válvulas de 2 posiciones pueden clasificarse, además, en monoestables o biestables. Las primeras tienden, en ausencia de mando, a una posición fija de reposo (generalmente obligada por un muelle). La biestables y en ausencia de mando, pueden permanecer en cualquiera de las posiciones (permanecen en la última posición que les ha llevado el mando).

2.2.5.2 Cilindros

Un cilindro neumático o hidráulico es un accionamiento que permite obtener un movimiento lineal aplicando una presión a uno u otro lado del embolo. Según sus posibilidades de posicionamiento, podemos clasificar los cilindros en tres grandes grupos:

- ✓ De simple efecto
- ✓ De doble efecto
- ✓ De acción diferencial

Los primeros permiten empujar en un solo sentido y retoman automáticamente al origen por la acción de un muelle. El mando de estos se suele efectuar mediante una válvula de 3 y 2 posiciones, abierta o cerrada, según muestra la fig. 2.11(a).

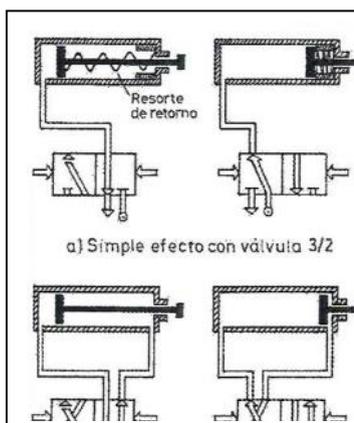


Fig. 2.5: Distintos tipos de cilindros y su válvula de control.

Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"



CAPÍTULO II

Los de doble efecto permiten empujar en ambos sentidos. El mando se suele realizar a través de una válvula de 4 vías y 2 posiciones, tal como muestra la fig. 2.11 (b).

Los cilindros de acción diferencial permiten mantener el embolo en cualquier posición, aplicando presión a ambos lados del mismo o, simplemente, conseguir un movimiento más uniforme en el caso de carreras largas. Para su control hacen falta dos válvulas de bloqueo y un distribuidor 4/2, tal como lo muestra la fig. 2.14

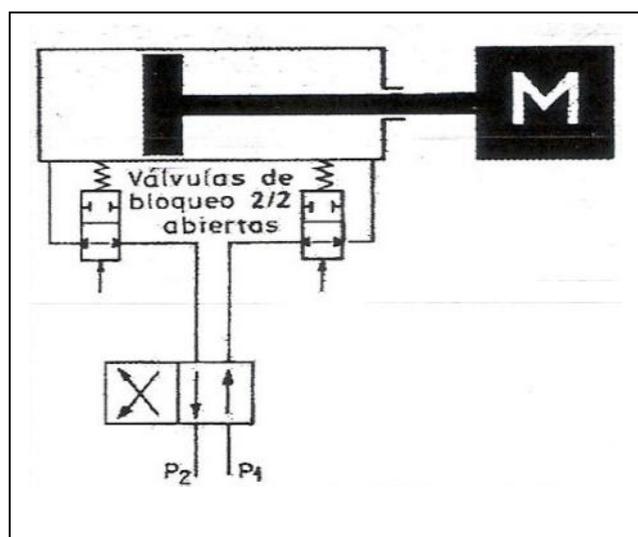


Fig. 2.6: Cilindro de acción diferencial.

Fuente: Josep Balcells y José Luis Romera. "AUTOMATAS PROGRAMABLES"

2.2.6 Uniones soldadas

Al ser más económico fabricar piezas soldando entre si componentes sencillos (placas, barras, etc.), que hacerla de una sola pieza, por moldeo y acabado posterior, es apreciable el significativo uso que se da a uniones soldadas. La soldadura es un procedimiento de unión de dos o más metales por fusión, pues mediante el calor producido por un arco eléctrico o un soplete de oxiacetilénico, se reblandece y funde el metal en los dos bordes a soldar, junto con el metal adicional de una varilla (metal



CAPÍTULO II

de aportación) que recarga la junta formando el cordón de soldadura. Al enfriarse, el metal de aportación y el metal base forman una unión continua y homogénea. Para proteger al metal fundido de la oxidación, se utilizan cada vez mas varillas o electrodos revestidos. El revestimiento fundente, al entrar en calor, desprende un gas inerte que rodea la llama del soplete, o el arco eléctrico, y protege al metal fundido de la oxidación, además forma una escoria que sobrenada en el metal fundido mientras se enfría, impidiendo que se enfríe o se absorba el nitrógeno del aire, esta técnica descrita se llama proceso de arco sumergido.

2.2.6.1 Tipos de Soldaduras

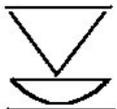
Entre los principales tipos de soldaduras tenemos: soldadura a tope y a traslape. La resistencia de una soldadura a tope es igual al esfuerzo admisible por el producto de la longitud del cordón por el espesor de la placa mas delgada, ya que no es preciso que las dos placas tengan el mismo espesor, el esfuerzo admisible se toma como aquel del metal base.

Tabla 2.4: distintos tipos de soldadura.

| DESIGNACIÓN | ILUSTRACIÓN | SIMBOLO |
|--------------------------------------|-------------|---------|
| Soldadura de tope en V plana | | |
| Soldadura de tope en doble V convexa | | |
| Soldadura de filete cóncava | | |



CAPÍTULO II

| | | |
|--|--|---|
| Soldadura de tope en V plana con cordón de revés plano |  |  |
|--|--|---|

Ahora bien la soldadura a traslape, se determina por la resistencia al cortante de la garganta de la soldadura, tanto con filetes laterales como frontales. Los esfuerzos admisibles recomendados por la AISC (basadas en recomendaciones de la American Welding Society) dependen del electrodo empleado en el proceso de soldeo y la gradación del acero soldado.

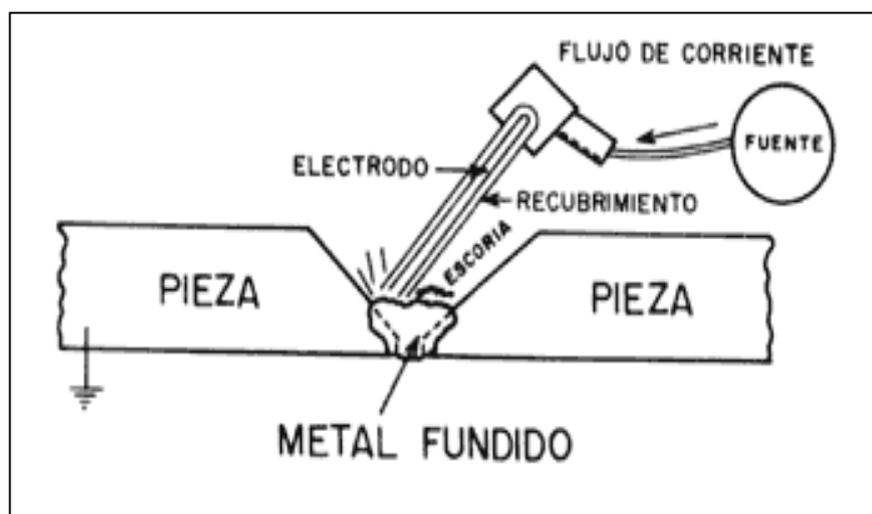


Fig. 2.7: Soldadura.

Como regla, es necesario tomar precauciones especiales para asegurarse que la anchura de la base de una soldadura de filete a lo largo de un borde es realmente igual al espesor del borde. Una de las razones para esto es que los bordes de perfiles laminados están redondeados y la anchura de base sería menor que el espesor nominal de la pieza. Otra razón es que en el soldeo, la esquina del borde puede fundirse con la soldadura, lo que reducirá la anchura de la base. Por estas razones las



CAPÍTULO II

especificaciones de la AISC requieren que el tamaño máximo de una soldadura de filete deba ser de 2 mm menos que el espesor del material a lo largo de bordes de 6 mm, o mayores de espesor. Para bordes de espesores menores, el tamaño máximo de soldadura puede ser igual al espesor del borde, estas especificaciones pueden excederse si el diseñador así lo estipula con el objeto de cubrir totalmente la garganta de la junta.

2.2.7 Selección de Motores:

En las instalaciones industriales el movimiento de los líquidos se realizan por dos vías: mediante la fuerza de gravedad o con el empleo de equipos fundamentalmente llamados bombas, los cuales necesitan acoplarse a motores eléctricos o de combustión interna, en dependencia del tamaño de la bomba y del régimen de su explotación.

El sistema de bombeo consta de la bomba, el motor, los accesorios para las tuberías (codos, válvulas, etc.) y los instrumentos de medición. A este último grupo pueden pertenecer los dispositivos de arranque del motor y los aparatos para el mando automático del funcionamiento del sistema (Fig. 2.19).



CAPÍTULO II

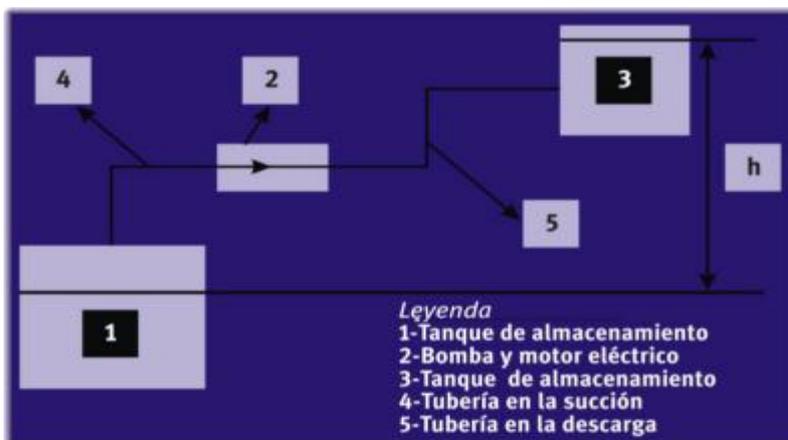


Fig. 2.8: Esquema simplificado de un sistema de bombeo típico.

Algunas bombas tienen acoplado el motor directamente en su eje, pero existen otros equipos donde es necesaria la selección del motor, la cual se realiza a partir de la potencia máxima que debe entregar a la bomba. Al calcularse la potencia del motor para el accionamiento de la bomba se debe tener en cuenta el aumento posible de la potencia en el eje cuando el equipo trabaja fuera de las condiciones de diseño. Esta circunstancia requiere de cierta reserva de potencia del motor, que oscila entre 5 y 30 %. Se toma en cuenta por el coeficiente de reserva de potencia, y tiene un rango entre 1,05 y 1,3, fundamentalmente para motores eléctricos y en dependencia del tamaño de la bomba. En el caso de motores de combustión interna este rango se encuentra entre 1,05 y 1,1.

En general la potencia del motor se determina por la siguiente expresión:

$$N_m = (1,05-1,3) * N_{eje}$$

Donde el N_m es la potencia del motor (Kw) y el N_{eje} es la potencia en el eje de la bomba (Kw).

La potencia en el eje de la bomba se determina por la siguiente expresión



CAPÍTULO II

$$N_m = r * g * H * Q / 1000 * n$$

Donde r es la densidad del fluido manipulado (kg/m^3), g la aceleración de la gravedad (m/s^2), H la carga de la bomba (m), Q el gasto volumétrico (m^3/s) y n la eficiencia de la bomba (%).

El valor de la eficiencia de la bomba oscila en un rango entre 0,75 y 0,9 para máquinas modernas. La potencia consumida por el sistema se determina con ayuda de instrumentos, como voltímetros, amperímetros y potenciómetros ubicados en el sistema.

2.2.7.1 Importancia de una correcta selección:

Una correcta selección del motor, ya sea eléctrico o diesel, en un sistema de bombeo, tiene una notable importancia económica, ya que puede contribuir a un consumo adicional de energía en el caso de que el motor este sobredimensionado o por lo contrario, cuando el motor es pequeño: esto implica la posible aparición de daños por roturas.

CAPITULO III

“Si lo que hiciste ayer te parece enorme, entonces nos has hecho nada el día de hoy”

LOU HOLTZ



CAPÍTULO III

3.1 NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

La presente investigación está enfocada al rediseño de un sistema automatizado para el corte de barras cilíndricas. Abarca desde la alimentación de la materia prima a la máquina, hasta el corte y transporte del producto terminado al contenedor, con el fin de solventar las pérdidas producidas por la máquina cortadora de barras cilíndricas SLUGGER, actualmente fuera de servicio en la empresa Danaven división ejes y cardanes, ubicada en la Zona Industrial de Valencia Edo. Carabobo.

Debido a que el presente trabajo especial de grado consiste en la investigación, elaboración de un diseño óptimo, se desarrollaron maneras accesibles para la formulación de posibles soluciones del problema, dentro de los lineamientos de un proyecto factible.

3.2 METODOLOGÍA DEL DISEÑO

La metodología del diseño es un procedimiento que se utiliza principalmente para resolver problemas de diseño mecánicos en ingeniería, por lo que será utilizada esta técnica para solucionar el problema planteado. Esta metodología del diseño consta de cinco etapas que son las siguientes:

3.2.1 Formulación del problema: todo problema de diseño comienza con la consideración de una situación donde se presume que existen necesidades humanas insatisfechas. La formulación de un problema de diseño mecánico es una descripción generalizada de su solución. La formulación crea un universo de soluciones permitidas o deseadas, demarcando el espacio donde deben buscarse las respuestas al problema en estudio.



CAPÍTULO III

3.2.2 Especificación del sistema a diseñar: la información que constituye la formulación del problema resulta, sin embargo, insuficiente para emprender la búsqueda de soluciones. Se hace necesario, por esta razón, definir, el sistema a diseñar de una manera más precisa. Objetivo que se logra al establecer las llamadas especificaciones de diseño.

3.2.3 Búsqueda de soluciones: las etapas de formulación del problema y especificaciones del sistema a diseñar tiene por finalidad describir de modo general la solución del problema. Posteriormente se deben idear sistemas que satisfagan esa descripción. Para lograr la mayor eficiencia en la etapa de búsqueda de soluciones conviene seguir los siguientes lineamientos:

- ✓ Fijar un número mínimo de soluciones para el problema que se intenta resolver. El proceder de este modo, contribuye a aumentar las posibilidades de encontrar soluciones novedosas.
- ✓ Actuar con el propósito deliberado y sistemático de aplicar las soluciones con aspectos novedosos y originales.
- ✓ Postergar la evaluación de las soluciones hasta la etapa de toma de decisiones.
- ✓ Toda la información obtenida antes o durante la búsqueda, debe ser siempre utilizada para producir más soluciones, nunca para eliminar las ya concebidas.
- ✓ Se emplea los recursos heurísticos. Tales como la analogía, la inversión, la empatía, múltiples principios físicos, la disminución de dificultad y la fantasía como recursos heurísticos a la disposición del diseñador.



3.2.4 Selección de la mejor solución o toma de decisión: este método consta de tres etapas que se describen a continuación:

- ✓ Se estudian todas las probables soluciones generadas durante la etapa de búsqueda. El diseñador debe efectuar un análisis de las probables soluciones con el propósito de comprenderlas mejor, captar sus ventajas y desventajas, e incluso hacer modificaciones si lo considera necesario.
- ✓ Se aplica las restricciones a todas las probables soluciones. Teniendo en cuenta las siguientes premisas: las restricciones permiten eliminar probables soluciones, sin necesidad de comprarlas entre sí; y para que una probable solución se convierta en solución es necesario que cumpla con todas las restricciones del problema.
- ✓ Ponderación de soluciones de acuerdo a cada criterio y ponderación final de soluciones: en esta etapa se comparan cada una de las soluciones entre sí comprándola con los criterios primeramente y luego con las restricciones; en esta etapa se obtiene la ponderación final de cada solución y aquella que obtenga el mayor puntaje es la solución definitiva.

3.2.5 Especificaciones del sistema diseñado: en esta etapa el diseñador realiza comprobaciones cualitativas y cuantitativas, usando métodos experimentales, modelos matemáticos o cualquier otra herramienta que este a su alcance. Se prepara además informes técnicos, donde se incluyen explicaciones detalladas acerca del funcionamiento de la maquina seleccionada, cálculos, planos, etc. Es decir, se detallan todas las características del sistema diseñado.



3.3 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Para el acatamiento de los objetivos propuestos en este trabajo y siguiendo los lineamientos requeridos, es imprescindible seguir una serie de eventos organizados por fases, definidas a continuación:

FASE 1: Recolección de información relacionada con el proceso de corte y de la máquina, como: planos referidos de la máquina, espacio físico disponible de trabajo de la máquina, tiempo de proceso de fabricación, características principales del material cortado por la máquina (peso, dimensiones, otras).

FASE 2: Examinar la documentación existente en la empresa referida a la máquina SLUGGER.

FASE 3: Realizar entrevistas no estructuradas con expertos y fuentes directas como publicaciones especializadas, para seleccionar las posibles soluciones de la máquina.

FASE 4: Planteamiento de las diversas alternativas de solución para los problemas que se presentan en las principales zonas de la máquina, tales como en el sistema de alimentación de la materia prima, sistema de transporte del producto, sistema de acople hidráulico, entre otros.

FASE 5: Evaluación de las distintas alternativas de solución, a través de un cuadro comparativo de toda la información considerada como ventajas y desventajas para llevar a cabo cada alternativa propuesta.

FASE 6: Seleccionar la mejor solución para el problema presente en la máquina.

FASE 7: Establecer los parámetros para el diseño de la solución elegida, según catálogos determinados por el fabricante.

FASE 8: Determinar la factibilidad económica del proyecto para estimar el tiempo en que se recupera la inversión.



CAPÍTULO III

FASE 9: Realizar las conclusiones de la investigación, como también las recomendaciones necesarias para mejoras de la máquina SLUGGER, pensando en el futuro.

3.4 TECNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOPIACIÓN DE DATOS

Instrumentos: para el desarrollo de la presente investigación se empleará equipos para la obtención de datos que serán los siguientes:

- ✓ Computador: es un equipo electrónico que se empleara para clasificar, organizar, procesar y estructurar la información recopilada durante la investigación.
- ✓ Cinta métrica. Es un patrón de referencia para comparar distancias y realizar las mediciones necesarias.
- ✓ Cronometro: instrumento para determinar tiempos de inicio y final del proceso en estudio.

Las técnicas utilizadas para la recopilación de datos son aquellas que tienen que ver con la manera de cómo se van a recopilar los datos, y se utilizaran las siguientes:

- ✓ Técnica de observación: consiste en la recolección de datos, mediante el examen visual y anotaciones del fenómeno en estudio, seleccionando, organizando y relacionando los datos. Esta se utilizara en la presente investigación para estudiar la operación, conocer el proceso y funcionamiento del sistema a través de la observación directa del mismo proceso y de otros sistemas.



CAPÍTULO III

- ✓ Técnica de investigación bibliográfica: se basa en obtener, consultar y recopilar datos para el estudio, seleccionando los aspectos más relevantes; se emplea para recaudar información en textos permitiendo captar datos sobre el manejo y funcionamiento de transportadores y alimentadores y el diseño y selección de sus componentes.
- ✓ Técnica de recolección de datos: consiste en investigaciones preliminares, planteamiento de la investigación y organización de la fuente de datos, es decir, en esta técnica se ordenan y escogen datos del estudio para su análisis.
- ✓ Técnica de entrevista no estructurada: son investigaciones no sistemáticas que permiten obtener la idea general del proyecto y de los aspectos más importantes, utilizando la entrevista informal con expertos y especialistas en procesos de automatización.

CAPITULO IV

“Las mentes son como los paracaídas: solo sirven cuando se encuentran abiertas”

THOMAS DEWAR
Químico y Físico.



4.1 DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

Descripción de la Situación Actual

En la actualidad en el proceso de corte de barras de acero de la empresa DANA Technologies división Ejes y Cardanes, específicamente en la máquina SLUGGER, encargada del corte de barras de acero para el forjado de coronas y el torneado de planetarios, se encuentra fuera de servicio debido a fallas mecánicas, la forma en que dicha máquina trabajaba se describe a continuación. El proceso de corte empieza al trasladar el lote de barras hacia la máquina, esta acción se realiza por medio de un montacargas, luego se dispone de un puente grúa para elevar y colocar el lote de barras sobre una plataforma inclinada que tiene por nombre plataforma de alimentación (1), posteriormente un operador procede a soltar el lote de barras.



Fig. 4.1: Plataforma de alimentación y contenedor de barras de acero.
Fuente: "DANA Technologies división Ejes y Cardanes"



CAPÍTULO IV

El operador de la máquina deja las barras de acero sobre la plataforma de alimentación, se moviliza hacia el panel principal en donde se encuentran todos los comandos del sistema de corte semiautomático. Al activar unos pistones hidráulicos (2) que a su vez mueven unos ganchos, se logra desplazar de la plataforma de alimentación las barras de acero, hacia un riel, formado por unos rodillos acanalados (3), luego el operador empuja la barra hacia un tope (4), para poder ser cortada a la medida deseada. Al llegar la barra al tope, el operador acciona un pulsador en donde otro pistón hidráulico se extiende (5) y sujeta la barra firmemente para evitar vibraciones, para así finalmente accionar otro pulsador que extienda el pistón principal de corte (6), realizando así el corte de la barra de acero, donde una vez cortada la barra el producto cae en una cesta metálica. Este proceso es repetido hasta la finalizar con la barra, generando un ciclo que culmina hasta la finalización de todo el lote de barras.

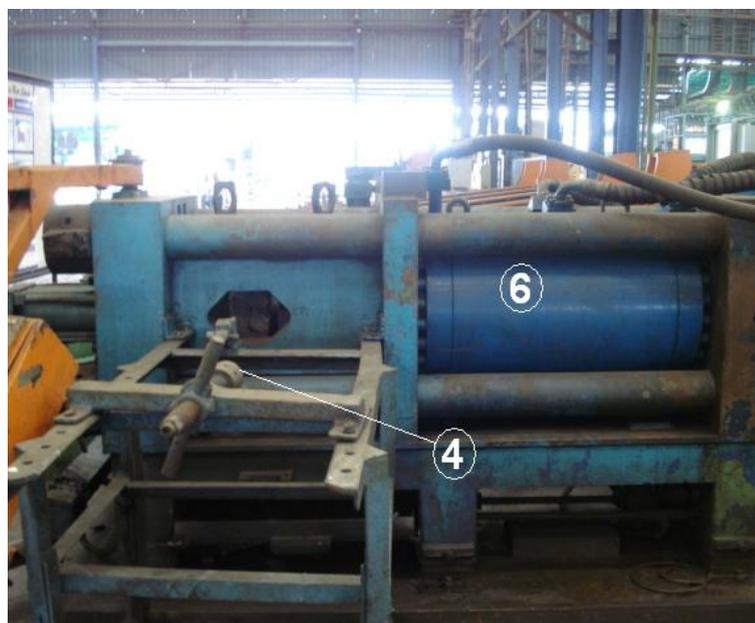


Fig. 4.2: Máquina cortadora de barras.

Fuente: “DANA Technologies división Ejes y Cardanes”



4.1.2 Selección de la Mejor Solución

Para el desarrollo del proyecto se generaron tres modelos de posible solución cada uno debe tener las siguientes características: el conjunto a diseñar es un sistema semiautomático capaz de garantizar la alimentación y traslado de barras de acero a la máquina cortadora de barras en forma organizada y almacenar el material cortado sin la intervención humana.

✓ Lista de restricciones y criterios del sistema a diseñar

Para este procedimiento se va a aplicar restricciones a todas las probables soluciones, de esta manera la posible solución (PS) que no cumpla con alguna de las restricciones (R), se desecha, y aquella que cumpla con todas las restricciones se convertirá en una solución (S).

Listado de Restricciones:

1. El sistema a diseñar no debe sobrepasar las siguientes dimensiones $10 \times 5 \times 3 \text{ m}$.
2. Se debe garantizar el suministro continuo de barras hacia la cortadora, por lo que el sistema a diseñar está obligado a tener un lote en espera mientras se realiza el corte de un lote de barras
3. El sistema de control a diseñar debe ser manipulado por un solo operario.
4. El sistema a diseñar tiene que transportar barras cuyo diámetro máximo sea de 101 mm . y de largo 5 m .



CAPÍTULO IV

Listado de criterios:

1. El sistema a diseñar debe ser de bajo costo.
2. Facilidad de diseño y fabricación.
3. El sistema a diseñar no debe tener grandes dimensiones.
4. El sistema de control a diseñar debe ser de fácil manejo.
5. El sistema debe contar con elementos de alta resistencia (robustez).
6. Mayor facilidad de alimentación a la cortadora.

✓ **Planteamiento de las posibles soluciones**

De acuerdo a las necesidades del problema a desarrollar surgen las siguientes alternativas como posibles soluciones.

Alternativa de Solución 1

Se puede observar que en la fig. 4.3 y 4.4 se indican una serie de acciones que causan esta posible alternativa de solución. El montacargas transporta el lote de barras (1) a la máquina, luego un puente grúa, el cual se dispone en la línea de máquinas cortadoras, posiciona las barras en la plataforma inclinada (2), rápidamente el lote de barras es detenida por un sistema pistón-barra (3 y 4) para que consecutivamente al retraerse el vástago del pistón las barras puedan deslizarse por la plataforma inclinada y así llegar al final de la misma, esta ultima acción gracias al sistema de bombeo de la máquina (5) y el conjunto de válvulas distribuidoras (6). Luego, las barras llegan al sistema de pistón-gancho (7) el cual eleva y ubica una barra en un riel (8) que lo compone un conjunto de rodillos acanalados (9), para proseguir con el recorrido, el empuje de la barra lo produce un sistema de rodillos y cadenas (10) accionado por un conjunto de motor con freno y caja reductora (11), este



CAPÍTULO IV

moviliza la barra en el riel de alimentación hasta que llegue a un sensor de posición (12) siendo este el tope que nos indica la medida deseada de corte de la barra, al llegar a dicho tope un sistema de mordaza pistón hidráulico (13) se acciona sujetando firmemente la barra evitando vibraciones, para que posteriormente sea cortada por el sistema de pistón principal de corte (14) descargando el producto cortado a una cesta, gracias al sistema de descarga (15).

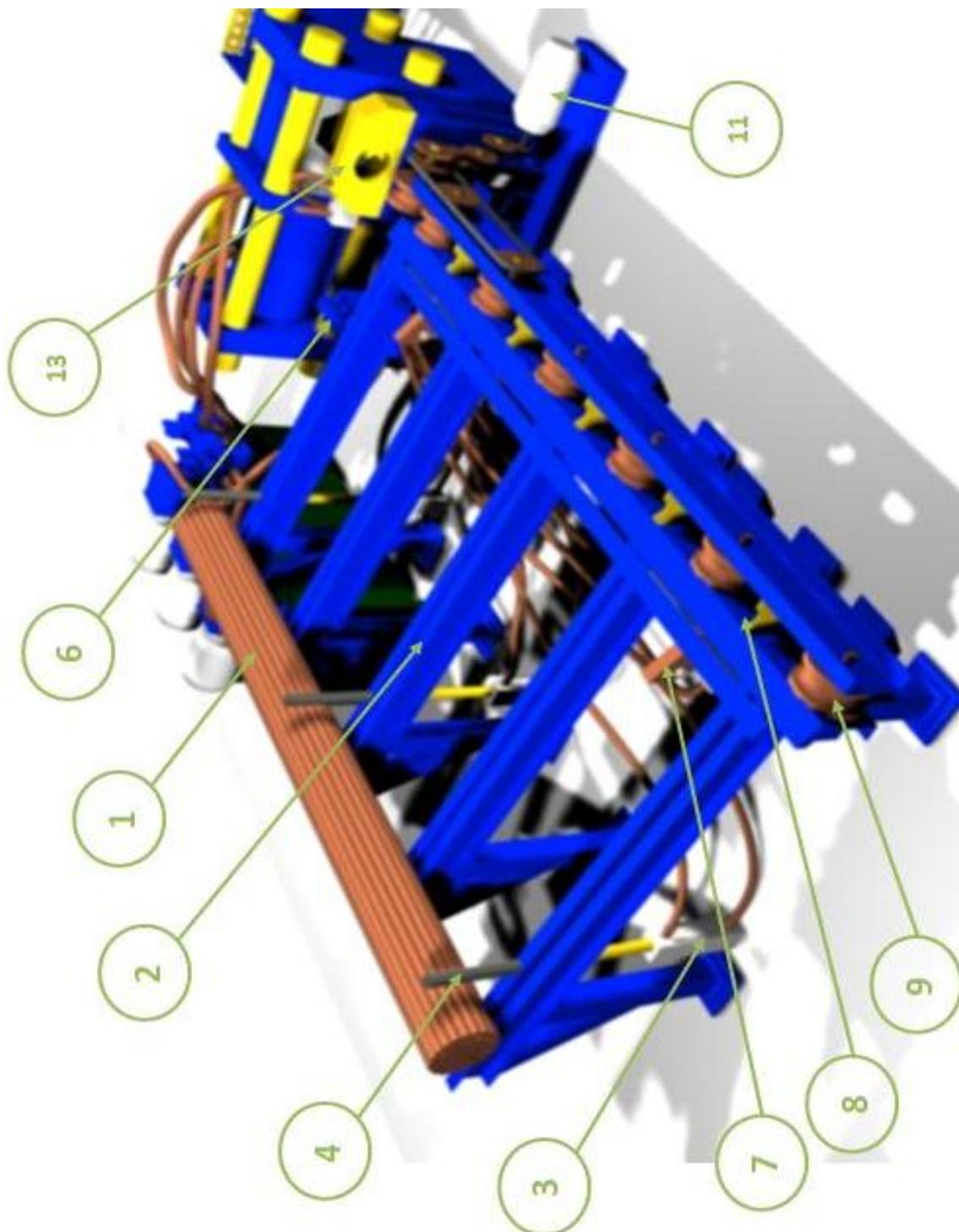


Fig. 4.3: Posible solución 1 vista lateral izquierda.



CAPÍTULO IV

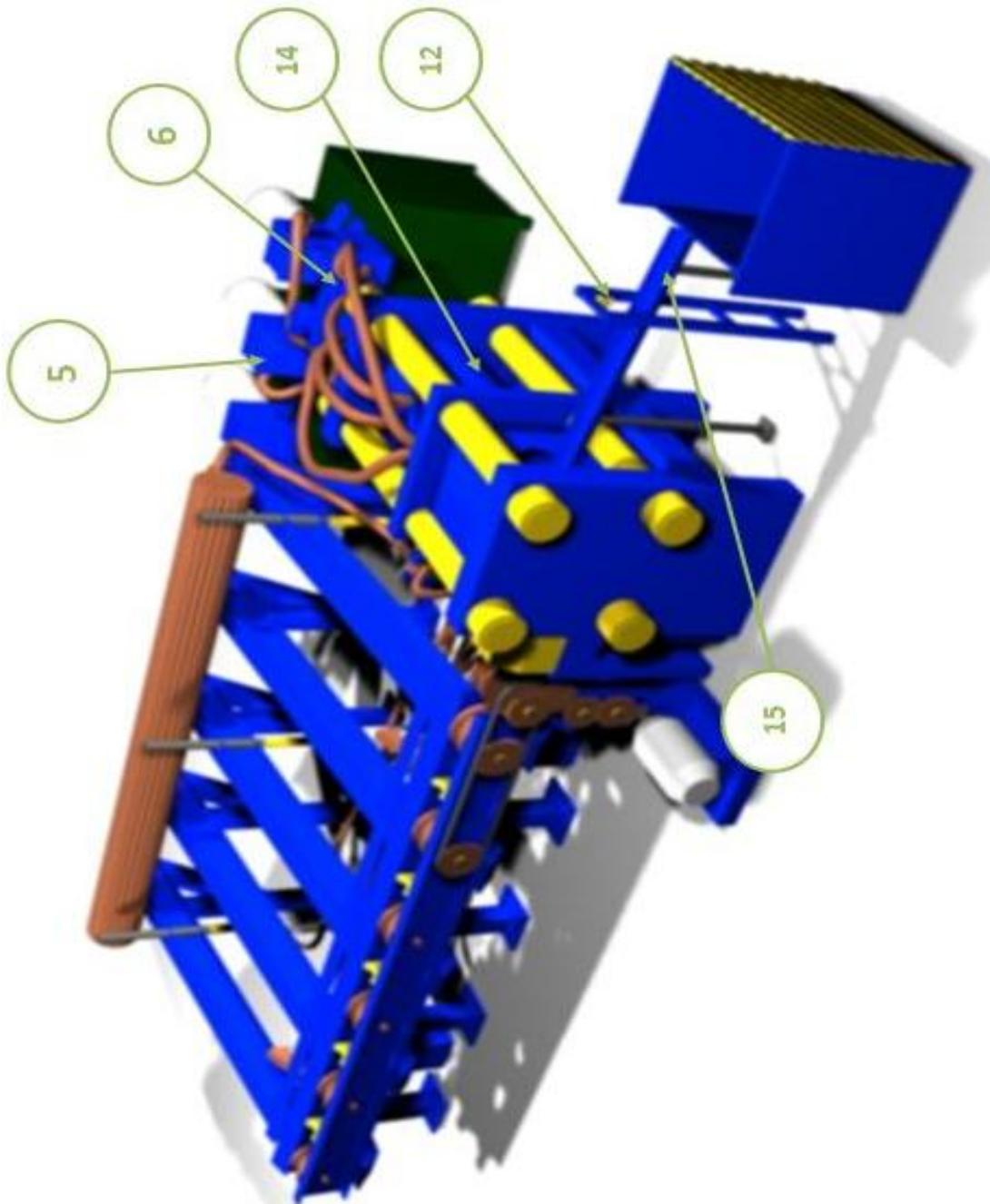


Fig. 4.4: Posible solución 1 vista lateral derecha.



