



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



***DISEÑO DE UN SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO PARA ALIMENTAR
UNA CORTADORA DE BARRAS EN UNA EMPRESA FABRICANTE DE
AUTOPARTES***

JIMÉNEZ Z, ALVARO E.
REYES S, ALEXIS H.

VALENCIA, ABRIL DE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



***DISEÑO DE UN SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO PARA ALIMENTAR
UNA CORTADORA DE BARRAS EN UNA EMPRESA FABRICANTE DE
AUTOPARTES***

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

JIMÉNEZ Z, ALVARO E.
REYES S, ALEXIS H.

VALENCIA, ABRIL 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 ***“Diseño de un sistema semiautomático para alimentar una cortadora de barras en una empresa fabricante de autopartes”***, realizado por los bachilleres: **Jiménez Alvaro**, cédula de identidad: 16.446.807 y **Reyes Alexis**, cédula de identidad: 17.399.200, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho tema.

Prof. José Gutiérrez

Tutor

Prof. Giovanni Pizzela

Jurado

Prof. Napoleón González

Jurado

VALENCIA, ABRIL DE 2008

DEDICATORIA

A mi mamá Marta, quien desde el comienzo de mi vida y en especial la de mi carrera ha estado a mi lado para brindarme su amor, apoyarme, aconsejarme y sobre todo para brindarme su amistad, sin los esfuerzos de ella, este gran logro no sería posible, GRACIAS MAMA.

A mi papá Alfredo, quien siempre confió en mí, y en mi capacidad de lograr todas mis metas, siempre me apoyaste y me brindaste fuerzas para seguir adelante.

A mi hermana Norellys, quien con su incondicional apoyo, dulzura y amor me ha apoyado a lo largo de mi carrera y mi vida.

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

A mi abuela Gerónima quien desde el comienzo de mi vida me ha ayudado a crecer y ser una buena persona.

A mis sobrinos Miguel Ángel y Michelle, por brindarme de su excelente compañía, y amor.

A mi novia Dalimar, quien con amor, dulzura, entusiasmo, paciencia, compañía y sobre todo su incondicional apoyo me dieron las fuerzas necesarias para seguir adelante en todos los momentos difíciles de mi carrera. Gracias Dalimar, te amo....!

Alvaro E. Jiménez Z.

AGRADECIMIENTOS

A Alexis Reyes 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 Reyes Sánchez, por su incondicional ayuda y poyo brindado, en especial a la Sra. Francisca, y la Srta. Eliana Reyes.

A la Empresa DANA Traction Technologies en su División Ejes y Cardanes, por brindarme la oportunidad de realizar este proyecto en su planta.

Al Técnico Jarvis Cedeño por brindarnos ayuda y soporte en la culminación de este proyecto.

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

Al Ingeniero José Gutiérrez, por brindarnos su ayuda y apoyo en la realización de este trabajo de grado.

A todos los profesores de la Universidad por brindarme su apoyo.

A todos mis compañeros y amigos, por brindarme su amistad, apoyo y compañía.

Alvaro E. Jiménez Z.

DEDICATORIA

A mis padres Alexis José y Francisca Elisa por su gran apoyo incondicional, y por darme fuerza en los momentos más difíciles para hacer de esta meta una realidad, por siempre darme 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 hermana Eliana Berlisa 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 mis primas Elimar y Ragrelis Gudiño por guiarme cuando siempre lo necesité, darme su apoyo incondicional en todo momento y los buenos consejos recibidos de su parte, siempre estaré agradecido con ustedes.

A mis tías Gregoria y María Sánchez por su apoyo y por la enseñanza que me han dejado.

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

Alexis H. Reyes S.

AGRADECIMIENTOS

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

A mi amigo y compañero de elaboración de este trabajo de grado por toda su amistad y confianza brindada en el transcurso de nuestra carrera y por todos los conocimientos aportados, muchas gracias Álvaro.

A los padres de Alvaro por su atención brindada mientras realizábamos el trabajo de grado.

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

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 los profesores Ing. Pizzela e Ing. Urbano por toda su atención y amabilidad al atendernos en cuanto al asesoramiento de algunos criterios utilizados en el diseño.

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

Alexis H. Reyes S.

RESUMEN

DANA Venezuela, es una empresa con capital 100% americano pero manejada por venezolanos. Es el mayor fabricante de autopartes tanto en el país como en la región andina y tiene como objetivo, suministrar al mercado global componentes y sistemas automotrices de la más alta calidad, apoyados en un capital humano capacitado y comprometido, es por ello que este trabajo de grado surge por la necesidad de mejorar el problema de producción relacionado con la línea de corte de barras de la empresa, enfocándonos mas específicamente en la cortadora de barras Ficep, la cual no esta trabajando al máximo de su capacidad debido al problema que se presenta, de mantener alimentada la máquina; esta situación ocurre debido a que la alimentación de ésta depende de un puente grúa, el cual no siempre esta disponible ya que es utilizado para otras operaciones en la planta. Además, surge la necesidad de aumentar la producción debido a la implementación de un sistema automático al proceso próximo de corte, lo que aumentó la demanda de barras. Para resolver el problema antes mencionado, se realizo el diseño mecánico de un sistema nuevo de plataforma, alimentador y descarga de barras, así como un sistema de control basado en un autómata programable, para luego evaluar su factibilidad económica. El tipo de investigación de este proyecto de grado es de tipo proyecto de campo, debido a que se vio en la necesidad de extraer los datos fundamentales para el estudio del proyecto en la misma zona de trabajo. En comparación con la situación actual, se garantiza un suministro constante de barras a la maquina cortadora, lo que aumenta considerablemente la producción. Además, se estima una pronta recuperación de la inversión, logrando así obtener beneficios a corto plazo.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
 CAPÍTULO I	
EL PROBLEMA	3
Planteamiento del Problema	3
Objetivos	6
Objetivo General	6
Objetivo Especifico	6
Justificación	7
Delimitaciones	7
Limitaciones	8
 CAPÍTULO II	
MARCO TEÓRICO	9
Antecedentes	9
Bases Teóricas	11
 CAPÍTULO III	
MARCO METODOLÓGICO	21
Nivel de la investigación	21
Diseño de la investigación	21
 CAPÍTULO IV	
DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN	25
Descripción de la situación actual	25

Selección de la mejor solución	26
Diseño de la plataforma que traslada las barras	36
Diseño del alimentador de barras	62
Diseño del sistema de descarga	79
Diseño del sistema automatizado	79
Estudio de la factibilidad económica	100
 CONCLUSIONES	 103
 RECOMENDACIONES	 105
 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 106
 APÉNDICES	
 ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
<i>Figura N° 1.1.</i> Máquina Cortadora de Barras	5
<i>Figura N° 1.2.</i> Plataforma y contenedor de barras (de izquierda a derecha)	6
<i>Figura N° 2.1.</i> Cilindro de simple efecto	12
<i>Figura N° 2.2.</i> Cilindro de doble efecto	12
<i>Figura N° 2.3.</i> Válvula de estrangulación	15
<i>Figura N° 2.4.</i> Válvula de estrangulación y anti retorno	16
<i>Figura N° 2.5.</i> Válvula de escape rápido	16
<i>Figura N° 2.6.</i> Sensores magnéticos en un actuador de doble efecto	17
<i>Figura N° 2.7.</i> Principio de funcionamiento de un sensor inductivo	18
<i>Figura N° 2.8.</i> Esquema de un PLC	18
<i>Figura N° 4.1.</i> Posible Solución 1. Vista lateral izquierda	29
<i>Figura N° 4.2.</i> Posible Solución 1. Vista lateral derecha	30
<i>Figura N° 4.3.</i> Posible Solución 2. Vista lateral izquierda	32
<i>Figura N° 4.4.</i> Posible Solución 2. Vista lateral derecha	33
<i>Figura N° 4.5.</i> Posible Solución 3. Vista lateral izquierda	34
<i>Figura N° 4.6.</i> Posible Solución 3. Vista lateral derecha	35
<i>Figura N° 4.7.</i> Plataforma contenedora de barras	38
<i>Figura N° 4.8.</i> Diagrama de cuerpo libre de la viga	41
<i>Figura N° 4.9.</i> Diagrama de la viga	47
<i>Figura N° 4.10.</i> Ubicación de los cordones de soldadura en la plataforma, vista lateral	48
<i>Figura N° 4.11.</i> Detalle de la ubicación del cordón de soldadura	51
<i>Figura N° 4.12.</i> Identificación de Elementos del contenedor de barras	53
<i>Figura N° 4.13.</i> (a) Conjunto Eslabón-horquilla, (b) Diagrama de la horquilla	55
<i>Figura N° 4.14.</i> Diagrama de corte de las uñas	57
<i>Figura N° 4.15.</i> Diagrama de momento de las uñas	58
<i>Figura N° 4.16.</i> Identificación de Elementos del contenedor de barras	59

<i>Figura N° 4.17.</i> Diagrama de corte del soporte de las barras	60
<i>Figura N° 4.18.</i> Diagrama de momento del soporte de las barras	60
<i>Figura N° 4.19.</i> Ubicación del gancho en el mecanismo	63
<i>Figura N° 4.20</i> Ubicación de la biela en el mecanismo	64
<i>Figura N° 4.21.</i> Diagrama de cuerpo libre de la barra	65
<i>Figura N° 4.22.</i> Diagrama de corte de la barra	66
<i>Figura N° 4.23.</i> Diagrama de momento de la barra	66
<i>Figura N° 4.24.</i> Diagrama de momento sobre la polea impulsora	71
<i>Figura N° 4.25.</i> Diagrama de cuerpo libre de la barra	72
<i>Figura N° 4.26.</i> Vista trasera de la ubicación de los elementos de control	81
<i>Figura N° 4.27.</i> Vista frontal de la ubicación de los elementos de control	82
<i>Figura N° 4.28.</i> Diagrama de conexiones del PLC	95
<i>Figura N° 4.29.</i> Diagrama escalera del PLC	96
<i>Figura N° 4.30.</i> Diagrama Neumático.	99

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla N° 4.1. Especificaciones de las barras	37
Tabla N° 4.2. Características del actuador DNG-20-PPV-A	62
Tabla N° 4.3. Características del actuador DNC-40-250-PPV	69
Tabla N° 4.4. Características del motor reductor W110 P112	75
Tabla N° 4.5. Características del actuador ADN-25-25-A-P-A	84
Tabla N° 4.6. Características del actuador DSNU-25-25-P-A	85
Tabla N° 4.7. Características del sensor SIEA-M-30B-UI-S	86
Tabla N° 4.8. Características del sensor CRSMT-8-PS-K-LED-24	87
Tabla N° 4.9. Características del sensor CRSME0-4-K-LED-24	87
Tabla N° 4.10. Características la electroválvula JMVH-5-3/8-V	88
Tabla N° 4.11. Características de la válvula GRLA-1/2-QS-12-RS-D	88
Tabla N° 4.12. Características de la válvula SEU-3/8	89
Tabla N° 4.13. Lista de direcciones del PLC	90
Tabla N° 4.14. Costo de la inversión inicial	102



INTRODUCCIÓN

El presente trabajo se basa en el diseño de un sistema semiautomático para alimentar una máquina cortadora de barras en una empresa fabricante de autopartes.

Este proyecto se crea debido a la necesidad que presenta la empresa de aumentar la producción de barras de acero para el forjado, el cual se ve afectado al ser interrumpido, ya que depende de varios factores ajenos al proceso en si. Además el proceso sub siguiente al corte de barras actualmente fue automatizado con un robot, lo que aumenta la necesidad de aumentar la producción.

La estructura de este trabajo de grado esta constituida de cinco capítulos . El primero define cual es la situación problemática, así como los objetivos que se desean lograr con la investigación.

El segundo capítulo expone lo referente a las bases teóricas necesarias para la realización del proyecto.

El tercer capítulo se refiere al tipo de metodología utilizada, así como los pasos a seguir para la realización del proyecto.



INTRODUCCIÓN



El cuarto capítulo comprende el desarrollo de la investigación el cual comienza con la selección de la mejor solución que atacará el problema, atendiendo las necesidades y objetivos específicos descritos en el primer capítulo, luego se presentan el diseño mecánico y automático de los componentes del sistema a diseñar así como la exposición de sus características. Posteriormente se realiza el estudio económico para determinar la factibilidad de aplicar el proyecto, y por ultimo se hacen conclusiones y plantean recomendaciones.



CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1. Planteamiento del problema

La empresa DANA Traction Technologies en su División Ejes y Cardanes, ubicada en la Zona Industrial de Valencia, Estado Carabobo, se encarga de fabricar todos los componentes relacionados a la transmisión de vehículos para varias ensambladoras de automóviles a nivel nacional e internacional, para esto la empresa cuenta con dos áreas (galpones), los cuales son el área de forja y el área de ejes.

En el área de ejes, se realiza todo lo relacionado al mecanizado y ensamble de los componentes para así poder obtener el producto final, es por esto que se requiere que todos los componentes provenientes del área de forjas sean procesados de manera rápida y se produzcan con muy buena calidad.

El área de Forjas se divide en siete líneas de trabajo las cuales son: Forjas, Corte de Barras, Blank Satélite Planetario, Línea Final, Mecanizado de Tubos, Pasadores y Manufactura. En esta área de la planta se recibe toda la materia prima (Barras de acero provenientes de Brasil), y se realiza principalmente el proceso de corte y forjado para la obtención de puntas de eje, piñones, coronas, satélites, planetarios y bridas para cardan.



La línea de Corte de Barras consta de cinco máquinas, en las que se encuentran una Cortadora mecánica por cizalla (Ficep) que se especifica en la figura 1.1, una Cortadora hidráulica por cizalla (Slluger) y tres Sierras Cintas (Kasto, Peerles). Las Sierras Cintas se encargan de cortar el material para forjar piñones, satélites, planetarios y bridas para cardan. Las Cizallas se encargan de cortar barras para forjar punta de ejes. Actualmente la Cortadora Hidráulica por cizalla se encuentra inoperativa y toda la producción se realiza en la Cortadora Mecánica, además la línea de Corte de barras de la empresa solo posee un operador, quien se encarga de manejar las cuatro máquinas mencionadas anteriormente.