CAPÍTULO IV

Alternativa de Solución 2

Se puede observar que en la fig. 4.5 y 4.6 se indican una serie de acciones que causan esta posible alternativa de solución. El montacargas transporta el lote de barras (1) a la máquina, luego un puente grúa, el cual se dispone en la línea de máquinas cortadoras, posiciona las barras en la plataforma inclinada (2), rápidamente el lote de barras es detenida por un sistema pistón-plancha (3 y 4) para que consecutivamente, al retraerse el vástago del pistón las barras puedan deslizarse por la plataforma inclinada y así llegar al final de la misma. Esta última acción gracias al sistema de bombeo de la máquina (5) y el conjunto de válvulas distribuidoras (6), luego las barras llegan al sistema de pistón-gancho (7) el cual eleva y ubica una barra en un riel (8) que lo compone un conjunto de rodillos acanalados (9); para proseguir con el recorrido, el empuje de la barra lo produce un sistema de tornillo sin fin accionado por un conjunto de motor y caja reductora (10), éste moviliza la barra en el riel de alimentación hasta que llegue a un sensor de posición (11) siendo este el tope que nos indica la medida deseada de corte de la barra, al llegar a dicho tope un sistema de mordaza pistón hidráulico (12) se acciona sujetando firmemente la barra evitando vibraciones, para que posteriormente sea cortada por el sistema de pistón principal de corte (13) descargando el producto cortado a una cesta, gracias al sistema de descarga (14).



CAPÍTULO IV

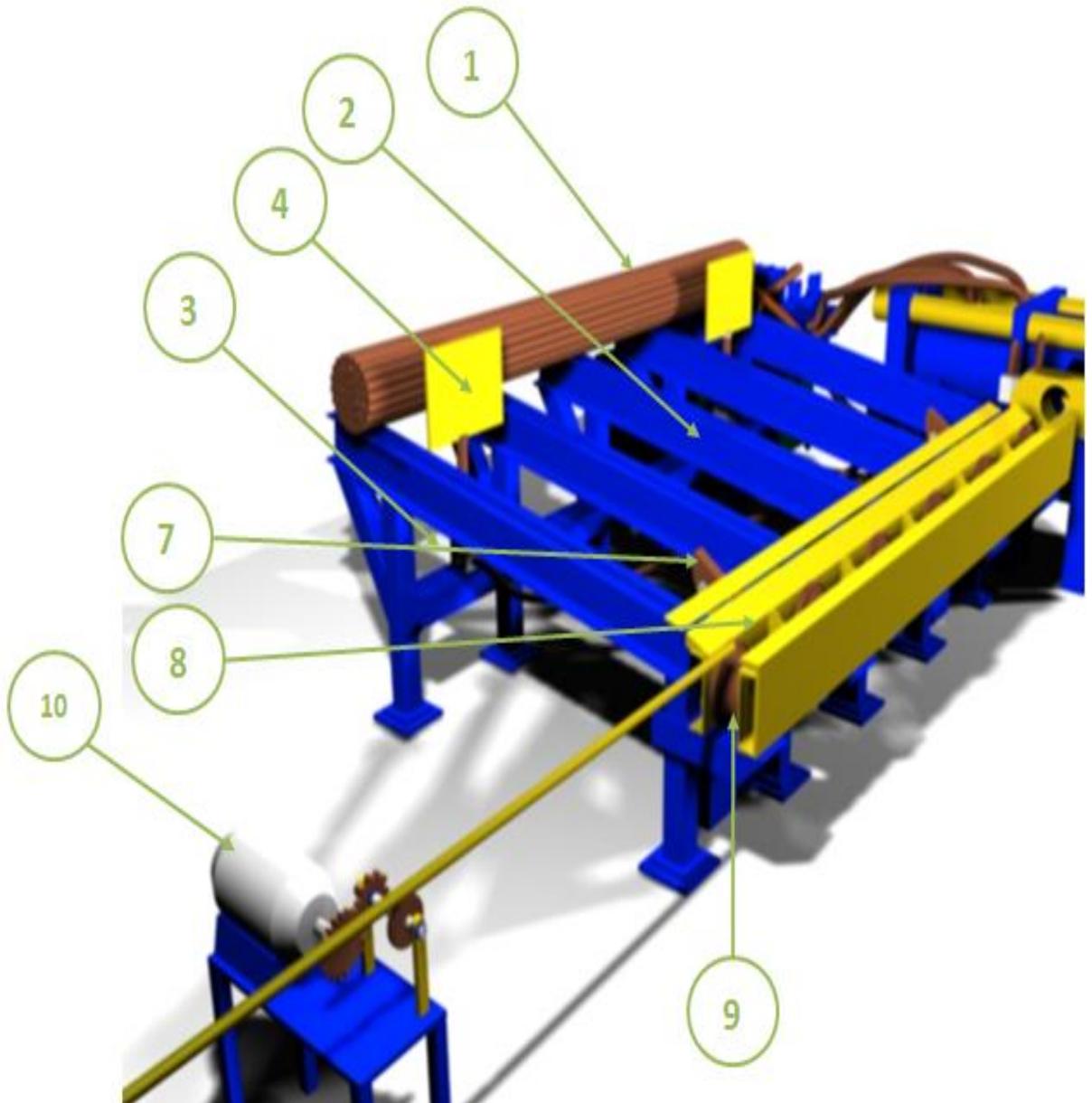


Fig. 4.5: Posible solución 2 vista lateral izquierda.



CAPÍTULO IV

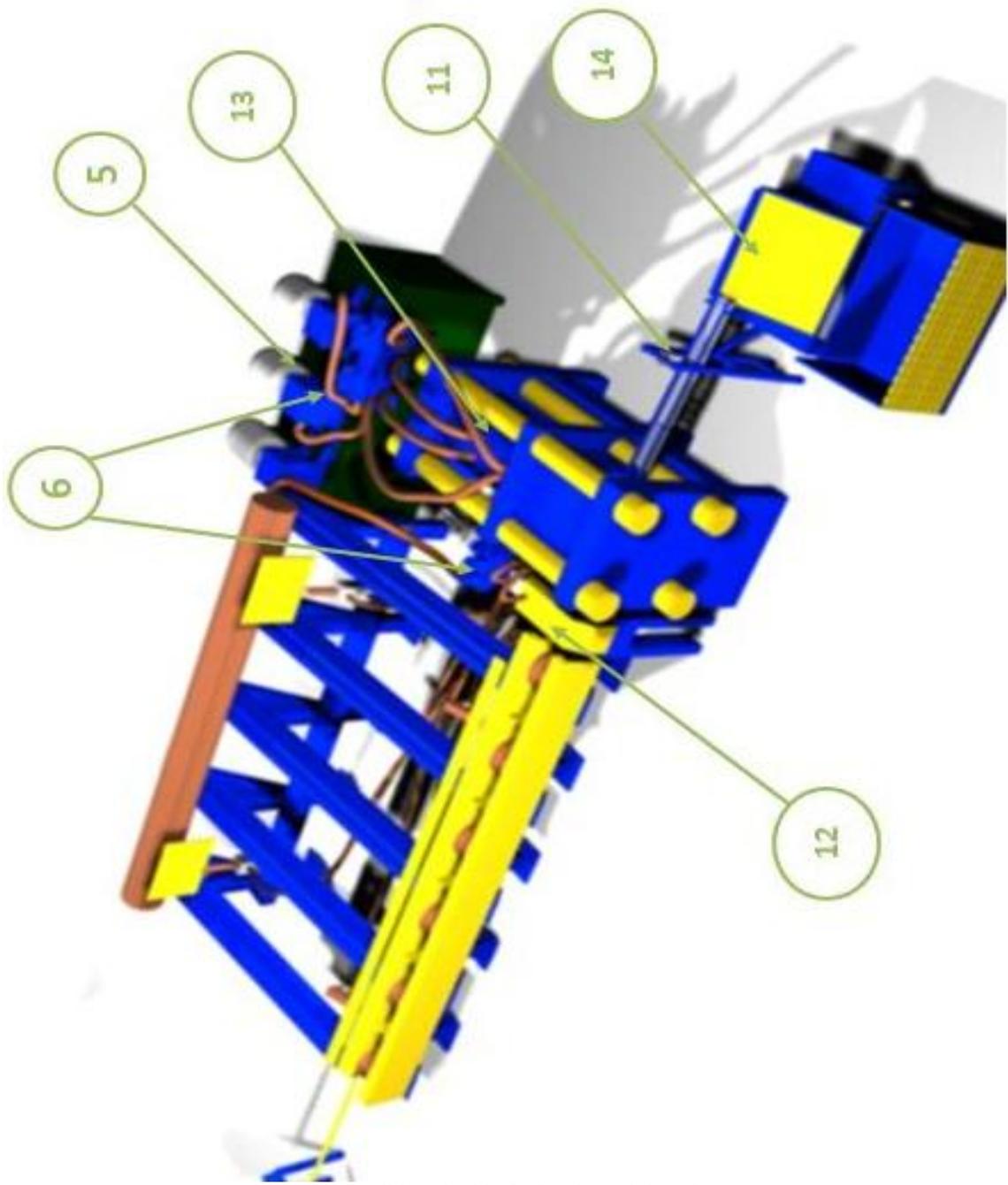


Fig. 4.6: Posible solución 2 vista lateral derecha.



CAPÍTULO IV

Alternativa de Solución 3

Se puede observar que en la fig. 4.7 y 4.8 se indican una serie de acciones que causan esta posible alternativa de solución. El montacargas transporta el lote de barras (1) a la máquina, luego un puente grúa, el cual se dispone en la línea de máquinas cortadoras, posiciona las barras en la plataforma inclinada (2) ; rápidamente el lote de barras es detenida por un sistema pistón-plancha (3 y 4) para que consecutivamente, al retraerse el vástago del pistón las barras puedan deslizarse por la plataforma inclinada y así llegar al final de la misma. Esta ultima acción gracias al sistema de bombeo de la máquina (5) y el conjunto de válvulas distribuidoras (6), luego las barras llegan al sistema de pistón-gancho (7) el cual eleva y ubica una barra en un riel (8) que lo compone un conjunto de rodillos (9), para proseguir con el recorrido, el empuje de la barra lo produce un sistema de rodillos y cadenas con tope soldado (10) que a su vez es accionado por un conjunto de motor y caja reductora (11), este moviliza la barra en el riel de alimentación hasta que llegue a un sensor de posición (12), siendo éste el tope que nos indica la medida deseada de corte de la barra; al llegar a dicho tope, un sistema de mordaza pistón hidráulico (13) se acciona sujetando firmemente la barra evitando vibraciones, para que posteriormente sea cortada por el sistema de pistón principal de corte (14) descargando el producto cortado a una cesta, gracias al sistema de descarga (15).

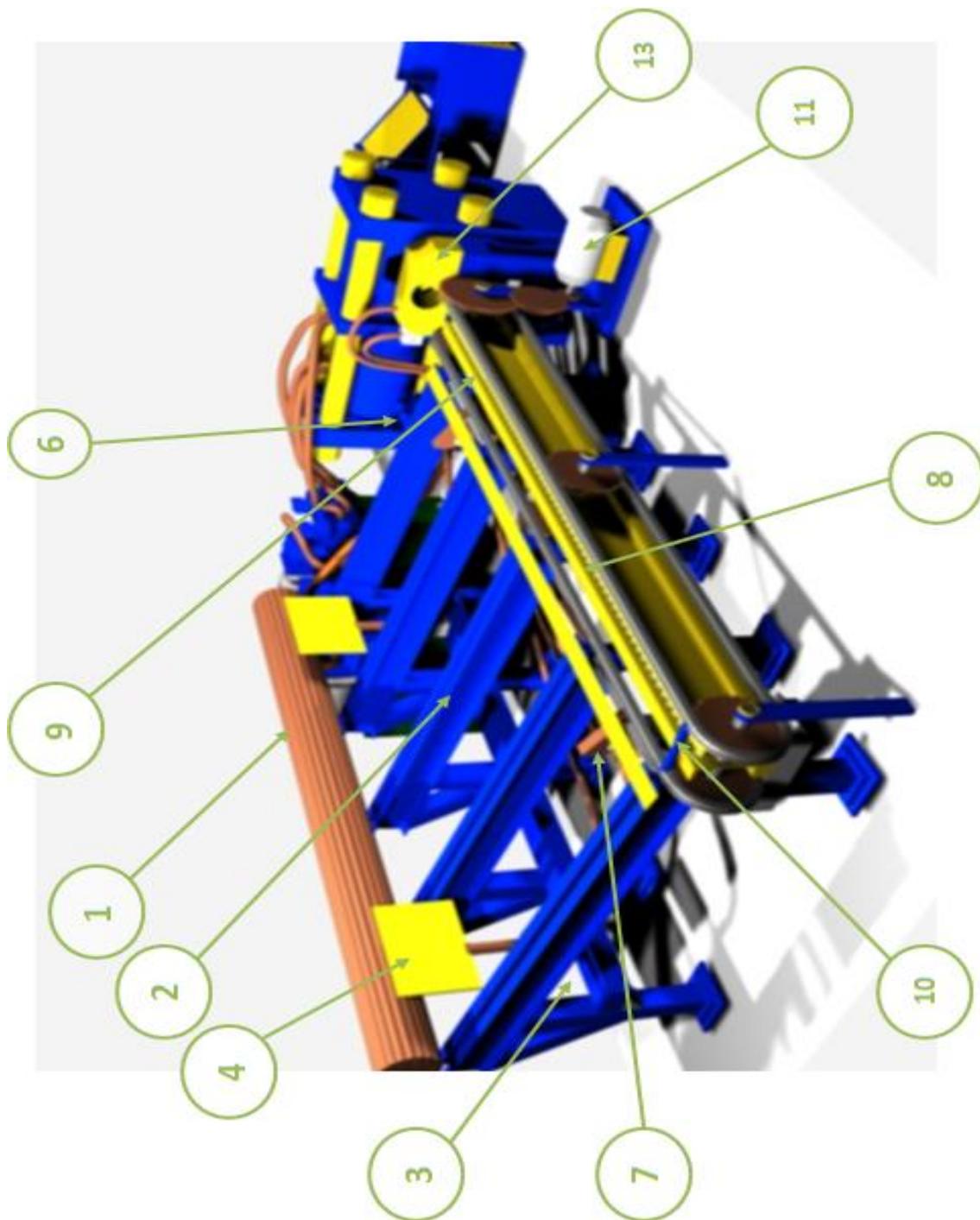


Fig. 4.7: Posible solución 3 vista lateral izquierda.



CAPÍTULO IV

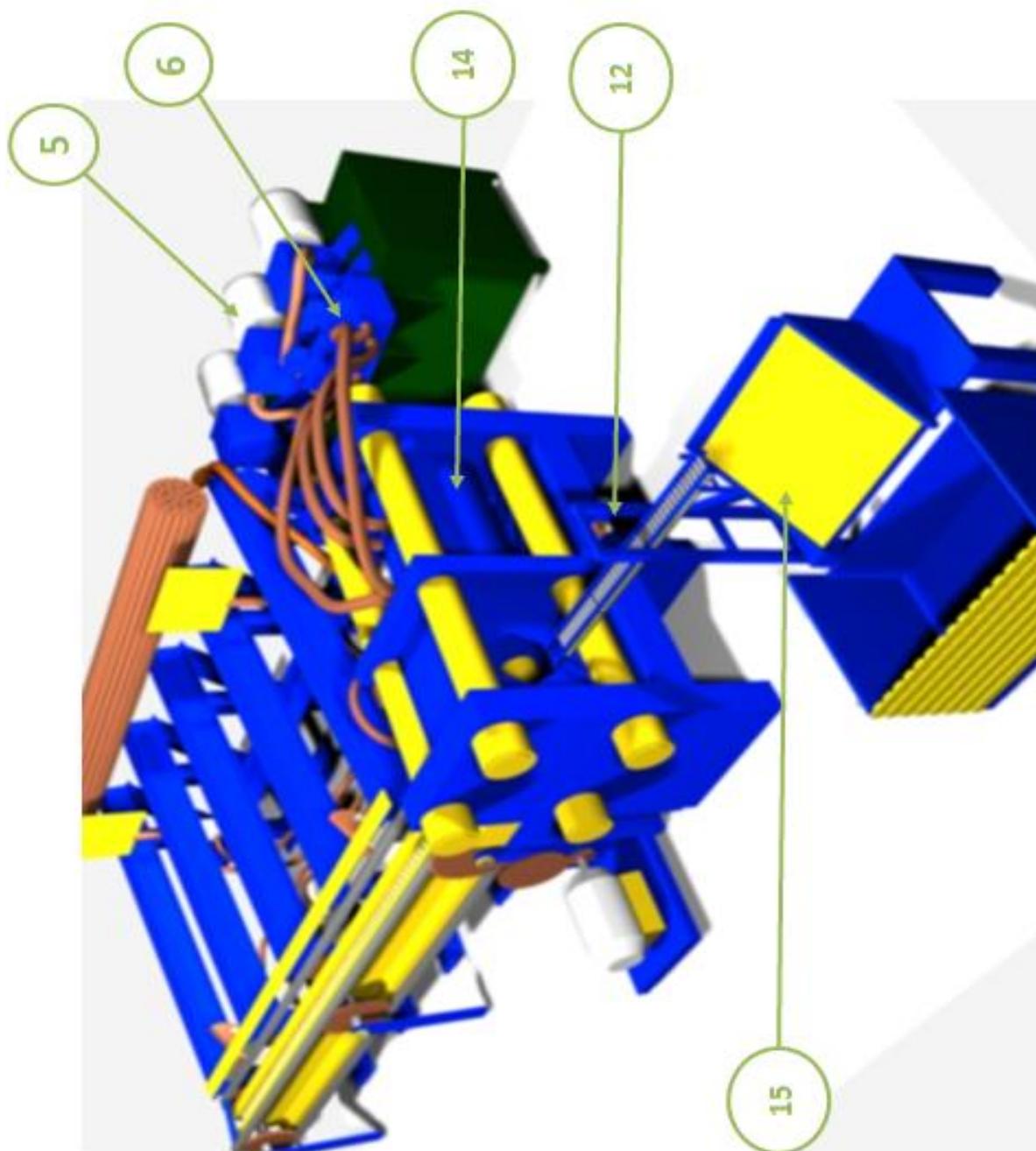


Fig. 4.8: Posible solución 3 vista lateral derecha.



CAPÍTULO IV

Aplicaciones de restricciones y criterios para la selección de la mejor posible solución:

Para llevar a cabo el proceso de selección, aplicando las estrategias creativas en el diseño mecánico, en primer lugar se realizó las probables soluciones vs. Las restricciones, luego se realizó la ponderación de los criterios, posteriormente se hizo una ponderación de las posibles soluciones vs cada criterio, para que finalmente mediante la ecuación $[(Pc)1*Pp1 + (Pc)2*Pp3 + \dots + (Pc)k*Ppk = Xp]$ se llegue a determinar la solución definitiva.

Según los resultados obtenidos en los apéndices XIII, XIV y XV de ponderación final de soluciones, se logra observar que la posible solución 1 fue la que obtuvo mayor puntaje en el proceso, por lo que esta solución se convierte en la solución definitiva a desarrollar.

4.2 DESARROLLO DEL DISEÑO

4.2.1 Diseño del sistema ordenador de barras (pistón-barrote):

En el diseño del sistema ordenador de barras, se tomó en cuenta el área disponible y el peso del lote de barras. El sistema se dividió en tres partes a diseñar: diseño de los barrotes, pasador y eslabón-horquilla según se observa en la figura 4.9. Se sabe que la empresa utiliza un lote de barras de diámetro 4" y de longitud 5m. En la siguiente tabla se mostrará el material utilizado para este diseño.



CAPÍTULO IV

Tabla 4.1: Material utilizado en el diseño

| | Material |
|--------------------------|------------|
| Barras | SAE 8620 |
| Barrotes | Acero 1020 |
| Pasador | Acero 1020 |
| Eslabón-Horquilla | Acero 1020 |

Tabla 4.2 Descripción de las barras

| | |
|----------------------|---------|
| Modelo | 1432116 |
| Longitud (m) | 5 |
| Diámetro (m) | 0,1016 |
| Masa (Kg.) | 317,68 |
| Barras / Lote | 12 |

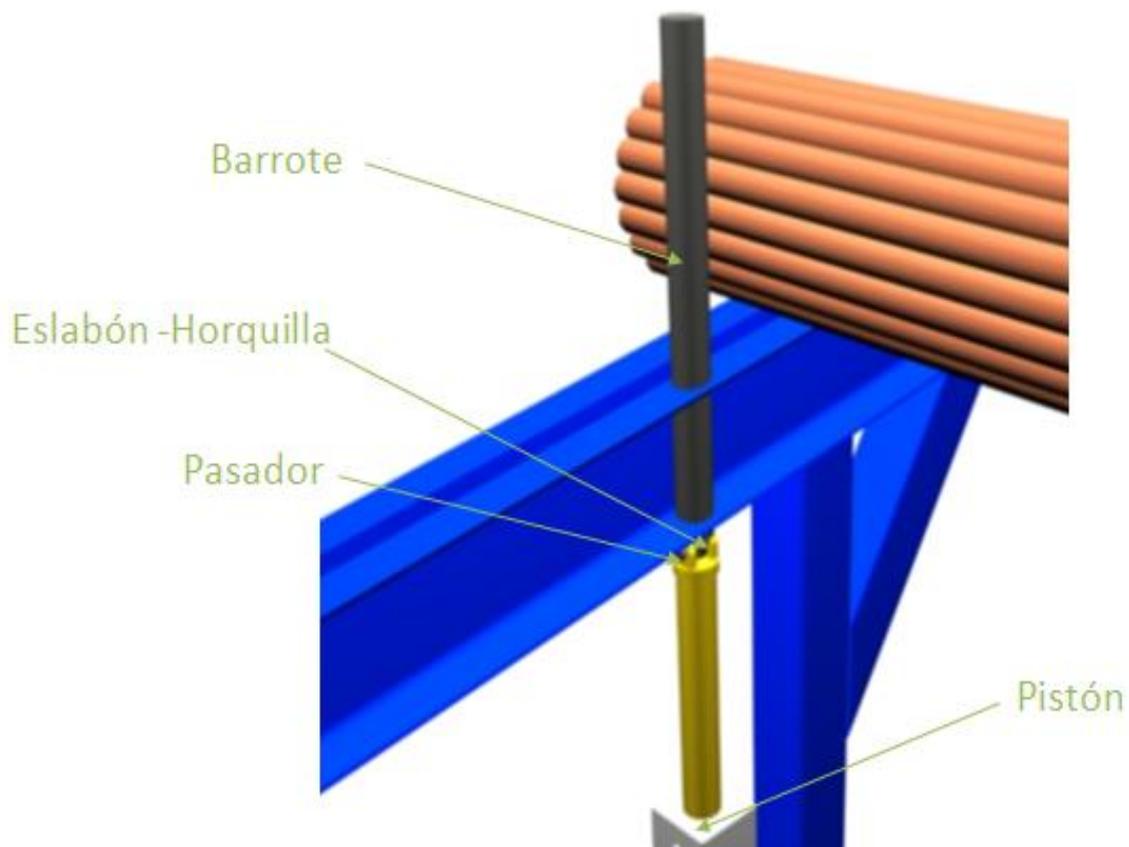


Fig. 4.9: Sistema ordenador de barras.

Por medio de la siguiente ecuación se calcula el peso de las barras.

$$P_{Barras} = m \times g \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

m : Masa de la barra = 317,68 Kg.

g : Gravedad = 9,81 $\frac{m}{s^2}$

Lo que resulta $P_{Barras} = 3116,44 N$



CAPÍTULO IV

Luego el Peso total de las barras se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$P_{total\ Barras} = P_{Barras} \times N \quad (Ec. 4.2)$$

Donde:

N : numero de barras = 12

Lo que resulta que $P_{total\ Barras} = 37397,28\ N$

4.2.1.1 Diseño de barrote:

Para el diseño de los barrotes tal como se muestran en la figura 4.10, se realiza un estudio por medio de esfuerzos combinados, de manera que se necesita conocer el valor de la fuerza, pero como el lote está distribuido sobre 3 barrotes se dividirá la carga entre tres, el material de diseño es acero 1020, por lo que resulta:

$$W = \frac{P_{total\ Barras}}{C} \quad (Ec. 4.3)$$

Donde:

W : Carga distribuida (N/m) $W = 12465,76\ N$

$P_{total\ Barras}$: Peso de diseño de las barras = $37397,28\ N$

C : conjuntos de pistón-barrote = 3

F_x : Componente de la fuerza en el eje x; $F_x = W \times \text{sen}4^\circ = 869,56\ N$

F_y : Componente de la fuerza en el eje y; $F_y = W \times \text{cos}4^\circ = 12435,39\ N$



Fig. 4.10: Distribución de cargas del barrote.



CAPÍTULO IV

Al realizar el diagrama de corte y momento figura 4.11, sobre el barrote nos ofrecen los siguientes resultados:

V_{MAX} : Fuerza de corte máxima (N) = 17764,84 N

M_{MAX} : Momento flector máximo (Nm) = -6217,69 Nm

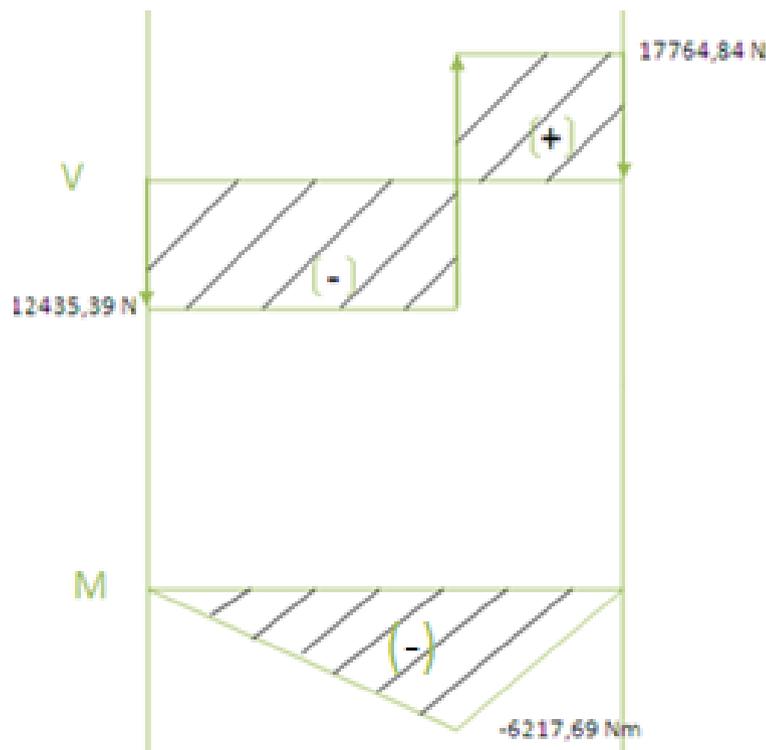


Fig. 4.11: Diagrama de corte y momento.

El esfuerzo a la fluencia del material de $S_y = 469MPa$ (ver apéndice I), por lo que tomando un factor de seguridad de 2,50 el esfuerzo admisible será:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{2,50} = \frac{469MPa}{2,50} = 187,60MPa \quad (Ec. 4.4)$$

El barrote se encuentra sometido a flexión y compresión, por lo que la ecuación a utilizar es la siguiente:



CAPÍTULO IV

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{MAX} \times C}{I} + \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

Donde:

M_{MAX} : Momento flector máximo (Nm) = -6217,69 Nm

C : Distancia del eje centroidal a la fibra más alejada (m) = $\frac{d}{2}$

I : Inercia de la sección transversal del barrote Ec. 4.6

F : Fuerza a compresión $F_y = W \times \cos 4^\circ = 12435,39N$

A : Área de la sección transversal del barrote $A = \frac{\pi \times d^2}{4}$

Por ser sección circular la inercia se calcula como:

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.5 y despejando “d” se obtiene el diámetro del barrote:

$$d = 70,03 \times 10^{(=3)} m \cong 2,75''$$

Por lo que se selecciona un diámetro comercial de $2 \frac{3}{4}''$



4.2.1.2 Diseño del pasador

Para el diseño de este elemento se hizo un estudio por corte, mediante la siguiente ecuación, dicho elemento se aprecia en la fig. 4.12:

$$\sigma_{adm} = \frac{V}{A_{Cor\ tante}} \quad (Ec. 4.7)$$

Donde:

V = Fuerza de corte aplicada al pasador (N), mediante el diagrama de corte se obtuvo el valor 17764,84N.

$A_{Cor\ tante}$ = Área de la sección transversal sometida a corte (m^2)

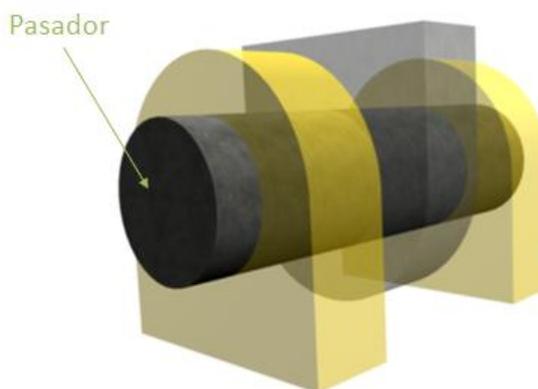


Fig. 4.12: Pasador del sistema pistón-barrote.

El esfuerzo a la fluencia del material de $S_y = 469MPa$ (ver apéndice I), por lo que tomando un factor de seguridad de 2, el esfuerzo admisible será:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{2} = \frac{469MPa}{2} = 234,5MPa$$

Con la ecuación 4.7 y los resultados obtenidos anteriormente se obtiene el área mínima que debe tener el pasador para soportar el esfuerzo, lo que resulta:



CAPÍTULO IV

$$A_{Cor\ tante} = 7,58 \times 10^{-5} m^2$$

Ahora se despeja el diámetro de la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A_{Cor\ tante}}{\pi}} \quad (Ec. 4.7)$$

Lo que resulta de la ecuación 4.4 $d = 9,82 * 10^{-3} m = 9,82 mm$

El valor del diámetro en pulgadas es de 0,39", por lo que el diámetro comercial más cercano es de 1/2".

4.2.1.3 Diseño del Eslabón-Horquilla

Al diseñar el conjunto de eslabón-horquilla expuesto en la figura 4.13, se realizó por el método de vigas curvas, tomando una sección transversal rectangular.

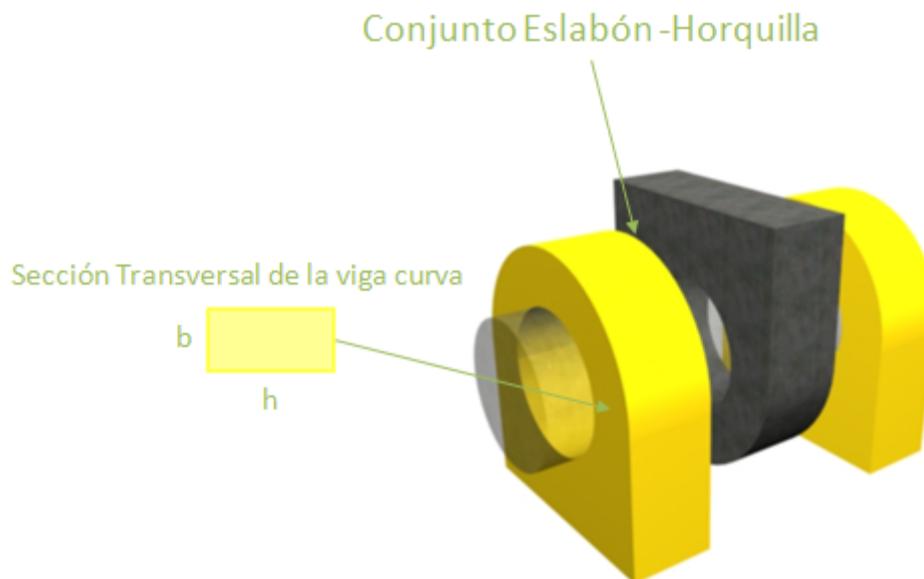


Fig. 4.13: Conjunto eslabón-horquilla.



CAPÍTULO IV

En el cálculo del conjunto eslabón-horquilla, se toma como $h=1''$ ahora bien la otra dimensión del sistema, el ancho de la sección transversal de la viga, se calcula tomando en cuenta los esfuerzos internos y externos, por medio de las siguientes ecuaciones, también se debe considerar el diámetro del pasador antes calculado:

$$\sigma_i = -\frac{M}{e \times A} \left(\frac{C_i}{R_i} \right) + \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo en el lado interno del eslabón.} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

$$\sigma_o = \frac{M}{e \times A} \left(\frac{C_o}{R_o} \right) + \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo en el lado externo del eslabón.} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

Como es de observarse en las ecuaciones 4.8 y 4.9, el mayor esfuerzo ocurre en el lado externo es por esto que se utiliza la ecuación 4.9.