Las cuatro máquinas activas de la línea de corte de barras trabajan de manera semiautomática, excepto, la Cortadora de barras Ficep que funciona de forma manual, en ésta el operario debe colocar con el puente grúa lotes de aproximadamente 33 barras en una plataforma que se adaptó para esta máquina, luego el operario corta la cinta de retención del lote y empuja cada barra manualmente sobre un riel, para introducirlas en las mordazas de la Cizalladora (Cada barra pesa aproximadamente 90 Kilogramos), luego la barra llega a un tope para ser cortada a esa medida establecida, y el operario activa una palanca para cortar la barra, luego se debe recoger el producto con la mano para que sea colocado en una cesta, este proceso lo repite con cada barra, de la cual se pueden sacar aproximadamente cinco puntas de eje. El operario tarda en promedio 55 segundos en cortar cada barra, considerando que cada lote trae aproximadamente 33 barras, este tardaría media hora en cortar el lote completo, tiempo en el cual se descuida las otras máquinas, ocasionando discontinuidad en la producción, por eso se desea semiautomatizar dicha máquina para minimizar el tiempo de corte de dichas barras y así poder maximizar la producción; y de esta manera el operario podrá controlar las líneas de corte de barras de una manera mas equitativa.



Por otra parte la línea de corte de barras se encuentra ubicada en el pasillo central de la planta y comparte el puente grúa con otra serie de máquinas que también lo utilizan para sus operaciones de producción o para cambio de herramental, lo que hace que se pierda mucho tiempo al tener que esperar por la utilización del puente grúa para poder cargar el lote de barras en la plataforma, con lo cual se desea diseñar un sistema mecánico semiautomático capaz de trasladar las barras del contenedor hasta la plataforma de la línea de corte para la máquina Ficep, como se observa en la figura 1.2, y de esta forma no depender de la disponibilidad del puente grúa, para así minimizar tiempo de producción.

Es por esto que en base a la situación descrita anteriormente se plantea la siguiente incógnita:

¿Solucionará el problema de producción de barras para la fabricación de Punta de Ejes, el diseño de un sistema semiautomatizado, así como el rediseño de un sistema de traslado, plataforma y el diseño de un contenedor de barras ?



Figura 1.1. Máquina Cortadora de Barras



Figura 1.2. Plataforma y contenedor de barras (de izquierda a derecha)

2. Objetivos

2.1 Objetivo general

Diseñar un sistema semiautomático para la alimentación y traslado de barras de acero para mejorar la producción.

2.2 Objetivos específicos

- ✓ Evaluar el proceso actual de cortes de barras.
 - ✓ Diseñar el sistema de alimentación para la plataforma que traslada las barras.
 - ✓ Diseñar el sistema de traslado de las barras hacia la máquina de corte.
 - ✓ Diseñar el sistema de descarga de las barras.
 - ✓ Diseñar el sistema de control del sistema.
 - ✓ Realizar el estudio de factibilidad económica.
-



3. Justificación

Con el presente trabajo se pretende mejorar la producción de barras de acero utilizadas para la fabricación de Puntas de Ejes, en la empresa Danaven C.A. División de Ejes y Cardanes, produciendo mayor cantidad de piezas diarias que las que se producen actualmente. El ritmo de la producción está pautado por una prensa que es la que realiza el proceso de forjado en las barras y ésta produce aproximadamente 300 puntas de ejes por cada hora de trabajo. Al semiautomatizar el proceso de corte se logrará minimizar el tiempo de corte de las barras y maximizar el volumen de producción de las mismas.

4. Delimitaciones

1. Solo se diseñará el sistema automático para una máquina cortadora de barras marca FICEP.
 2. Solo se usarán barras con diámetro máximo de 60 mm.
 3. Solo se usarán barras con largo máximo de 4.100 mm.
 4. El peso neto de las barras depositadas en la plataforma contenedora no puede exceder los 7.000 kilogramos.
 5. El área disponible para la instalación del sistema automatizado es de 50 m² (10 m x 5 m).
 6. Se realizará la ingeniería de detalle del diseño propuesto.
-



5. Limitaciones

1. Disponibilidad de referencias bibliográficas.
2. Disponibilidad de Tiempo.
3. Disponibilidad de acceso e información por parte de la empresa.
4. Utilización de sistemas neumáticos debido a la disponibilidad de tuberías de aire comprimido e indisponibilidad de espacio para diseñar un sistema hidráulico



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

1. Antecedentes

Para la sustentación teórica se hizo referencia a los siguientes trabajos de investigación:

Según los Ingenieros Jiménez Vladimir y Ledón Claritza, graduandos de la Universidad de Carabobo, en su trabajo especial de grado titulado “*Diseño de un alimentador y extractor automatizado de puntas de eje para la máquina de centro punteado*” realizado en el año 2003 destacan que:

Este trabajo de grado fue realizado con el objetivo de reducir costos operacionales, mejorar la calidad de los productos (punta de ejes), así como también la eficiencia de la producción en el área de mecanizado (Dpto. de manufactura) en la empresa C.A. Danaven División ejes y cardanes. Dichas mejoras consisten en automatizar el proceso de alimentación y extracción de punta de ejes para la máquina de centro punteado, ayudando a disminuir el tiempo de producción, ya que en la actualidad el proceso se realiza de forma manual.

Según los Ingenieros Durán Antonio y Sánchez William, graduandos de la Universidad de Carabobo, en su trabajo especial de grado titulado “*Diseño de un*



alimentador automático para cortadora de barras de acero” realizado en el año 2004 destacan:

Que la empresa C.A. Danaven División ejes y cardanes adquirió una cortadora automática para realizar esta operación, la cual necesita de un alimentador automático con el que no se cuenta. Por lo que se requiere del alimentador se adapte a las condiciones de dicha máquina para que la misma pueda operar con el mayor número de barras posibles, y de esta manera dicho alimentador garantiza que la máquina trabaje con toda su capacidad sin forzarla.

Según los Ingenieros Gheysel Colmenares y José Perdomo, graduandos de la Universidad de Carabobo, en su Informe de Pasantías titulado *“Diseño del procedimiento automatizado para una máquina cortadora de barras de una empresa metalmecánica”* realizado en el año 2002, destacan que:

Este proyecto consistió en solucionar la situación problemática existente en la Planta de Forja de la División Ejes y Cardanes de la empresa DANA VEN ubicada en el estado Carabobo. Una máquina cortadora marca SLLUGER que operaba mediante un tablero con un gran numero de botones, en donde el operario invierte tiempo innecesario, pudiendo aprovechar éste en otras labores ya que el funcionamiento de la máquina es relativamente sencillo, para ello se realizó un diseño automático que permita manejar mas fácil y rápidamente el funcionamiento de la máquina con el fin de optimizar este proceso de corte y disminuir el tiempo de ejecución.



2. Bases teóricas

2.1 Neumática

La neumática trata de la generación y transformación de movimientos mediante el aire como fuente de energía; aplica también al conjunto de aparatos destinados a operar con aire.

2.1.1 Actuadores neumáticos

Los mecanismos neumáticos, permiten desarrollar los trabajos a alta velocidad, eficiencia y a bajo costo. En ese sentido, los actuadores neumáticos son los que realizan directamente el trabajo, y están clasificados en dos grandes grupos de acuerdo a su función: actuadores lineales y actuadores rotativos que permiten realizar movimientos rotativos, lineales y giratorios.

2.1.2 Cilindros neumáticos

Los cilindros lineales son dispositivos motrices en los equipos neumáticos ya que transforman la energía estática del aire a presión, en movimientos rectilíneos de avance y retroceso. Este tipo de actuadores neumáticos tienen utilidades considerables en el campo de la técnica de automatización. El posicionamiento, montaje y manipulación, ya sea para elevar, alimentar, desplazar, posicionar o cambiar de dirección, son ejemplos de su uso. Las acciones que realizan los cilindros son las de empujar o halar. Estos realizan su mayor esfuerzo cuando empujan, ya que la presión actúa sobre la cara del embolo que no lleva vástago y así se aprovecha la mayor superficie, cumpliendo con el principio de que a mayor área mayor fuerza.



- **Cilindros de simple efecto**

Su característica principal es que puede producir movimiento solamente en un solo sentido o dirección; por un lado recibe presión (puede ser la cámara del lado del émbolo o la del vástago), el cilindro ejecuta un trabajo mecánico de avance y su retorno puede darse por efecto de un muelle de reposición, o bien por fuerza externa (carrera en vacío); debe tener además una conexión para escape de aire, como lo indica la figura 2.1.

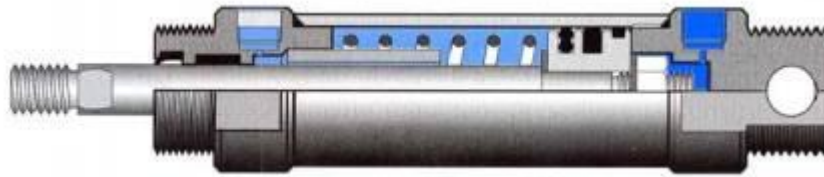


Figura 2.1. Cilindro de simple efecto.

- **Cilindros de doble efecto**

Su característica principal es que puede producir movimiento en ambos sentidos o dirección; recibe presión por la cámara del émbolo y la del vástago el cilindro ejecuta un trabajo mecánico de avance y su retorno. Ésta descripción se hace referente a la figura 2.2.

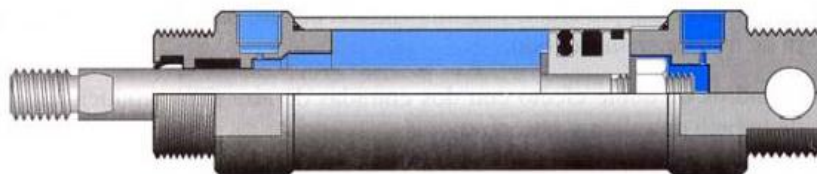


Figura 2.2. Cilindro de doble efecto



- **Actuadores Giratorios**

En esta ejecución de cilindro de doble efecto, el vástago es una cremallera que acciona un piñón y transforma el movimiento lineal en un movimiento giratorio hacia la izquierda o hacia la derecha, según el sentido del émbolo. Los ángulos de giro corrientes pueden ser de 45° , 90° , 180° , 290° hasta 720° . Es posible determinar el margen de giro dentro del margen total por medio de un tornillo de ajuste . El par de giro es función de la presión, de la superficie del émbolo y de la desmultiplicación. Los accionamientos de giro se emplean para voltear piezas, doblar tubos metálicos, regular acondicionadores de aire, accionar válvulas de cierre, válvulas de tapa, etc. Como los cilindros de giro, éste también puede realizar un movimiento angular limitado, que rara vez sobrepasa los 300°. La estanqueización presenta dificultades y el diámetro o el ancho permiten a menudo obtener sólo pares de fuerza pequeños. Estos cilindros no se utilizan mucho en neumática, pero en hidráulica se ven con frecuencia.

2.1.3 Cálculo de la fuerza de los cilindros neumáticos

El diámetro del émbolo establece la fuerza que puede realizar el actuador.
Utilizando la formula:

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

P: Presión.



F: Fuerza.

A: Área del émbolo.

Como la presión que se maneja a nivel industrial normalmente está estandarizada en 6 bar; entonces la fuerza del cilindro está determinada por el diámetro del émbolo.

2.1.4 Cálculo del consumo de aire de los actuadores neumáticos

El consumo de aire de los actuadores neumáticos determina las dimensiones de las válvulas de mando, tubo plástico flexible, velocidades de trabajo y las dimensiones del propio compresor. Este consumo se puede calcular a través de la siguiente fórmula:

$$Q = 2 \times n \times s \times q \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

Q: Consumo de aire.

n: Número de ciclos por minuto.

s: Carrera.

q: Consumo específico de aire.



2.1.5 Válvulas neumáticas

- **Válvulas de caudal**

Las válvulas de caudal controlan el flujo de aire que llegará a las válvulas de mando o a los actuadores.

- **Válvulas de estrangulación**

La válvula de estrangulación estrecha el paso del aire; por lo general, es ajustable (rosca), como se muestra en la figura 2.3, además regula el caudal o retarda la conmutación,



Figura 2.3 Válvula de estrangulación

- **Válvulas de estrangulación y anti retorno**

La válvula de estrangulación y anti retorno es una válvula combinada; permite el paso en una dirección y limita el paso en la dirección contraria, como se ilustra en la figura 2.4.

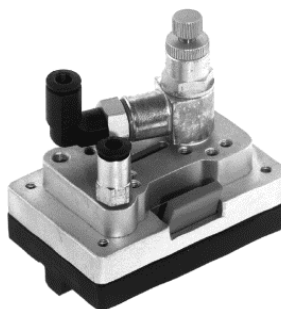


Figura 2.4 Válvula de estrangulación y anti retorno.

- **Válvula de escape rápido**

La válvula de escape rápido permite una evacuación veloz del aire, por ejemplo, de un cilindro o de un conducto. Tiene la posibilidad de aumentar considerablemente la velocidad de un cilindro en determinadas circunstancias. Un ejemplo de esta válvula se encuentra en la figura 2.5.

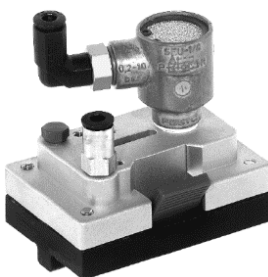


Figura 2.5. Válvula de escape rápido.

2.2 Sensores

Un sensor o captador, como prefiera llamársele, no es más que un dispositivo diseñado para recibir información de una magnitud del exterior y transformarla en otra magnitud, normalmente eléctrica, que sea capaz de cuantificar y manipular.



2.2.1 Tipos de sensores

- **Sensores magnéticos:**

Los sensores magnéticos constan de un sistema de contactos cuyo accionamiento vendrá ocasionado por la aparición de un campo magnético. Los contactos se cerrarán bajo la influencia de un campo magnético provocado por un dispositivo imantado alojado en el objeto a detectar, en los cilindros neumáticos el imán permanente va integrado en el émbolo como se observa en la figura 2.6; estos cuando el campo magnético se acerca al sensor, transmiten una señal eléctrica o neumática a los controles, electro válvulas o elementos de conmutación neumáticos.

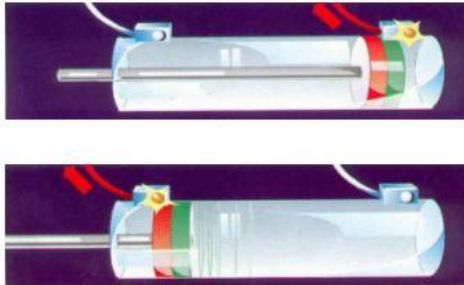


Figura 2.6. Sensores magnéticos en un actuador de doble efecto.

- **Sensores inductivos:**

Los sensores de proximidad inductivos son detectores de posición electrónicos, que dan una señal de salida sin contacto mecánico directo, estos sensores detectan todo tipo de objetos metálicos. Su principio de funcionamiento consiste en una bobina cuya frecuencia de oscilación cambia al ser aproximado un objeto metálico a su superficie axial, esta frecuencia es empleada en un circuito electrónico para conectar o desconectar un tiristor y con ello lo que este conectado al mismo de forma digital o analógicamente, si el objeto se retira de la bobina, la



oscilación vuelve a empezar y el mecanismo recupera su estado original, tal como se observa en la figura 2.7.

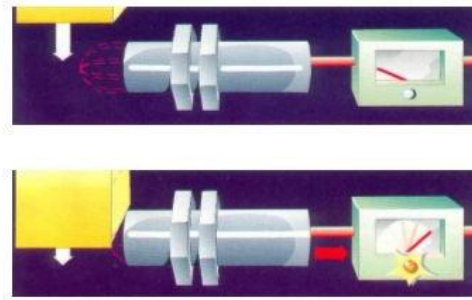


Figura 2.7. Principio de funcionamiento de un sensor inductivo

2.3 Controladores Lógicos Programables

Un PLC es una máquina electrónica lógica programable diseñada para ser utilizada en entorno industrial, que utiliza una memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones orientadas al usuario para implementar soluciones específicas tales como: funciones lógicas, secuencias, temporizadores, recuentos y funciones aritméticas con el fin de controlar mediante entradas y salidas digitales y analógicas, las cuales se aprecian en la figura 2.8, diversos tipos de maquinas y procesos.

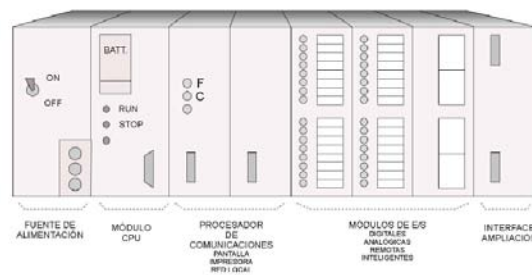


Figura 2.8. Esquema de un PLC



2.3 Diseño mecánico

2.3.1 Soldaduras

Se le llama soldadura a la unión de dos materiales (generalmente metales), usualmente logrado a través de un proceso de fusión en el cual las piezas son soldadas derritiendo ambas y agregando metal o plástico derretido para conseguir una "pileta" (punto de soldadura) que, al enfriarse, forma una unión fuerte.

Soldadura por arco eléctrico

Estos procesos usan una fuente de alimentación para soldadura para crear y mantener un arco eléctrico entre un electrodo y el material base para derretir los metales en el punto de la soldadura. Pueden usar tanto corriente continua (DC) como alterna (AC), y electrodos consumibles o no consumibles. A veces, la región de la soldadura es protegida por un cierto tipo de gas inerte o semi inerte, conocido como gas de protección, y el material de relleno a veces es usado también

2.3.2 Los Reductores y los Motor reductores

Son elementos mecánicos muy adecuados para el accionamiento de todo tipo de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesiten reducir su velocidad de una forma eficiente, constante y segura. Los Motor reductores se suministran normalmente acoplando al mecanismo reductor un Motor eléctrico normalizado, cerrado y refrigerado por un auto ventilador. Además, este motor suele incluir como protección, un Guarda-Motor que limita su intensidad y un relé térmico de sobrecarga



Selección de los reductores

En el trabajo diario en la industria es muy difícil que se den las condiciones idóneas para el trabajo de un elemento como un Reductor o Motor reductor. Por lo tanto, para calcular la potencia que debe tener un Reductor a acoplar a una determinada Carga, la potencia requerida por la máquina accionada a través del Reductor se debe multiplicar por el factor de servicio; el resultado se llamará Potencia de Elección. En algunos casos es más importante el PAR que puede dar un Reductor que la Potencia, por lo que en la Elección se tendrá más en cuenta este PAR. Para el cálculo del Factor de Servicio se tendrán en cuenta las características específicas del trabajo a realizar, enumeradas en el apartado anterior.



CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

1. Nivel de la investigación

El presente proyecto que se presenta a continuación es un proyecto de campo, ya que el proyecto de campo consiste en un análisis sistemático de un problema en concreto, con la finalidad de describir sus causas y efectos, comprender su naturaleza y elementos que lo conforman o preceden su ocurrencia. Como es el caso de este proyecto presentado a Danaven C.A. división Ejes y Cardanes, con una propuesta para optimizar el proceso de corte de barras de acero, a fin de aumentar al máximo el rendimiento de la cortadora de barras de acero, lo que representa una mejora en la producción de dicha empresa.

2. Diseño de la investigación

En este trabajo se utilizó, para responder al problema planteado, una estrategia de investigación de campo, con el fin de recaudar la información necesaria para los cálculos posteriores y la óptima realización del diseño. Para lograr cumplir por completo cada uno de los objetivos específicos, fue necesario desarrollar las etapas que se presentan a continuación:



2.1. 1ra etapa: Búsqueda de Información

En esta etapa se realizó la recolección de información sobre el funcionamiento de la cortadora de barras de acero y como automatizar una maquinara de esta índole ya sea vía Internet o por material bibliográfico.

2.2. 2da etapa: Generación de Alternativas de Solución

En esta etapa se hizo necesario acumular tantas probables soluciones como el tiempo y los recursos disponibles lo permitieron, procurando que fueran alternativas originales y novedosas radicalmente diferentes entre sí. Las distintas soluciones permitieron resolver factiblemente y de la mejor manera posible, el problema planteado.

2.3. 3ra etapa: Especificaciones del Sistema a Diseñar

Las especificaciones de diseño muchas veces se inclinaban a armonizar las relaciones entre el dispositivo a diseñar y los demás sistemas que intervinieron en los procesos mecánicos.

Aquí se hizo necesario entonces distinguir tres tipos de especificaciones de diseño: las restricciones, especificaciones que permitieron rechazar algunas de estas probables soluciones sin necesidad de compararlas con las restantes ; los criterios, ya



que fueron especificaciones usadas para comparar soluciones y eventualmente decidir cuál de ellas fue la mejor y los procesos principales donde interaccionan el sistema a diseñar y el sistema base, los cuales determinaron las funciones principales del sistema a diseñar, el cual, al ser integrado a la cortadora de barras de acero, debió adecuarse a las necesidades del espacio físico y otros aspectos en donde ella se encontraba.

2.4. 4ta etapa: Selección de la Mejor Solución o Toma de Decisión

Una vez obtenidas las especificaciones del sistema a diseñar, dictadas en la etapa anterior, se estudiaron todas las probables soluciones generadas durante la etapa de búsqueda en la que se debió efectuar un análisis de las probables soluciones con el propósito de comprenderlas mejor, captar sus ventajas y desventajas, e incluso hacer modificaciones de ser necesario, adquiriendo así una visión de conjunto del resultado de la etapa de búsqueda de soluciones y estar en mejores condiciones para seleccionar el curso de acción más apropiado.

Luego, se aplicaron las restricciones a todas las probables soluciones, teniendo en cuenta las siguientes premisas: 1) las restricciones permitieron eliminar probables soluciones, sin necesidad de comprenderlas entre sí, 2) para que una probable solución se convirtiera en solución definitiva fue necesario que cumpliera con todas las restricciones del problema. Y por último, se aplicaron los criterios a las soluciones por medio de tres pasos: 1) ponderación de criterios, 2) ponderación de soluciones de acuerdo a cada uno de los criterios y 3) ponderación final de soluciones.



2.5. 5ta etapa: Diseño y Cálculo

En esta etapa se procedió a diseñar, animar y calcular por medios rudimentarios y computarizados la alternativa de solución seleccionada, haciendo uso de programas como Autodesk Inventor para el diseño, 3D Studio Max para las animaciones y Visual Nastran para el cálculo y evaluación de esfuerzos por análisis de elementos finitos, estos por mencionar algunos.

2.6. 6ta etapa: Análisis y Conclusiones

Luego de haber realizado los cálculos pertinentes para el diseño de este proyecto de investigación, se procedió a analizar los mismos para así llegar a unas conclusiones fundamentadas en todo lo anteriormente expuesto.



CAPÍTULO IV

DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

Descripción de la situación actual

Actualmente el proceso de corte de barras de acero de la empresa DANA Traction Technologies en su División Ejes y Cardanes, específicamente en la celda de la cortadora Ficep (Cortadora de barras para el forjado y fabricación de puntas de ejes), de la línea corte de barras se realiza manualmente. En dicho proceso las barras son llevadas a la plataforma por medio de un montacargas, luego estas barras son llevadas de la plataforma hasta el alimentador por medio del puente grúa utilizado en el área de forja. Posteriormente, el operador, una vez estando el lote de barras en el alimentador de la cortadora, procede a cortar las cintas que mantienen unidas al lote de barras.

Luego de que la cinta es cortada por el operador, éste organiza las barras en el alimentador de tal forma que las barras queden alineadas a través del área de dicho alimentador. Posteriormente el operador se dirige al encendido de un interruptor el cual da inicio al encendido del motor y este a su vez a la máquina de corte. Por consiguiente el operador acciona un pedal neumático el cual acciona un mecanismo que posiciona una barra en los rodillos, donde el operador los empuja manualmente hasta llegar al tope a ser cortada. Una vez llegada la barra al tope, el operador acciona la palanca de la cortadora a fin de realizar dicho corte, y una vez cortada la barra, ésta cae en unos apoyos donde el mismo operador la recoge y luego la deposita en una



cesta. Este proceso es repetido hasta que se acaba la barra (el último trozo de la barra es de desecho, el cual es depositado en otra cesta). Al finalizar el último corte de la barra, el proceso es repetido hasta finalizado el corte de todo el lote de barras en el alimentador, repitiendo así de nuevo el ciclo.

4.1 Selección de la mejor solución

En este proyecto se generarán 3 tipos de soluciones diferentes que cuentan, cada una con los siguientes aspectos: que el sistema a diseñar debe ser un sistema semiautomático capaz de alimentar y trasladar barras de acero a la máquina cortadora de barras en forma ordenada y recolectar el material cortado sin la intervención humana.

- **Lista de restricciones y criterios del sistema a diseñar**

Durante este procedimiento se aplicarán restricciones a todas las probables soluciones, de esta manera la posible solución (P_s), 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 10x5x3 m.
2. El alimentador debe tener la capacidad de trasladar un conjunto de barras menor o igual a los 7.000 kilogramos (68,65 kN.).
3. El alimentador debe garantizar la alimentación continua de las barras hacia la cortadora por lo que el sistema a diseñar debe ser capaz de tener un lote en espera mientras se realiza el proceso de corte de un lote de barras.
4. El sistema de control a diseñar debe ser manipulado por un solo operario.
5. El sistema a diseñar tiene que transportar barras cuyo diámetro máximo sea de 60 mm. y de largo 4,1 m.

Listado de criterios:

1. Menos costo del sistema a diseñar.
 2. Facilidad de diseño y fabricación.
 3. Menores dimensiones del sistema a diseñar.
 4. Mayor facilidad de operación del sistema de control.
 5. El sistema debe contar con elementos de alta resistencia (robustez).
 6. Mayor facilidad de alimentación a la cortadora.
 7. Menor tiempo de distribución de las barras.
-



- **Planteamiento de las posibles soluciones**

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

Possible solución 1

Para esta solución que se aprecia en las figuras 4.1 y 4.2 se describe la siguiente secuencia. El montacargas (1) traslada las barras (2) a la plataforma inclinada 5° (3) donde son retenidas mediante un sistema de pistón-uña (4 y 5) para que, luego este sistema, al bajar las barras puedan deslizarse a través de dicha plataforma y llegar al final de la misma, donde un sistema de brazo-pistón (6) las levanta y las coloca en el sistema de alimentación de la cortadora (7); para continuar con el recorrido, un sistema de empuje conformado por dos rodillos accionados por un sistema de motor y cadena (8), éste hace que la barra avance hasta la cortadora (9) llegando la barra al tope (10) para ser cortada y posteriormente, la barra ya cortada cae en una plancha giratoria (11) donde es depositada en la cesta de cortes buenos (12) y el último corte de cada barra caerá en la cesta de las barras de desecho (13).