Donde:

M : Momento que actúa sobre la viga, calculado del centro al eje centroidal, y se calcula como: $M = F \times rn$

e : Diferencia entre el eje centroidal y el eje neutro, y se calcula como: $e = R - rn$

C_o : Diferencia entre el radio externo y el radio del eje neutro, y se calcula como:

$$C_o = r_o - rn$$

r_o : Radio externo del eslabón el cual tiene un valor de $1,19'' \cong 0,03m$.

F : Fuerza aplicada en el eslabón.

A : Área de la sección transversal del eslabón, $A = h \times b = 2,54 \times 10^{-2} m \times b$

Del apéndice II, se conocen los valores de rn y R , los cuales se obtienen dependiendo de la sección transversal, estas ecuaciones son:



CAPÍTULO IV

$$rn = \frac{h}{\ln\left(\frac{ro}{ri}\right)} \quad (\text{Ec. 4.10})$$

Donde:

$$R = ro - \frac{h}{2} \quad (\text{Ec. 4.11})$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación. 4.10, se obtiene:

$$rn = 0,014m$$

Luego con los valores de rn y rc , se calcula el valor de e y C_o , lo cual resulta:

$$e = 3,60 \times 10^{-3} m$$

$$C_o = 1,63 \times 10^{-2} m$$

Por lo que sustituyendo todos los valores obtenidos anteriormente para el diseño del eslabón y la horquilla se puede obtener el valor mínimo del ancho de la viga para que soporte el esfuerzo admisible de 234,5 MPa, obteniendo así el siguiente valor:

$$b = 9,21 \times 10^{-3} m \cong 0,36''$$

El valor del ancho en pulgadas es de 0,36'', por lo que el ancho comercial más cercano es de 1/2''.

4.2.1.4 Selección del cilindro pistón-barrote:

Para la selección del cilindro hay que tomar en consideración la fuerza en que está sometido este actuador y la presión en línea en que se va trabajar, por lo que resulta:



CAPÍTULO IV

$$F_{\max} = F_{\text{barra}} + W_{\text{barrote}} * g = 1122,06N \quad (\text{Ec. 4.12})$$

$$P_{\text{linea}} = 6bars = 600 * 10^3 Pa$$

Conociendo estos valores, se procede a obtener el diámetro mínimo del pistón, por medio de la siguiente de la ecuación:

$$A = \frac{F_{\max}}{P_{\text{linea}}} = \frac{\pi * d_p^2}{4} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

Lo que resulta:

$$d_p = 49mm$$

Ahora bien, se procede a la selección de los pistones por medio del catálogo de FESTO Automatización y Neumática, tomando en consideración los cálculos antes indicados, cumplimiento de un avance de carrera de 500mm y anillos magnéticos para la detección de posiciones.

CILINDRO NEUMATICO NORMALIZADO

DNC-50-500-PPV-A-163380. (Ver anexo II)

A continuación se suministran las características del cilindro seleccionado:

- ✓ Diámetro del cilindro 50mm
- ✓ Modo de actuación del cilindro doble efecto
- ✓ Presión de funcionamiento 0,6-12 bar
- ✓ Rosca del vástago M16x1,5
- ✓ Fuerza teórica con 6bar, avance 1178N
- ✓ Fuerza teórica con 6bar, retroceso 990N



CAPÍTULO IV

- ✓ Conexión neumática G1/4

Para el montaje de este cilindro pistón se hizo una selección de una serie de accesorios acoplados a este, por lo que se menciona a continuación:

- ✓ **Horquilla SG-M16X1,5**, utilizada para la unión del vástago del cilindro con el barrote. (ver anexo II).
- ✓ **Pie de fijación HNC-50**, utilizada para fijar el vástago verticalmente. (ver anexo II).

4.2.2 Diseño del sistema de Gancho- Pistón

En el diseño del sistema de gancho-pistón, se tomó en cuenta el área disponible y el peso de una de barras. El sistema se dividió en tres partes a diseñar: diseño del gancho, pasador y eslabón-horquilla, según se observa en la figura 4.14, en el diseño de este sistema se utilizó acero 1020.

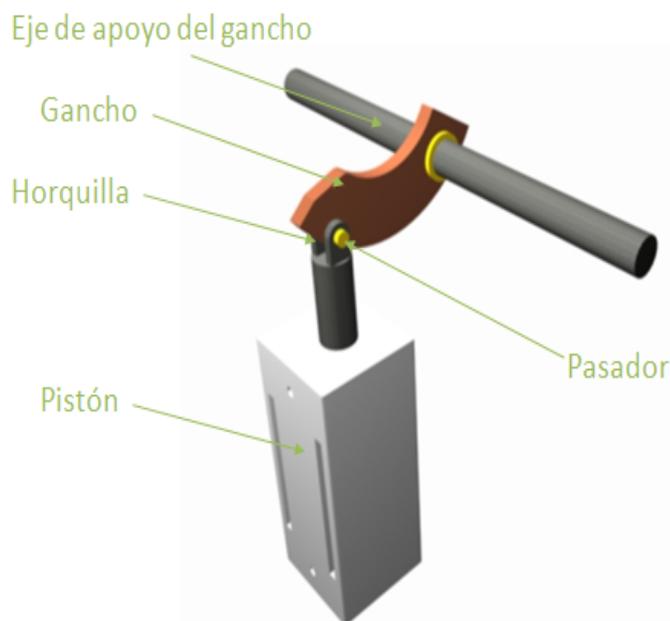


Fig. 4.14: sistema gancho-pistón.



CAPÍTULO IV

4.2.2.1 Diseño del Gancho

Este diseño se realizó mediante un estudio de vigas curvas, tomando una sección rectangular y un $h=2''$, se procede al cálculo de las otras dimensiones y el ancho de la sección transversal de la viga, mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_i = \frac{M}{e \times A} \left(\frac{C_i}{R_i} \right) + \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo en el lado interno del gancho.} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

$$\sigma_o = -\frac{M}{e \times A} \left(\frac{C_o}{R_o} \right) + \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo en el lado externo del gancho.} \quad (\text{Ec. 4.15})$$

Como es de observarse en las ecuaciones 4.14 y 4.15, el mayor esfuerzo ocurre en el lado interno es por esto que se utiliza la ecuación 4.14, donde:

M : Momento que actúa sobre la viga, calculado del centro al eje centroidal, y se calcula como: $M = F \times rn$

e : Diferencia entre el eje centroidal y el eje neutro, y se calcula como: $e = R - rn$

C_i : Diferencia entre el radio del eje neutro y el radio del eje interno, y se calcula como: $C_i = rn - r_i$

r_i : Radio interno del eslabón el cual tiene un valor de $11'' \cong 0,28m$.

F : Fuerza aplicada en el gancho, y se calcula como: $F = \frac{F_{\text{barra}}}{2} = 1558,22N$

A : Área de la sección transversal del gancho, $A = h \times b = 5,08 \times 10^{-2} m \times b$

Del apéndice II, se conocen los valores de rn y R , los cuales se obtienen dependiendo de la sección transversal, estas ecuaciones son:



CAPÍTULO IV

$$rn = \frac{h}{\ln\left(\frac{ro}{ri}\right)} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

Donde:

ro : es el radio externo de la viga, y se calcula como: $ro = ri + h$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación. 4.14, se obtiene:

$$rn = 0,304m$$

Ahora se procede al cálculo de $e = R - rn$ y $Ci = rn - ri$. Donde:

R = radio del eje centroidal

$$R = Ri + \frac{h}{2} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Luego sustituyendo los valores, se obtiene:

$$e = 7,07 * 10^{-4} m$$

$$Ci = 2,47 * 10^{-2} m$$

Para el cálculo de M , se obtuvo un $r = 0,11m$, Por lo que sustituyendo todos los valores obtenidos anteriormente para el diseño del gancho se puede obtener el valor mínimo del ancho de la viga para que soporte el esfuerzo admisible de 234,5 MPa, obteniendo así el siguiente valor:

$$b = 1,88 \times 10^{-3} m \cong 7,39 * 10^{-2} in.$$

Para que el gancho pueda ser instalado en la máquina debe ser de un mayor tamaño, debido a que la máquina posee dimensiones grandes para los valores



CAPÍTULO IV

mínimos de diseño calculados anteriormente, por esta razón h debe ser igual a $4\frac{1}{2}$ " y b debe tener un valor de 3", fig. 4.15. Estas consideraciones nos proporcionará una mayor robustez.

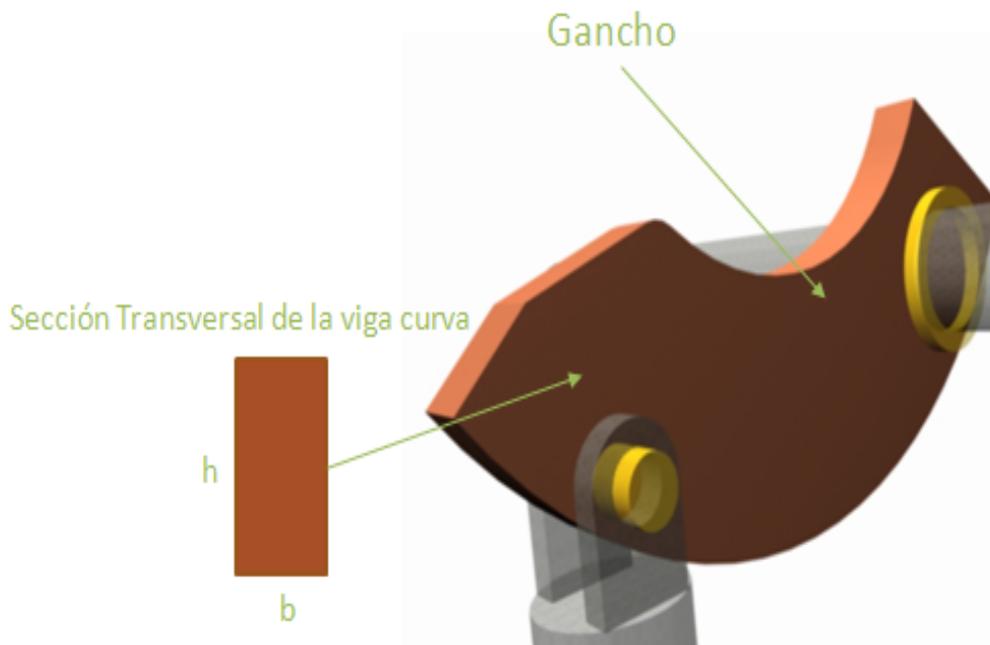


Fig. 4.15: Detalle del gancho.

4.2.2.2 Diseño del pasador.

En este diseño se hizo mediante un estudio de esfuerzo por contacto y esfuerzo por corte puro fig. 4.16, utilizando la fuerza aplicada al gancho:

$$F = \frac{F_{\text{barra}}}{2} = 1558,22N \quad (\text{Ec. 4.18})$$



CAPÍTULO IV

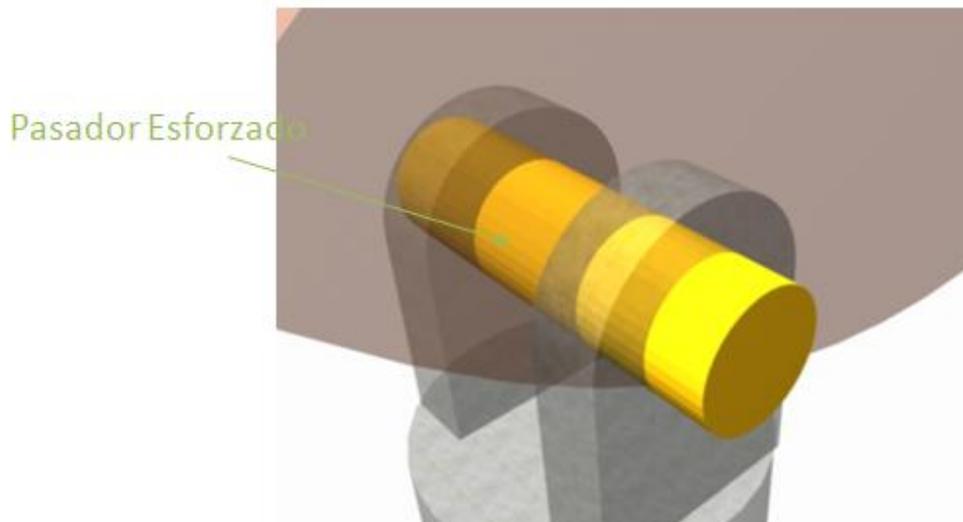


Fig. 4.16: Detalle del pasador del gancho.

Estudio del pasador por esfuerzo de contacto:

$$\sigma_{\max} = \frac{2 * F}{\pi * a * L} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

Donde:

a : Semiancho de la huella de contacto.

L : Longitud de contacto, el cual tiene un valor de $5'' \cong 0,13m$.

σ_{\max} : Esfuerzo máximo de contacto, el cual tiene un valor de $234,5MPa$.

Para hacer el cálculo del semiancho de la huella de contacto, se utilizó la siguiente ecuación:

$$a = \sqrt{\frac{2 * (m_1 + m_2) * F}{\pi * B * L}} \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Donde:

m_1 Y m_2 : Constante de cada material.

B : Constante Geométrica.

Para el cálculo de m_1 y m_2 , se utilizaron las siguientes ecuaciones:



CAPÍTULO IV

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

$$m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

Donde:

ν_1 Y ν_2 : Razón de Poisson de cada material y el valor es 0,3 para ambos, ya que tiene el mismo material (ver apéndice III).

E_1 Y E_2 : Modulo de elasticidad de cada material, y el valor es $207 * 10^9 Pa^{-1}$ para ambos, ya que tienen el mismo material (ver apéndice III).

Sustituyendo los valores en la ec.4.21 y ec.4.22, se obtiene:

$$m_1 = m_2 = 4,39 * 10^{-12} Pa^{-1}$$

Para el cálculo de B, se utilizó la siguiente ecuación:

$$B = \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{Ec. 4.23})$$

Donde:

R_1 : Radio de contacto del gancho, el cual tiene un valor de ∞

R_2 : Radio de contacto del pasador. $R_2 = \frac{D_2}{2}$

Por lo que $B = \frac{1}{2} * \left(\frac{2}{D_2} \right)$



CAPÍTULO IV

Ahora bien, sustituyendo todos los valores y ecuaciones en la ec.4.18, se obtiene que diámetro del pasador nos dé como valor:

$$D_2 = 1,62 * 10^{-2} m = 0,64in$$

Estudio del pasador por corte puro:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

Donde:

F : Fuerza de corte aplicada al pasador.

A : Área de la sección transversal del pasador, la cual es $A = \frac{\pi * D_2^2}{4}$

Sustituyendo se obtiene:

$$D_2 = 2,91 * 10^{-3} = 0,12''$$

Comparando los dos valores obtenidos mediante la ec.4.18 y la ec.4.22, se selecciona el diámetro $D_2 = 0,64''$, por ser el mayor y así se afirma que no fallará la pieza. El valor del diámetro en pulgadas es de 0,64'', por lo que el diámetro comercial más cercano es de 11/16''.

4.2.2.3 Diseño del eje de apoyo del gancho:

Este diseño se realizará mediante un estudio de esfuerzo por flexión y un esfuerzo por torsión. Por lo que se realizará el diagrama de corte y momento para así obtener el valor de momento máximo y el diámetro requerido para el eje ver fig. 4.17.

L : Longitud del eje (m) = 1,10 m

P : Fuerza sobre cada eje (N) = 864,07 N



CAPÍTULO IV

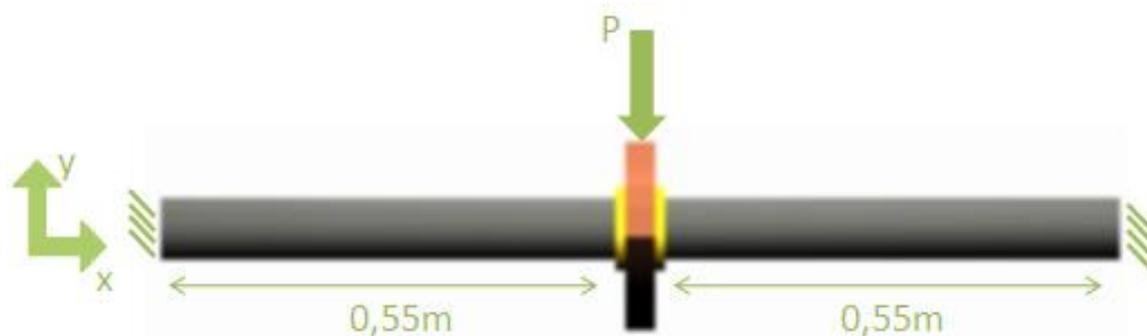


Fig. 4.17: Eje de apoyo del gancho.

Del diagrama de momento que se observa en la fig. 4.18 se obtiene el momento máximo que está sometida la barra:

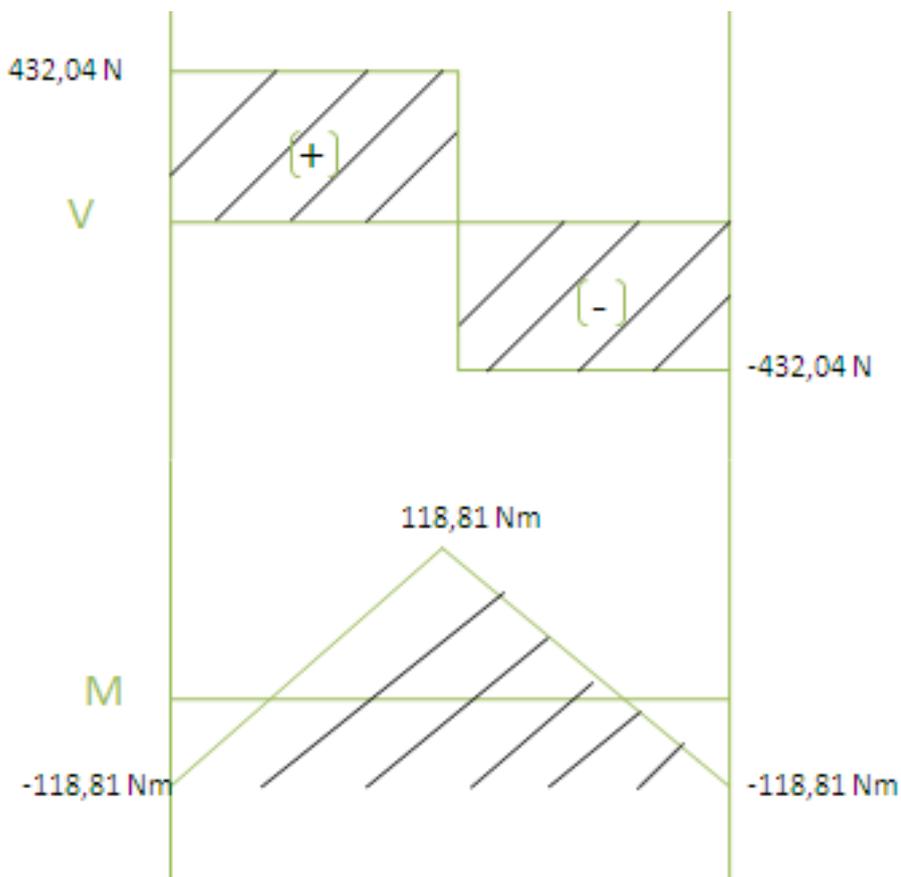


Fig. 4.18: Diagrama de corte y momento.

$$M_{\max} = 118,81 \text{ Nm}$$

Aplicando el estudio por flexión al eje, mediante la ec. 4.25



CAPÍTULO IV

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max} * C}{I} \quad (Ec. 4.25)$$

Se obtiene:

$$D=0,78''$$

Ahora aplicando el estudio por torsión, mediante la ec. 4.26

$$\tau_{max} = \frac{T * r}{J} \quad (Ec. 4.26)$$

Donde:

τ_{max} : Esfuerzo aplicado. $469 * 10^6 Pa$

T : Par torsor aplicado. 118,81Nm

J : Momento polar de inercia de la sección transversal. $J = \frac{\pi * D^4}{32}$

Lo que resulta $d=0,87''$

Por lo que comparando los resultados del diámetro por el diseño a torsión y a flexión se toma como diámetro final del eje 1''.

4.2.2.4 Diseño del rodamiento del gancho

Para el funcionamiento del sistema gancho pistón, se debe seleccionar un rodamiento que permita de forma segura el movimiento del gancho sobre el eje de apoyo, por lo cual se seleccionó un buje de bronce de diámetro interno de 1'' y de diámetro externo de 1 5/16'', también se debe colocar dos prisioneros en ambos lados del buje para que no se mueva.



4.2.2.5 Diseño del cordón de soldadura.

La unión entre las vigas y el eje que sostendrá el gancho se hará mediante cordones de soldadura, como se observa en la figura 4.19. Para diseñar estos se selecciona un electrodo de tipo E-7018, el cual según el fabricante es el más adecuado para este tipo de aplicaciones, ya que une aceros estructurales y de construcción, además de que puede soldarse bien en todas las posiciones.

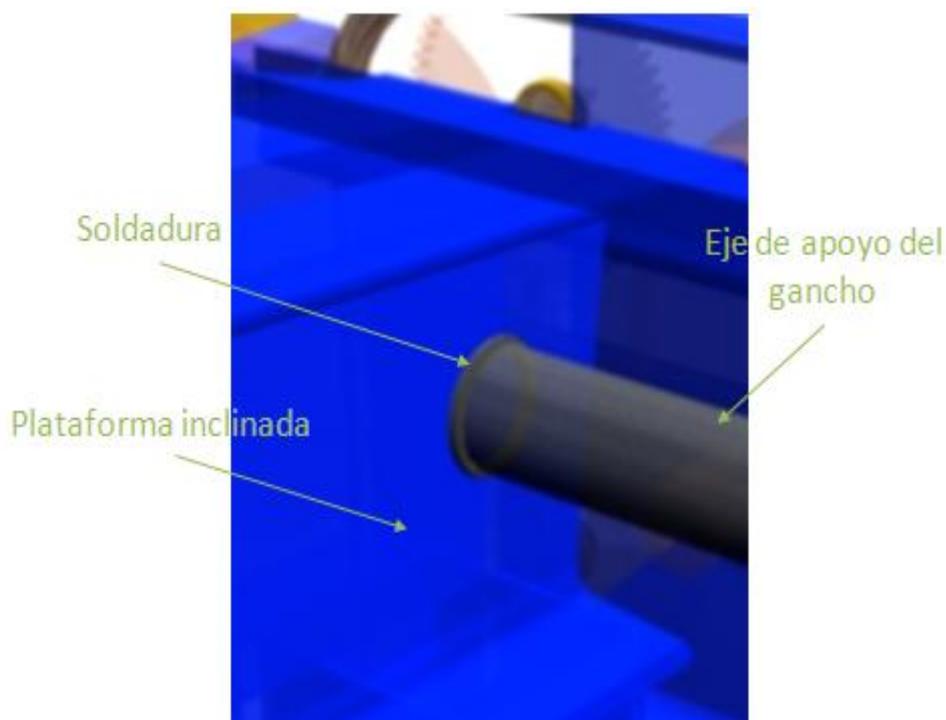


Fig. 4.19: Soldadura del Eje de apoyo del gancho.

Para realizar el cálculo del cordón de soldadura se utiliza la siguiente ecuación:

$$w = \frac{Fr}{\tau_{adm}} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

Donde:

Fr : Fuerza resultante que actúa sobre el cordón de soldadura. (N/m)



CAPÍTULO IV

τ_{adm} : Esfuerzo admisible de corte. (N/m^2)

Para obtener el esfuerzo admisible de corte se toma en consideración el esfuerzo de resistencia a la tracción del electrodo el cual es $\sigma_{PC} = 510MPa$, (ver apéndice IV).

El esfuerzo admisible de corte es igual a:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{PC}}{N} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Donde:

N : Factor de seguridad de la soldadura. $N = 1,67$.

Por lo que al introducir los valores correspondientes en la ecuación 4.26 será:

$$\tau_{adm} = 305,38MPa$$

Ahora para obtener el valor de la fuerza resultante aplicada en la soldadura se utiliza la siguiente ecuación:

$$Fr = \sqrt{(Fv)^2 + (Ff)^2} \quad (\text{Ec. 4.29})$$

Donde:

Fv : Fuerza de corte en N/m

Ff : Fuerza a la flexión en N/m

La fuerza de corte viene dada por la siguiente ecuación:

$$Fv = \frac{P}{Aw} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Donde:

P : es la carga directa que actúa sobre el cordón. $P = 432,04 N$. ver fig. 4.18.

Aw : Longitud del cordón de soldadura tipo circular, cuya longitud se calcula como:



CAPÍTULO IV

$$A_w = 2 * \pi * r \quad (\text{Ec. 4.31})$$

El valor de r equivale al $d/2$ del eje antes calculado ($d=1''$) y sustituyendo dichos valores, se obtiene el siguiente resultado:

$$F_v = 23692,16 \text{ N/m}$$

La fuerza de flexión viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_f = \frac{M}{z_w} \quad (\text{Ec. 4.32})$$

Donde:

M : Momento que actúa sobre la soldadura en ($N \times m$).

z_w : Momento de resistencia lineal a la flexión en m^2 , según el tipo de soldadura (ver apéndice V) será:

$$z_w = \frac{\pi}{4} d^2 = 5,06 \times 10^{-4} m^2$$

Y el momento se calcula como:

$$M = 432,04 N \times 0,55 m = 237,62 Nm$$

Por lo que sustituyendo los valores necesarios en la ecuación 4.32 el esfuerzo por flexión será:

$$F_f = 468,95 \times 10^3 \text{ N/m}$$

Sustituyendo los valores de los esfuerzos en la ecuación 4.29, el esfuerzo resultante será:



CAPÍTULO IV

$$Fr = 468,98 \times 10^3 \text{ N/m}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación 4.25, el valor mínimo del espesor de la soldadura arroja el siguiente resultado:

$$w = 1,54 * 10^{-3} \text{ m} = 1,5 \text{ mm}$$

Debido a que el cordón de soldadura arrojó un valor muy pequeño, se debe reforzar la soldadura con una plancha de por lo menos 1/4" entre los soportes del eje de apoyo del gancho, disminuyendo así el efecto de torsión sobre la soldadura.

4.2.2.6 Selección del cilindro pistón-gancho

Para la selección del cilindro pistón-gancho la fuerza a la que está sometido este actuador va a ser la siguiente:

$$F_{\max} = F_{\text{barra}} + W_{\text{gancho}} * g + W_{\text{pasador}} * g \quad (\text{Ec.4.33})$$

$$F_{\max} = 1625,67 \text{ N}$$

Y la presión en línea en que se va trabajar, $P_{\text{linea}} = 6 \text{ bars} = 600 * 10^3 \text{ Pa}$

Conociendo estos valores, se procede a obtener el diámetro mínimo del pistón, por la ecuación (4.13), lo que resulta:

$$d_p = 49 \text{ mm}$$

Ahora bien, se procede a la selección de los pistones por medio del catálogo de FESTO Automatización y Neumática, tomando en consideración los cálculos antes indicados, cumplimiento de un avance de carrera de 400mm y anillos magnéticos para la detección de posiciones.



CAPÍTULO IV

CILINDRO NEUMATICO NORMALIZADO

DNC-63-400-PPV-A-163411. (Ver anexo III)

A continuación se suministran las características del cilindro seleccionado:

- ✓ Diámetro del cilindro 63mm
- ✓ Modo de actuación del cilindro doble efecto
- ✓ Presión de funcionamiento 0,6-12 bar
- ✓ Rosca del vástago M16x1,5
- ✓ Fuerza teórica con 6bar, avance 1870N
- ✓ Fuerza teórica con 6bar, retroceso 1682N
- ✓ Conexión neumática G3/8

Para el montaje de este cilindro pistón se hizo una selección de una serie de accesorios acoplados a este, por lo que se menciona a continuación:

- ✓ **Horquilla SG-M16x1,5**, utilizada para la unión del vástago del cilindro con el barrote. (ver anexo III).
- ✓ **Pie de fijación HNC-50**, utilizada para fijar el vástago verticalmente. (ver anexo III).

4.2.3 Diseño del sistema alimentador de barras

4.2.3.1 Selección del motor impulsor de barras

En la selección del motor impulsor de barras, se procede a realizar una serie de cálculos y consideraciones previas, las cuales nos describen las especificaciones de dicho motor, a continuación se presentan los cálculos correspondientes:



CAPÍTULO IV

Para calcular la fuerza de empuje se observa el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.20 con el cual se obtiene el valor de la fuerza necesaria para mover dicha barra.

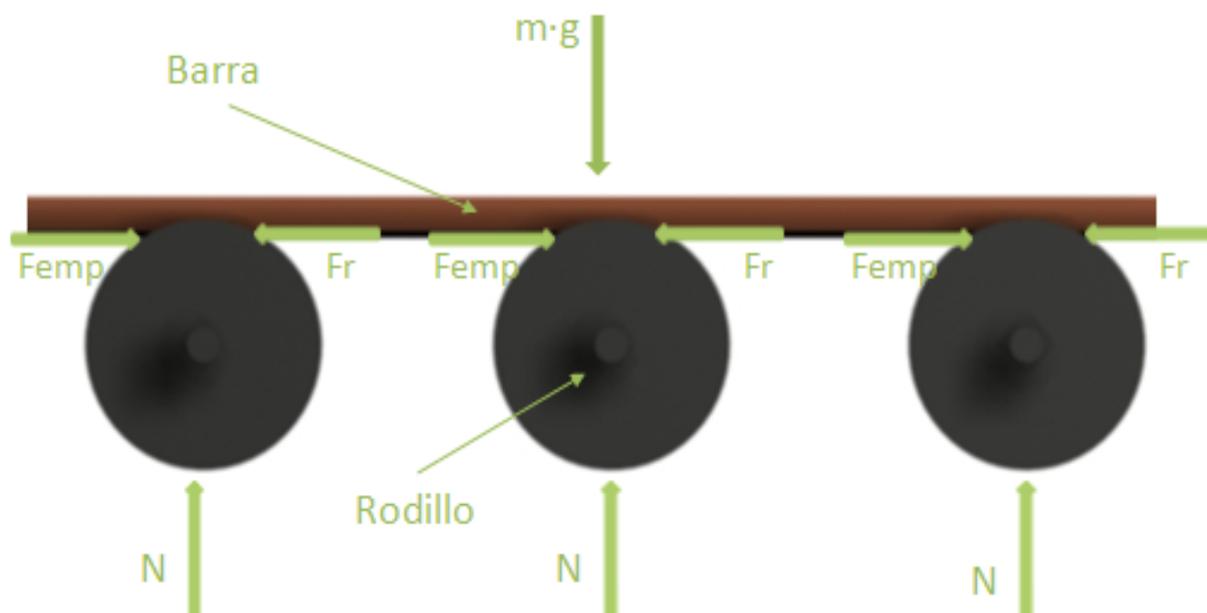


Fig. 4.20: Diagrama de cuerpo libre.

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 4.29, se deduce la siguiente ecuación:

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{Ec. 4.34})$$

$$F_{emp} = Fr = \mu \times N$$

$$\sum F_y = 0 \quad (\text{Ec.4.35})$$

$$N = m \times g$$

Donde:

F_{emp} : Fuerza necesaria para mover la barra (N)

Fr : Fuerza de roce (N)

m : Masa de la barra (Kg) = 317,68 Kg.

μ : Coeficiente de roce dinámico = 0,8

N : Fuerza normal (N)

Al resolver el sistema de ecuaciones, se obtiene el siguiente resultado:



CAPÍTULO IV

$F_{emp} = 2493,23$ N, se toma un factor de seguridad de 2. Por lo que la fuerza de empuje será:

$$F_{emp} = 4968,46 \text{ N}$$

Ahora cómo se van a motorizar 3 rodillos, cada rodillo debe aplicar una fuerza:

$$F_{rodillos} = \frac{F_{emp}}{3} = 1662,15 \text{ N} \quad (\text{Ec. 4.36})$$

Para realizar el cálculo de la potencia del sistema se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot_A = Mt \times w \quad (\text{Ec. 4.37})$$

Donde:

Mt : Momento torsor aplicado en el eje del rodillo (Nm)

w : Velocidad angular (RPM)

La velocidad angular se calcula mediante la siguiente ecuación

$$w = \frac{V}{R} \quad (\text{Ec. 4.38})$$

Donde:

V : Es la velocidad en la periferia del rodillo ($\frac{m}{s}$)

R : Radio del rodillo (m) = 0,09m

La velocidad se calcula como:

$$V = \frac{\Delta x}{t} \quad (\text{Ec. 4.39})$$

Donde:

Δx : Desplazamiento total que realiza la barra (m) = 0,20 m

t : Tiempo que tarda la barra en hacer el recorrido (s) = 2 s

Por lo que la velocidad será:

$$V = 0,10 \frac{m}{s}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.38 la velocidad angular resulta:

$$w = 66,60 \text{ RPM} = 6,97 \frac{\text{rad}}{s}$$



CAPÍTULO IV

Para el cálculo del momento torsor se observa el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.21 y se realiza sumatoria de momentos en el punto C.

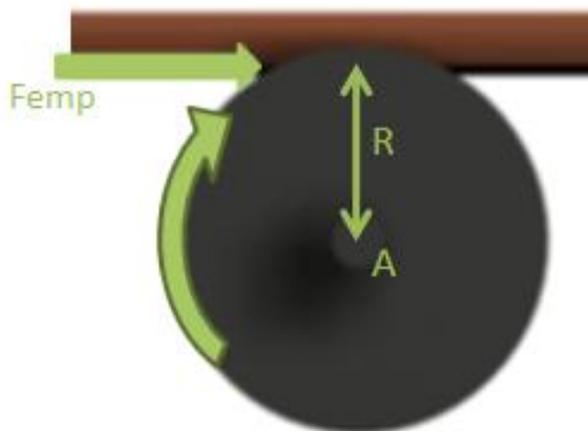


Fig. 4.21: Diagrama de cuerpo libre Mt .

Lo que resulta:

$$\sum MA = F_{rodillo} \times R + I_t \times \alpha \quad (\text{Ec. 4.40})$$

Donde:

$F_{rodillo}$: Fuerza necesaria para mover la barra (N) = 1662,15 N

I_t : Inercia de masa total del rodillo ($\text{Kg} \times \text{m}^2$)

α : Aceleración angular (rad/s^2)

El valor de la aceleración angular se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 4.41 se obtiene el valor de la aceleración angular el cual resulta:

$$\alpha = 3,49 \text{ rad/s}^2$$

Para el cálculo de la inercia de masa del rodillo se utiliza la siguiente ecuación:

$$I_{rod} = \frac{\pi \times \rho \times L \times R^4}{2} \quad (\text{Ec.4.42})$$



CAPÍTULO IV

Donde:

ρ : Densidad del material del rodillo (Kg/m^3): 7840 Kg/m^3 . Materiales fabricados de acero al carbono.

L : Longitud total del rodillo (m): $15,24 \times 10^{-2} \text{ m}$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 4.42 se obtiene el valor de la inercia de masa para los rodillos la cual resulta:

$$I_{rod} = 0,12 \text{ Kg} \times \text{m}^2$$

Luego sustituyendo los valores en la ecuación 4.40 se obtiene:

$$M_i = 150,02 \text{ Nm}$$

Reemplazando todos los valores obtenidos en la ecuación 4.37 se obtiene el valor de la potencia requerida por el sistema la cual resulta:

$$Pot_{rodillo} = 1045,66 \text{ W} = 1,40 \text{ Hp}$$

Ya obtenidas la potencia requerida por un rodillo se calcula la potencia del conjunto de rodillos, la caja reductora y posteriormente la potencia del motor a utilizar.

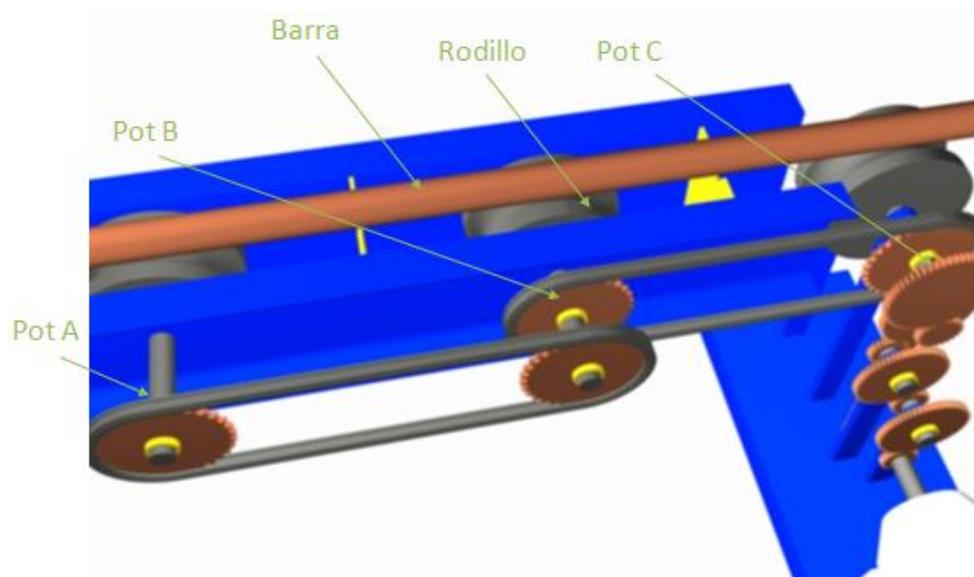


Fig. 4.22: Distribución de potencia en el conjunto de rodillos.



CAPÍTULO IV

La potencia en el conjunto de rodillos se distribuye tal como se aprecia en la figura 4.22:

$$Pot_A = Pot_{rodillo} \quad (Ec. 4.43)$$

$$Pot_A = 1,40Hp$$

Para el cálculo de la potencia en B se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot_B = \left(Pot_A + \frac{Pot_A}{\eta_{cadena}} \right) \quad (Ec. 4.44)$$

Para el cálculo de la potencia en C se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot_C = \left(Pot_B + \frac{Pot_B}{\eta_{cadena}} \right) \quad (Ec. 4.45)$$

Para el cálculo de la potencia de entrada de la caja se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot_{Caja Reductora} = \left(\frac{Pot_C}{\eta_{cadena}} \right) \quad (Ec. 4.46)$$

Para el cálculo de la potencia del motor se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot_{motor} = \left(\frac{Pot_d}{\eta_{caja}} \right) \quad (Ec. 4.47)$$

La eficiencia de las cadenas se asume como 95% y la de la caja 71%, por lo que sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.44, 4.45, 4.46, 4.47, obtenemos los siguientes resultados:

$$Pot_A = 1,40Hp$$

$$Pot_B = 2,87Hp$$

$$Pot_C = 4,42Hp$$

$$Pot_{Caja Reductora} = 4,65Hp$$

$$Pot_{motor} = 6,55Hp$$



CAPÍTULO IV

Asumiendo un factor de servicio 1,2 para trabajos moderados del apéndice VI se obtiene una potencia requerida por el motor de:

$$Pot_{Motor} = 7,86Hp$$

Con el valor de la potencia obtenida y las RPM requeridas por el sistema se selecciona un motor modelo **BM3311T** con las siguientes características las cuales se aprecian en la tabla n° 4.6. (Ver apéndice XII)

Tabla N° 4.3. Características del motor **BM3311T**
Fuente: Catalogo de Baldor “Motor con freno”

| | |
|----------------------|----------|
| Potencia | 7,5 Hp |
| Velocidad de entrada | 1735 Rpm |
| Voltaje de operación | 230/460V |
| Frecuencia | 60 Hz |

4.2.3.2 Selección de la caja reductora

Con la selección del motor la caja seleccionada tiene como código: “**F-938-B-15-B5-G-203**”, se seleccionó del catalogo de Baldor de cajas reductoras (ver apéndice XIII). Las especificaciones de la caja elegida se exponen en la siguiente tabla 4.7



CAPÍTULO IV

Tabla N° 4.4. Características de la caja reductora **F-938-B-15-B5-G-203**

Fuente: Catalogo de Baldor “Cajas reductoras”

| | |
|----------------------------|----------|
| Relación de transmisión | 15 |
| Velocidad de entrada | 1750 Rpm |
| Velocidad de salida | 117 |
| Tipo de reducción | Sencilla |
| Eficiencia real de la caja | 71 |

4.2.3.3 Selección de la cadena 1

Para seleccionar la cadena se tomó en cuenta la potencia entregada por caja reductora, ya que a esta estará unida la catalina, por lo que la potencia será:

$$Pot_c = 4,42Hp$$

Tomando en consideración un factor de servicio para cargas moderadas y motores se selecciona $F_s = 1.3$, ver apéndice VII.

Por lo que la potencia de diseño resulta:

$$Pot_{diseño} = 5,75Hp$$

Tomando en consideración la velocidad angular de salida de la caja reductora $w_p = 117RPM$, la potencia de diseño y tomando un solo ramal se va al apéndice VIII, y se selecciona una cadena con las siguientes características:

Cadena MORSE # 80, 1" de paso y 19 dientes

Con la cadena seleccionada se va al apéndice X, se obtiene la potencia de un ramal, la cual resulta:



CAPÍTULO IV

$$Pot_{Ramal} = 6,96Hp$$

Debido a que la potencia del ramal es mayor que la potencia de diseño la cadena seleccionada cumple con las exigencias del sistema.

El número de dientes de la rueda dentada grande se obtiene por la ecuación:

$$N_g = N_p * R_T \quad (\text{Ec. 4.48})$$

Donde:

N_g : Numero de dientes de la rueda dentada grande.

N_p : Numero de dientes de la rueda dentada grande ($N_p = 19$).

R_T :Relación de transmisión. ($R_T = \frac{w_p}{w} = 1,76$)

Por lo que el número de dientes según la ecuación 4.45 es:

$$N_g \cong 34$$

Ahora se recalcula la relación de transmisión y la velocidad angular de la rueda dentada grande:

$$R_{Treal} = \frac{N_p}{N_g} = 1,79 \quad (\text{Ec. 4.49})$$

$$w_g = \frac{w_p}{R_{Treal}} = 65,36RPM \quad (\text{Ec. 4.50})$$

Posteriormente se determina la velocidad periférica de la cadena a través de la siguiente ecuación:

$$V_p = \frac{N \times P \times w}{12} \quad (\text{Ec. 4.51})$$

Donde:

V_p : Velocidad periférica de la cadena ($\frac{Pie}{min}$)

N : Es el numero de dientes de la rueda = 19 dientes

P : Es el paso de Cadena (Pulg) = 1"



CAPÍTULO IV

w : Velocidad de rotación de la rueda dentada (RPM) = 117RPM

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.48 se obtiene el siguiente resultado:

$$V_p = 185,25 \text{ Pie}/\text{min}$$

Con el resultado de la velocidad periférica de la cadena se obtiene el tipo de lubricación recomendada el cual es periódicamente utilizando cepillo.

Luego se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada pequeña y grande según la siguiente ecuación:

$$D_p = \frac{P}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N_p}\right)} \quad (\text{E 4.52})$$

$$D_g = \frac{P}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N_g}\right)} \quad (\text{Ec. 4.53})$$

Donde:

D_p : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada pequeña (Pulga)

D_g : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada grande (Pulga)

Lo que resulta:

$$D_p = 6,08''$$

$$D_g = 10,84''$$

La longitud entre centros viene dada por $30 \leq C \leq 50$, tomando $C=40$ como valor promedio se calcula la longitud de la correa mediante la siguiente ecuación:

$$L = \left[2 \times C + \frac{N_p + N_g}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2 \times C} \right] \quad (\text{Ec. 4.54})$$

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.51 la longitud de la cadena es:



CAPÍTULO IV

$$L = 106,64 \text{ pasos} = 106,64 * 1in = 106,64in$$

Ahora se determina la distancia entre centros mediante la siguiente ecuación:

$$Cc = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_p + N_g}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_p + N_g}{2} \right)^2 - 8 \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2}} \right] \quad (\text{Ec. 4.55})$$

Donde:

Cc : Distancia entre centros (Pulga)

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.52 la distancia entre centros de la cadena es:

$$Cc = 40 \text{ pasos} = 40 * 1in = 40in$$

Luego se calculan el ángulo de contacto para ambas ruedas respectivamente mediante la ecuación:

$$\theta_p = 180^\circ - 2 \times \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D_g - D_p}{2 \times Cc} \right) \quad (\text{Ec. 4.56})$$

$$\theta_g = 180^\circ + 2 \times \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D_g - D_p}{2 \times Cc} \right) \quad (\text{Ec. 4.57})$$

Donde:

θ_p : Es el ángulo de contacto entre las cadenas y las ruedas dentadas pequeñas (Grados).

θ_g : Es el ángulo de contacto entre las cadenas y las ruedas dentadas grandes (Grados).

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.56 y 4.57 el ángulo de contacto resulta:

$$\theta_p = 175,45^\circ$$

$$\theta_g = 184,54^\circ$$

Posteriormente se determinan la carga sobre los apoyos empleando la siguiente ecuación:



CAPÍTULO IV

$$F = \frac{P}{V_p} + \frac{G}{g} V_p^2 \quad (\text{Ec. 4.58})$$

Donde:

F : Fuerza sobre los apoyos (N)

P : Potencia transmitida (Lats) = 3502,38 Lats.

G : Peso por unidad de longitud de la cadena (Lb/pie) = 1 Lb/pie

g : Aceleración de la gravedad (Pie/s²) = 32,2 Pie/s²

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.58 se obtiene el siguiente valor:

$$F = 3503,70N$$

4.2.3.4 Selección de la cadena 2

Para seleccionar la cadena se tomó en cuenta la potencia entregada por el rodillo ya que a este estará unida la catalina, por lo que la potencia será:

$$Pot_c = 2,87Hp$$

Tomando en consideración un factor de servicio para cargas moderadas y motores se selecciona $F_s = 1.3$ (ver apéndice VII).

Por lo que la potencia de diseño resulta:

$$Pot_{diseño} = 3,73Hp$$

Tomando en consideración la velocidad angular de salida del rodillo $w_p = 65,36RPM$, la potencia de diseño y tomando un solo ramal se va al apéndice IX, y se selecciona una cadena con las siguientes características:

Cadena MORSE # 80, 1" de paso y 21 dientes

Con la cadena seleccionada se va al apéndice X, se obtiene la potencia de un ramal, la cual resulta:

$$Pot_{Ramal} = 4,58Hp$$

Debido a que la potencia del ramal es mayor que la potencia de diseño la cadena seleccionada cumple con las exigencias del sistema. Como las velocidades



CAPÍTULO IV

angulares en ambas poleas son iguales, el diámetro de éstas es el mismo, y la relación de transmisión es igual a 1. Por lo que la velocidad de ambas poleas es igual a 65,36RPM.

Posteriormente se determina la velocidad periférica de la cadena a través de la siguiente ecuación:

$$V_p = \frac{N \times P \times w}{12} \quad (\text{Ec.4. 59})$$

Donde:

V_p : Velocidad periférica de la cadena (Pie/min)

N : Es el numero de dientes de la rueda = 21 dientes

P : Es el paso de Cadena (Pulga) = 1”

w : Velocidad de rotación de la rueda dentada (RPM) = 65,36RPM

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.59 se obtiene el siguiente resultado:

$$V_p = 114,38 \text{ Pie/min}$$

Con el resultado de la velocidad periférica de la cadena se obtiene el tipo de lubricación recomendada el cual es periódicamente utilizando cepillo.

Luego se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada pequeña y grande según la siguiente ecuación:

$$D_p = D_g = \frac{P}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N_p}\right)} \quad (\text{E 4.60})$$

Donde:

D_p : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada pequeña (Pulga)

D_g : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada grande (Pulga)

Lo que resulta:

$$D_p = D_g = 6,71''$$



CAPÍTULO IV

La longitud entre centros viene dada por $30 \leq C \leq 50$, tomando $C=40$ como valor promedio se calcula la longitud de la correa mediante la siguiente ecuación:

$$L = \left[2 \times C + \frac{N_p + N_g}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2 \times C} \right] \quad (\text{Ec. 4.61})$$

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.61 la longitud de la cadena es:

$$L = 101 \text{ pasos} = 101 * 1in = 101in$$

Ahora se determina la distancia entre centros mediante la siguiente ecuación:

$$C_c = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_p + N_g}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_p + N_g}{2} \right)^2 - 8 \frac{(N_g - N_p)^2}{4 \times \pi^2}} \right] \quad (\text{Ec. 4.62})$$

Donde:

C_c : Distancia entre centros (Pulga)

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.62 la distancia entre centros de la cadena es:

$$C_c = 50,50 \text{ pasos} = 50,50 * 1in = 50,50in$$

Luego se calculan el ángulo de contacto para ambas ruedas respectivamente mediante la ecuación:

$$\theta_p = 180^\circ - 2 \times \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D_g - D_p}{2 \times C_c} \right) \quad (\text{Ec. 4.63})$$

$$\theta_g = 180^\circ + 2 \times \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D_g - D_p}{2 \times C_c} \right) \quad (\text{Ec. 4.64})$$

Donde:

θ_p : Es el ángulo de contacto entre las cadenas y las ruedas dentadas pequeñas (Grados).

θ_g : Es el ángulo de contacto entre las cadenas y las ruedas dentadas grandes (Grados).



CAPÍTULO IV

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.63 y 4.64 el ángulo de contacto resulta:

$$\theta_p = 180^\circ$$

$$\theta_g = 180^\circ$$

Posteriormente se determinan la carga sobre los apoyos empleando la siguiente ecuación:

$$F = \frac{P}{V_p} + \frac{G}{g} V_p^2 \quad (\text{Ec. 4.65})$$

Donde:

F : Fuerza sobre los apoyos (Lb)

P : Potencia transmitida (Lats) = 2140,16 Lats.

G : Peso por unidad de longitud de la cadena (Lb/pie) = 1 Lb/pie

g : Aceleración de la gravedad (Pie/s²) = 32,2 Pie/s²

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.62 se obtiene el siguiente valor:

$$F = 3683,76 N$$

4.2.3.5 Selección de la cadena 3

Esta tercera cadena se tomará igual que la segunda cadena seleccionada, para no colocar diferentes tipos de cadenas que puedan ocasionar problemas al momento de realizar la sustitución de las mismas por alguna parte de mantenimiento.

4.2.4 Selección del cilindro pistón-mordaza

Este pistón se encarga de sujetar la barra que va a ser cortada, con el fin de evitar que la barra se salga de carril en donde se encuentre. Para la selección se tomó una fuerza horizontal que es la fuerza ejercida por el vástago del cilindro sobre la barra, de manera que presenta la siguiente fuerza:



CAPÍTULO IV

$$F_{\max} = 3800N$$

Y con la presión en línea en que se va trabajar, $P_{\text{línea}} = 6\text{bars} = 600 * 10^3 \text{ Pa}$, se procede al cálculo del diámetro mínimo del pistón por medio de la ecuación 4.13, lo que resulta:

$$d_p = 90\text{mm}$$

Ahora bien, la selección de los pistones se realiza por medio del catálogo de FESTO Automatización y Neumática, tomando en consideración los cálculos antes indicados, el cumplimiento de un avance de carrera de 300mm y anillos magnéticos para la detección de posiciones.

CILINDRO NEUMATICO NORMALIZADO

DNU-100-300-PPV-A (Ver anexo IV)

A continuación se suministran las características del cilindro seleccionado:

- ✓ Diámetro del cilindro 100mm
- ✓ Modo de actuación del cilindro doble efecto
- ✓ Presión de funcionamiento 0,6-12 bar
- ✓ Rosca del vástago M20x1,5
- ✓ Fuerza teórica con 6bar, avance 4496N
- ✓ Fuerza teórica con 6bar, retroceso 4418N
- ✓ Conexión neumática G1/2

Para el montaje de este cilindro pistón se hizo una selección de una serie de accesorios acoplados a este, por lo que se menciona a continuación:

- ✓ **Brida de fijación HN-100**, utilizada para la protección de las ranuras para los proyectores de cilindro. (ver anexo IV).



CAPÍTULO IV

- ✓ **Placa de acoplamiento KSZ-M20x1,5**, utilizada para apoyar el vástago sobre las tijeras de la mordaza. (ver anexo IV).

4.2.5 Diseño del sistema de descarga:

Para este diseño tal como se muestran en la figura 4.23, se tomará en cuenta el área disponible y el peso del corte de una barra. El sistema constará con una lámina de acero 1020, de 1,50m de longitud y un espesor de $1,27 \times 10^{-2} m$ o 1/2", la cual servirá de rampa para colocar las barras en su respectivo depósito luego de ser cortada, apoyada en columnas que se estudiará a continuación.

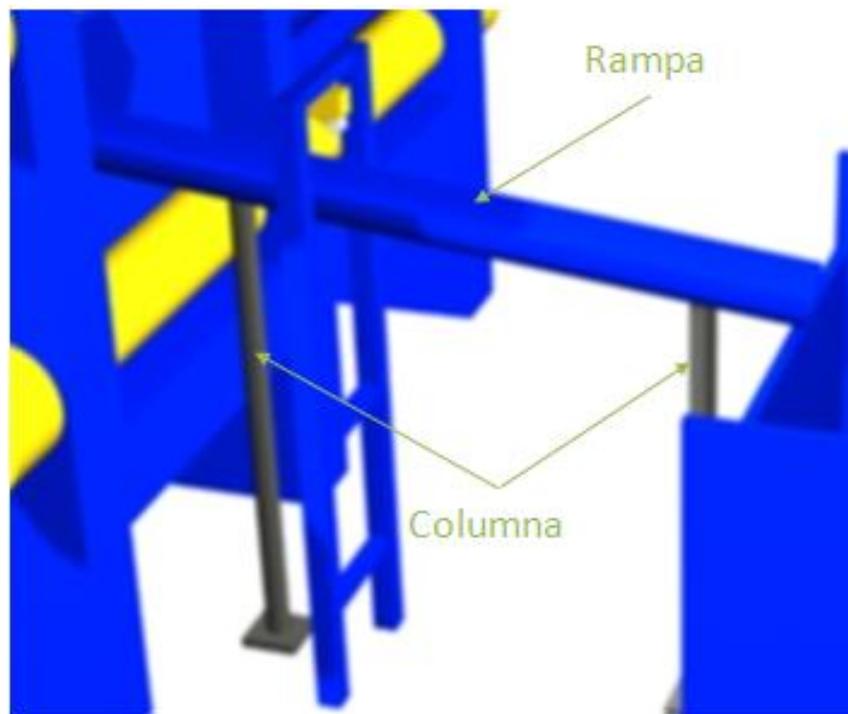


Fig. 4.23: Sistema de descarga.

El estudio se realizará mediante la comparación de la ecuación 4.63, se tomará la columna más larga y una inclinación de 17° aproximadamente para determinar el alto total de la columna, y la columna más corta como referencia. Ver fig.4.24.



CAPÍTULO IV

$$P_{critica} \geq P_{max} \quad (Ec. 4.66)$$

Donde:

P_{max} : Carga máxima de la columna.

$P_{critica}$: Carga crítica de la columna.

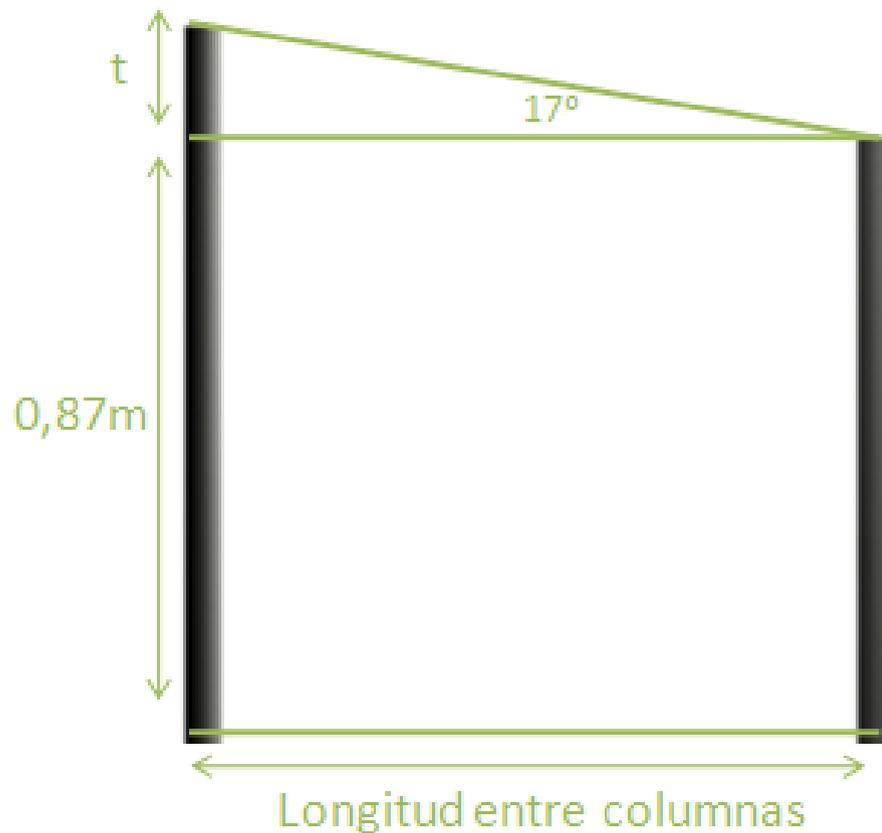


Fig. 4.24: Columnas de descarga.

El cálculo de M_{ax} , se realiza mediante la ecuación 4.64.

$$P_{max} = P_{tocho} + \frac{P_{la\ min\ a}}{2} \quad (Ec. 4.67)$$

Donde:

P_{max} : Carga máxima de la columna.

P_{tocho} : Carga del tocho.



CAPÍTULO IV

$P_{lamin a}$: Carga de la lámina.

Ahora bien, la Ptocho se calcula mediante la ecuación 4.65.

$$P_{tocho} = M_{tocho} * g \quad (\text{Ec. 4.68})$$

Donde:

M : Masa del tocho, el cual el valor es 12,71kg

g : Gravedad especifica, el cual el valor es $9,81 \frac{m}{s^2}$

Y la carga de la lamina, se calcula mediante

$$P_{tocho} = M_{lamin a} * g \quad (\text{Ec. 4.69})$$

Donde:

M : Masa de la lámina, el cual el valor es 178,75 Kg

Por lo que resulta $P_{max} = 1001,47 N$

Para el cálculo de la $P_{critica}$ se verifica la relación de esbeltez para conocer qué tipo de columna es, según la ecuación 4.67.

$$Sr \geq Srd \quad (\text{Ec. 4.70})$$

Donde:

$$Sr = \frac{L_{eq}}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (\text{Ec. 4.71})$$

$$Srd = \pi \sqrt{\frac{2 \times E}{S_y}} \quad (\text{Ec. 4.72})$$

Donde:

E : Módulo de Elasticidad del material de la columna (Ver apéndice III)= 207 GPa.



CAPÍTULO IV

I : Es el la inercia más pequeña de la sección transversal de la columna, (Ver apéndice XI) = $35,8cm^4$.

A : Área de la sección transversal del perfil (cm^2) = $5,2 cm^2$ (Ver apéndice XI)

Sy : Límite de fluencia elástico a compresión, lo cual el valor es $344,70 * 10^6 \frac{N}{m^2}$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones. 4.71 y 4.72 se tienen:

$$Sr = 95,42$$

$$Srd = 108,87$$

Como $Sr \leq Srd$, el tipo de columna a estudiar es intermedia, por lo tanto se realiza el estudio mediante la ecuación de Johnson ecuación 4.70.

$$P_{critica} = A \times Sy - \left(\frac{Sy \times L_{eq}}{2 \times \pi \times k} \right)^2 \frac{1}{E} \quad (\text{Ec. 4.73})$$

Donde:

L_{eq} : Longitud equivalente de la columna y se calcula $L_{eq} = 2 \times L_{columna}$

$L_{columna}$: Longitud de la columna

La longitud total de la columna será, según la ecuación 4.74.

$$L_{columna} = 0,87m + t \quad (\text{Ec. 4.74})$$

Donde:

$$\text{Tan}(\alpha) = \frac{t}{1,3m}$$

Entonces $t = 0,38m$

Sustituyendo los valores $L_{eq} = 2,5m$

Ahora se sustituyen todos los datos en la ecuación 4.73 lo que resulta:

$$P_{critica} = 110,41 * 10^3 N$$



CAPÍTULO IV

Al observar los resultados se comprueba la relación de que $P_{critica} \geq P_{max}$, por lo que la columna no falla, en la figura 4.26 se observa la disposición de la carga máxima sobre la columna.

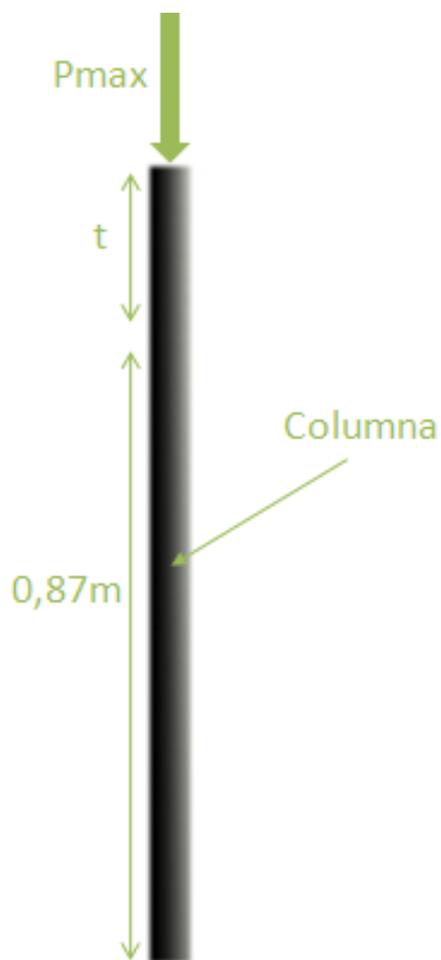


Fig. 4.26: Vista de columna de descarga.



4.2.6 Diseño del sistema de control

4.2.6.1 Memoria Descriptiva

En las figuras 4.27 y 4.28, se observa la ubicación de los dispositivos que influyen en el diseño del sistema autómatas para el proceso de corte de la máquina, a continuación se describen los pasos del proceso:

- a. Al presionar S1 deberá comenzar el proceso de corte, pero para que empiece dicho proceso se deben cumplir ciertas condiciones en la zona I, las cuales deben ser que el sensor B1 detecte el lote de barras y que los cilindros de doble efecto P1, P2 y P3 estén completamente extendidos, por consiguiente los sensores magnéticos B2, B4 y B6 deben estar energizados.
- b. El vástago de los cilindros de doble efecto P1, P2 y P3 deben retraerse completamente de forma lenta, lo que facilita a las barras deslizarse por la plataforma inclinada, hasta llegar a la zona II, energizando de esta manera los sensores magnéticos B3, B5 y B7, esta acción se produce solo si los sensores magnéticos B9 y B11 se encuentran activados.
- c. El lote de barras al llegar a la zona II de la máquina activa los sensores B8 y B17, enviando una señal para que de esta forma se extiendan completamente los actuadores P4 y P5, la extensión de estos elementos del sistema es de forma lenta, el vástago de los actuadores empuja los ganchos para así ubicar una barra en el riel de rodillos acanalados, los cilindros P4 y P5 se deben extender solo si el sensor B13 se encuentra desactivado.
- d. Al quedar posicionada la barra en el riel de rodillos acanalados el sensor B13 se encuentra activado, por lo que el sistema M1 de motor con freno y caja reductora se enciende, empezando a mover la barra solo si los sensores B14 y B18 se encuentran activados.



CAPÍTULO IV

- e. El sistema M1 mueve la barra hasta que llegue al sensor B16 (tope de corte) enviando una señal para el contador del PLC y para el conjunto de corte hidráulico del cilindro P7, de esta forma empieza el ciclo en donde es cortada la barra por cizalla, cabe destacar que al activarse el sensor B16 el sistema M1 debe detenerse gracias al freno del motor.
- f. Al ser cortada la barra se pierde la señal del sensor B16 por lo que el cilindro P7 debe retraerse completamente.
- g. Cuando el contador del PLC llegue a 25 unidades debe mandar una señal para que P7 se retraiga completamente, energizando a B18 y luego se debe resetear el contador del PLC.
- h. Al resetearse el contador del PLC empieza el ciclo de nuevo desde la letra c, hasta así finalizar con el lote de barras.