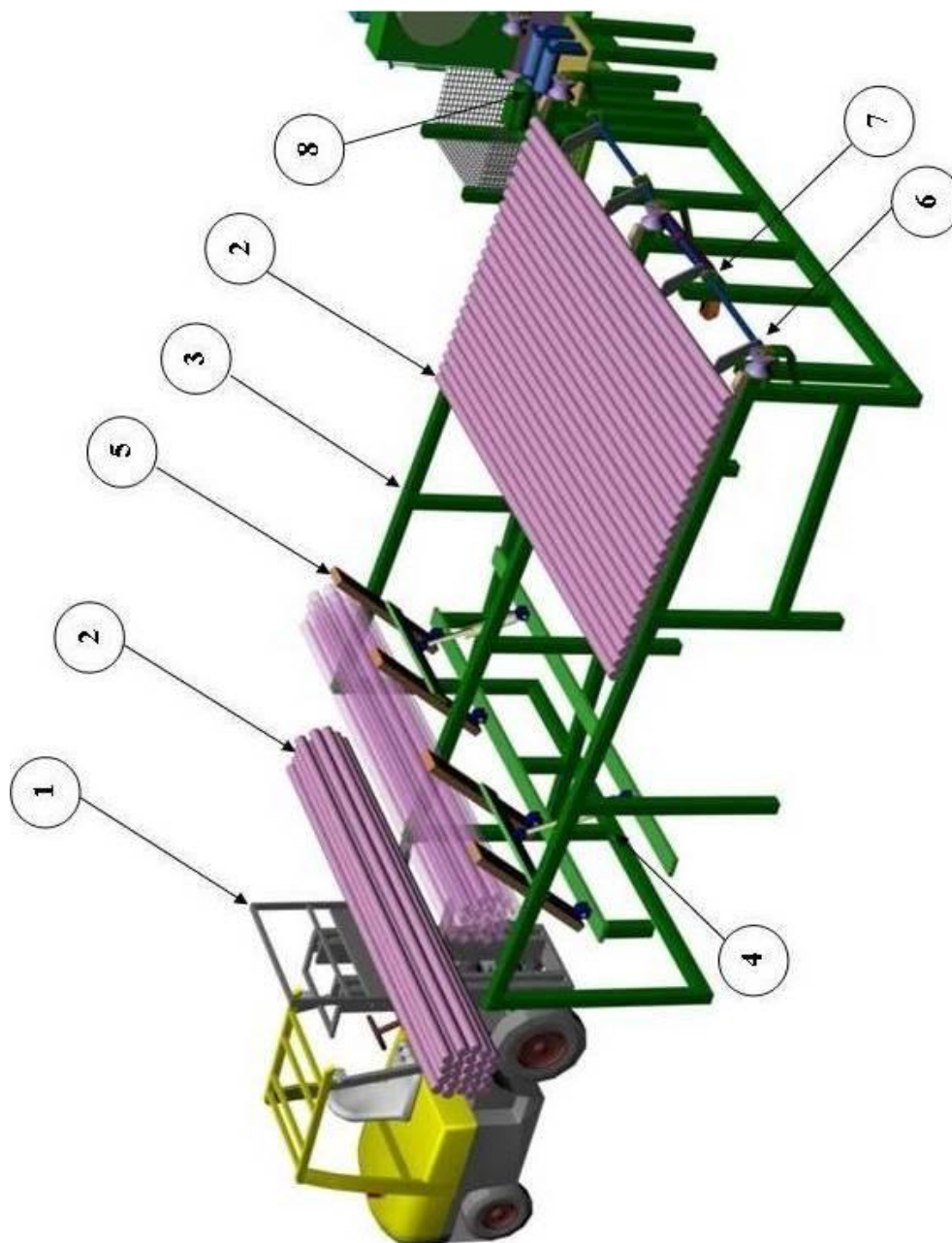


Figura 4.1 Posible Solución 1. Vista lateral izquierda

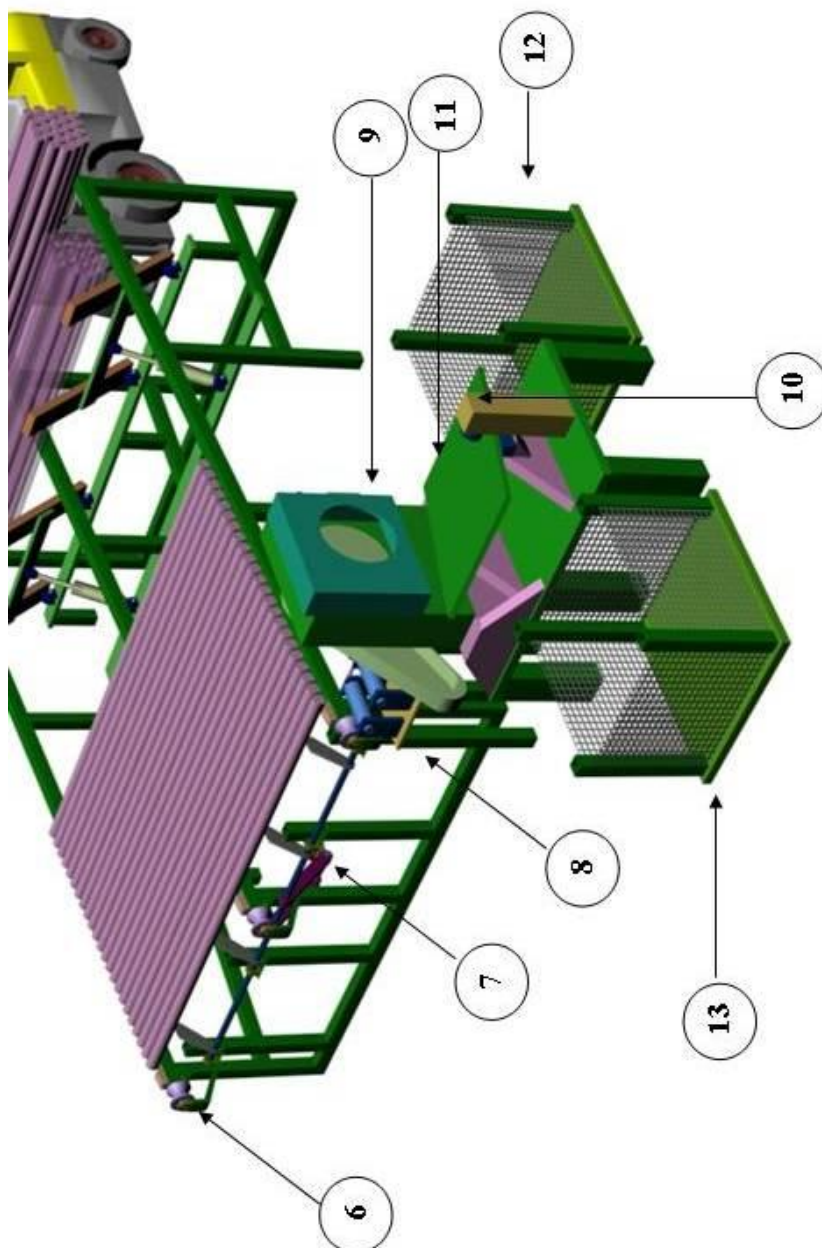


Figura 4.2 Posible Solución 1. Vista lateral derecha



Possible solución 2

Para esta solución, que se muestra en las figuras 4.3 y 4.4, el montacargas (1) coloca las barras (2) en el sistema de almacenamiento de barras (3), las barras ruedan a través de la plataforma (4); después, el pistón (5) acciona la palanca (6) que permite el paso de una sola barra hacia el alimentador de la cortadora (7), donde, posteriormente el sistema de empuje compuesto por un pistón (8) hace que la barra llegue a la cortadora (9), luego la barra es cortada y cae sobre una lámina (10), donde después del corte un sistema de pistón lineal y mordazas (11) deposita los 5 primeros cortes de cada barra en la cesta contenedora de cortes buenos (12) y tomando el último corte de cada barra como desecho los deposita en otra cesta contenedora (13).

Possible solución 3

Para esta solución mostrada en la figura 4.5 y 4.6 el montacargas (1) coloca las barras (2) en el sistema de transporte (3), aquí las barras son retenidas por medio de un sistema pistón uñas (4), el sistema baja y las barras caen por la acción de la gravedad debido a la inclinación leve del sistema de transporte; las barras ruedan hasta llegar a la plataforma (5), después el pistón (6) empuja las barras que son colocadas en el sistema de alimentación mediante la biela (7); posteriormente, mediante el sistema pistón-mordaza de avance de las barras (8), las barras son movidas hasta entrar en la cortadora (9) hasta llegar al tope para luego ser cortadas, luego del corte, éstas caen en la plataforma (10), en donde un mecanismo compuesto por actuador giratorio y mordaza (11), recoge la barra y deposita en la cesta (12) los 5 primeros cortes de cada barra y el último corte de cada barra lo deposita en otra cesta (13).

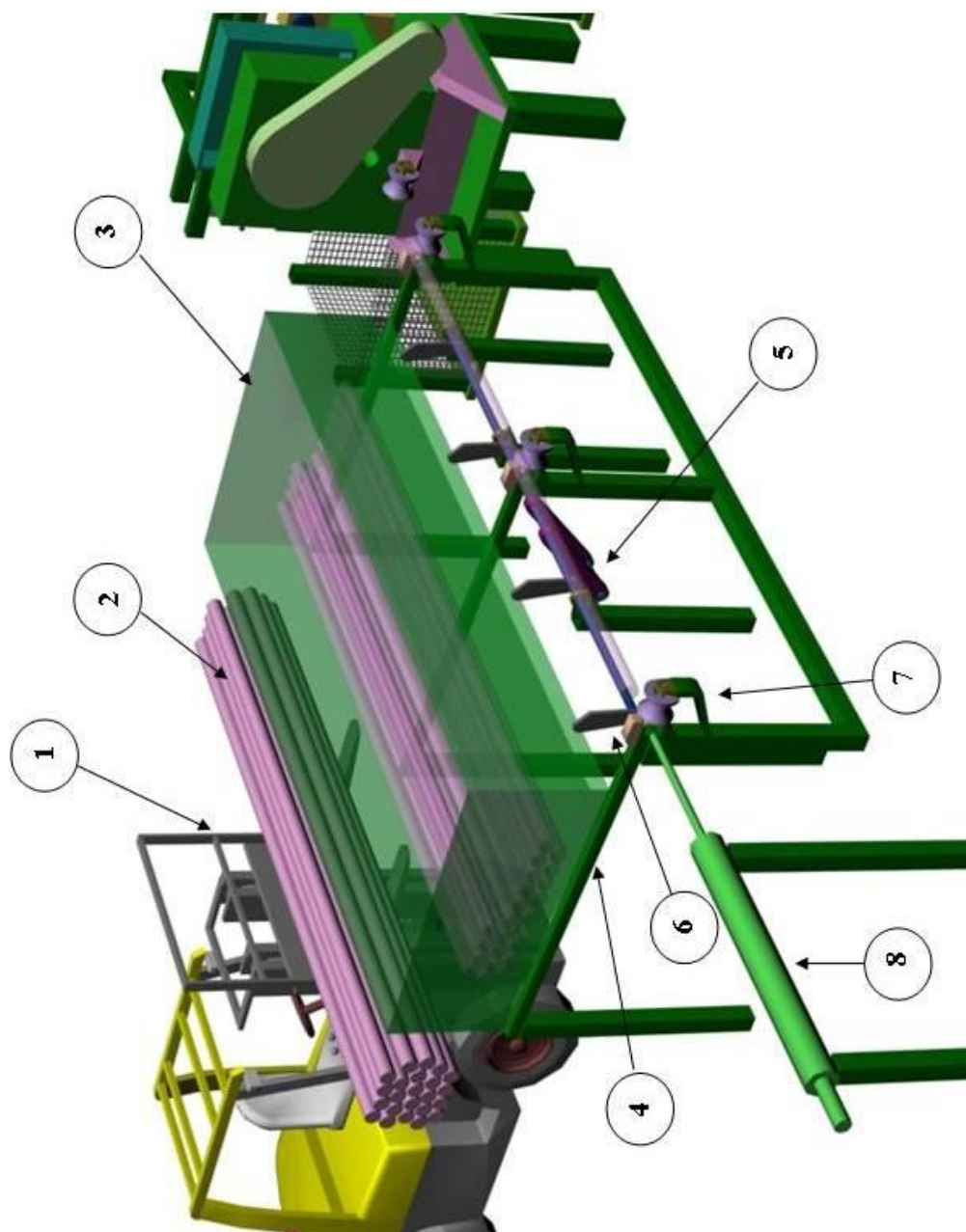


Figura 4.3 Posible Solución 2. Vista lateral izquierda

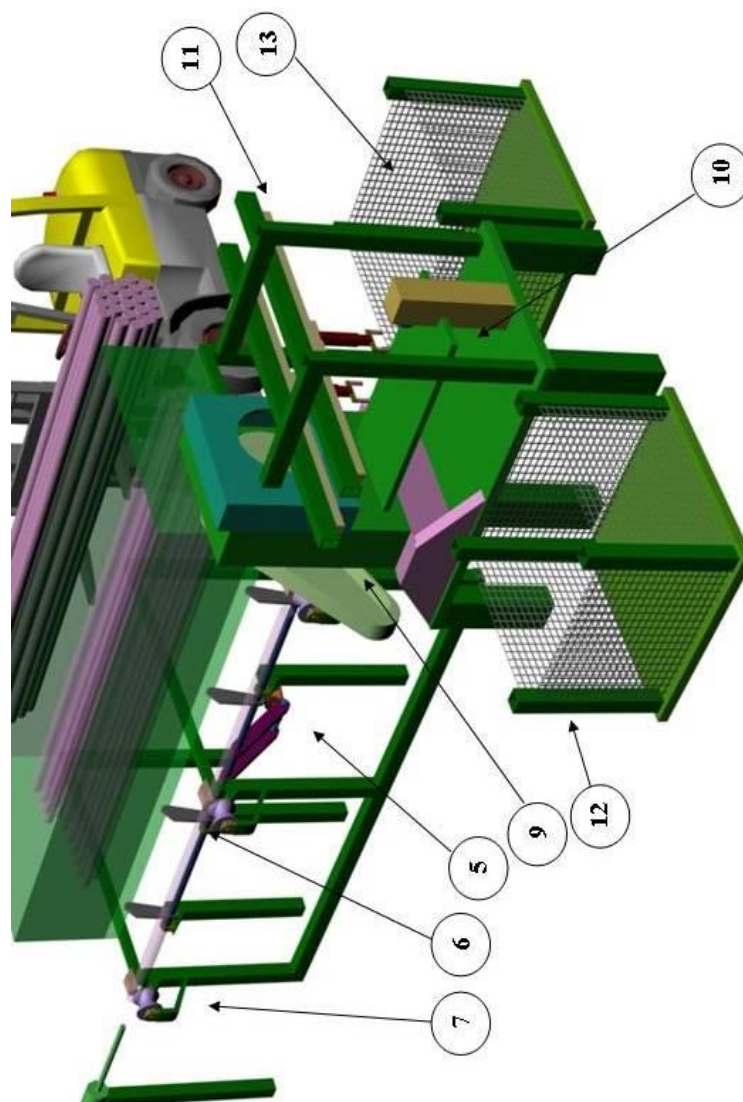


Figura 4.4 Posible Solución 2. Vista lateral derecha

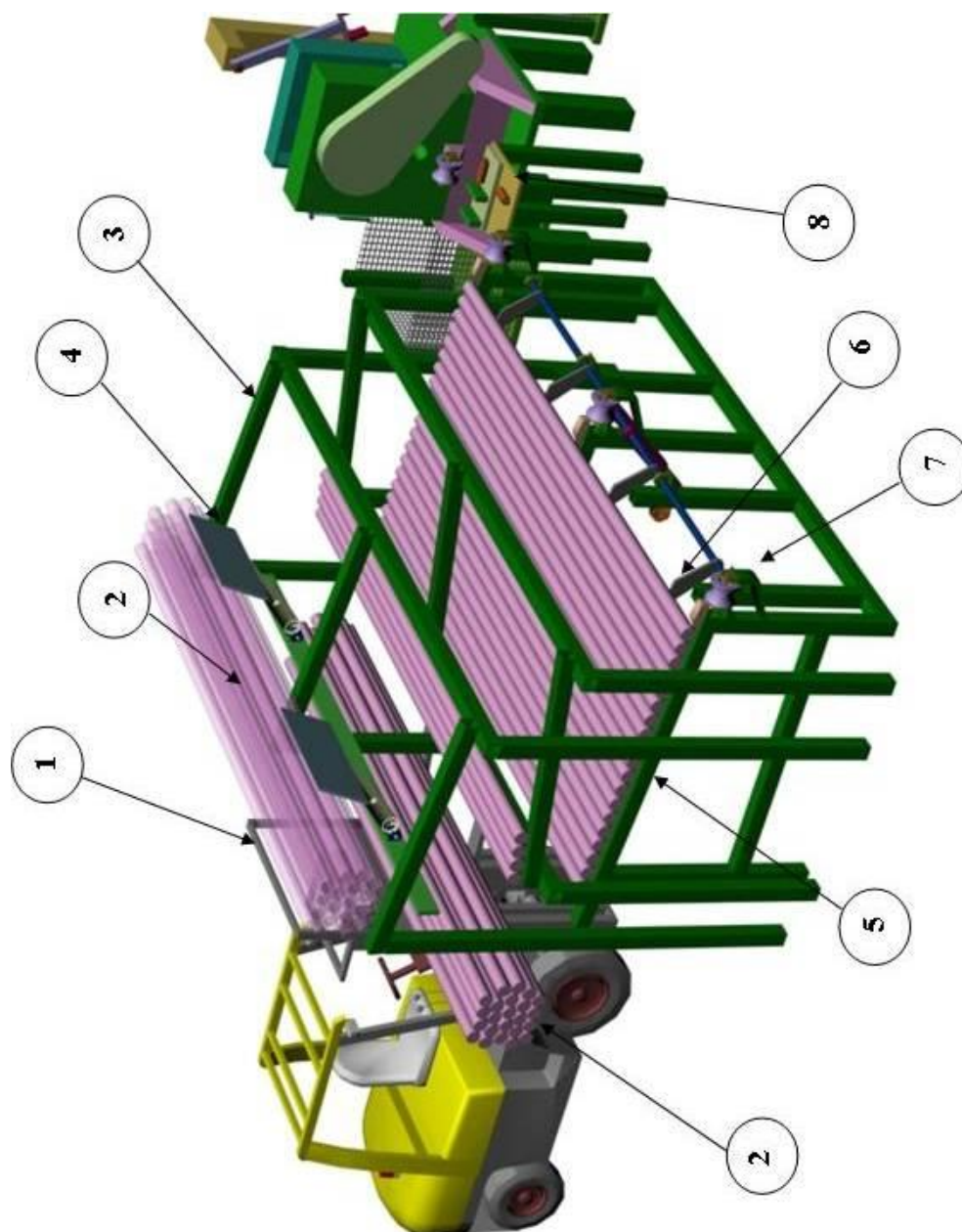


Figura 4. 5. Posible Solución 3. Vista lateral izquierda

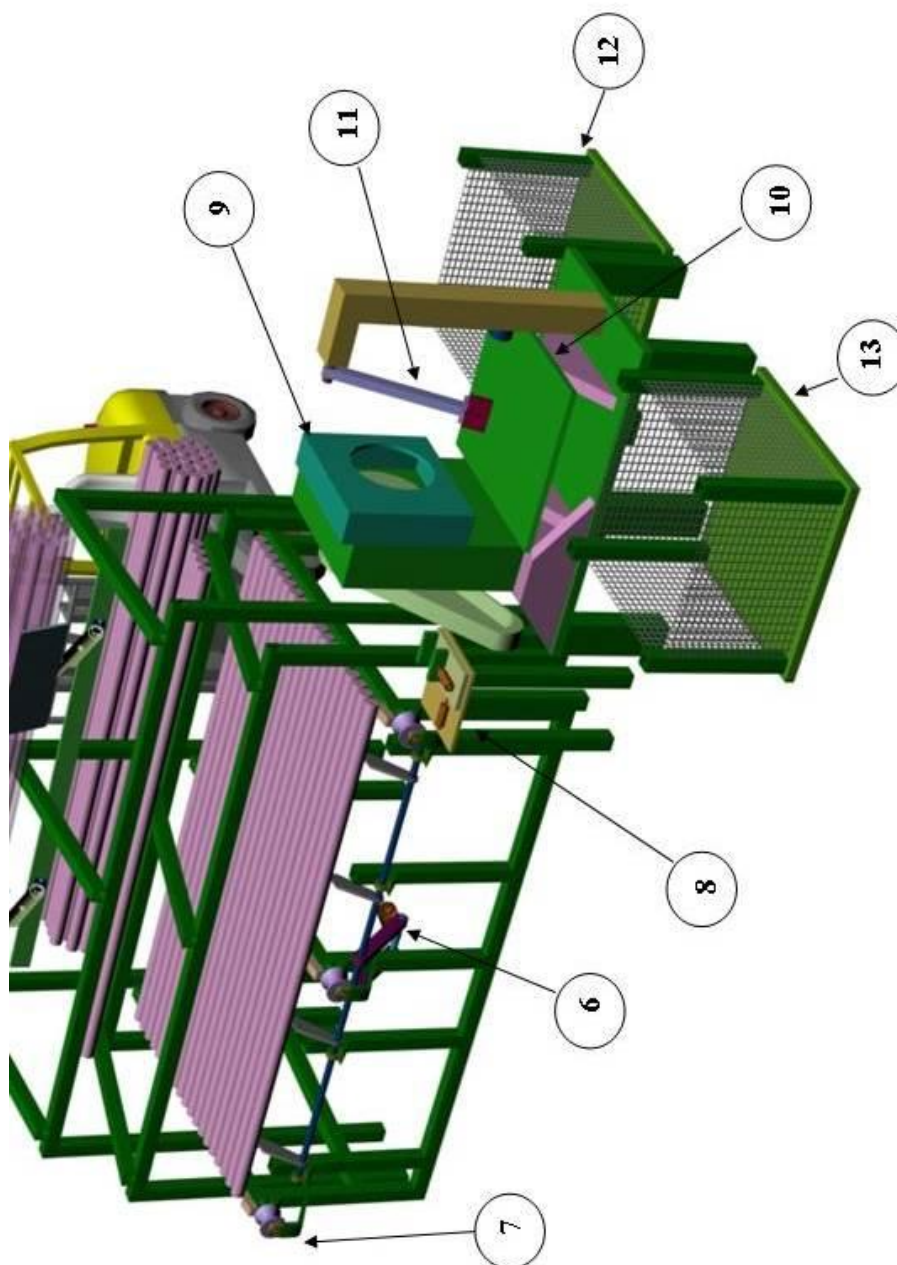


Figura 4. 6. Posible Solución 3. Vista lateral derecha



Aplicación de restricciones y criterios para la elección a la mejor alternativa de solución

En esta etapa se van a seleccionar las posibles soluciones de acuerdo a la aplicación de las restricciones, posteriormente se le aplicaran los criterios a dichas posibles soluciones, los cuales se hacen referencia en el apéndice A.1. Luego, estas posibles soluciones se evalúan según la siguiente fórmula:

$$(P_c)1 \times (P_p)1 + (P_c)1 \times (P_p)2 + \dots + (P_c)k \times (P_p)n = X_p \text{ (Ec. 4.1)}$$

Donde:

$(P_c)k$: Ponderación asignada a la solución k , según el valor de la restricción n .

$(P_p)n$: Ponderación del criterio k .

X_p : Ponderación final obtenida por la solución.

Debido a los resultados obtenidos en la tabla de ponderación final (ver apéndice A.2) se observó como resultado que la solución 1 obtuvo la mayor ponderación, por lo que ésta va a ser la solución definitiva a diseñar.

4.2 Diseño de la plataforma que traslada las barras

Para seleccionar las dimensiones principales del sistema a diseñar se tomaron en cuenta las dimensiones de los diferentes tipos de barras que procesa la cortadora, la altura de la máquina cortadora de barras y el área donde va a funcionar el sistema.



De la etiqueta de identificación del lote de barras (ver anexos), se toman en cuenta el largo, el diámetro, masa del lote y la cantidad de barras que posee cada lote, estas características son:

Tabla 4.1 Especificaciones de las barras

Modelo	1432116	2636938	0205788
Longitud (mm)	4.030 / 4.050	3.930 / 3.950	4.130
Diámetro (mm)	57,15	41,28	34,925
Masa (Kg)	2.726	2.744	3.500
Barras / Lote	33	48	62
Masa / Barra (Kg)	82,60	57,16	56,45

Se toma como referencia los valores máximos del diámetro de las barras para dimensionar el ancho de la plataforma como se muestra en la figura 4.7, y para esto se asumirá que se encuentren alineados dos lotes de barras, por lo que el espacio ocupado en la plataforma de estos lotes alineados viene dado por la siguiente ecuación:

$$\text{Modelos } xxxxx = \frac{\text{barras}}{\text{lote}} \times N^{\circ} \text{ de lotes} \times \text{Diámetro de la barra} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

Por lo que se arrojan los siguientes resultados:

Modelo 1432116 = 3.771,90 mm.

Modelo 2636938 = 3.962,88 mm.

Modelo 205788 = 4.330,70 mm.



Como se puede observar el mayor espacio ocupado por las barras a lo ancho es de 4.330 mm por lo que se toma 4.800 mm como ancho de la plataforma, quedando un espacio de 469,30 mm. para colocar el siguiente lote a ser cortado como se aprecia en los planos que se muestran en el apéndice C.

El mayor espacio ocupado a lo ancho de la plataforma por las barras es de 4.330 mm, por lo que se toma 3.500 mm. a lo ancho, a fin de que exista espacio para el sistema de sujeción en el alimentador. Para garantizar que las barras lleguen a la base de la mesa por acción de la gravedad se asume un ángulo de 5 grados con respecto a la horizontal.

- ***Diseño de la plataforma***

Para el diseño de las vigas laterales que soportan el peso de las barras no se toma en cuenta el ángulo de inclinación para los cálculos de la carga distribuida, a fin de simplificar los cálculos pertinentes. Dicha plataforma se muestra en la figura 4.7

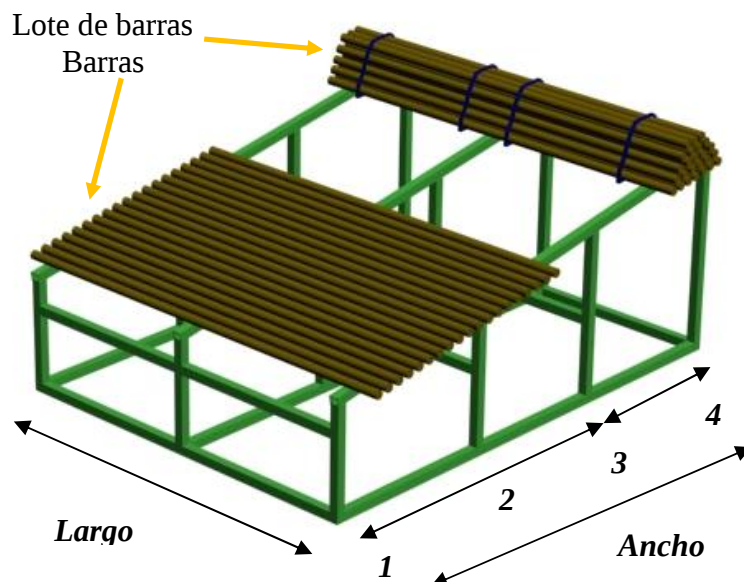


Figura 4.7. Plataforma contenedora de barras



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

$$P^n_{Barras} = m \times g \quad (Ec. 4.3)$$

Donde:

m : Masa de las barras = 3.500 Kg.