CAPÍTULO IV

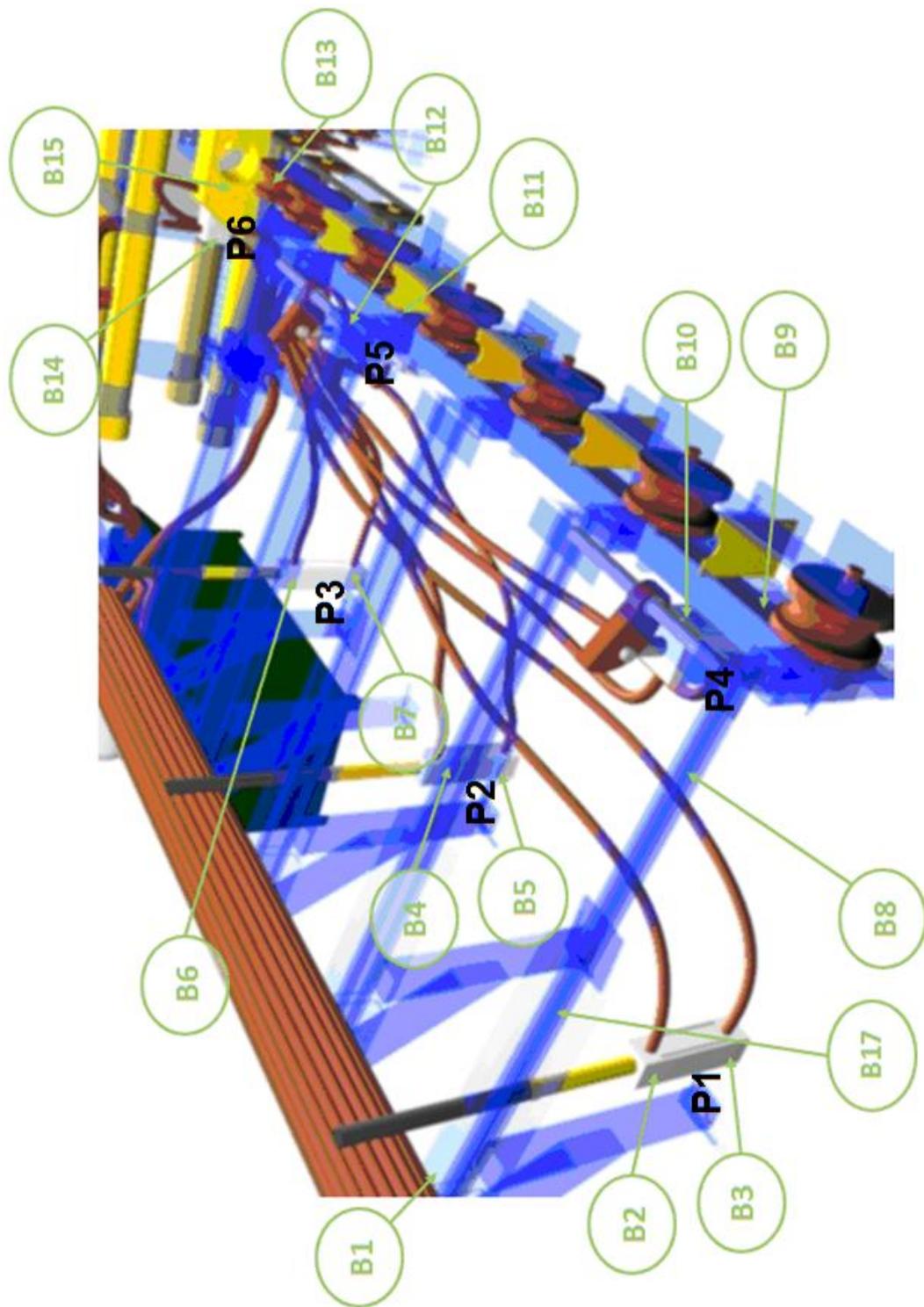


Fig.

4.27: Ubicación de sensores (vista lateral izquierda).

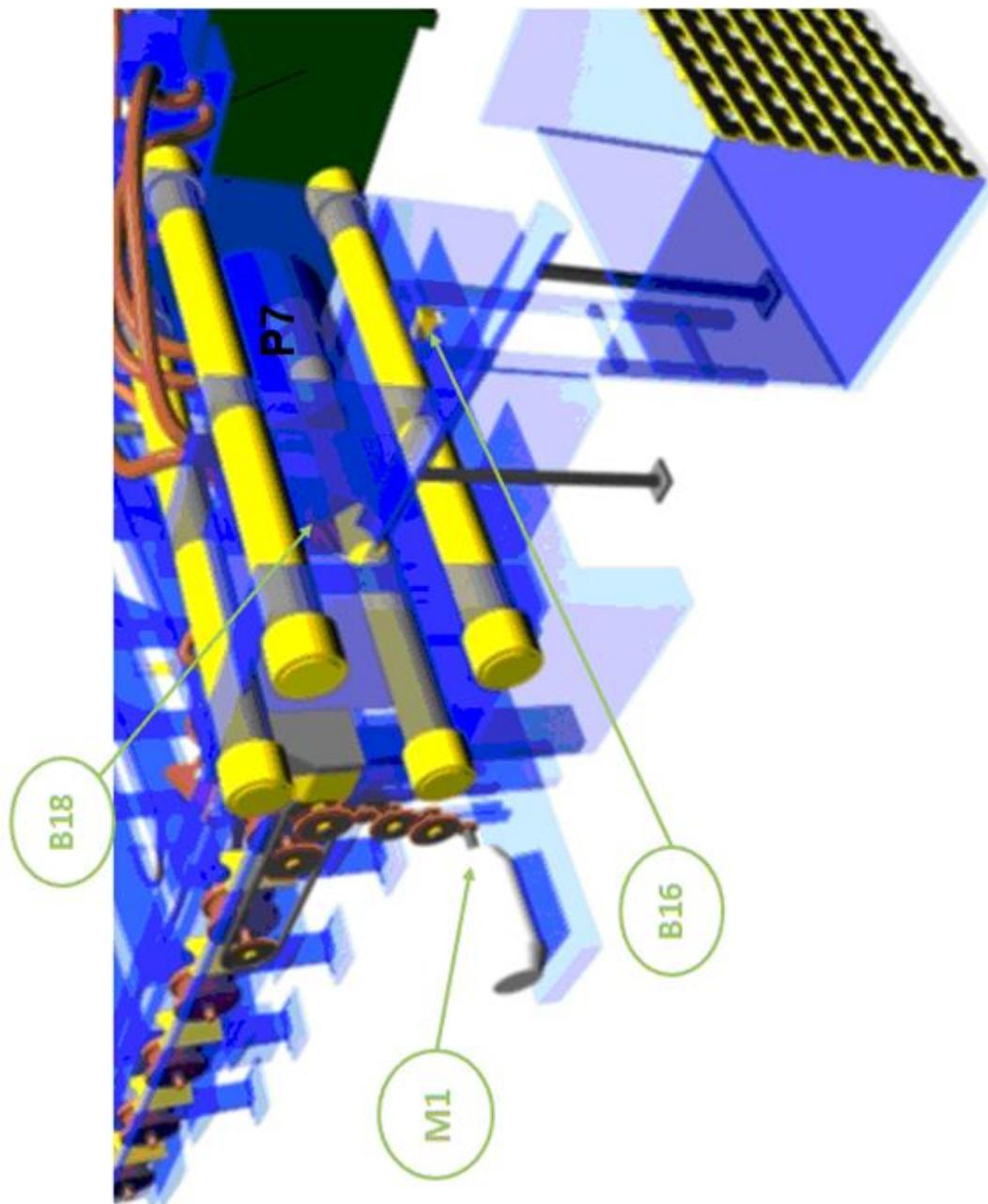


Fig. 4.28: Ubicación de sensores (vista lateral derecha).



CAPÍTULO IV

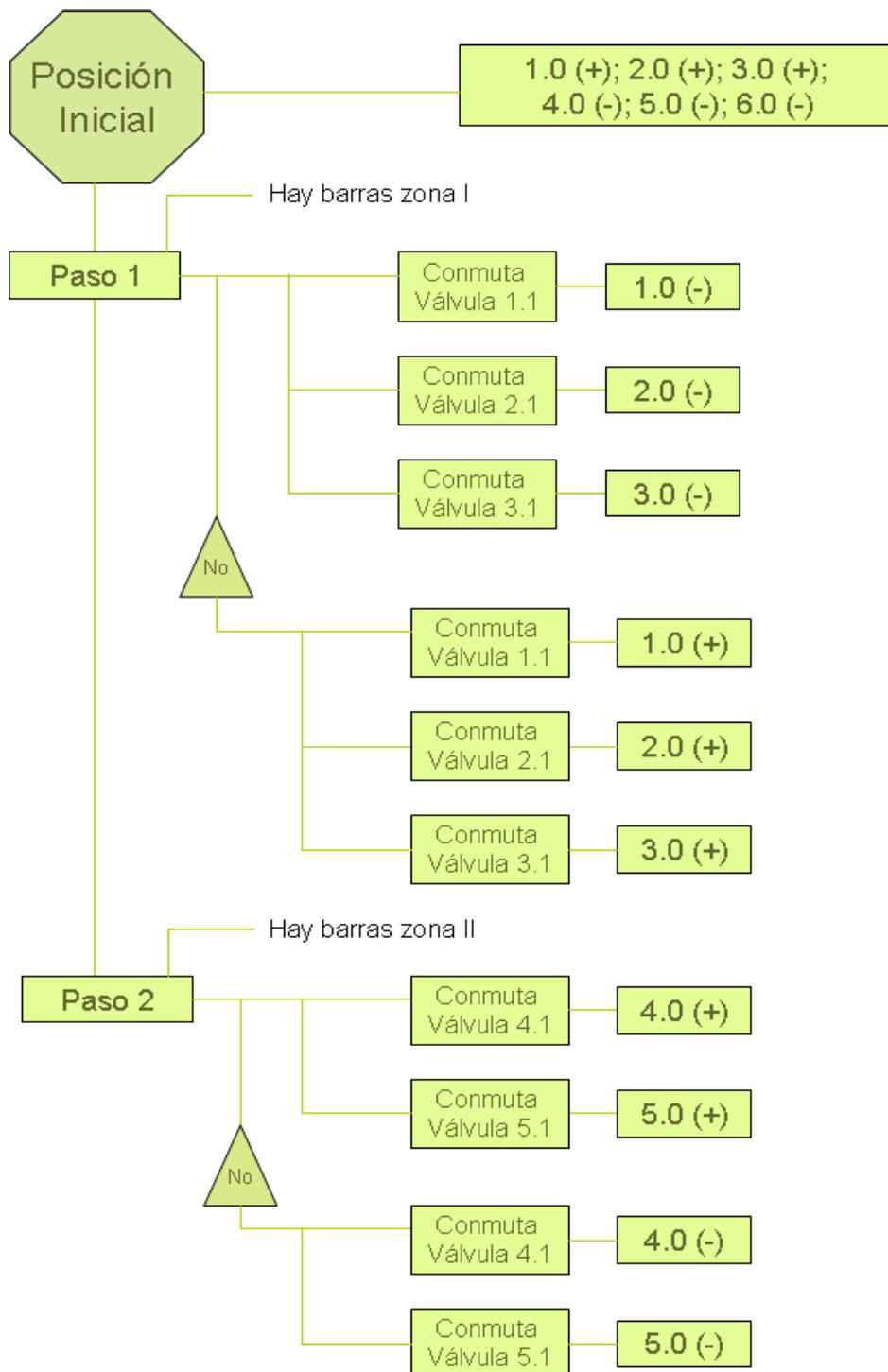


Fig. 4.29: Diagrama funcional del sistema



CAPÍTULO IV

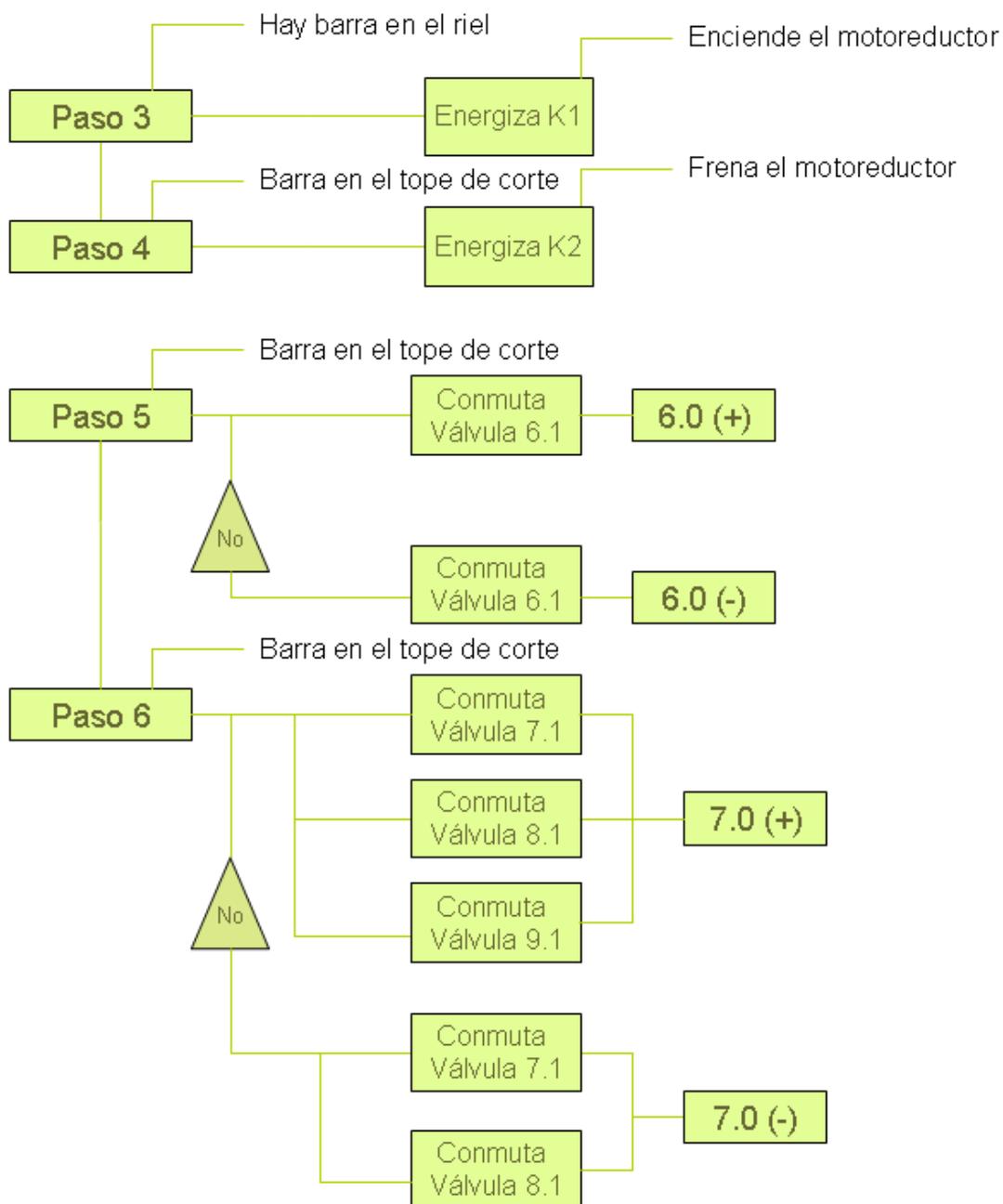


Fig. 4.30: Continuación del diagrama funcional del sistema.



CAPÍTULO IV

4.2.6.2 Sistema automatizado

El sistema automatizado de la máquina, está compuesto por varios elementos, el elemento vital del conjunto es el PLC, debido a que nos ofrece muchas ventajas, entre ellas tenemos:

- ✓ El sistema tendrá menos componentes, por lo que se utiliza menos cableado dando una mayor confiabilidad.
- ✓ El número de conexiones se disminuye en gran medida, ya que el sistema solo dispondrá de sensores, interruptores, etc., encargados de monitorear las señales del PLC.
- ✓ Al utilizar un PLC para controlar el proceso de corte de la máquina se obtiene mayor flexibilidad al momento de algún cambio en dicho proceso.
- ✓ El mantenimiento del sistema se reduce y se vuelve menos complicado en comparación con un sistema sin PLC.
- ✓ Se reduce el tiempo de ocio de la máquina, ya que garantiza un periodo de trabajo continuo.

Al analizar las ventajas mencionadas que nos ofrece la selección de un PLC para el sistema automatizado, se infiere que el uso de dicho elemento traerá consigo, disminución de costos, confiabilidad, disminución del tiempo de ocio, flexibilidad, etc., innovando de esta manera la línea de maquinas cortadoras de la empresa.

4.2.6.3 Selección de equipos

A continuación se presenta la selección y justificación de los elementos a utilizar para lograr el control y posicionamiento de las barras en el lugar correcto.



CAPÍTULO IV

➤ Sensores

En el presente sistema automatizado se van a utilizar sensores magnéticos, sensores de proximidad inductivos y sensores final de carrera eléctrico, los sensores magnéticos se utilizarán con el fin de detectar el recorrido de los distintos actuadores que intervienen en el proceso de corte, ahora bien los sensores de proximidad inductivos deben ser capaz de detectar materiales metálicos y los sensores final de carrera se utilizan para ubicar la posición del vástago del pistón principal de corte P7, la selección de los distintos sensores se realiza gracias al catálogo de Festo, a continuación se presentan los sensores elegidos:

El sensor proximidad inductivo seleccionado es **SIEA-M18B-UI-S** (ver anexo V), cumpliendo así las siguientes propiedades:

- ✓ Construcción Redonda.
- ✓ Alcance 20mm.
- ✓ Tensión de funcionamiento de 15 a 30V.

Los sensores magnéticos elegidos dependen de la ranura del actuador, como todos los cilindros seleccionados presentan la misma ranura, se selecciona el siguiente sensor **SMT-8-NS-K-LED-24-B** (ver anexo X), a continuación se presentan las especificaciones del sensor magnético seleccionado.

- ✓ Para ranura de 8.
- ✓ Tiempo de conexión ≤ 1 ms
- ✓ Tiempo de desconexión de 0,8 ms.
- ✓ Tensión de funcionamiento de 10-30 V.



CAPÍTULO IV

- ✓ Construcción para ranuras en T.

Para detectar la posición del vástago del cilindro principal de corte P7 se utiliza un sensor **ER-318**, de tipo final de carrera eléctrico. (Ver anexo V).

➤ Válvulas direccionales

- ***Válvula para el cilindro pistón-barrote:***

Por medio del catálogo de Festo se selecciona la electroválvula **JMFH-5-1/4** (ver anexo II), con las siguientes características:

- ✓ 5 vías, ya que el cilindro es de doble efecto y 2 posiciones para controlar el desplazamiento del mismo en ambos sentidos.
- ✓ Accionamiento eléctrico.
- ✓ Conexión neumática de tipo G1/4, ya que el actuador presenta ese tipo de conexión.
- ✓ Tensión de funcionamiento 24 VDC.
- ✓ Presión de trabajo 2,5-8 bar

- ***Válvula para el cilindro pistón-gancho:***

Por medio del catálogo de Festo se selecciona la electroválvula **JMFH-5-3/8-B** (ver anexo III), con las siguientes características:

- ✓ 5 vías, ya que el cilindro es de doble efecto y 2 posiciones para controlar el desplazamiento del mismo en ambos sentidos.
- ✓ Accionamiento eléctrico.
- ✓ Conexión neumática de tipo G3/8, ya que el actuador presenta ese tipo de conexión.
- ✓ Tensión de funcionamiento 24 VDC.
- ✓ Presión de trabajo. 0,2-10 bar.



CAPÍTULO IV

- ***Válvula para el cilindro pistón-mordaza:***

Por medio del catálogo de Festo se selecciona la electroválvula **JMFH-5-1/2-S** (ver anexo IV), con las siguientes características:

- ✓ 5 vías, ya que el cilindro es de doble efecto y 2 posiciones para controlar el desplazamiento del mismo en ambos sentidos.
- ✓ Accionamiento eléctrico.
- ✓ Conexión neumática de tipo G1/2, ya que el actuador presenta ese tipo de conexión.
- ✓ Tensión de funcionamiento 24 VDC.
- ✓ Presión de trabajo. 0-8 bar.

➤ **Válvula reguladora de Caudal**

Para la construcción del sistema automatizado es necesario el uso de válvulas que regulen el caudal que manejan los actuadores, y así de esta forma se controla la velocidad de avance o de retroceso, según sea la finalidad, por medio del catálogo Festo para cada actuador se seleccionó las siguientes válvulas reguladoras de caudal:

- ***Válvula para el cilindro pistón-barrote:***

- ✓ CODIGO: GRLA-1/4-RS-B
- ✓ Función de estrangulación y retorno.
- ✓ Presión de funcionamiento de 0,3-10 bar.
- ✓ Caudal nominal de 1200 L/min.
- ✓ Conexión neumática de tipo G1/4.



CAPÍTULO IV

- ***Válvula para el cilindro pistón-gancho:***
 - ✓ CODIGO: GRLA-3/8-RS-B
 - ✓ Función de estrangulación y retorno.
 - ✓ Presión de funcionamiento de 0,2-10 bar.
 - ✓ Caudal nominal de 760 L/min.
 - ✓ Conexión neumática de tipo G3/8.

- ***Válvula para el cilindro pistón-mordaza:***
 - ✓ CODIGO: GRLA-1/2-B
 - ✓ Función de estrangulación y retorno.
 - ✓ Presión de funcionamiento de 0,3-10 bar.
 - ✓ Caudal nominal de 4000 L/min.
 - ✓ Conexión neumática de tipo G1/2.

➤ **Programador lógico programable PLC.**

La selección del PLC, se basó de acuerdo a los criterios requeridos por la empresa Danaven y por el diseñador; que para este caso se requería de número de 20 entradas y 19 salidas, que fuese de menor costo y las marcas utilizadas por dicha empresa Fatek y Allen Bradley, por lo que seleccionó un PLC modelo FBS-32MA, marca Fatek de 24V, de 20 entradas y 12 salidas, módulo de expansión marca FBS-8EY, ya que se requería de 19 salidas.



CAPÍTULO IV

4.2.6.4 Lista de direcciones

En la siguiente tabla se indica la funcionalidad y la dirección de cada elemento que compone el sistema automatizado.

Tabla N° 4.5. Lista de direcciones del autómata programable.

| Símbolo | Elemento | Dirección | Función |
|----------------|------------------|------------------|--|
| S1 | Pulsador | I0 | Da la orden para que empiece el sistema automatizado. |
| S2 | Pulsador | I1 | Se encarga de suspender el sistema automatizado. |
| B1 | Sensor | I2 | Detecta las barras en la zona I de la plataforma y permite el paso de la señal de S1. |
| B2 | Sensor magnético | I3 | Detecta que el pistón P1 este completamente extendido y interrumpe el paso de las barras a la zona II. |
| B3 | Sensor magnético | I4 | Detecta que el pistón P1 este completamente retraído y permite el paso de las barras a la zona II. |



CAPÍTULO IV

| | | | |
|-----|------------------|-----|---|
| B4 | Sensor magnético | I5 | Detecta que el pistón P2 este completamente extendido y interrumpe el paso de las barras a la zona II. |
| B5 | Sensor magnético | I6 | Detecta que el pistón P1 este completamente retraído y permite el paso de las barras a la zona II. |
| B6 | Sensor magnético | I7 | Detecta que el pistón P2 este completamente extendido y interrumpe el paso de las barras a la zona II. |
| B7 | Sensor magnético | I8 | Detecta que el pistón P1 este completamente retraído y permite el paso de las barras a la zona II. |
| B8 | Sensor | I9 | Detecta las barras en la zona II de la plataforma y envía una señal a Y7 y Y9 para que se empiecen a extender los actuadores P4 y P5. |
| B9 | Sensor magnético | I10 | Detecta que el pistón P4 se encuentre retraído y envía una señal para que se empiece a retraer los pistones P1, P2 y P3. |
| B10 | Sensor magnético | I11 | Detecta que el pistón P4 se encuentre completamente extendido, con lo que ubica la barra en los rodillos acanalados. |



CAPÍTULO IV

| | | | |
|-----|------------------|-----|---|
| B11 | Sensor magnético | I12 | Detecta que el pistón P4 se encuentre retraído y envía una señal para que se empiece a retraer los pistones P1, P2 y P3. |
| B12 | Sensor magnético | I13 | Detecta que el pistón P5 se encuentre completamente extendido, con lo que ubica la barra en los rodillos acanalados. |
| B13 | Sensor | I14 | Detecta que la barra se encuentre sobre los rodillos acanalados y envía una señal para que P4 y P5 se extiendan completamente. |
| B14 | Sensor magnético | I15 | Detecta que el pistón P6 se encuentre retraído completamente y envía una señal para encender el motor del sistema M1. |
| B15 | Sensor magnético | I16 | Detecta que el pistón P6 se encuentre completamente retraído y de esta forma se sujeta la barra para realizar un buen corte. |
| B16 | Sensor | I17 | Realiza la función de tope de corte, envía una señal para que se frene el motor, empezando de esta forma el ciclo de corte del pistón P7 y comienza el contar el contador del PLC |



CAPÍTULO IV

| | | | |
|-----|--------------------------------|-----|---|
| B17 | Sensor | I18 | Detecta que el lote de barras se desplace de la zona I hacia la zona II, evitando atrancamiento. |
| B18 | Sensor | I19 | Detecta que el pistón P7 se encuentre completamente retraído, activando el motor del sistema M1. |
| Y1 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q0 | Hace que el pistón P1 se extienda completamente, obstruyendo el paso del lote de barras hacia la zona II. |
| Y2 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q1 | Hace que el pistón P1 se retraiga completamente, permitiendo el paso del lote de barras hacia la zona II. |
| Y3 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q2 | Hace que el pistón P2 se extienda completamente, obstruyendo el paso del lote de barras hacia la zona II. |
| Y4 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q3 | Hace que el pistón P2 se retraiga completamente, permitiendo el paso del lote de barras hacia la zona II. |
| Y5 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q4 | Hace que el pistón P3 se extienda completamente, obstruyendo el paso del lote de barras hacia la zona II. |
| Y6 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q5 | Hace que el pistón P3 se retraiga completamente, permitiendo el paso del lote de barras hacia la zona II. |
| Y7 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q6 | Hace que el pistón P4 se extienda completamente, permitiendo el paso de las barras hacia los rodillos acanalados. |



CAPÍTULO IV

| | | | |
|-----|--------------------------------|-----|---|
| Y8 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q7 | Hace que el pistón P4 se retraiga completamente. |
| Y9 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q8 | Hace que el pistón P5 se extienda completamente, permitiendo el paso de las barras hacia los rodillos acanalados. |
| Y10 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q9 | Hace que el pistón P5 se retraiga completamente. |
| Y11 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q10 | Hace que el pistón P6 se extienda completamente y de esta forma sujetar la barra con la mordaza. |
| Y12 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q11 | Hace que el pistón P6 se retraiga completamente, accionando el sistema M1 para que avance la barra. |
| Y13 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q12 | Permite el paso del caudal de aceite de la bomba 1 hacia el pistón P7, con lo que se extiende completamente. |
| Y14 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q13 | Permite el paso del caudal de aceite de la bomba 1 hacia el pistón P7, con lo que se retrae completamente. |
| Y15 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q14 | Permite el paso del caudal de aceite de la bomba 2 hacia el pistón P7, con lo que se extiende completamente. |
| Y16 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q15 | Permite el paso del caudal de aceite de la bomba 2 hacia el pistón P7, con lo que se retrae completamente. |



CAPÍTULO IV

| | | | |
|-----|--------------------------------|-----|---|
| Y17 | Bobina de electroválvulas 24V. | Q16 | Cierra el paso del caudal de aceite de la bomba 2 hacia el tanque del sistema hidráulico. |
| K1 | Contactador | Q17 | Envía una señal para que arranque el sistema de motor con caja reductora. |
| K2 | Contactador | Q18 | Envía una señal para que se active el freno de zapata que dispone motor. |



CAPÍTULO IV

4.2.6.5 Diagrama de conexiones del PLC

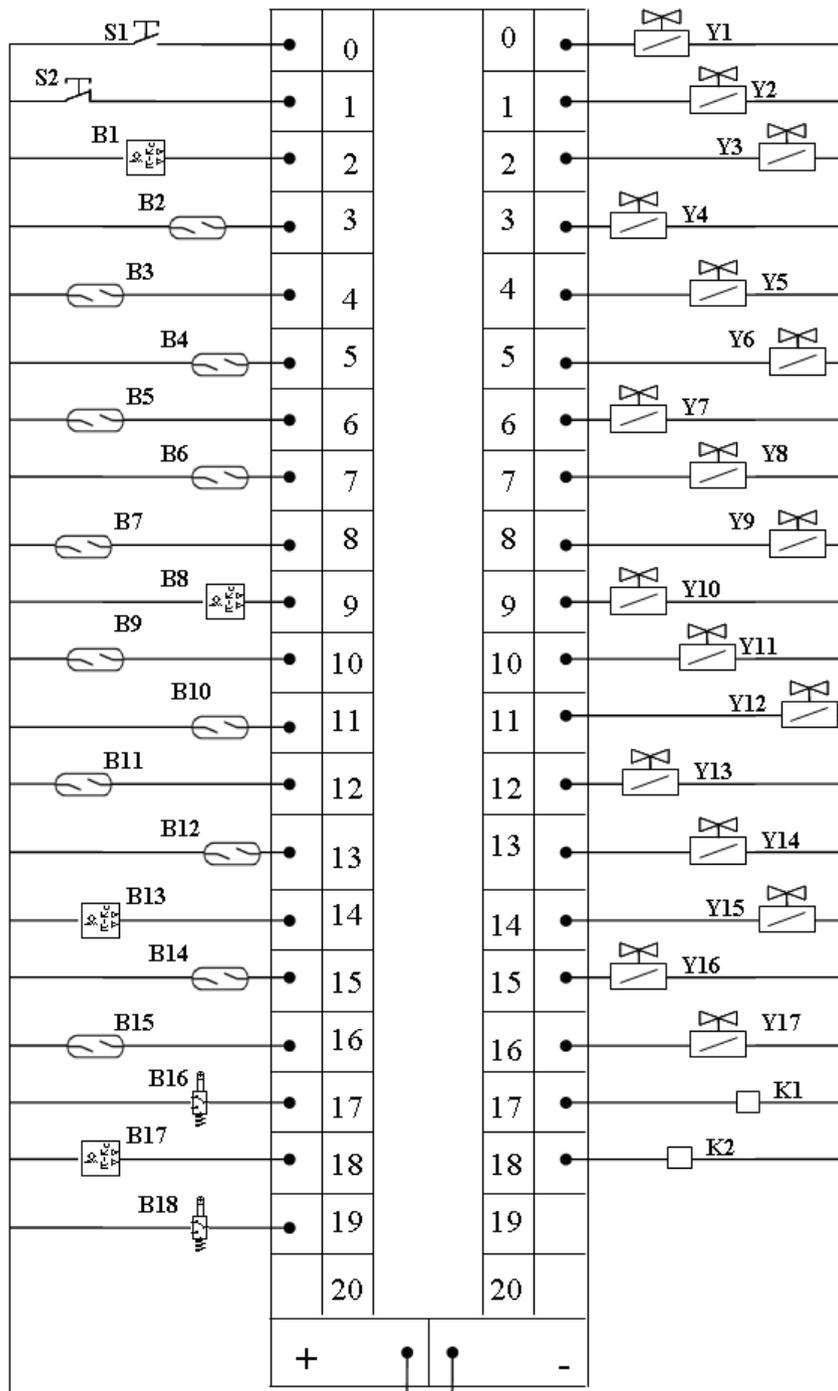


Fig. 4.31: Diagrama de conexiones del PLC.



4.2.6.6 Diagrama escalera del PLC

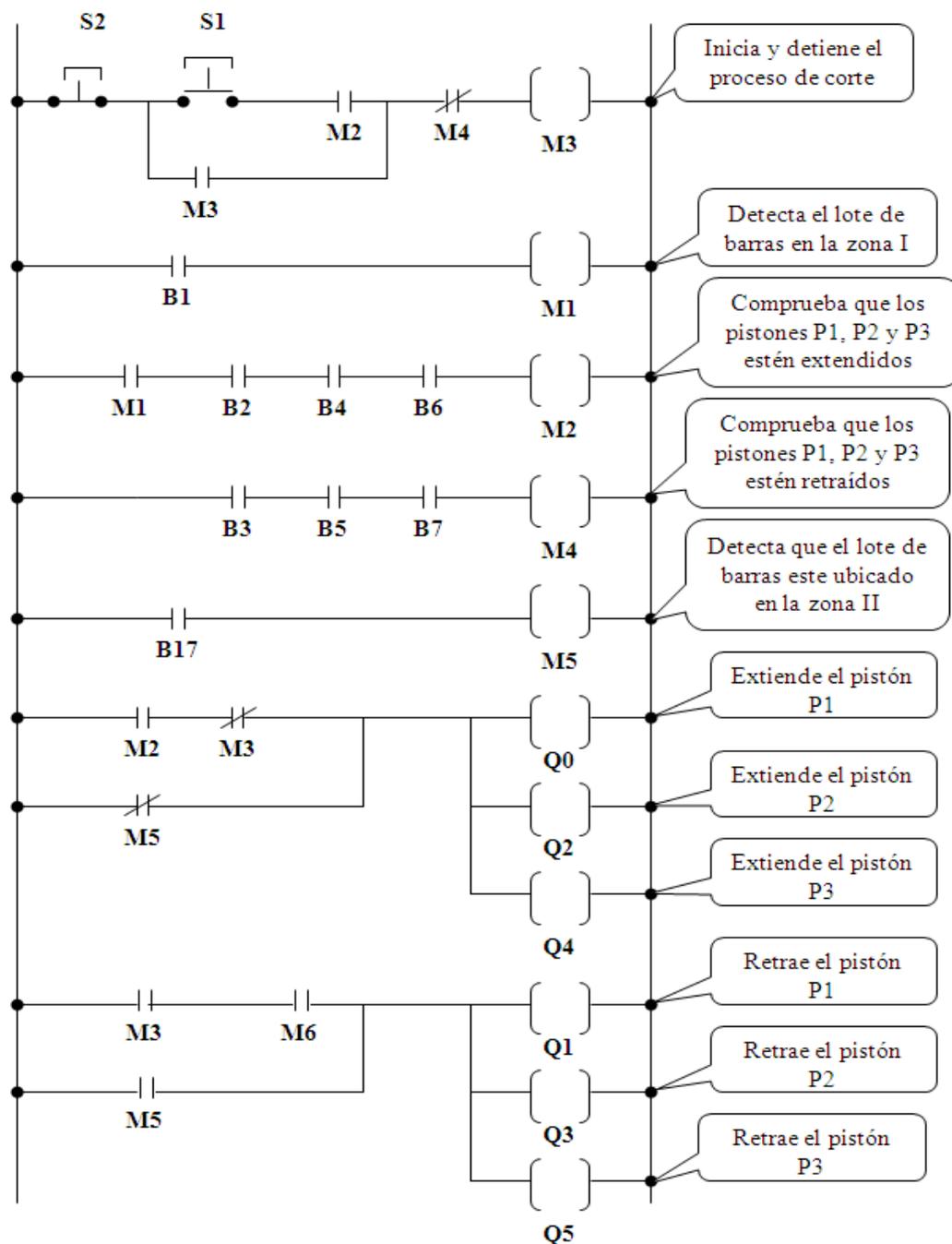


Fig. 4.32: Diagrama escalera del PLC.