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

Lo que resulta $P^n_{Barras} = 34.335 N$

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

$$P^d_{Baras} = P^n_{Barras} \times N \quad (Ec. 4.4)$$

Donde:

N : Factor de seguridad = 1.3

Con el peso de las barras se procede a calcular la carga distribuida con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{P^d_{Barras}}{L} \quad (Ec. 4.5)$$

Donde:

W : Carga distribuida (N/m)

P^d_{Barras} : Peso de diseño de las barras = 44635,5 N



L_{1-3} : distancia de la carga distribuida del punto 1 al punto 3 = 4,35 m

L_{3-4} : distancia de la carga distribuida del punto 3 al punto 4 = 0,45 m

Lo que según los cálculos arroja los siguientes resultados:

$$W1 = 10261,03 \text{ N/m}$$

$$W2 = 99190 \text{ N/m}$$

Al estar las barras apoyadas por cuatro vigas horizontales, la carga distribuida soportada por cada viga será:

$$w1 = 2565,25 \text{ N/m}$$

$$w2 = 24797,5 \text{ N/m}$$

Se toma la carga distribuida, como una carga puntual ejercida en el centro de gravedad de las mismas, y utilizando la siguiente ecuación:

$$P1 = w1 \times L_{1-3} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

$$P2 = w2 \times L_{3-4} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

Por lo que al sustituir los valores se obtiene los siguientes resultados:

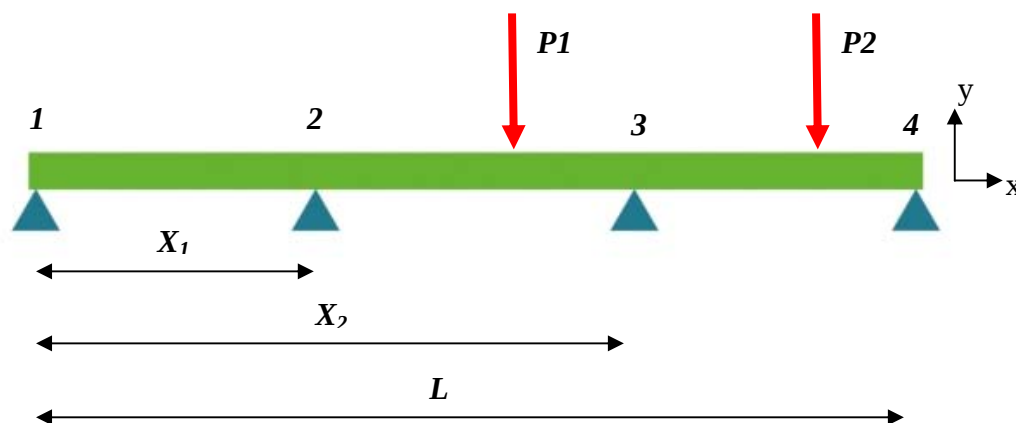
$$P1 = 11158,87 \text{ N}$$

$$P2 = 11158,87 \text{ N}$$

Al observarse el diagrama de cuerpo libre que se aprecia en la figura 4.8 se observa un caso de hiperestaticidad, para ello se utiliza el método de la superposición,



Para utilizar el método de la superposición se separa la viga en casos, cuyos resultados se aprecian en el apéndice B, éstos de acuerdo a la cantidad de fuerzas



actuantes sobre ésta, en este caso sería dos cargas puntuales y dos reacciones o apoyos.

Figura 4.8 Diagrama de cuerpo libre de la viga.

Del apéndice B se obtuvieron los siguientes resultados, de las reacciones actuantes en la viga:

$$R1 = -7.88,64 \text{ N}$$

$$R2 = 7.665,36 \text{ N}$$

$$R3 = 6.911,78 \text{ N}$$

$$R4 = 8.529,18 \text{ N}$$

Y el momento máximo es de $M = 2.692 \times 10^3 \text{ Nmm}$



- **Criterio de Resistencia aplicado a las vigas de la plataforma**

Para elegir la viga que se va a utilizar en la parte superior de la plataforma se toma en cuenta su momento de resistencia, por lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_b = \frac{M_{actuante}}{S_{y_s}} \quad (Ec. 4.8)$$

Donde:

S_b : Momento de resistencia de la viga (cm^3).

$M_{actuante}$: Momento máximo que actúa sobre la viga ($N \times cm$).

S_y : Esfuerzo de fluencia del material de la viga (MPa) = $344 MPa$, valor obtenido del catalogo del fabricante (ver apéndice C.1), además se conoce que el esfuerzo admisible de corte $S_{y_s} = 0,5S_y$; por lo que el valor del esfuerzo admisible de corte resulta $S_{y_s} = 172 MPa$.

El momento resistente debe ser mayor al momento actuante en la viga para garantizar su resistencia, y viene dado por la siguiente ecuación:

$$M_{actuante} = M_{pp} + M_{pv}, \quad (Ec. 4.9)$$

Donde:

M_{pp} : Momento generado por la carga que soporta la viga. Este valor es generado del diagrama de corte y momento de la viga = $2.692.395 N \times mm$

M_{pv} : Momento generado por el peso propio de la viga.



El momento de la viga se desprecia, ya que, se considera un valor muy bajo en comparación al momento generado por la carga que soporta la viga, por lo que la ecuación queda reducida a:

$$M_{actuante} = 2.692.395 N \times mm = 2.692,395 N \times cm$$

Despejando S_b de la ecuación 4.8 del momento resistente, se obtiene el siguiente resultado:

$$S_b = 15,65 cm^3$$

Ahora con el valor de S_b se dirige a la tabla de *Tubo Estructural Cuadrado* 90x90cm, con un $S_b = 23,88 cm^3$, ver apéndice C.1

- **Criterio por corte directo referido al diseño de las vigas de la plataforma**

Para realizar este criterio se utiliza la teoría del esfuerzo cortante máximo, ya que se usa material dúctil. Para que la viga seleccionada cumpla con este criterio, se debe verificar la siguiente relación:

$$\tau_{adm} \geq \tau_{max} \quad (Ec. 4.10)$$

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A_{perfil}} \quad (Ec. 4.11)$$

Donde:

V_{max} : El valor de la fuerza de corte máxima = 8.529,21 N

A_{perfil} : Área del perfil seleccionado = $8,54 cm^2 = 8,54 \times 10^{-4} m^2$



Por lo que arroja el siguiente resultado de la ecuación 4.11

$$\tau_{\max} = 9,98 \text{ MPa}$$

Ahora para el cálculo del esfuerzo admisible se utiliza la ecuación 4.12

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{N} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

Donde:

N: Factor de seguridad para la teoría del esfuerzo cortante máximo $N=2$.

S_y : Esfuerzo de fluencia del material del perfil (Ver apéndice C.1) siendo igual a 344 Mpa.

$$S_{y_s} = 0,5 S_y$$

Por lo tanto, sustituyendo los valores en la ecuación 4.12, el resultado es el siguiente:

$$\tau_{adm} = 86 \text{ Mpa}$$

Por lo que al ser el esfuerzo admisible mucho mayor que el esfuerzo cortante máximo, no falla por corte.

• Diseño de la columna

Para realizar el estudio de columnas se toma como referencia la columna mas larga de la plataforma, ya que es la más esbelta. Para determinar el alto total de la



columna se toma el ángulo de inclinación de la plataforma el cual es de 5° , y la columna más corta como referencia, observada en la figura 4.9

La longitud total de la columna será, según la ecuación 4.13

$$L = 1000mm + y \quad (Ec. 4.13)$$

Donde:

$$\tan(\phi) = \frac{y}{4800mm}$$

Entonces $y = 419,94mm$

Por lo que $L = 1.419,94mm$

Según el diseño la columna es un caso de tipo empotrada-libre, lo que determina una $L_{eq} = 2 \times L$, y un coeficiente de consideración de extremos de $N = 1/4$.

Se preselecciona el mismo tubo estructural seleccionado para la parte superior de la mesa:

$$P_{critica} \geq P_{max}$$

Donde:

$$P_{max} = 8.529,18N$$

Para el cálculo de la $P_{critica}$ se verifica la relación de esbeltez para conocer que tipo de columna es, según la ecuación 4.14

$$Sr \geq Srd \quad (Ec. 4.14)$$



Donde:

$$Sr = \frac{L_{eq}}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (Ec. 4.15)$$

$$Srd = \pi \sqrt{\frac{2 \times E}{Sy}} \quad (Ec. 4.16)$$

Donde:

E : Módulo de Elasticidad del material de la columna (Ver apéndice C.2)= 207,9 GPa.

I : Es el la inercia mas pequeña de la sección transversal de la columna, (Ver apéndice C.1) = $107,46 \text{ cm}^4$.

A : Área de la sección transversal del perfil (cm^2) = $8,54 \text{ cm}^2$ (Ver apéndice C.1)

Sustituyendo los valores en las ecuaciones. 4.15 y 4.16 se tienen:

$$Sr = 40,02$$

$$Srd = 109,19$$

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 4.17

$$P_{crítica} = A \times Sy - \left(\frac{Sy \times L_{eq}}{2 \times \pi \times k} \right)^2 \frac{1}{E} \quad (Ec. 4.17)$$

Donde:

k : Radio de giro (m), y se calcula con la ecuación 4.18

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (Ec. 4.18)$$



Sustituyendo los valores ya conocidos en la ecuación. 4.18 se tiene:

$$k = 3,54m$$

Ahora se sustituyen todos los datos en la ecuación 4.17 lo que resulta:

$$P_{critica} = 293.775,99N$$

Al observar los resultados se comprueba la relación de que $P_{critica} \geq P_{max}$, por lo que la columna no falla.

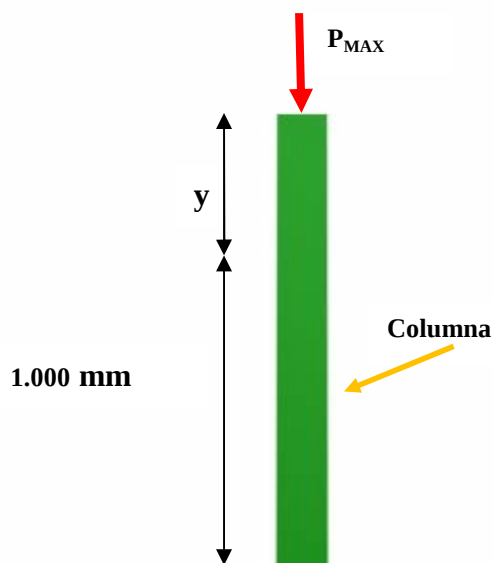


Figura 4.9 Diagrama de la viga.

- **Diseño del cordón de soldadura.**

La unión entre las vigas y las columnas se hará mediante cordones de soldadura, como se observa en la figura 4.10. 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 unes aceros estructurales y de construcción, además de que puede soldarse bien en todas las posiciones.

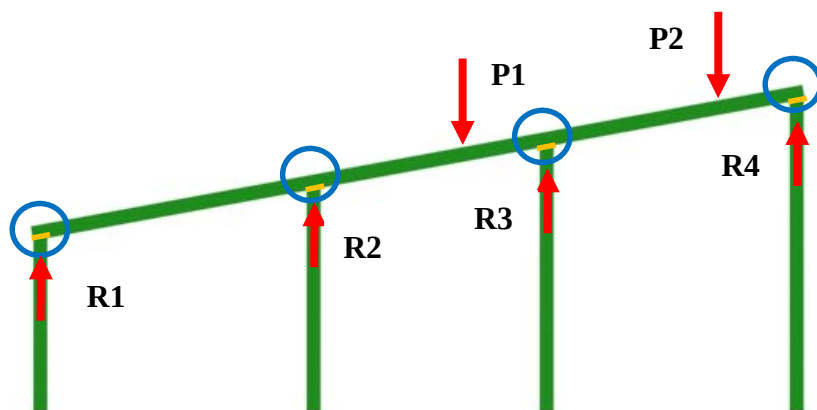


Figura 4.10. Ubicación de los cordones de soldadura en la plataforma, vista lateral.

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

$$w = \frac{Fr}{\tau_{adm}} \quad (Ec. 4.19)$$

Donde:

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

τ_{adm} : Esfuerzo admisible de corte. (N/m²)

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 C.3).



El esfuerzo admisible de corte es igual a:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{PC}}{N} \quad (Ec. 4.20)$$

Donde:

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

Por lo que al introducir los valores correspondientes en la ecuación 4.20 será:

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

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

$$Fr = \sqrt{(Fv)^2 + (Ff)^2} \quad (Ec. 4.21)$$

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:

$$Fv = \frac{P}{Aw} \quad (Ec. 4.22)$$

Donde:

P : es la carga directa que actúa sobre el cordón. $P = 8.529,18 \text{ N}$.