CAPÍTULO IV

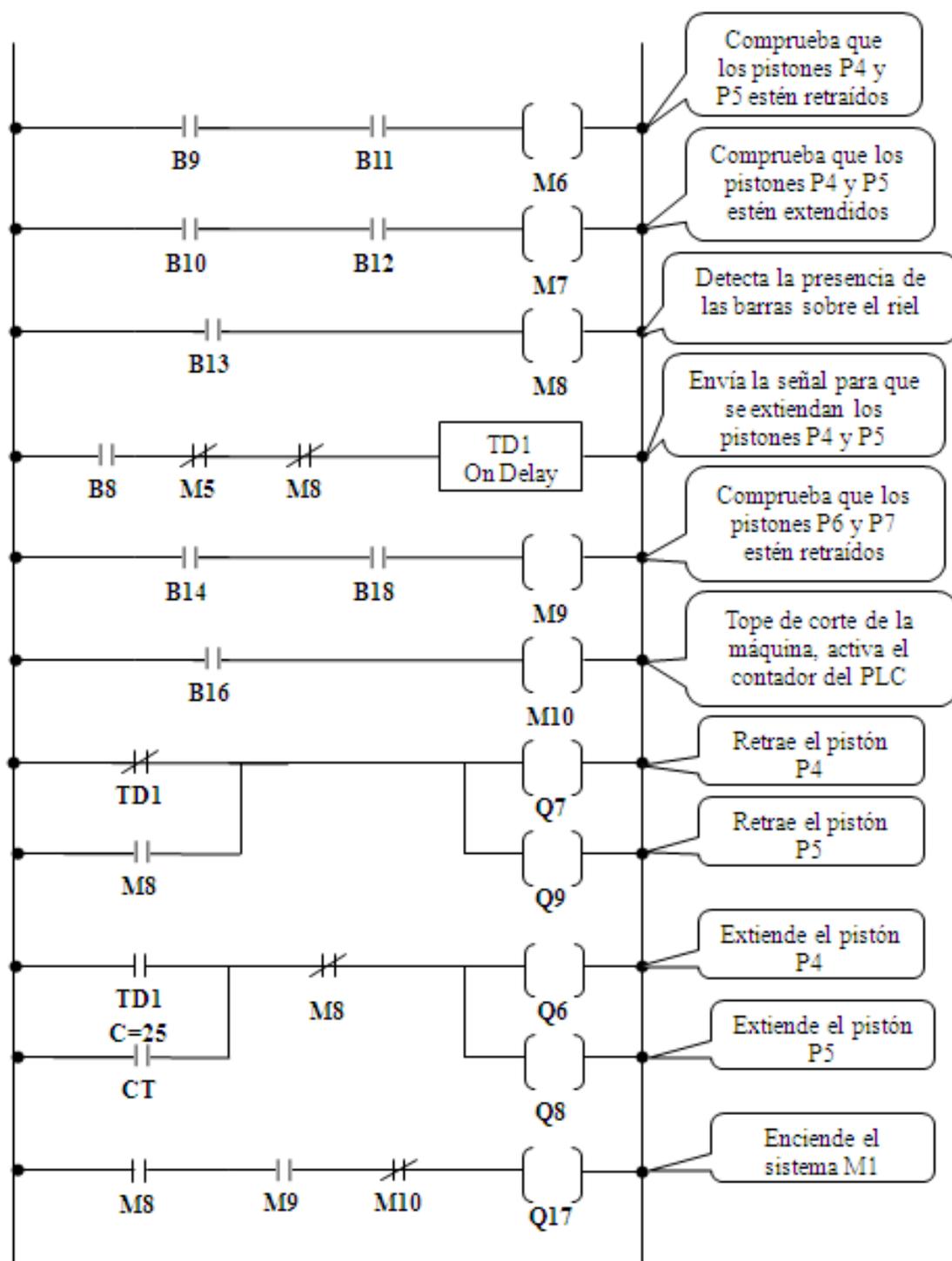


Fig. 4.33: Continuación diagrama escalera del PLC.



CAPÍTULO IV

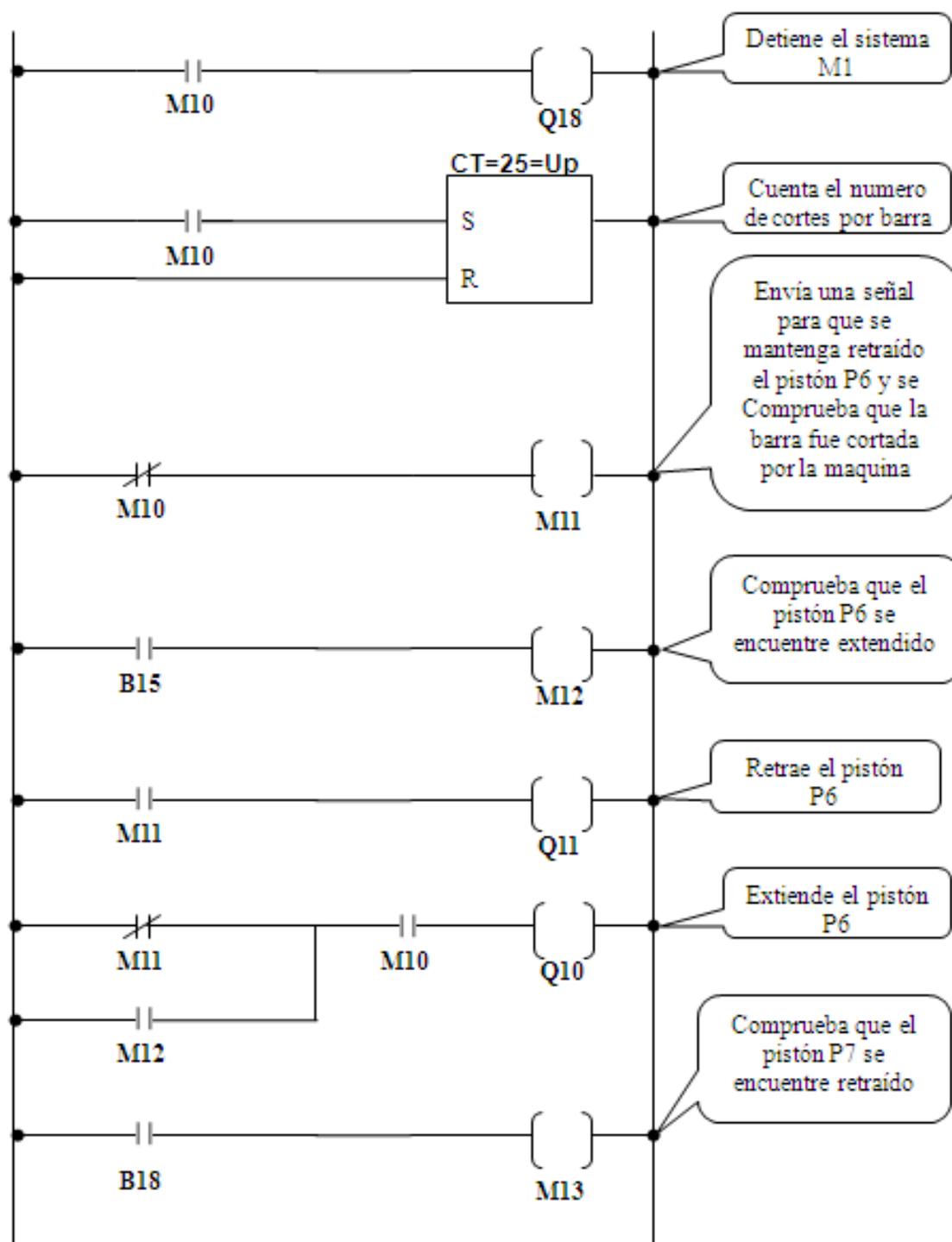


Fig. 4.34: Continuación diagrama escalera del PLC.



CAPÍTULO IV

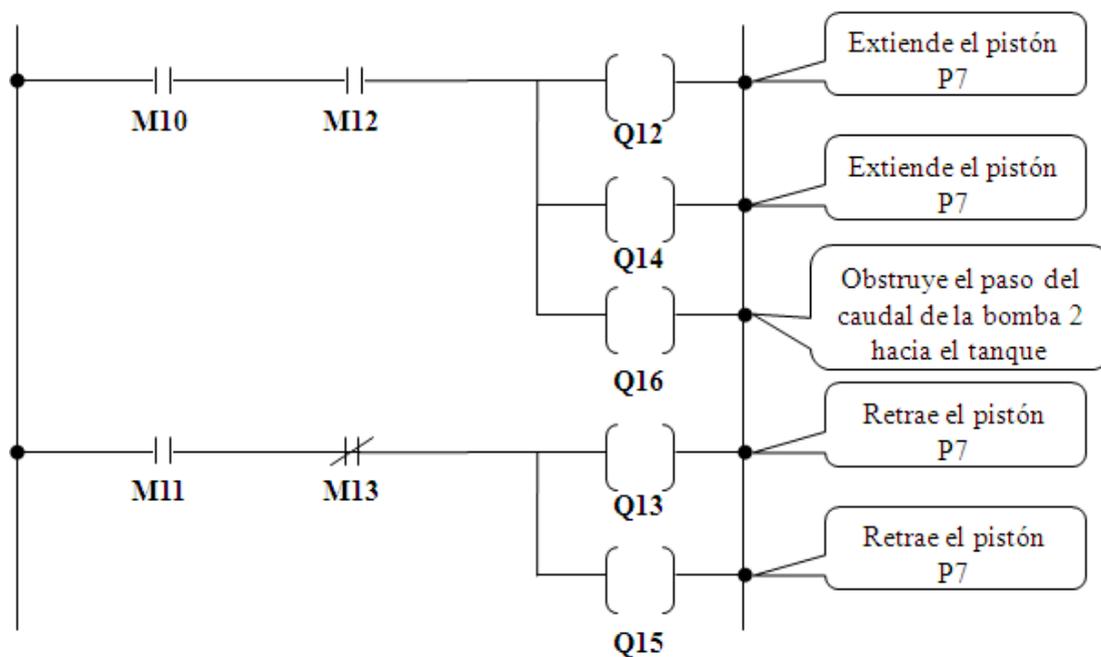


Fig. 4.35: Continuación diagrama escalera del PLC.



CAPÍTULO IV

4.2.6.7 Diagrama del Sistema Neumático.

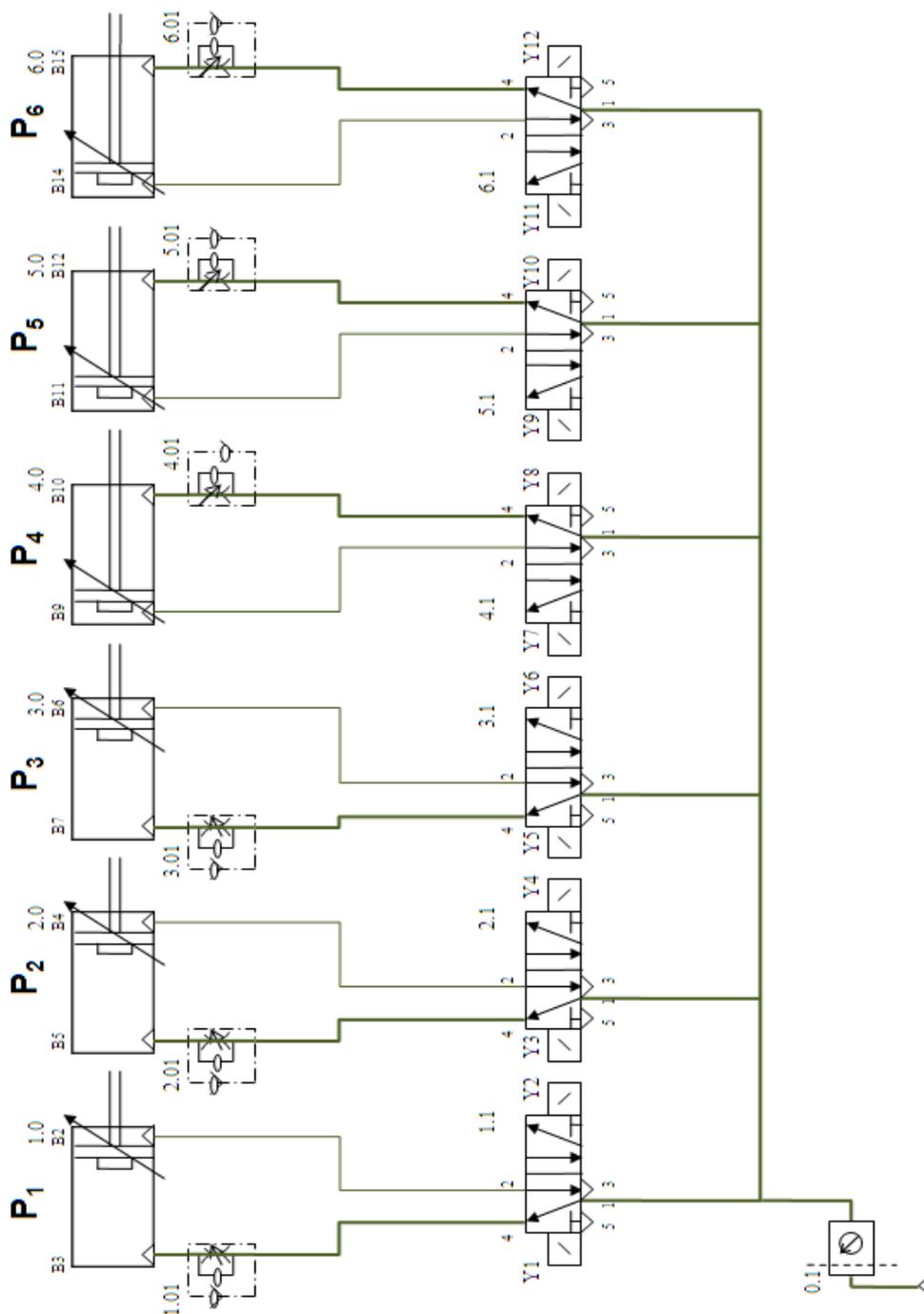


Fig. 4.36: Diagrama del Sistema Neumático.



CAPÍTULO IV

4.2.6.8 Diagrama del Sistema Hidráulico.

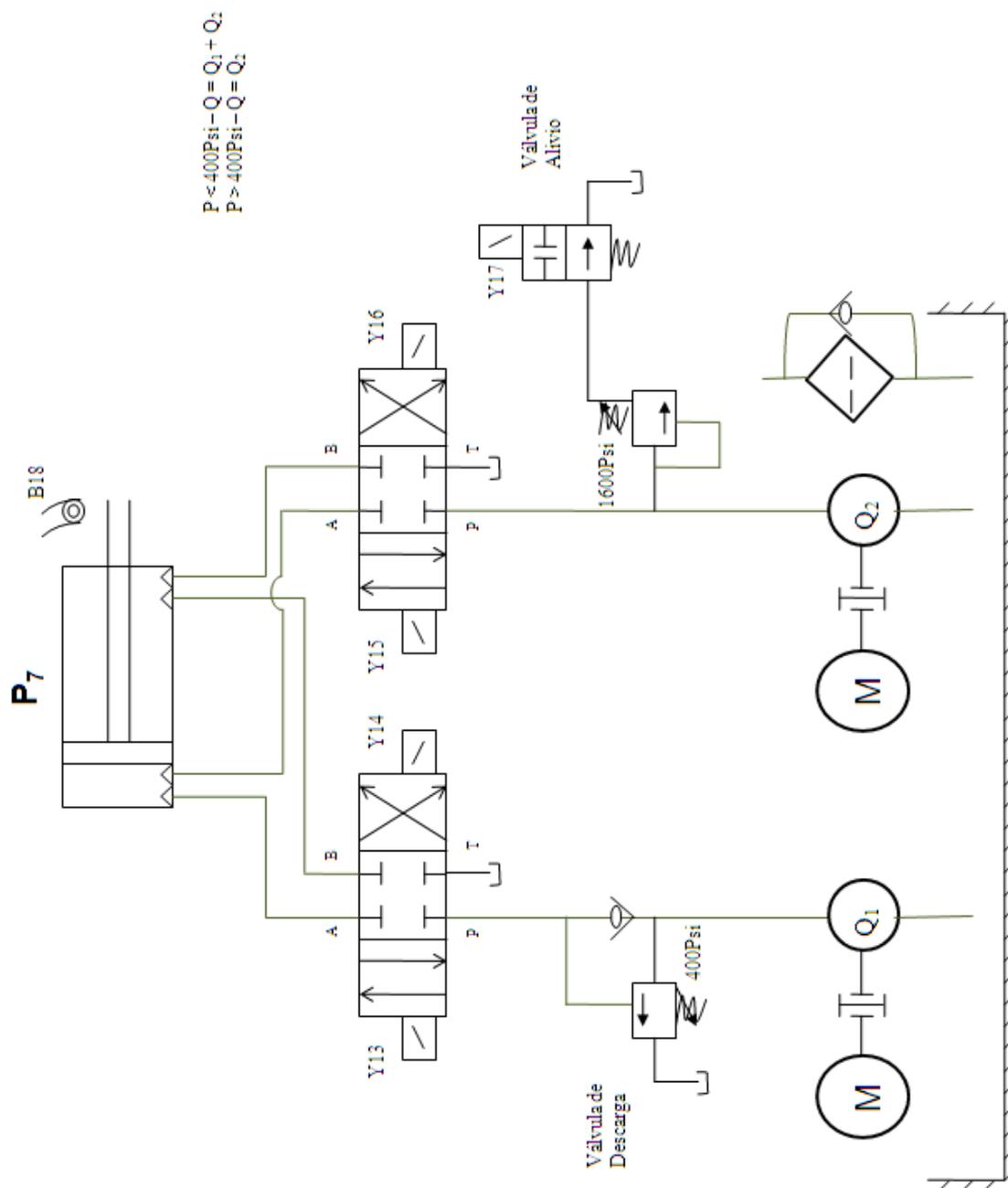


Fig. 4.37: Diagrama del Sistema Hidráulico.



CAPÍTULO IV

4.3 Estudio económico

El presente estudio económico es uno de los puntos de más interés por parte de la empresa, por lo que requieren de un proyecto de gran factibilidad económica.

Para la evaluación económica, es necesario conocer los costos presente para el proyecto, así que para este análisis se necesita:

- ✓ Inversión inicial (II).
- ✓ Costos operacionales (Cop).
- ✓ Ingresos brutos (IB).

Comparando las siguientes alternativas, se evalúa, en primer lugar el sistema actual y posteriormente el diseño propuesto.

4.3.1 Sistema actual:

Para realizar este estudio se evalúan los costos operacionales, conociendo que la inversión inicial es igual a cero.

Costo de operación: Estos costos se calculan en función del salario devengado por los operarios.

Tabla N° 4.6. Costos operacionales.

| Operarios | Cantidad | Sueldo (BsF/día) | Costo total (BsF/día) |
|-------------------|----------|------------------|-----------------------|
| Supervisor | 1 | 75,00 | 75,00 |
| Ayudante Mecánico | 2 | 40,00 | 40,00 |
| Total = | | | 115,00 |



CAPÍTULO IV

Se multiplica el sueldo total por un factor de 1,4; para efecto de liquidación y prestaciones sociales, lo cual da como resultado 161,00 BsF/día. Lo que resulta que el costo por mano de obra al año (Cope), será:

$$\text{cope} = 57.960,00 \text{BsF} / \text{año}$$

El tiempo promedio del proceso se estima en 3min. Para una producción de 1 barra/h.

4.3.2 diseño propuesto:

Para realizar este estudio se evaluará los costos operacionales, la inversión inicial y los ingresos brutos.

Inversión inicial

La inversión inicial se tomará como la suma del costo total del mecanismo y se tendrá en cuenta los imprevistos. (Ver tabla 4.7)

Tabla N° 4.7. Lista de costos de los equipos del proyecto.

| N° | Descripción | Unidad | Precio Unitario (BsF/U) | Precio total (BsF) |
|----|--|--------|-------------------------|--------------------|
| 1 | Motoreductor 7.5 HP con freno 220 modelo C-512 | 1 | 10.484,00 | 10.484,00 |
| 2 | Piñón RC-80 sencillo de 19 T | 1 | 87,00 | 87,00 |
| 3 | Piñón RC-80 sencillo de 34 T | 1 | 209,00 | 209,00 |
| 4 | Piñón RC-80 sencillo de 21 T | 4 | 135,00 | 540,00 |
| 5 | Cadena RC-80 sencilla japonesa | 3 | 71,81 | 219,02 |
| 6 | Barra de acero ¾"x 6000mm | 1 | 1335,00 | 1.335,00 |



CAPÍTULO IV

| | | | | |
|----|--|---|----------|----------|
| 7 | Barra de acero ½"x 6000mm | 1 | 45,00 | 45,00 |
| 8 | Barra de acero 11/16"x 6000mm | 1 | 90,00 | 90,00 |
| 9 | Barra de acero 1"x 6000mm | 1 | 180,00 | 180,00 |
| 10 | Lamina de acero 10x320x1200 mm | 1 | 475,20 | 475,20 |
| 11 | Lamina de acero 2"x 6000mm | 1 | 405,00 | 405,00 |
| 12 | Tubo estructural 2,60x6000mm | 1 | 177,20 | 177,20 |
| 13 | Electrodos E-7018 1/8" 5/32 AM B-10 | 5 | 6,79 | 33,95 |
| 14 | PLC marca Fatex | 1 | 1.400,00 | 1.400,00 |
| 15 | Modulo de expansión salidas marca Fatex | 1 | 456,00 | 456,00 |
| 16 | Sensor inductivo | 4 | 135,00 | 540,00 |
| 17 | Bocinas cilíndricas diámetro interno 25mm y externo 35mm | 2 | 520,00 | 1040,00 |
| 18 | Cilindro neumático DNC-50-500-PPV-A-163380 | 3 | 863,62 | 2.590,86 |
| 19 | Horquilla SG-M16x1,5 | 3 | 70,45 | 211,35 |
| 20 | Fijador HNC-50 | 3 | 72,35 | 217,02 |
| 21 | Regulador GRLA-1/4-QS-8-RS-B | 3 | 90,58 | 271,74 |
| 22 | Cilindro neumático DNC-63-400-PPV-A-163411 | 2 | 957,34 | 1.914,68 |
| 23 | Horquilla SG-M16x1,5 | 2 | 70,45 | 140,90 |
| 24 | Fijador HNC-63 | 2 | 83,03 | 166,06 |
| 25 | Regulador GRLA-3/8-QS-8-RS-B | 2 | 122,03 | 244,06 |
| 26 | Cilindro neumático DNU-100-300-PPV-A | 1 | 1.669,47 | 1,669,47 |
| 27 | Fijador HNC-100 | 1 | 143,41 | 143,41 |
| 28 | Electroválvula JMFH-5-1/2 | 1 | 857,23 | 857,23 |
| 29 | Sensor magnético MSFG-24DC/42AC | 2 | 50,76 | 101,52 |
| 30 | Regulador GRLA-1/2-B | 1 | 195,62 | 195,62 |



CAPÍTULO IV

| | | | | |
|------------------|-------------------------------------|----|--------|-----------|
| 31 | Electroválvula JMFH-5-1/4 | 5 | 395,56 | 1.997,80 |
| 32 | Sensor magnético SME-8-K-LED-24 | 10 | 50,76 | 507,60 |
| 33 | Sensor de proximidad SME-8-K-LED-24 | 12 | 134,61 | 1.615,32 |
| 34 | Bloque de conexión PRS-1/4-5 | 1 | 263,55 | 263,55 |
| 35 | Tornillo hueco VT-1/4-PRS | 5 | 43,09 | 215,45 |
| 36 | Silenciador con rosca U-1/2B | 2 | 86,80 | 173,60 |
| 37 | Racor rápido QS-1/2-10 | 1 | 20,22 | 20,22 |
| 38 | Racor rápido QSSL-1/4-8 | 5 | 21,94 | 109,70 |
| 39 | Racor rápido QSL-1/4-8 | 5 | 15,77 | 78,85 |
| 40 | Final de carrera ER-318 | 2 | 620,62 | 1.241,24 |
| IVA 9% | | | | 2.939,72 |
| Sub Total | | | | 35.603,34 |
| 10% mano de obra | | | | 3.560,33 |
| TOTAL II BsF | | | | 39.163,67 |

Costos operacionales

Se evalúan los costos por mantenimiento (Cm), que se estiman en 15% de los costos de los equipos (inversión inicial), lo que resulta:

$$Cm = 5.874,55BsF / \text{año}$$

Ingresos brutos

Se utiliza un promedio de producción de 1.500,00 BsF/productos, obteniendo así una ganancia por productos del 25%, lo que representa 375,00 BsF/productos.

Con el diseño propuesto, el tiempo del proceso será de 2min, aumentando así la producción actual en 33%, lo que equivale a 1,3 barra/h, dando como resultado una ganancia aproximada de 11.250,00BsF/h.

$$Ganancia_{aprox.} = 97.200.000,00BsF / \text{año}$$



CAPÍTULO IV

Los ingresos brutos son, la ganancia aproximada, menos la sumatoria de costos operacionales y el pago de la mano de obra (Un ayudante y un supervisor), lo que resulta:

$$IB = 97.194.125,45BsF / \text{año}$$

Se fija una tasa de interés de 35% y una vida útil de la máquina de 10 años.

Tabla N° 4.8. Amortización de deuda.

| Mes | Capital pendiente al inicio | Cuota | Interés | Amortización | Capital pendiente al final |
|-----|-----------------------------|-----------|-----------|--------------|----------------------------|
| 1 | 39.163,67 | 14.111,26 | 13.707,29 | 403,96 | 38.759,71 |
| 2 | 38.759,71 | 14.111,26 | 13.565,89 | 545,37 | 38.214,34 |
| 3 | 38.214,34 | 14.111,26 | 13.375,02 | 736,24 | 37.478,09 |
| 4 | 37.478,09 | 14.111,26 | 13.117,33 | 993,93 | 36.484,16 |
| 5 | 36.484,16 | 14.111,26 | 12.769,46 | 1.341,80 | 35.142,36 |
| 6 | 35.142,36 | 14.111,26 | 12.299,82 | 1.811,43 | 33.330,93 |
| 7 | 33.330,93 | 14.111,26 | 11.665,82 | 2.445,44 | 30.885,49 |
| 8 | 30.885,49 | 14.111,26 | 10.809,92 | 3.301,34 | 27.584,15 |
| 9 | 27.584,15 | 14.111,26 | 9.654,45 | 4.456,80 | 23.127,34 |
| 10 | 23.127,34 | 14.111,26 | 8.094,57 | 6.016,69 | 17.108,65 |
| 11 | 17.108,65 | 14.111,26 | 5.998,03 | 8.123,23 | 8.985,42 |
| 12 | 8.985,42 | 14.111,26 | 3.144,89 | 10.966,36 | -1.980,95 |

Como se observa en la tabla anterior, la inversión del proyecto se puede pagar en un lapso de 12 meses, lo que lo convierte en un proyecto rentable.

CAPITULO V

“Sigue presionando. Nada en este mundo puede remplazar la persistencia.”

RAY KROC
Empresario



CONCLUSIONES

- ✓ El diseño automatizado del sistema de alimentación de la máquina garantiza un proceso de producción continúa, con lo que se disminuye el tiempo de ocio.
- ✓ El diseño automatizado del sistema de traslado de la máquina nos permite movilizar las barras, sin la ayuda de un operador.
- ✓ El diseño del sistema de descarga de la máquina, beneficia al operador, ya que de esta forma se asegura las condiciones de trabajo, pues no tendrá que cargar las barras cortadas.
- ✓ El diseño automatizado del sistema de traslado de la máquina elimina el sistema actual, el cual es hidráulico, con lo que se disminuye el tiempo de corte.
- ✓ La selección de un PLC como sistema de control se debe a la flexibilidad que nos ofrece, sin olvidar que es de fácil montaje y además la marca del PLC elegida es una de la más utilizada en la empresa.
- ✓ El tiempo de corte de la máquina disminuye en 30% al utilizar el nuevo sistema automatizado para la alimentación, traslado y descarga de la máquina.
- ✓ El proyecto tendrá una vida útil de diez años, terminándose de pagar el costo del mismo en un lapso de aproximadamente un año, lo que quiere decir que la inversión es rentable par a la empresa.



CAPÍTULO V

RECOMENDACIONES

- ✓ Adiestrar a los operadores encargados del área de máquinas cortadoras, sobre el nuevo modo de uso de la máquina.
- ✓ Crear un plan de mantenimiento que incluya todo el conjunto de equipos y elementos que conforman el sistema automatizado de la máquina.
- ✓ Invertir en un nuevo sistema de bombeo hidráulico, con el fin de disminuir el tiempo del ciclo de corte de la máquina.
- ✓ Realizar la construcción del diseño del sistema automatizado, siguiendo siempre todas las condiciones de diseño instauradas.



CAPÍTULO V

BIBLIOGRAFIA

- Avallone, Eugene y Baumeister, Theodore. (2001). **Manual del ingeniero mecánico**. (9^{na} edición). México, DF.
- Balcells, Oswaldo y ROMERAL, José Luis. **Autómatas programables**. Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C. V. 1998. México, D.F.
- Bohler, Thyssen. (2002). **Manual de soldadura UTP**. México, DF.
- FESTO. **Catálogo de neumática**. 2da Edición. 1998.
- Mott, Robert. (1992). **Diseño de elementos de máquinas**. (2^{da} edición). México, DF.
- Norton, Robert L. (1999). **Diseño de máquinas**. (1^{era} edición). México, DF.
- Rachaedell, F. y Gómez, E. (2008). **Manejo de materiales**. Universidad de Carabobo.
- Shigley, E. y Charles, R. (1990). **Diseño en ingeniería mecánica**. (5^{ta} edición). México, Buenos Aires.
- Vilchez, Nelson. (2005). **Estrategias creativas para el diseño en ingeniería**. Universidad de Carabobo.

APENDICE

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

| Número SAE/AISI | Estado | Límite elástico a la tensión (convencional al 2%) | | Resistencia máxima a la tensión | | Elongación en 2 in | Dureza Brinell |
|-----------------|-------------------------------|---|-----|---------------------------------|-------|--------------------|----------------|
| | | kpsi | MPa | kpsi | MPa | % | -HB |
| 1010 | laminado en caliente | 26 | 179 | 47 | 324 | 28 | 95 |
| | laminado en frío | 44 | 303 | 53 | 365 | 20 | 105 |
| 1020 | laminado en caliente | 30 | 207 | 55 | 379 | 25 | 111 |
| | laminado en frío | 57 | 393 | 68 | 469 | 15 | 131 |
| 1030 | laminado en caliente | 38 | 259 | 68 | 469 | 20 | 137 |
| | normalizado @ 1 650°F | 50 | 345 | 75 | 517 | 32 | 149 |
| | laminado en caliente | 64 | 441 | 76 | 524 | 12 | 149 |
| | templado y revenido @ 1 000°F | 75 | 517 | 97 | 669 | 28 | 255 |
| | templado y revenido @ 800°F | 84 | 579 | 106 | 731 | 23 | 302 |
| | templado y revenido @ 400°F | 94 | 648 | 123 | 848 | 17 | 495 |
| | 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 | 163 |
| 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 | 758 | 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.

Apéndice I. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono.

TABLA I

| | |
|--|--|
| | $r_n = \frac{h}{\log_e r_o / r_i}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + h/2$ |
| | $r_n = \frac{[r_o^{1/2} + r_i^{1/2}]^2}{4}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + d/2$ |
| | $r_n = \frac{(b_i - t)(t_i) + (b_o - t)(t_o) + th}{b_i \log_e \frac{r_i + t_i}{r_i} + t \log_e \frac{r_o - t_o}{r_i + t_i} + b_o \log_e \frac{r_o}{r_o - t_o}}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + \frac{\frac{1}{2} h^2 t + \frac{1}{2} t_i^2 (b_i - t) + (b_o - t)(t_o)(h - \frac{1}{2} t_o)}{(b_i - t)(t_i) + (b_o - t)(t_o) + th}$ |

Apéndice II. Segmentos de una viga curva sometida a flexión pura.

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

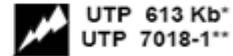
Datos provenientes de varias fuentes. * Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

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

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

Apéndice III. Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.

E-7018
E 7018-1 HB



DIN 1913 E 51 55 B 10

Electrodo con bajo contenido de hidrógeno para soldar uniones de alta resistencia mecánica.

Campo de aplicación

UTP 613 Kb, UTP 613 Kb-A y UTP 7018-1 se recomiendan para trabajos de soldadura en aceros estructurales, de construcción, aceros para calderas y tuberías, aceros de grano fino, así como para aceros con un contenido de carbono hasta 0.30.