A_w : Longitud del cordón de soldadura tipo cuadrado, como se observa en la figura 4.11, cuya longitud se calcula como:

$$A_w = 2 \times d + 2 \times h \quad (\text{Ec. 4.23})$$

Los valores de b y h se obtienen de las características de la viga (ver apéndice C.1) y sustituyendo dichos valores en la ecuación 4.23, arrojando el siguiente resultado:

$$A_w = 0,36m$$

Por lo que el valor de la fuerza cortante, en la ecuación 4.22, será:

$$F_v = 23692,16 \frac{N}{m}$$

La fuerza de flexión viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_f = \frac{M}{z_w} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

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 C.4) será:

$$z_w = \frac{4}{3} d^2 = 10,8 \times 10^{-3} m^2$$

Y el momento se calcula como:

$$M = 8.529,21N \times 1,6m = 13.646,736Nm$$



Por lo que sustituyendo los valores necesarios en la ecuación 4.24 el esfuerzo por flexión será:

$$F_f = 1.263,58 \times 10^3 \text{ N/m}$$

Sustituyendo los valores de los esfuerzos en la ecuación 4.21, el esfuerzo resultante será:

$$F_r = 1.263,80 \times 10^3 \text{ N/m}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación 4.19, el valor mínimo del espesor de la soldadura arroja el siguiente resultado:

$$w = 0,00415 \text{ m} = 4,2 \text{ mm}$$

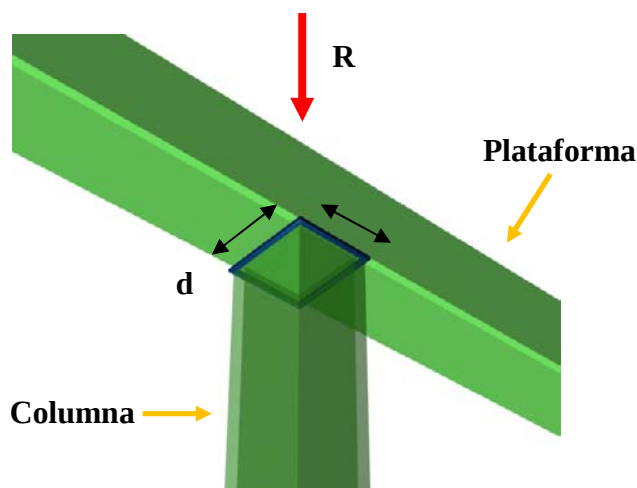


Figura 4.11. Detalle de la ubicación del cordón de soldadura

Para reforzar la soldadura se recomienda colocar una plancha de 1/4" aproximadamente entre los apoyos de las vigas de la plataforma y las columnas, con



el fin de disminuir el efecto de torsión en la soldadura, así como para reforzar el espesor de la viga ya que este disminuye al aplicarle la soldadura.

- **Diseño del sistema contenedor de barras después del corte de la cinta**

Para diseñar el contenedor de barras se tomó el espacio físico disponible, además del peso del lote de barras que se va a retener, para esto se dividió el segmento en cuatro partes, los cuales incluyen diseño de: Pasador para unir horquilla y eslabón, eslabón, uña, y barra, según se observa en la figura 4.12.

Diseño del pasador

Para realizar el diseño de este elemento se selecciona un acero 1020. Por otra parte, de acuerdo a la ubicación del pasador se necesita conocer el valor de la fuerza pero como el lote está distribuido sobre cuatro uñas, se dividirá la carga entre cuatro, lo que resulta:

$$P = \frac{P_T}{4} = \frac{3500Kg \times 9,81 \frac{m}{s^2}}{4} = 8583,75N$$

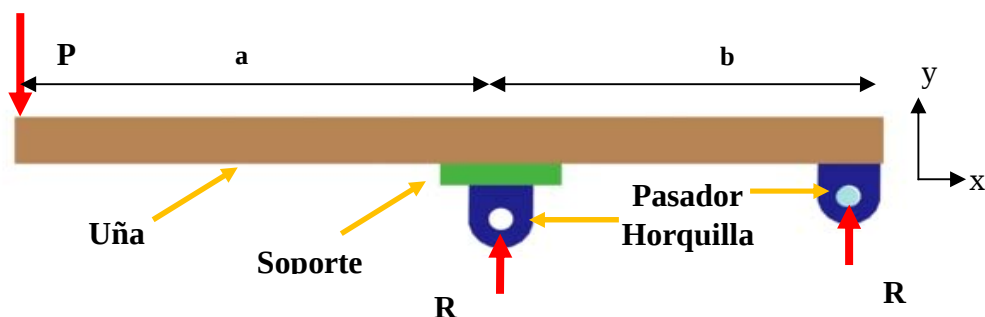


Figura 4.12 Identificación de Elementos del contenedor de barras

Para hallar el valor de las reacciones se hace sumatoria de fuerzas en el eje y , y sumatoria de momentos en R_2 , y conociendo que $a = 500\text{mm}$ y $b = 400\text{mm}$, se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$-P + R_1 + R_2 = 0$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$400 \times R_1 - P \times 900 = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se obtienen los valores de las reacciones, los cuales son:

$$R_1 = 19313,43\text{N}$$

$$R_2 = -10729,68\text{N}$$

Debido a que el pasador está sometido a una fuerza pura de corte, el esfuerzo admisible se calcula según la siguiente ecuación:

$$\sigma_{adm} = \frac{V}{A_{\text{Corrante}}} \quad (\text{Ec. 4.25})$$



Donde:

V = Fuerza de corte aplicada al pasador (N)

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

El esfuerzo a la fluencia del material de $S_y = 469MPa$ (ver apéndice C.5), 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 4.25 y los resultados obtenidos anteriormente se obtiene el área mínima que debe tener el pasador para soportar el esfuerzo, lo que resulta:

$$A_{Cor\ tan\ te} = 4,57 \times 10^{-5} m^2$$

Ahora se despeja el diámetro de la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A_{Cor\ tan\ te}}{\pi}} \quad (Ec. 4.26)$$

Lo que resulta de la ecuación 4.26 $d = 7,63^{-3} m = 7,63mm$

El valor del diámetro en pulgadas es de 0,3003”, por lo que el diámetro comercial más cercano es de 5/16”



Diseño del eslabón y la horquilla

Para realizar el diseño del eslabón observado en la figura 4.13(a) se tomo como una viga curva, considerando una sección transversal cuadrada, y tomando en cuenta el diámetro del pasador se toma una altura (h) de $1'' = 25,4$ mm.

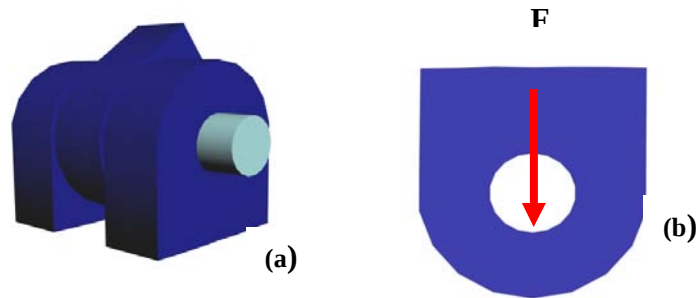


Figura 4.13 (a) Conjunto Eslabón-horquilla, (b) Diagrama de la horquilla

Por otra parte, para calcular la otra dimensión (ancho) de la sección transversal se toma en cuenta los esfuerzos internos y externos actuantes en el eslabón observados en la figura 4.13 (b), los cuales se determinan a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_i = +\frac{M}{e \times A} \left(\frac{C_i}{R_i} \right) + \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo en el lado interno del eslabón.} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

$$\sigma_o = -\frac{M}{e \times A} \left(\frac{C_o}{R_o} \right) + \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo en el lado externo del eslabón.} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Como es de observarse en las ecuaciones 4.27 y 4.28, el mayor esfuerzo ocurre en el lado interno es por esto que se utiliza la ecuación 4.27, 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: $e = rc - rn$

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

Ri : Radio interno del eslabón el cual tiene un valor de $5/16" \cong 7,93mm$.

F : Fuerza aplicada en el eslabón.

A : Área de la sección transversal del eslabón, $A = h \times bo = 25,4mm \times bo$

Del apéndice C.6, se conocen los valores de rn y rc , los cuales se obtienen dependiendo de la sección transversal, estas ecuaciones son:

$$rn = \frac{h}{Ln\left(\frac{ro}{ri}\right)} \quad (Ec. 4.29)$$

Donde:

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

$$rc = ri + \frac{h}{2} \quad (Ec. 4.30)$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación. 4.29, se obtiene:

$$rn = 17,90mm$$

Y sustituyendo los valores en la ecuación. 4.30, resulta:

$$rc = 20,63mm$$



Luego con los valores de r_n y r_c , se calcula el valor de e y C_i , lo cual resulta:

$$e = 20,63\text{mm} - 17,90\text{mm} = 2,73\text{mm}$$

$$C_i = 17,90\text{mm} - 7,93\text{mm} = 9,97\text{mm}$$

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:

$$b_o = 16,65\text{mm} \cong 11/16''$$

Diseño de las uñas que soportan el peso de las barras

Para diseñar las uñas que soportan las barras se realiza el diagrama de corte y momento los cuales se observan en las figuras 4.14 y 4.15.

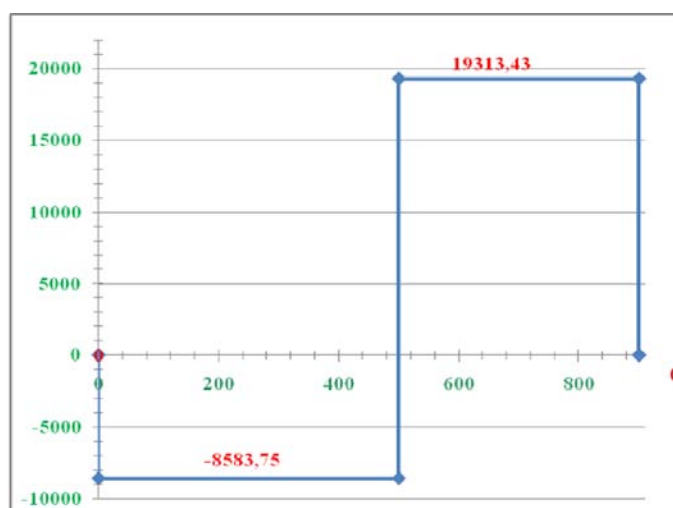


Figura 4.14 Diagrama de corte de las uñas

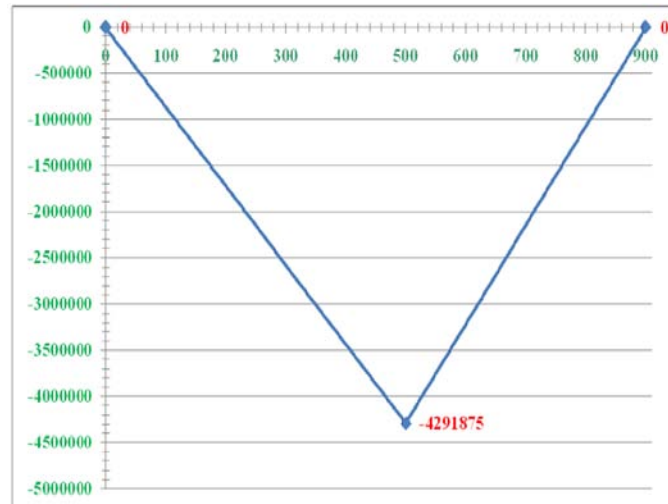


Figura 4.15 Diagrama de momento de las uñas

Los resultados obtenidos del diagrama son:

V_{MAX} : Fuerza de corte máxima (N) = 10729,43 N

M_{MAX} : Momento flector máximo (Nmm) = -4291875 Nmm

Se toma como ancho de la uña $4" \cong 101,60\text{mm}$ y se busca el espesor mínimo h para poder soportar el esfuerzo.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{MAX} \times C}{I} \quad (\text{Ec. 4.31})$$

Donde:

C : Distancia del eje centroidal a la fibra mas alejada (mm) = $\frac{h}{2}$

I : Inercia de la sección transversal de la uña

Por ser la sección transversal rectangular la inercia se calcula como:



$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad (\text{Ec. 4.32})$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.31 se tiene:

$$h = 32,87 \text{ mm} \cong 1,29''$$

Por lo que se selecciona un espesor comercial de $1\frac{5}{16}''$.

Diseño del soporte

Para el diseño del soporte se toma en cuenta la carga P sobre cada uña obtenida anteriormente como se observa en la figura 4.16, y se toma un ancho igual al de las uñas $4'' \cong 101,60 \text{ mm}$. Por lo que se realiza el diagrama de corte y momento para obtener el valor del momento máximo y calcular el valor mínimo del espesor del soporte:

L : Longitud del soporte (m) = 3.280 m

P : Fuerza sobre cada uña (N) = 8.583,75 N

$Fp1 = Fp2$: Fuerza de empuje del pistón (N) = 17.166,91 N

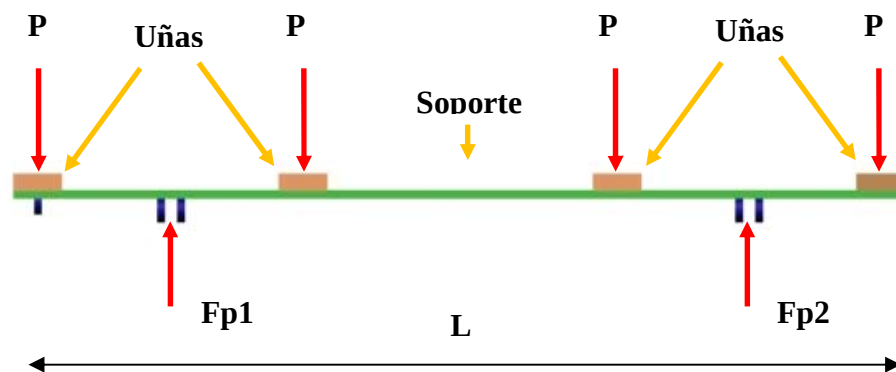


Figura 4.16 Identificación de Elementos del contenedor de barras



Conociendo el valor de la fuerza P , se realiza el diagrama de corte y momento y se procede a calcular el espesor de la lámina de soporte con la ecuación 4.31, como se puede apreciar en las figuras 4.17 y 4.18

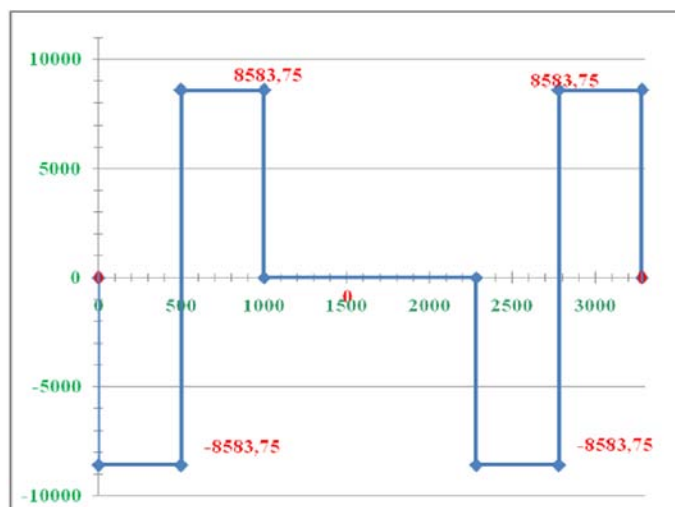


Figura 4.17 Diagrama de corte del soporte de las barras

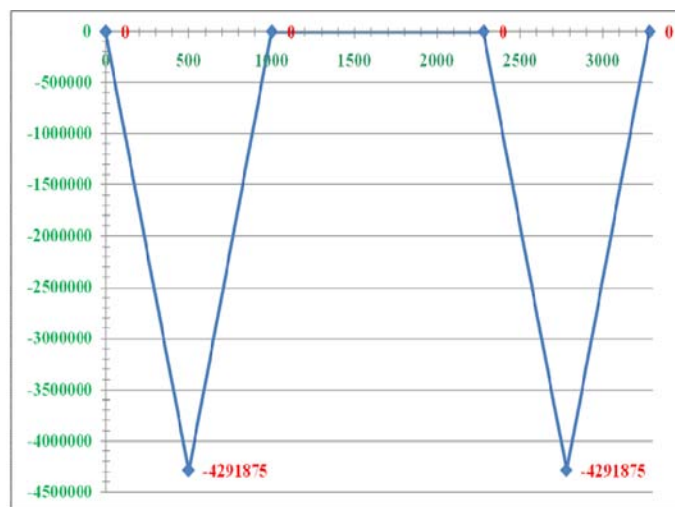


Figura 4.18 Diagrama de momento del soporte de las barras



- Selección de los pistones neumáticos que se encargan de levantar el soporte de las uñas

Para seleccionar este dispositivo es necesario tomar en consideración los siguientes parámetros:

- ✓ La fuerza máxima debe ser capaz de soportar un peso de 17.166,91 N.
- ✓ Debe poseer anillo magnético para detectar posición.
- ✓ Debido a la ubicación del dispositivo debe tener una carrera de 350 mm.