Se recomiendan principalmente para los siguientes materiales base:

| | |
|-----------------------------------|---|
| | DIN |
| Aceros estructurales | St 34 - St 60 |
| Aceros de grano fino | St-W-TT St E 26-36 |
| Aceros para calderas | HI-HIV; 17 Mn4 |
| Aceros para tubos | St 35 -St 55; St 34.7 - St 53.7; St 35.8 - St 45.8 |
| Aceros para la construcción naval | Calidad A-E |
| Aceros fundidos | GS 38 - GS 52 |

Características de la soldadura

UTP 613 Kb, UTP 613 Kb-A y UTP 7018-1 pueden soldarse bien en todas las posiciones. Tienen un arco estable. El depósito es a prueba de grietas, resistente al envejecimiento y no se ve afectado por las impurezas de los aceros. Puede utilizarse corriente alterna, siempre y cuando la tensión en vacío de la fuente de poder sea lo suficientemente alta. Rendimiento 120%.

Propiedades mecánicas del depósito

| Electrodo | Resistencia a la tracción MPa | Límite de Elasticidad MPa | Alargamiento (1 = 5d) % | Tenacidad Charpy V Joule | Dureza Brinell |
|-----------|-------------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|----------------|
| 613 Kb * | 510 | 470 | 25 | 80J - 20°C | 170 |
| 7018-1 ** | 510 | 430 | 25 | 60J - 40°C | 170 |

Instrucciones para soldar

Utilizar sólo electrodos secos; si éstos estuvieran húmedos, deberán secarse de 2-3 horas a temperaturas de 250-300°C.



Posición de soldaduras

Tipo de corriente:

CC PD(-)

| Electrodos | Ø x L(mm) | 2.4 x 350 | 3.2 x 350 | 4.0 x 450 | 5.0 x 450 | 6.0 x 450 |
|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Amperaje | A | 90-100 | 110-150 | 140-200 | 200-260 | 210-350 |

Apéndice IV. Propiedades mecánicas del electrodo E-7018.

Table 13.3.4 Treating a Weld as a Line (Continued)

| Outline of welded joint b = width d = depth | Bending (about horizontal axis $x - x$) | Twisting |
|---|---|---|
| | $S_w = \frac{d^2}{6} \text{ in}^2$ | $J_w = \frac{d^3}{12} \text{ in}^3$ |
| | $S_w = \frac{d^2}{3}$ | $J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$ |
| | $S_w = bd$ | $J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$ |
| | $S_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$ top bottom | $J_w = \frac{(b + d)^2 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$ |
| | $S_w = bd + \frac{d^2}{6}$ | $J_w = \frac{(2b + d)^2}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{2b + d}$ |
| | $S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom | $J_w = \frac{(b + 2d)^2}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$ |
| | $S_w = bd + \frac{d^2}{3}$ | $J_w = \frac{(b + d)^3}{6}$ |
| | $S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom | $J_w = \frac{(b + 2d)^2}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$ |
| | $S_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ top bottom | $J_w = \frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$ |
| | $S_w = bd + \frac{d^2}{3}$ | $J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$ |
| | $S_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$ | $J_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$ |
| | $S_w = \frac{\pi d^2}{4}$ | $J_w = \frac{\pi d^3}{4}$ |

Apéndice V. Momento de resistencia lineal a la flexión y torsión de un cordón de soldadura.

Tabla 3 - Factor de servicio

| APLICACIONES | MOTORES ELÉCTRICOS | | | | | | | | | | Motores a explosión | | |
|--|--------------------|-------------------------------|--|-----------------|-----------|--|---|--------------------------|---------------------------|---|---|------------------|--|
| | Corriente alterada | | | | | | | | Corriente continua | | Gas-Diesel | | |
| | Jaula de ardilla | | | Rotor enroscado | Síncronos | Monofásico | | Excitación en derivación | Excitación en compounding | 4 o más cilindros con más de 700 rotaciones | 4 o más cilindros con menos de 700 rotaciones | Máquinas a vapor | Con ligación directa o con eje intermediario |
| | Arranque normal | Arranque estrecha o triángulo | De alta potencia de arranque (jaula doble) | | | La repulsión con fase auxiliar de arranque | La inducción con arranque a condensador | | | | | | |
| AGITADORES | | | | | | | | | | | | | |
| Para líquidos | 1,0 | 1,0 | 1,2 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Para semilíquidos | 1,2 | 1,0 | 1,4 | 1,2 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| BOMBAS | | | | | | | | | | | | | |
| Centrífugas, de engranajes, rotativas (C) | 1,2 | 1,2 | 1,4 | 1,4 | — | 1,2 | 1,2 | 1,2 | — | 1,2 | — | — | — |
| De pistón: de 3 o más cilindros | 1,2 | 1,2 | — | 1,4 | 1,5 | — | — | — | — | 1,8 | — | 1,8 | — |
| De pistón: de 1 ó 2 cilindros | 1,4 | 1,4 | — | 1,6 | 1,8 | — | — | — | — | 2,0 | — | 2,0 | — |
| De pistón: para dragar | 1,4 | 1,4 | — | 1,4 | — | — | — | — | — | 2,0 | — | 2,0 | — |
| COMPRESORES | | | | | | | | | | | | | |
| Centrífugas y rotativos (C) | 1,2 | 1,2 | — | 1,4 | 1,4 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | — | 1,2 | — | — | — |
| Alternativos con 3 o más cilindros | 1,2 | 1,2 | — | 1,4 | 1,4 | — | — | 1,2 | — | — | — | — | — |
| Alternativos con 1 o 2 cilindros | 1,4 | 1,4 | — | 1,5 | 1,5 | — | — | 1,2 | — | — | — | — | — |
| EJES DE TRANSMISIÓN | 1,4 | 1,4 | — | 1,4 | 1,8 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,6 | — | 1,6 | 1,6 |
| ASPIRADORES Y VENTILADORES | | | | | | | | | | | | | |
| Centrífugos y succión indirecta (C) | 1,2 | 1,2 | — | 1,4 | — | — | — | 1,4 | — | 1,2 | — | 1,5 | 1,5 |
| Helicoidales | 1,4 | 1,4 | 2,0* | 1,6 | 2,0 | — | — | 1,4 | — | 1,4 | — | — | — |
| Sopladores | 1,6 | 1,6 | — | 2,0 | 2,0 | — | — | — | — | 1,6 | — | — | — |
| GRUPOS GENERADORES | 1,4 | — | — | — | — | — | — | 1,4 | — | — | — | 1,6 | 1,6 |
| MÁQUINAS PARA INDUSTRIA DE CAUCHO | | | | | | | | | | | | | |
| Calandra, "Bambury", mezcladores | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,8 | — | — | — | — | — | — | — | — |
| MÁQUINAS PARA INDUSTRIA DE CERÁMICA Y DE ACEITE | | | | | | | | | | | | | |
| Cortadoras, granuladoras | — | 1,2 | 1,4 | 1,4 | — | — | — | 1,4 | — | — | — | — | 2,0* |
| Amasadoras, picadoras | 1,5 | 1,3 | 1,8 | 1,5 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Mezcladoras, prensas | — | 1,2 | 1,6 | 1,4 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| MÁQUINA PARA INDUSTRIA GRÁFICA | | | | | | | | | | | | | |
| Rotat., offset, dobladoras, cortadoras, Prensa plana, linotipo | 1,2 | 1,2 | — | 1,2 | — | — | — | 1,2 | — | — | — | — | — |
| MÁQUINA PARA INDUSTRIA DE PAPEL | | | | | | | | | | | | | |
| Máquinas Jordan - holandesas | 1,5 | 1,3 | 1,8 | 1,5 | 1,8 | — | — | 1,5 | 1,5 | — | — | — | 1,8 |
| Trituradoras | 1,4 | 1,4 | — | 1,4 | — | — | — | 1,5 | 1,5 | — | — | — | 1,8 |
| Calandras, secadores, enrolladoras | 1,2 | 1,2 | — | 1,2 | —* | — | — | 1,2 | 1,2 | — | — | — | 1,8 |

Apéndice VI. Factores de servicio para selección de Motores.

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.

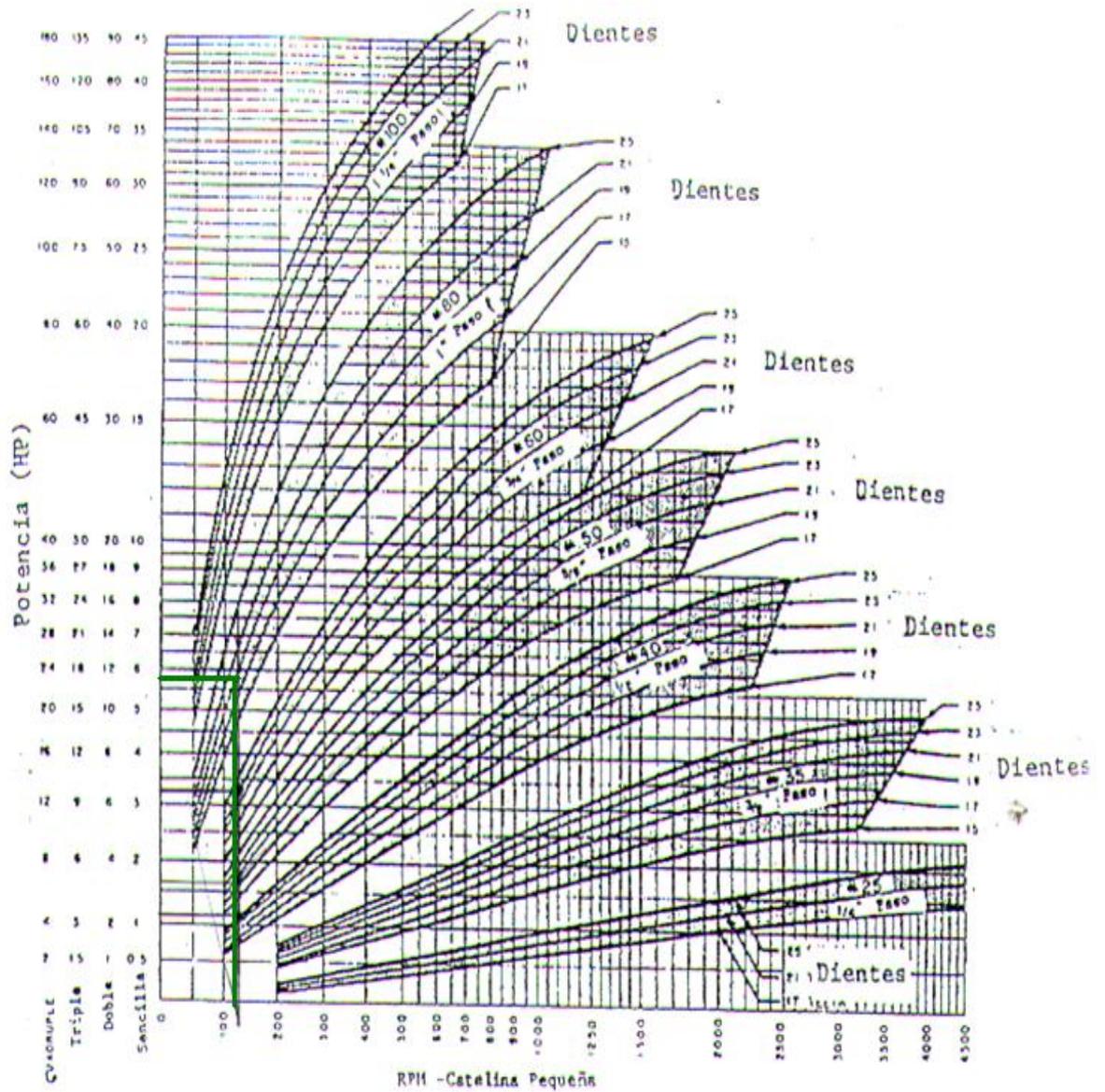
Moderate Shock: Running load is variable. Starting and peak loads are considerably greater than running load and occur frequently.

Heavy Shock: Starting loads are extremely heavy. Peak loads and overloads occur continuously and are of maximum fluctuation.

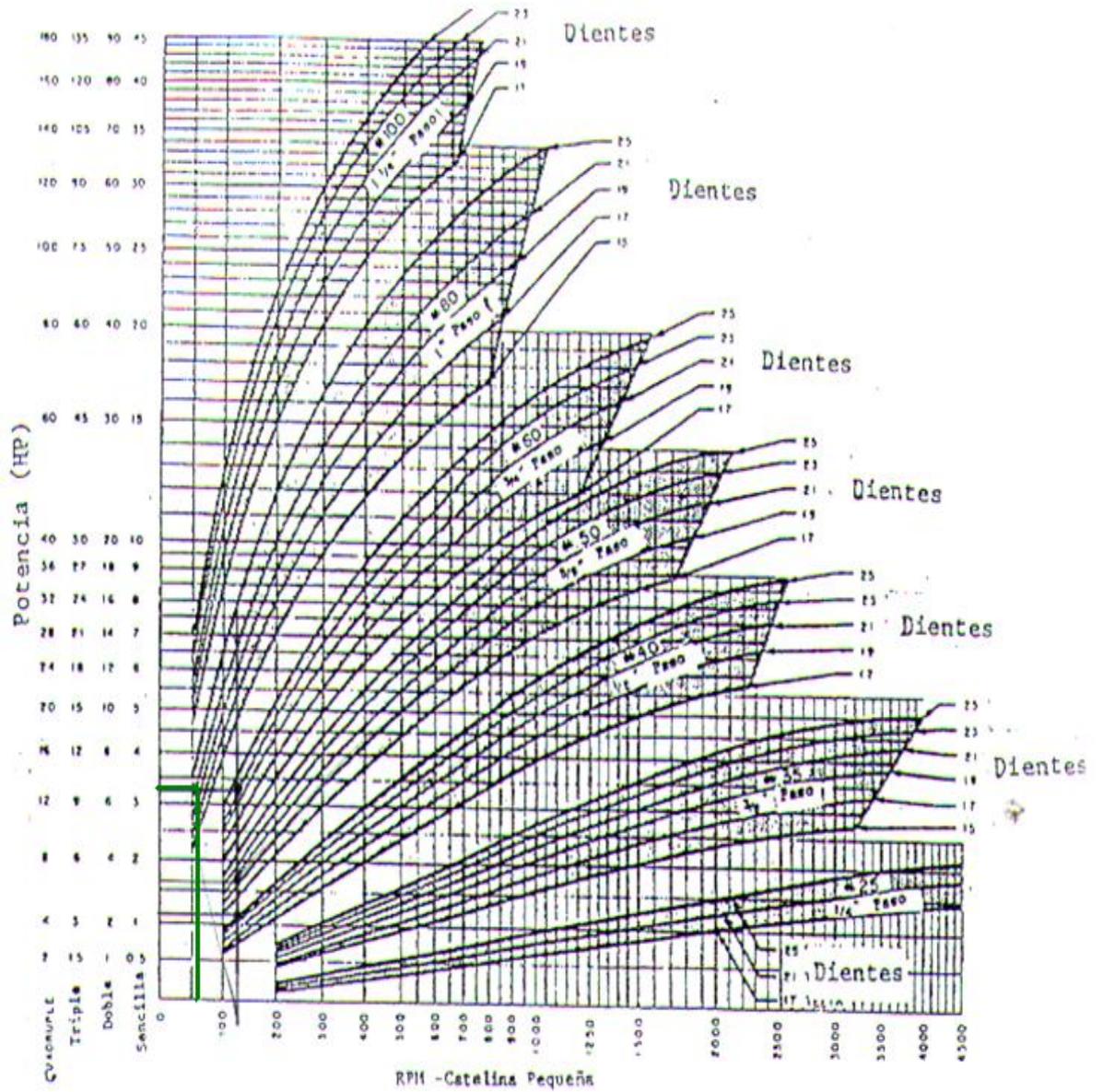
The following list generally classifies the usual driven mechanisms into their various duty ratings. These ratings are given as a guide to assist in the final determination of the actual operating characteristics.

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



Apéndice VIII. Tabla de capacidad de potencia para selección de la cadena 1.



Apéndice IX. Tabla de capacidad de potencia para selección de la cadena 2 y 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 | 2100 | 2200 | 2400 | 2600 | 2800 | 3000 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Type I | | | | | | | Type II | | | | | | | Type III | | | | | | | Type IV | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | 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 | 12 | 1.05 | 1.98 | 3.70 | 6.89 | 9.93 | 12.9 | 15.7 | 21.3 | 26.2 | 22.4 | 17.0 | 13.5 | 11.1 | 9.26 | 7.92 | 6.85 | 6.02 | 5.34 | 4.78 | 0 | 13 | 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 | 14 | 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 | 9.95 | 8.63 | 7.57 | 6.72 | 6.01 | 0 | 15 | 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 | 6.42 | 0 | 16 | 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 | 17 | 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 | 18 | 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 | 19 | 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 | 20 | 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 | 10.95 | 0 | 21 | 1.94 | 3.62 | 6.78 | 12.8 | 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 | 22 | 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 | 23 | 2.14 | 4.00 | 7.45 | 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 | 24 | 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 | 25 | 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 | 18.4 | 0 | 28 | 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 | 30 | 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 | 32 | 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 | 35 | 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 | 40 | 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 | 45 | 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 | 50 | 4.96 | 9.25 | 17.3 | 32.2 | 46.4 | 60.1 | 73.5 | 99.4 | 125 | 137 | 145 | 115 | 64.6 | 0 | 55 | 5.49 | 10.2 | 19.1 | 35.7 | 51.4 | 66.6 | 81.4 | 110 | 138 | 152 | 167 | 132 | 0 | 60 | 6.03 | 11.3 | 21.0 | 39.2 | 56.5 | 73.2 | 89.4 | 121 | 152 | 167 | 190 | 48.8 | 0 |

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

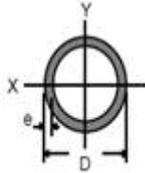
| For Multi-Strand Chain Use: | |
|-----------------------------|----------------|
| No. of Strands | Service Factor |
| 2 | 1.7 |
| 3 | 2.3 |
| 4 | 3.3 |

- 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)

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers. Copyright 1960

Apéndice X. Valor estándar de potencia para un ramal, según catalogo MORSE.

DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTATICAS



| Diámetro pulg. | DIMENSIONES mm | | Sección | Peso | Propiedades Estáticas | | |
|-------------------|-------------------|-------|----------------------|-------|-----------------------|----------------------|---------|
| | D | e | A cm ² | kg/m | I cm ⁴ | S cm ³ | r cm |
| 3" | 76,2 | 2,25 | 5,2 | 4,10 | 35,8 | 9,4 | 2,6 |
| 3 1/2" | 88,9 | 2,25 | 6,1 | 4,81 | 57,5 | 12,9 | 3,1 |
| 4 1/2" | 114,3 | 2,50 | 8,8 | 6,89 | 137,3 | 24,0 | 4,0 |
| 5" | 127,0 | 3,00 | 11,7 | 9,17 | 224,8 | 35,4 | 4,4 |
| 5 1/2" | 139,7 | 3,40 | 14,6 | 11,43 | 338,3 | 48,4 | 4,8 |
| 6" | 152,4 | 4,00 | 18,6 | 14,64 | 513,7 | 67,4 | 5,2 |
| 6 5/8" | 168,3 | 4,30 | 22,2 | 17,39 | 745,0 | 88,5 | 5,8 |
| 7 5/8" | 193,7 | 4,50 | 26,7 | 20,99 | 1197,0 | 123,6 | 6,7 |
| 8 5/8" | 219,1 | 5,50 | 36,9 | 28,97 | 2105,5 | 192,2 | 7,6 |
| 9 5/8" | 244,5 | 5,50 | 41,3 | 32,41 | 2949,2 | 241,3 | 8,5 |
| 9 5/8" | 244,5 | 7,00 | 52,2 | 41,00 | 3684,6 | 301,4 | 8,4 |
| 10 3/4" | 273,1 | 7,00 | 58,5 | 45,93 | 5180,2 | 379,4 | 9,4 |
| 10 3/4" | 273,1 | 9,00 | 74,7 | 58,61 | 6514,3 | 477,1 | 9,3 |
| 12 3/4" | 323,9 | 9,00 | 89,0 | 69,88 | 11040,0 | 681,8 | 11,1 |
| 12 3/4" | 323,9 | 11,00 | 108,1 | 84,87 | 13243,3 | 817,9 | 11,1 |

Apéndice XI. Propiedades mecánicas del perfil seleccionado.

General Information

- ▣ [Overview](#)
- ▣ [Specifications](#)
- ▣ [Performance Data](#)
- ▣ [Parts List](#)
- ▣ [Drawings](#)
- ▣ [Product Literature](#)
- ▣ [More Information](#)
- ▣ [Where To Buy](#)
- ▣ [Baldor Sales Offices](#)
- ▣ [Return to List](#)

[AC Motors](#) | [Brake Motors](#) |

Product Overview: BM3734T



* Click for Larger Image

Catalog Number: BM3734T
Description: 10HP,1770RPM,3PH,60HZ,215T,3740M,TEFC,F1
Ship Weight: 166 lbs.
List Price: \$2568
Multiplier Symbol: L1

[View Specifications](#) | [View Operation Manual](#)

FEATURES

- Spring set brake
- Power off operation manual release
- Resets automatically
- Brakes internally connected to motor on 215T and smaller.

APPLICATIONS

Machine tools, conveyors, door operators, speed reducers, any application requiring quick stops and positive hold.

* The image shown is representative only. Actual product may differ in appearance from image shown.

900 Series Single Reduction Ratio and Capacity Selection Tables

Horsepower & Torque Ratings for Service Class I (1.0 Service Factor)

| Ratio | Input RPM | Output RPM | Size 938 (FC) | | | Size 952 (FC) | | | Size 960 (FC) | | |
|---------------------------------|-----------------------|------------|------------------|--|------------------------|------------------|--|------------------------|------------------|--|------------------------|
| | | | Input Hp | Output Hp | Output Torque In. Lbs. | Input Hp | Output Hp | Output Torque In. Lbs. | Input Hp | Output Hp | Output Torque In. Lbs. |
| 5 | 2400 | 480 | 15.01 | 14.02 | 1050 | 30.26 | 22.83 | 6000 | 33.07 | 32.75 | 4300 |
| | 1750 | 350 | 13.76 | 12.96 | 2315 | 26.51 | 17.80 | 6412 | 30.10 | 28.66 | 5108 |
| | 1150 | 230 | 11.30 | 10.55 | 2901 | 21.81 | 13.14 | 7200 | 24.02 | 23.70 | 6405 |
| | 850 | 174 | 10.16 | 9.40 | 3437 | 19.18 | 11.16 | 8037 | 21.60 | 20.48 | 7501 |
| 7.5 | 100 | 20 | 1.08 | 1.71 | 5401 | 4.41 | 1.67 | 10500 | 5.37 | 4.73 | 14018 |
| | 2400 | 320 | 12.50 | 11.60 | 2284 | — | — | — | — | — | — |
| | 1750 | 233 | 10.80 | 9.02 | 2682 | — | — | — | — | — | — |
| | 1150 | 153 | 9.06 | 8.23 | 3302 | — | — | — | — | — | — |
| 10 | 850 | 113 | 7.94 | 7.13 | 3070 | — | — | — | — | — | — |
| | 100 | 13 | 1.44 | 1.24 | 6016 | — | — | — | — | — | — |
| | 2400 | 240 | 10.12 | 9.41 | 2472 | 24.77 | 22.83 | 6000 | 31.00 | 29.34 | 7713 |
| | 1750 | 175 | 9.05 | 8.07 | 2905 | 19.30 | 17.80 | 6412 | 26.13 | 24.05 | 8662 |
| 12.5 | 1150 | 115 | 7.83 | 6.72 | 3685 | 14.25 | 13.14 | 7200 | 20.78 | 19.16 | 10500 |
| | 850 | 85 | 7.03 | 5.80 | 4208 | 12.40 | 11.16 | 8037 | 18.53 | 16.86 | 12144 |
| | 100 | 10 | 1.37 | 1.02 | 6408 | 1.03 | 1.67 | 10500 | 3.10 | 2.70 | 17600 |
| | 2400 | 102 | 8.90 | 7.87 | 2585 | — | — | — | — | — | — |
| 15 | 1750 | 140 | 7.76 | 6.76 | 3043 | — | — | — | — | — | — |
| | 1150 | 92 | 6.53 | 5.63 | 3856 | — | — | — | — | — | — |
| | 850 | 68 | 5.70 | 4.85 | 4406 | — | — | — | — | — | — |
| | 100 | 8 | 1.05 | 0.84 | 6648 | — | — | — | — | — | — |
| 20 | 2400 | 160 | 7.74 | 6.74 | 2653 | 17.31 | 15.37 | 6054 | 22.70 | 20.23 | 7372 |
| | 1750 | 117 | 6.64 | 5.70 | 3118 | 13.77 | 12.26 | 6605 | 18.60 | 16.60 | 8002 |
| | 1150 | 77 | 5.87 | 4.94 | 3985 | 10.50 | 9.41 | 7700 | 14.73 | 13.10 | 10900 |
| | 850 | 57 | 5.23 | 4.17 | 4614 | 9.07 | 8.10 | 8760 | 12.67 | 11.30 | 12200 |
| 25 | 100 | 7 | 1.05 | 0.75 | 6706 | 1.56 | 1.32 | 11900 | 2.18 | 1.80 | 17000 |
| | 2400 | 120 | 6.25 | 5.17 | 2715 | 16.40 | 14.44 | 7583 | 21.53 | 18.90 | 9030 |
| | 1750 | 88 | 5.43 | 4.46 | 3103 | 12.40 | 10.97 | 7857 | 16.54 | 14.63 | 10476 |
| | 1150 | 58 | 4.61 | 3.73 | 4058 | 8.70 | 7.73 | 8400 | 11.93 | 10.58 | 11500 |
| 30 | 850 | 43 | 4.08 | 3.22 | 4722 | 7.20 | 7.66 | 9117 | 10.40 | 8.92 | 12850 |
| | 100 | 5 | 0.84 | 0.55 | 6922 | 1.18 | 0.92 | 11585 | 1.63 | 1.35 | 17000 |
| | 2400 | 96 | 5.22 | 4.17 | 2737 | — | — | — | — | — | — |
| | 1750 | 70 | 4.50 | 3.58 | 3222 | — | — | — | — | — | — |
| 40 | 1150 | 46 | 3.81 | 2.90 | 4007 | — | — | — | — | — | — |
| | 850 | 35 | 3.30 | 2.64 | 4762 | — | — | — | — | — | — |
| | 100 | 4 | 0.75 | 0.44 | 6964 | — | — | — | — | — | — |
| | 2400 | 80 | 4.58 | 3.48 | 2741 | 11.22 | 9.40 | 7483 | 14.85 | 12.66 | 9076 |
| 50 | 1750 | 58 | 3.97 | 2.97 | 3226 | 8.66 | 7.20 | 7920 | 11.54 | 9.72 | 10580 |
| | 1150 | 38 | 3.48 | 2.47 | 4104 | 6.20 | 5.31 | 8900 | 8.30 | 7.08 | 11750 |
| | 850 | 28 | 3.10 | 2.12 | 4767 | 5.25 | 4.46 | 9637 | 7.06 | 6.01 | 12075 |
| | 100 | 3 | 0.66 | 0.33 | 6964 | 0.99 | 0.58 | 12250 | 1.24 | 0.83 | 17500 |
| 60 | 2400 | 60 | 3.48 | 2.58 | 2711 | 8.62 | 6.98 | 7341 | 11.27 | 9.16 | 9227 |
| | 1750 | 44 | 3.00 | 2.23 | 3102 | 6.57 | 5.36 | 7682 | 8.76 | 7.15 | 10243 |
| | 1150 | 28 | 2.53 | 1.80 | 4062 | 4.68 | 3.73 | 8400 | 6.44 | 5.11 | 11500 |
| | 850 | 21 | 2.26 | 1.57 | 4715 | 3.87 | 3.17 | 9120 | 5.47 | 4.46 | 12845 |
| 80 | 100 | 2.5 | 0.60 | 0.27 | 6980 | 0.71 | 0.46 | 11585 | 1.00 | 0.67 | 17000 |
| | 2400 | 48 | 3.06 | 1.90 | 2512 | 7.47 | 5.67 | 7456 | 10.06 | 7.63 | 10025 |
| | 1750 | 35 | 2.67 | 1.71 | 3076 | 5.63 | 4.28 | 7700 | 7.56 | 5.74 | 10432 |
| | 1150 | 23 | 2.43 | 1.43 | 3916 | 3.93 | 2.92 | 8030 | 5.25 | 4.01 | 11000 |
| 100 | 850 | 17 | 2.22 | 1.23 | 4544 | 3.14 | 2.36 | 8480 | 4.40 | 3.43 | 12350 |
| | 100 | 2 | 0.55 | 0.21 | 6627 | 0.46 | 0.20 | 9000 | 0.80 | 0.51 | 16000 |
| | 2400 | 40 | 2.71 | 1.57 | 2480 | 6.56 | 4.60 | 7244 | 8.71 | 6.10 | 9625 |
| | 1750 | 20 | 2.33 | 1.34 | 2921 | 4.88 | 3.40 | 7302 | 6.70 | 4.67 | 10142 |
| 150 | 1150 | 10 | 2.08 | 1.12 | 3718 | 3.33 | 2.32 | 7700 | 4.84 | 3.32 | 11000 |
| | 850 | 14 | 1.84 | 0.95 | 4314 | 2.74 | 1.92 | 8300 | 4.12 | 2.85 | 12300 |
| 200 | 100 | 1.7 | 0.43 | 0.17 | 6290 | 0.43 | 0.24 | 9000 | 0.74 | 0.43 | 16000 |
| | OVERHUNG LOAD* | | | INPUT SHAFT 600 LBS. OUTPUT SHAFT 2000 LBS. | | | INPUT SHAFT 175 LBS. OUTPUT SHAFT 2200 LBS. | | | INPUT SHAFT 400 LBS. OUTPUT SHAFT 2900 LBS. | |
| OUTPUT SHAFT THRUST LOAD | | | 1300 LBS. | | | 1900 LBS. | | | 2100 LBS. | | |
| MAXIMUM INPUT SPEED | | | 3600 RPM | | | 3600 RPM | | | 3600 RPM | | |

*Overhung Load Rating is at center of shaft extension with no thrust load. ** Sizes 902 & larger are Fan Cooled (FC). Units must be derated 93% when operated without a fan.

Probables soluciones vs las restricciones.

| Restricciones | | Probables soluciones | | |
|---------------|----|----------------------|-------|-------|
| | | (PS)1 | (PS)2 | (PS)3 |
| | R1 | Si | No | Si |
| R2 | Si | Si | Si | |
| R3 | Si | Si | Si | |
| R4 | Si | Si | Si | |

Ponderación de criterios

| Criterios | Numeración |
|-----------|------------|
| C1 | 6 |
| C2 | 5 |
| C3 | 2 |
| C4 | 1 |
| C5 | 4 |
| C6 | 3 |

Ponderación de soluciones vs los criterios

| | | (PS)1 | (PS)2 |
|-----------|----|-------|-------|
| Criterios | C1 | 6 | 4 |
| | C2 | 4 | 4 |
| | C3 | 2 | 2 |
| | C4 | 1 | 1 |
| | C5 | 3 | 2 |
| | C6 | 3 | 3 |

Ponderación Final

| Cx | Cx*(PS)1 | Cx*(PS)3 |
|-----------|----------|----------|
| C1=6 | 6*6 | 6*4 |
| C2=5 | 5*4 | 5*4 |
| C3=2 | 2*2 | 2*2 |
| C4=1 | 1*1 | 1*1 |
| C5=4 | 4*3 | 4*2 |
| C6=3 | 3*3 | 3*3 |
| (Cx*PSn)= | 82 | 66 |

Apéndice XV. Tabla de ponderación de criterios.

ANEXOS

ANEXO I (Cotizaciones)

FERRUM ACEROS, C.A.



FERRUM ACEROS, C.A.

Cotización de Productos y/o Servicios

No. 1

Fecha

| | | |
|---|----|------|
| 9 | 10 | 2008 |
|---|----|------|

| | |
|---|------------------------------|
| Señores: WILMER MONTILLA | ATENCIÓN: COMPRAS |
| DIRECCIÓN: GUACARA CASANRO-8 SECTOR 2 VALENCIA | Tel. N°: 0412-4684199 |
| S/Ref: COTIZACION | ATT: |

De acuerdo a su solicitud, tenemos el agrado de someter a su consideración la siguiente cotización:

| Productos | | | | | |
|--------------------------|----------|---------------------------------|------------------|------------------------|---------------------|
| Item | Cantidad | Descripción | Unidad de Medida | Precio Unitario BS/KGS | Precio Total BS/KGS |
| 1 | 01 PZA | 1020 RED DE 2 3/4" X 6000 MM | 01 PZA | 1.335,00 | 1.335,00 |
| 2 | 01 PZA | 1020 RED DE 1/2 " X 6000 MM | 01 PZA | 45,00 | 45,00 |
| 3 | 01 PZA | 1020 RED DE 11/16" X 6000 MM | 01 PZA | 90,00 | 90,00 |
| 4% | 01 PZA | 1020 RED DE 1" X 6000 MM | 01 PZA | 180,00 | 180,00 |
| 5 | 01 PZA | 1045 PLAT DE 10 X 320 X 1200 MM | 01 PZA | 475,20 | 475,20 |
| 6 | 02 PZA | 1020 PLAT DE 2" X 10" X 280 MM | 02 PZA | 405,00 | 810,00 |
| TOTAL PRODUCTOS : | | | | | 2.935,20 |

| Servicios Ofertados | COSTODEL SERVICIO (BS) |
|---------------------|--------------------------|
| Corte de Material | |
| Flete o Despacho: | |
| Tratamiento Térmico | |
| Otros | |

| | | | |
|---|---|------------------------------------|----------|
| Validez de la oferta: 03 DIAS | Tiempo de Entrega: 03 DIAS | Sub-total Servicios | 0,00 |
| Condiciones de pago: CONTADO | Lugar de Entrega: FERRUM VAL. | Total Productos + Servicios | 2.935,20 |
| | | I.C.S.V.M (9 %) | 264,17 |
| | | PRECIO TOTAL BS | 3.199,37 |

Observaciones

MATERIAL SUJETO A CONFIRMACION Y/O PREVIA VENTA

OJO . LOS PRECIOS SON APROXIMADOS

| | |
|--|--------------------------------------|
| <i>Elaborado</i> REINALDO ARROYO | <i>Aprobado</i> LINO ROJAS |
|--|--------------------------------------|

RIF. J-00019221-9 FERRUM ACEROS, C.A.

T.F.S: 0241- -8320022 /04472095
valace@ferrum-ca.com

Caracas Telf: 241 30 20 241 33 60 Fax: 241 51 31 Email: ventas@ferrum-ca.com
 Barcelona Telf: 0911 76 11 36 76 26 42 Fax: 0911 76 36 29 E-mail: guac@ferrum-ca.com
 Maracaibo Telf: 0811 65 05 45 45 00 33 Fax: 0811 61 57 08 E-mail: guac@ferrum-ca.com
 Valencia Telf: 0412 33 80 37 92 33 34 Fax: 0412 32 37 88 E-mail: guac@ferrum-ca.com
 Esquipulas Telf: 0011 37 37 33 37 37 37 Fax: 0011 47 52 29 E-mail: guac@ferrum-ca.com
 Página Web: www.ferrum-ca.com

FERRUM ACEROS, C.A.



R.I.F. J-30732492-9

COTIZACION No. 002495

Atn. Sr(a): WILMER MONTILLA
 Compañía: COMPRAS
 Referencia: EN EL TEXTO
 Vendedor: (06) URSUS RAMIREZ

Fecha: 09/10/2008

PAG. 1

| No. | DESCRIPCION | CANTIDAD | P.V.P. | % | Monto |
|-------------------|---|----------|-----------|------|------------------|
| 001 | MOTOREDUCTOR 7.5 HP CON FRENO 220 440 MODELO C-512 P132 i:15 = 117 RPM FINALES F.S. 1.8 EJE 40mm MAR CA BONFIGLIOLI ENTREGA: 1 DIA SALVO VENTA PREVIA | 1.00 | 10,484.00 | 0.00 | 10,484.00 |
| 002 | PIÑON RC-80 SENCILLO DE 19 T ENTREGA: 2 DIAS SALVO VENTA PREVIA | 1.00 | 87.00 | 0.00 | 87.00 |
| 003 | PIÑON RC-80 SENCILLO DE 34 T ENTREGA: 2 DIAS SALVO VENTA PREVIA | 1.00 | 209.00 | 0.00 | 209.00 |
| 004 | PIÑON RC-80 SENCILLO DE 21 T ENTREGA: 2 DIAS SALVO VENTA PREVIA | 4.00 | 135.00 | 0.00 | 540.00 |
| 005 | CADENA RC-80 SENCILLA JAPONESA ENTREGA: 2 DIAS SALVO VENTA PREVIA | 3.05 | 71.81 | 0.00 | 219.02 |
| TOTAL Bs.: | | | | | 11,539.02 |
| I.V.A.: | | | | | 1,038.51 |
| NETO Bs.: | | | | | 12,577.53 |

VALIDEZ DE LA OFERTA: 1 SEMANA
 CONDICIONES DE PAGO: CONTADO
 OBSERVACIONES:

NOTA: PRECIOS CALCULADOS A LA PARIDAD CAMBIARIA DE BS. 2.15 POR USD DOLAR.
 CUALQUIER MODIFICACION DEBERA SER TOMADA EN CUENTA


 POR TRANSMISIONES MAICA, C.A.



SEQUIN VALENCIA, C.A.
R.I.F.: J-30527156-9
TELF: 0241-8389466/ 8388171/ 8388635
FAX: 0241-8385672

Cotización: 16272
Página: 1
Fecha Emisión: 13/10/2008
Fecha Entrega: 13/10/2008

Cliente: LUIS BARBOZA
R.I.F.: 15661493
Dirección:
Teléfonos:
Tiempo de entrega:
Atención:

FAX:

Condic. Pago:
CONTADO

ASESOR:
JOSE RAUL PIÑANGO
Validez de la oferta:

| Código | Descripción | Cant. | Precio Unit | Neto |
|------------|--|-------|-------------|----------|
| FBS-32MA | PLC MARCA FATEK | 1.00 | 1,400.00 | 1,400.00 |
| FBS-6EY | MODULO DE EXPANSION SALIDAS MARCA: FATEK | 1.00 | 456.00 | 456.00 |
| FSN40-20CP | SENSOR INDUCTIVO | 4.00 | 135.00 | 540.00 |

| | | |
|---------------|---|----------|
| Sub-Total Bs: | | 2,396.00 |
| % Desc.: | % | 0.00 |
| Recargo: | % | 0.00 |
| I.V.A. 9 %: | | 215.64 |
| Otros: | | 0.00 |
| Neto: | | 2,611.64 |

JOSE RAUL PIÑANGO

GANGAHIERROS, C.A.
ZONA IND. MUNICIPAL NORTE, AV. ESTE-ESTE C/C NORTE-SUR 5, VALENCIA, Edo.: CARABOBO,
VENEZUELA, Telefonos: 0241-8329378 / 0241-8328113 / 0241-6186880, Fax: , Email:

RIF: J-30175036-5 NIT:

Señor(es):

PRESUPUESTO Nro.: 00014867

WILMAR MONTILLA-

FECHA: 09/10/2008 09:54:32a.m

RIF/CI: V-00000000

TLF:

VEND.: LUIS YANEZ

Tenemos el agrado de someter a su consideración
el siguiente presupuesto:

TOTAL KG.: 32,25

Página: 1 / 1

TIPO PRESUPUESTO: CONTADO

| REN | CODIGO | DESCRIPCION | UNI | CANTIDAD | PRECIO | TOTAL | S-F01 KG |
|-----|--------|---|-----|----------|--------|--------|----------|
| 1 | 053010 | TUBO VENT. RED. 3 X 2.60 1 s.00 | PIA | 1,00 | 177,20 | 177,20 | 32,25 |
| 2 | 374003 | ELECTRODO ARCOMETAL E-7018 5/32 AM 8-10(4.00MM) | KG | 5,00 | 6,75 | 33,75 | 0,00 |

GANGAHIERROS, C.A.

RIF: J-30175036-5

Zona Ind. Municipal Norte, Av. Este - Oeste
c/c Norte - Sur 5 Valencia

Tel: (0241) 8329378 - 8328113 - 6172874
6186880

NOTA: CANTIDADES Y PRECIOS SUJETOS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO

OBSERVACION:

| | |
|----------------|--------|
| SUB-TOTAL: | 211,15 |
| TOTAL EVENTO: | 0,00 |
| FLETE S/IVA: | 0,00 |
| I.V.A.: 9,00 % | 19,00 |
| TOTAL GENERAL: | 230,15 |

SDM Bs.F. DOSCIENTOS TREINTA CON 15/100 LTMS.

NOTA: *ESTIMADO CLIENTE ANTES DE REALIZAR CUALQUIER DEPOSITO EN LAS CUENTAS DE LA EMPRESA DEBE CONTAR CON LA APROBACION DEL BERENTE, EN CASO CONTRARIO LA EMPRESA NO SE HARA RESPONSABLE DEL CUMPLIMIENTO DEL DESPACHO DEL MATERIAL, EN CASO DE DEVOLUCION DEL DINERO SE DESCONTARA EL MONTO CORRESPONDIENTE AL IMPUESTO A LAS TRANSACCIONES FINANCIERAS*

FESTO

VALENCIA - Carabobo
RIF: J-07536319-1

| | |
|------------------------------------|---------------------------|
| Orden de Compra: SOLIC DE COTZ. | Contacto: Luis Barboza |
|------------------------------------|---------------------------|

| | | |
|---|----------|------|
| Aseor LUIS BENITO BENAVIDES MARTINEZ | Teléfono | Fax: |
|---|----------|------|

| | |
|--|---|
| Forma de entrega: Condición general | Condición de pago: CREDITO A 30 DIAS |
|--|---|

Cotización
11684521

Fecha:
20/10/2008

Validez:
27/10/2008

Página:
1 de 4

No. de cliente:
27000575

ALVARO JIMENES.

| Descripción | Material | Precio Unitario | Cantidad | Total |
|---|----------|-----------------|----------|----------|
| Item 1 CILINDRO DOBLE DNC- 50- 500PPV-A Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 163380 | 863,62 | 3 PZ | 2.590,86 |
| Item 2 HORQUILLA C/TUE SG -M 16X1,5 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 6146 | 70,45 | 3 PZ | 211,35 |
| Item 3 FIJ. MONT. P/ P HNC-50 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 174371 | 72,34 | 3 PZ | 217,02 |
| Item 4 REGULADOR DE CA GRLA-1/4-QS-8-RS-B Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 162968 | 90,58 | 3 PZ | 271,74 |
| Item 5 CILINDRO DOBLE DNC- 63- 400PPV-A Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 163411 | 957,34 | 2 PZ | 1.914,68 |

Festo VE-Maracaibo

Avenida 23 con calle 71 No. 22-62
Maracaibo
Venezuela
Tel.: 0058 (0261) 7594120
Fax.: 0058 (0261) 7590455
RIF.: J30289210
www.festo.com.ve



VALENCIA - Carabobo
RIF: J-07536319-1

| Descripción | Material | Precio Unitario | Cantidad | Total |
|---|----------|-----------------|----------|----------|
| Item 6 HORQUILLA C/TUE SG -M 16X1,5 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 6146 | 70,45 | 2 PZ | 140,90 |
| Item 7 FIJ. MONT. P/ P HNC-63 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 174372 | 83,03 | 2 PZ | 166,06 |
| Item 8 REGULADOR DE CA GRLA-3/8-QS-8-RS-B Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 162970 | 122,03 | 2 PZ | 244,06 |
| Item 9 CILINDRO DOBLE DNC-100-300-PPV-A Plazo de Entrega: 9 Días hábiles | 163464 | 1.669,47 | 1 PZ | 1.669,47 |
| Item 10 FIJ. MONT. P/ P HNC-100 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 174374 | 143,41 | 1 PZ | 143,41 |
| Item 11 ELECTROV. DE IMP JMFH-5-1/2 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 10166 | 857,23 | 1 PZ | 857,23 |
| Item 12 BOB. MAGNÉTICA MSFG-24DC/42AC Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 4527 | 50,76 | 2 PZ | 101,52 |

Cotización
11684521

Fecha:
20/10/2008

Válidez:
27/10/2008

Página:
2 de 4

No. de cliente:
27000575

Festo VE-Maracaibo

Avenida 23 con calle 71 No. 22-62
Maracaibo
Venezuela
Tel.: 0058 (0261) 7594120
Fax.: 0058 (0261) 7590455
RIF.: J30289210
www.festo.com.ve

VALENCIA - Carabobo
RIF: J-07536319-1

| Descripción | Material | Precio Unitario | Cantidad | Total |
|--|----------|-----------------|----------|----------|
| Item 13 REGULADOR DE CA GRLA-1/2-B Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 151179 | 195,62 | 1 PZ | 195,62 |
| Item 14 ELECTROV.DE IMP JMFH-5-1/4 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 10410 | 395,56 | 5 PZ | 1.977,80 |
| Item 15 BOB. MAGNÉTICA MSFG-24DC/42AC Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 4527 | 50,76 | 10 PZ | 507,60 |
| Item 16 SENSOR DE PROXI SME-8-K-LED-24 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 150855 | 134,61 | 12 PZ | 1.615,32 |
| Item 17 BLOQUE DE CONEX PRS-1/4-5 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 10188 | 263,55 | 1 PZ | 263,55 |
| Item 18 TORNILLO HUECO VT-1/4-PRS Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 9499 | 43,09 | 5 PZ | 215,45 |
| Item 19 SILEN. C/ROSCA U -1/2 B Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 6844 | 86,80 | 2 PZ | 173,60 |

Cotización
11684521

Fecha:
20/10/2008

Validez:
27/10/2008

Página:
3 de 4

No. de cliente:
27000575

Festo VE-Maracaibo

Avenida 23 con calle 71 No. 22-62
Maracaibo
Venezuela
Tel.: 0058 (0261) 7594120
Fax.: 0058 (0261) 7590455
RIF.: J30289210
www.festo.com.ve

VALENCIA - Carabobo
RIF: J-07536319-1

| Descripción | Material | Precio Unitario | Cantidad | Total |
|---|----------|-----------------|----------|-----------|
| Item 20 RACOR RÁPIDO QS-1/2-10 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 190646 | 20,22 | 1 PZ | 20,22 |
| Item 21 RACOR RAPIDO QSSL-1/4-8 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 153080 | 21,94 | 5 PZ | 109,70 |
| Item 22 RACOR RAPIDO QSL-1/4-8 Plazo de Entrega: 4 Días hábiles | 153049 | 15,77 | 5 PZ | 78,85 |
| Item 23 FINAL DE CARR.E ER -318 Plazo de Entrega: 61 Días hábiles | 2050 | 620,62 | 2 PZ | 1.241,24 |
| Sub Total | | | | 14.927,25 |
| IVA 9,00 % | | | | 1.343,45 |
| Total | | | | 16.270,70 |
| DIECISEIS MIL DOSCIENTOS SETENTA BOLIVARES FUERTES (Bs.F.) CON SETENTA CENTIMOS | | | | |

Cotización
11684521

Fecha:
20/10/2008

Validez:
27/10/2008

Página:
4 de 4

No. de cliente:
27000575

Términos:

- 1.- El tiempo de entrega ofrecido puede verse afectado por las regulaciones vigentes adoptadas por el ejecutivo nacional a las importaciones.
- 2.- Los precios de esta cotización están sujetos a cambios sin previo aviso en caso de agotarse las existencias en nuestro inventario, o por efectos en el cambio de la moneda, ya que son productos importados.

Festo VE-Maracaibo

Avenida 23 con calle 71 No. 22-62
Maracaibo
Venezuela
Tel.: 0058 (0261) 7594120
Fax.: 0058 (0261) 7590455
RIF.: J30289210
www.festo.com.ve

ANEXO II (selección del sistema neumático pistón-barrote)

FESTO

Página catálogo

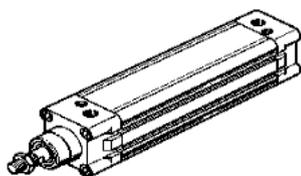
Núm. artículo: **163380**

Página: 1



DNC-50-500-PPV-A **Cilindros normalizados**

según DIN ISO 6431 y VDMA 24562-1, con tubo de cilindro perfilado, con amortiguación de final de carrera regulable por ambos lados.



Los cilindros normalizados de la serie DNC cumplen las siguientes normas:
ISO 6431 (Internacional)
DIN ISO 6431 y VDMA 24 562 (Alemania)
NF E 49 003.1 (Francia)
UNI 10 290 (Italia).

Las variantes se basan en estas normas. Las variantes se pueden confeccionar según sea necesario, recurriendo al conjunto modular.

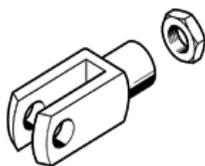
- De doble efecto
- Diámetro del émbolo 32 ... 125 mm
 - Carreras
 - Estándar 25 ... 500 mm
 - Opcionalmente 10 ... 2000 mm
 - Con amortiguación regulable en ambos lados o con anillos elásticos en las posiciones finales
 - Con detección de posiciones sin contacto
 - Rosca exterior en el vástago

Detección de posiciones con detectores:
Eléctricos SM...-8 (con o sin contacto)
Neumáticos SMP0

Características

- Diseño moderno y construcción consecuente para ahorrar hasta un 11% de espacio en comparación con cilindros normalizados

Horquilla SG-M16x1,5

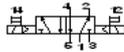


Núm. artículo: 6146
con tuerca hexagonal, para fijación oscilante de cilindros (por el lado del vástago), según DIN ISO 8140.

Horquilla
Según DIN ISO 8140 y DIN 71 752

Variantes
- SG: estándar
- CRSG: resistente a la corrosión y los ácidos

La horquilla se fija al vástago roscado del cilindro y permite movimientos oscilantes del cilindro en un plano.



JMFH-5-1/4 Electroválvula

Tiger Classic

Con accionamientos auxiliares manuales, sin bobinas inductoras y sin conector. Bobinas inductoras y conectores se piden por separado.

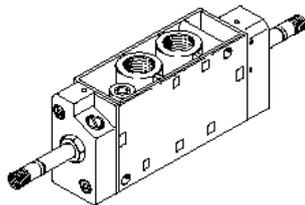
La serie de válvulas Tiger 2000 Classic de Festo ha sido probada millones de veces – es robusta y fiable, incluso bajo condiciones extremas. Una válvula para muchas aplicaciones y una amplia gama de opciones.

Caudal:
G1/8: 500 l/min.
G1/4: 800 l/min.
G1/2: 3700 l/min.
G3/4: 7500 l/min.

JMFH, MFH: sin bobina ni conector (bobina F)

Tensiones
- 12 ... 48 V DC
- 24 ... 240 V AC/50 ... 60 Hz
- Antideflagrante

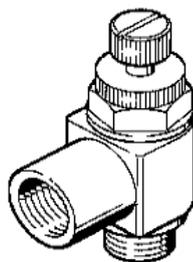
- Válvulas en línea
- Válvulas accionadas eléctrica y neumáticamente
- Con señal dominante en 14 (JMFDH)
- Herramienta de accionamiento manual sin retención (standard), puede reconfigurarse para enclavamiento y bloqueo
- Con o sin aire de pilotaje auxiliar





GRLA-1/4-RS-B (Accesorios) **Válvula de estrangulación y antirretorno**

para estrangulación del escape,
con conexión orientable.



Los reguladores de caudal de un sólo sentido, con regulación del aire de escape se usan para regular el escape de aire en cilindros de doble efecto. El aire fluye libremente en el otro sentido a través de la válvula de antirretorno con la plena sección de paso. La libre alimentación y la regulación del escape mantienen el émbolo entre dos cámaras (mejora el movimiento, incluso con cargas variables). Para bajas velocidades, se utilizan reguladores de precisión con características optimizadas (-LF).

Variantes

Válvula reguladora de caudal para estrangulamiento del aire de escape GRLA, GRGA, GRXA.

Válvula reguladora de caudal para estrangulamiento del aire de escape con función de tope GRXA-HG-...

- Caudal: 18 ... 4300 l/min.

- Conexión roscada: M3 ... G3/4

- Racor rápido QS para tubos de diámetro 3 ... 10 mm

- Conexión con boquilla PK3 ... PK-6

ANEXO III (selección del sistema neumático pistón-gancho):

FESTO

Página catálogo

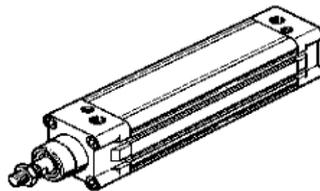
Núm. artículo: **163411**

Página: 1



DNC-63-400-PPV-A **Cilindros normalizados**

según DIN ISO 6431 y VDMA 24562-1, con tubo de cilindro perfilado, con amortiguación de final de carrera regulable por ambos lados.



Los cilindros normalizados de la serie DNC cumplen las siguientes normas:

ISO 6431 (Internacional)
DIN ISO 6431 y VDMA 24 562 (Alemania)
NF E 49 003.1 (Francia)
UNI 10 290 (Italia).

Las variantes se basan en estas normas. Las variantes se pueden confeccionar según sea necesario, recurriendo al conjunto modular.

De doble efecto

- Diámetro del émbolo 32 ... 125 mm
- Carreras
Estándar 25 ... 500 mm
Opcionalmente 10 ... 2000 mm
- Con amortiguación regulable en ambos lados o con anillos elásticos en las posiciones finales
- Con detección de posiciones sin contacto
- Rosca exterior en el vástago

Detección de posiciones con detectores:

Eléctricos SM...-8 (con o sin contacto)
Neumáticos SMPO

Características

- Diseño moderno y construcción consecuente para ahorrar hasta un 11% de espacio en comparación con cilindros normalizados

FNC-63 (Accesorios)
Brida de fijación

para cilindros DNC, ADVC, AEVC,
ADN, AEN y actuador lineal y
giratorio CLR.

Bridas FNC-32 a FNC-63 para cilindros DNC,
ADVC, AEVC, ADN y AEN y unidad de sujeción
lineal y giratoria CLR.



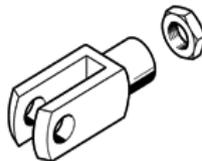
Impreso el: 10/10/2008 03:41:28 p. m.

Festo AG & Co. KG
Postfach
72734 Esslingen

Horquilla SG-M16x1,5

 imprimir

 Cesta de la compra

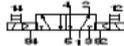


Núm. artículo: 6146
con tuerca hexagonal, para fijación oscilante de cilindros (por el lado del vástago), según DIN ISO 8140.

Horquilla
Según DIN ISO 8140 y DIN 71 752

Variantes
- SG: estándar
- CRSG: resistente a la corrosión y los ácidos

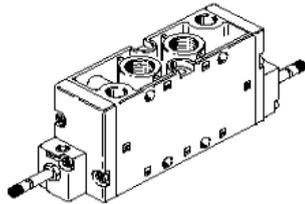
La horquilla se fija al vástago roscado del cilindro y permite movimientos oscilantes del cilindro en un plano.



JMFH-5-3/8-B Electroválvula

Tiger Classic

Con accionamientos auxiliares manuales, sin bobinas inductoras y sin conector. Bobinas inductoras y conectores se piden por separado.



La serie de válvulas Tiger 2000 de Festo ha sido probada millones de veces – es robusta y fiable, incluso bajo condiciones extremas. Una válvula para muchas aplicaciones y una amplia gama de opciones.

Caudal:

- G1/8 750 y 1000 l/min
- G1/4 1300 y 1600 l/min
- G3/8 2000 l/min.

Tensiones

- JMVH, MVH: con bobina sin conector (bobina V)
- 24 V DC
- Distribución de conexiones según DIN 43 650 tipo B

JMFH, MFH: sin bobina ni conector (bobina F)

- 12 ... 48 V DC
- 24 ... 240 V AC/50 ... 60 Hz
- Antideflagrante

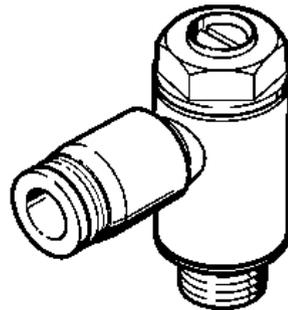
- Válvulas en línea
- Válvulas accionadas eléctrica y neumáticamente
- Accionamiento manual:
Con o sin aire de pilotaje auxiliar



GRLA-3/8-QS-6-D (Accesorios)

Válvula de estrangulación y antirretorno

para estrangulación del aire de escape, con conexión giratoria.



Los reguladores de caudal de un sólo sentido, con regulación del aire de escape se usan para regular el escape de aire en cilindros de doble efecto. El aire fluye libremente en el otro sentido a través de la válvula de antirretorno con la plena sección de paso.

La libre alimentación y la regulación del escape mantienen el émbolo entre dos cámaras (mejora el movimiento, incluso con cargas variables). Para bajas velocidades, se utilizan reguladores de precisión con características optimizadas (-LF).

Variantes

Válvula reguladora de caudal para estrangulamiento del aire de escape GRLA, GRGA, GRXA.

Válvula reguladora de caudal para estrangulamiento del aire de escape con función de tope GRXA-HG-...

- Caudal: 18 ... 4300 l/min.

- Conexión roscada: M3 ... G3/4

- Racor rápido QS para tubos de diámetro 3 ... 10 mm

- Conexión con boquilla PK3 ... PK-6

ANEXO IV (selección del sistema neumático pistón-mordaza):

FESTO

Página catálogo

Núm. artículo: **14185**

Página: 1



DNU-100-300-PPV-A **Cilindros normalizados**

Universal 2000

según DIN ISO 6431, con tubo de cilindro perforado, para detección sin contacto, con amortiguación de final de carrera ajustable por ambos lados.

Tipo armonizado: suministrable hasta 2008

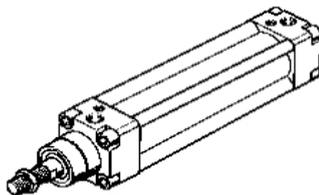
La serie de cilindros normalizados DNU y DNUL cumple con los siguientes estándares:
ISO 6431 (internacional)
DIN ISO 6431
Todas las variantes están basadas en estos estándares.

Doble efecto

- Diámetros de émbolo desde 32 a 100 mm
- Carreras
Estándar: 25 a 500 mm
Alternativamente de 10 a 2000 mm

- Con amortiguación ajustable en ambos extremos
- Con detección sin contacto
- Vástago con rosca externa
- DNUL: antigiro mediante vástago cuadrado

Detección de posición alternativamente con detectores de proximidad:
Eléctrico SM...-1 (con o sin contactos)
Neumático SMPO



FESTO

Página catálogo

Núm. artículo: **5140**

Página: 1

HN-100 (Accesorios)

Pie de fijación

Universal 2000

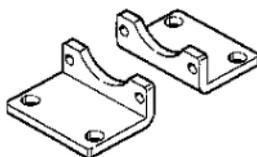
para cilindros DNU.

Tipo armonizado: suministrable hasta 2008

Fijación por pies para cilindro estándar DNU y
unidad de bloqueo de cilindro DKE

- HN: estándar

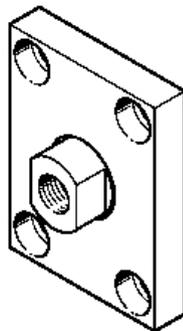
Alcance del suministro: 2 pies y 4 tornillos de
fijación



KSZ-M20x1,5 (Accesorios)**Placa de acoplamiento**

Universal 2000

para compensar descentrajes ,
montaje en el lado del vástago en
cilindros antigiro DNGL, DNUL,
DSNUL, DZF, DZH, ADVLQ,
AEVULQ y sus variantes..

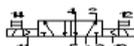
**Placa de acoplamiento KSG**

Esta placa de acoplamiento se rosca en el
vástago de cualquier cilindro para unirlo con las
piezas de la máquina a mover. Compensa una
desviación radial de
hasta ± 1 mm.

Placa de acoplamiento KSZ

Para cilindros con vástagos antigiro.

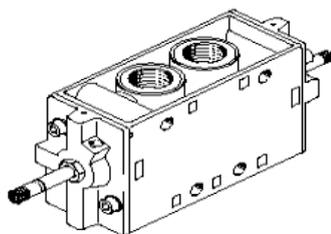
Utilizando esta placa de acoplamiento para
compensar desviaciones radiales, el cilindro
adquiere estabilidad posicional en su unión con
los componentes a mover.



JMFH-5-1/2-S Electroválvula

Tiger Classic

Con accionamientos auxiliares manuales, sin bobinas inductoras y sin conector. Bobinas inductoras y conectores se piden por separado.



La serie de válvulas Tiger 2000 Classic de Festo ha sido probada millones de veces – es robusta y fiable, incluso bajo condiciones extremas. Una válvula para muchas aplicaciones y una amplia gama de opciones.

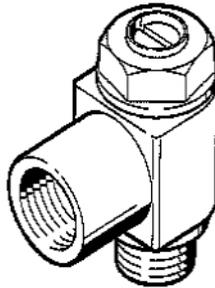
Caudal:
G1/8: 500 l/min.
G1/4: 800 l/min.
G1/2: 3700 l/min.
G3/4: 7500 l/min.

JMFH, MFH: sin bobina ni conector (bobina F)
Tensiones
- 12 ... 48 V DC
- 24 ... 240 V AC/50 ... 60 Hz
- Antideflagrante

- Válvulas en línea
- Válvulas accionadas eléctrica y neumáticamente
- Con señal dominante en 14 (JMFDH)
- Herramienta de accionamiento manual sin retención (standard), puede reconfigurarse para enclavamiento y bloqueo
- Con o sin aire de pilotaje auxiliar

**GRLA-1/2-B****Válvula de estrangulación y antirretorno**

para estrangulación del escape,
con conexión orientable.



Los reguladores de caudal de un sólo sentido, con regulación del aire de escape se usan para regular el escape de aire en cilindros de doble efecto. El aire fluye libremente en el otro sentido a través de la válvula de antirretorno con la plena sección de paso.

La libre alimentación y la regulación del escape mantienen el émbolo entre dos cámaras (mejora el movimiento, incluso con cargas variables). Para bajas velocidades, se utilizan reguladores de precisión con características optimizadas (-LF).

Variantes

Válvula reguladora de caudal para estrangulamiento del aire de escape GRLA, GRGA, GRXA.

Válvula reguladora de caudal para estrangulamiento del aire de escape con función de tope GRXA-HG...

- Caudal: 18 ... 4300 l/min.

- Conexión roscada: M3 ... G3/4

- Racor rápido QS para tubos de diámetro 3 ... 10 mm

- Conexión con boquilla PK3 ... PK-6

ANEXO V (selección de los sensores magnéticos, inductivos y final de carrera eléctrico)

FESTO

Página catálogo

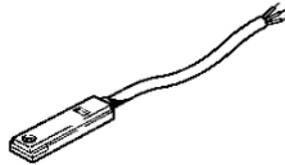
Núm. artículo:171180

Página:1



SMT-8-NS-K-LED-24-B Detector de proximidad

eléctrico, sin contactos, NPN,
para actuadores con ranura 8,
con cable.



Los detectores de proximidad de Festo han sido concebidos especialmente para funcionar de modo óptimo en combinación con los actuadores de Festo. Estos detectores se montan directamente en el actuador o utilizando conjuntos de elementos de fijación. Para funcionar, los detectores utilizan un imán permanente montado en el actuador del actuador. El detector de posiciones se ajusta mecánicamente en el actuador y se fija en la posición deseada. Una vez que el émbolo del actuador alcanza nuevamente esa posición, cambia el estado de la señal de conmutación.

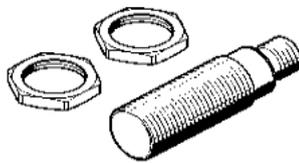
Detector de posición para ranura 8
Ejecuciones

- Detectores con contacto (SME, SMEO)
- Detectores sin contacto (SMT, SMTO) en versión PNP y NPN
- Detector neumático (SMPO)
- Detector resistente a salpicaduras de soldadura (SMTSO)
- Detectores resistentes a altas temperaturas (-S6)
- Con cables de diversas longitudes o con conector tipo clavija



SIEA-M18B-UI-S **Sensor de proximidad**

Con conector tipo clavija, montaje a ras



Los detectores inductivos son emisores de señales eléctricas que detectan movimientos de máquinas, robots, cintas de transporte, etc. sin establecer contacto con las piezas.

Si un objeto metálico se acerca a la superficie activa del detector inductivo, éste emite una señal eléctrica en función de una distancia de conmutación determinada.

Los detectores inductivos detectan cualquier pieza conductora que pasa por el campo magnético de alta frecuencia del oscilador o que se detienen en dicho campo. Ello significa que las piezas se detectan sin que se produzca un contacto directo.

Los detectores inductivos funcionan sin contacto, lo que significa que el emisor y el receptor no están expuestos a fuerza alguna.

Los detectores inductivos no necesitan componentes de detección por contacto, por lo que no tienen rodillos, levas o palancas, usuales en los detectores mecánicos.

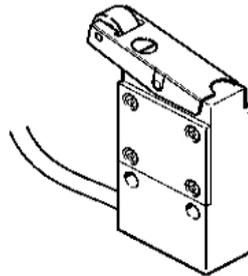


ER-318

Detector de final de carrera eléctrico

Programa adicional neumática

con rodillo



Las válvulas limitadoras se utilizan para emitir señales en las posiciones finales o en posiciones intermedias. Dependiendo de la conexión, pueden utilizarse como normalmente abiertas, normalmente cerradas o como contacto conmutador.

Ejecuciones

- ER-318: con palanca con rodillos y cable de 1,1 m
- EL-318: con palanca basculante con rodillos, retroceso en vacío, cable de 1,1 m

- Tensión 250 V DC/AC

Con ciclos de conmutación cortos o con inducciones elevadas, tiene que preverse un supresor de chispas R-C en funcionamiento con corriente continua. Lo mejor es conectarlo en paralelo al interruptor o conectarlo a carga. R y C están conectados en serie.

En relación con el supresor, debe tenerse en cuenta lo siguiente:

El condensador C en μF debe ser tan grande como la corriente de carga I en A y, como mínimo, para una tensión de funcionamiento desde 630 hasta 1000 V. La