Conociendo la presión de trabajo de la empresa, la cual es de 6 bar=600 kPa. se obtiene el valor del área mínima del pistón capaz de realizar el trabajo.

$$A = \frac{F}{P} = 31,47 \times 10^{-3} m^2 \quad (Ec. 4.33)$$

Despejando el diámetro del pistón, del área obtenida, se arroja el siguiente resultado:

$$d = 200mm$$

De acuerdo a los parámetros requeridos por el catalogo de *FESTO Automatización y Neumática* y se selecciona el siguiente actuador, con sus respectivas características como se observa en la tabla nº 4.2

Cilindro normalizado DNG-20-PPV-A Según DIN ISO 6431 (Ver anexo C.)



Tabla N° 4.2. Características del actuador DNG -20-PPV-A

Cilindro de acción.	Doble efecto
Diámetro del émbolo	200 <i>mm</i>
Rosca del vástago	M36x2
Presión de funcionamiento	0,6-10 <i>bar</i>
Fuerza teórica con 6 <i>bar</i> avance	18.850 <i>N</i>
Fuerza teórica con 6 <i>bar</i> retroceso	18.096 <i>N</i>
Conexión neumática de tipo	G3/4

Para el montaje del actuador es necesario seleccionar dos accesorios, los cuales son:

1. Rotula **SGS-M36x2**, la cual unirá el pistón al soporte para transmitir movimiento circular, ver anexo C.
2. Un caballete **LSNG-125**, el cual servirá de apoyo al pistón seleccionado, ver anexo C.

4.3 Diseño del sistema alimentador de barras.

- **Diseño de los ganchos transportadores**

Para este diseño se dimensionaron 5 ganchos de acero 1020 (Ver Apéndice D), tomando en consideración las dimensiones de los 3 modelos de barras. Estos ganchos cuentan con las siguientes dimensiones como se muestra en la figura 4.19

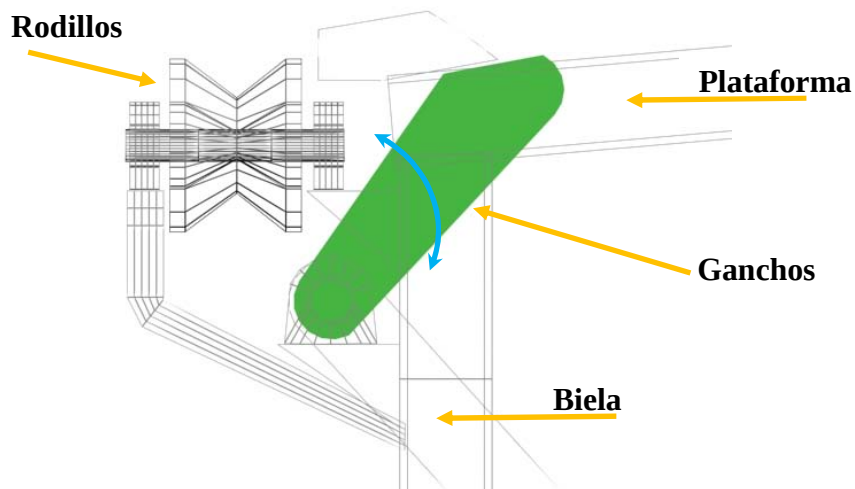


Figura 4.19. Ubicación del gancho en el mecanismo

- **Diseño de las bielas que transmiten el movimiento del pistón a los ganchos.**

Para este diseño se dimensionaron dos bielas, tomando en consideración el desplazamiento realizado por los ganchos y las dimensiones de la plataforma estas medidas se aprecian en el apéndice D, la figura de la biela es indicada en la figura 4.20. Las bielas están hechas con material de acero 1020.

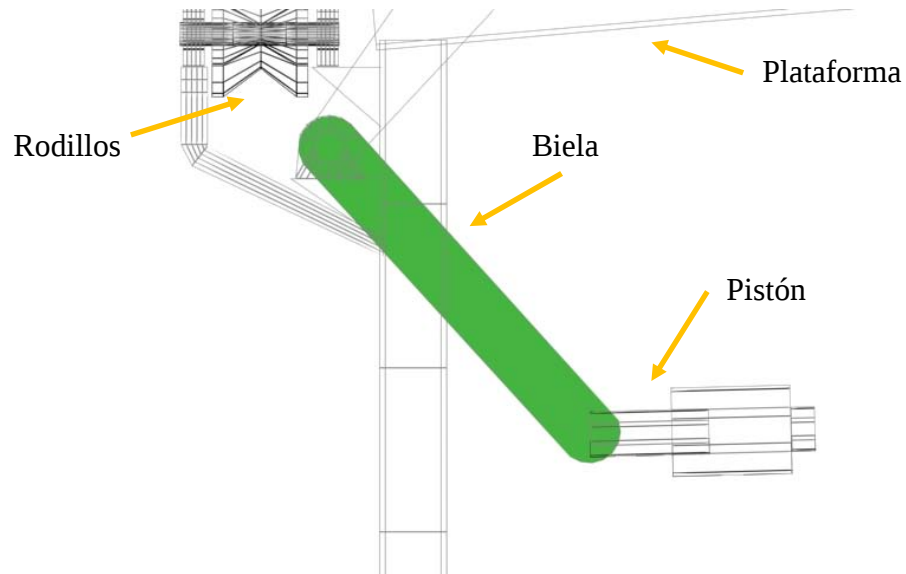


Figura 4.20. Ubicación de la biela en el mecanismo.

- **Diseño de la barra**

Para el diseño de la barra se tomó en cuenta que ésta se encuentra sometida a torsión y a flexión, por lo que el diseño a torsión se desarrolla de la siguiente forma:

$$\tau_{mx} = \frac{T \times r}{J} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

Donde:

T: Momento torsionante (Nm)= 240 (Nm)

r: Radio de la superficie exterior (m) = $\frac{d}{2}$ (m)



J: Momento polar de inercia del área transversal $(m^4) = \frac{\pi \times d^4}{32} (m^4)$

El $\tau_{\max}$ se obtiene utilizando la ecuación 4.12 tomando en cuenta que el material es acero 1020 y un factor de seguridad $N = 4$.

Por lo que al sustituir los datos en la ecuación 4.34 se obtiene el diámetro necesario de la barra, el cual resultó de 1"

Por otro lado, para el diseño a flexión de la barra se consideraron las reacciones según se muestra en la figura 4.21, tomando en cuenta el peso de la barra dividido por el número de ganchos.

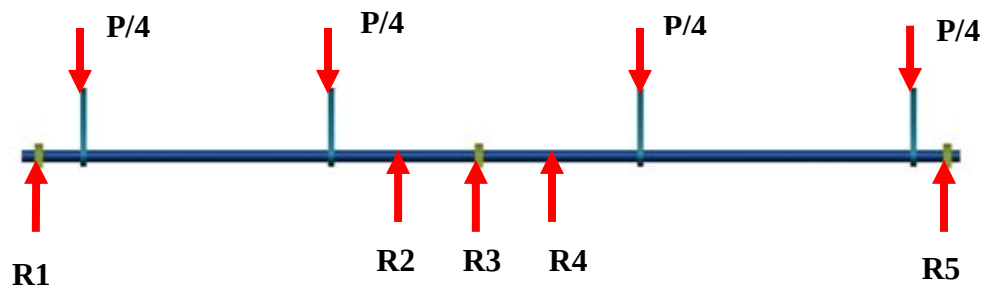


Figura 4.21 Diagrama de cuerpo libre de la barra .

Del diagrama de cuerpo libre observado en la figura 4.21, se obtiene, los diagramas de corte y momento, los cuales se aprecian en las figuras 4.22 y 4.23

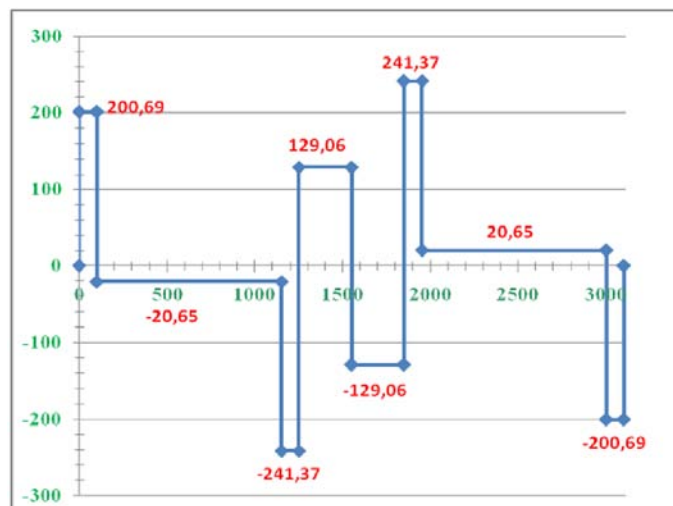


Figura 4.22 Diagrama de corte la barra

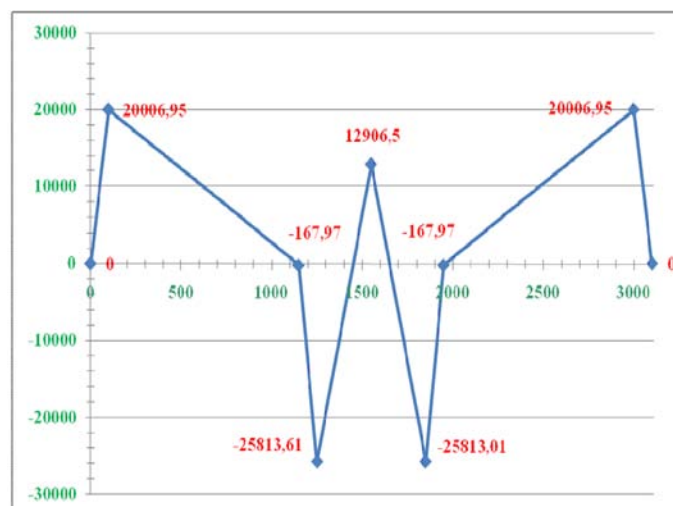


Figura 4.23 Diagrama de momento de la barra

Del diagrama de corte que se observa en la figura 4.22 se obtienen los siguientes resultados de las reacciones actuantes sobre la barra

$$R1=R5= 200,06 \text{ N}$$



$$R_2 = R_4 = 370,43 \text{ N}$$

$$R_3 = -258,13 \text{ N}$$

Por otra parte, para diseñar la barra a flexión se toma en cuenta el valor del momento máximo obtenido de la figura 4.23, que el material es acero 1020 y la inercia de la sección, por lo que sustituyendo los valores en la ecuación 4.32 se obtiene el diámetro de la barra sometida a flexión. Por lo que el resultado es:

$$d = 1/2''$$

Comparando los resultados del diámetro de diseño, a torsión y a flexión, se toma como diámetro de la barra 1'', por ser el más esforzado.

- **Selección de las chumaceras para el apoyo de la barra**

Para la selección de las chumaceras se considera la capacidad de carga estática (C_o) que viene dada por la siguiente ecuación:

$$C_o = F_s \times P_o \quad (\text{Ec. 4.35})$$

Donde:

F_s : factor de esfuerzo estático = 0.8 (Ver apéndice C.7)

P_o : carga estática equivalente (KN) = $R_3 = 0,25813$ (KN)

Al sustituir los valores en la ecuación 4.35 $C_o = 0.206$ KN



Con el valor obtenido de C_o y utilizando el catalogo de la empresa FAG se selecciona la siguiente chumacera **SG16205.100**, observando sus características en el apéndice C.8.

- **Selección del pistón**

Para obtener la fuerza de trabajo del pistón se multiplicó 2 veces la reacción que produce la biela por lo que la fuerza necesaria del pistón es de 740,86 N .

Con la presión de trabajo de 6 bar, la fuerza del pistón de 740,86 N se sustituye en la ecuación 4.33, se obtiene el área del pistón y con ello se obtiene el diámetro del mismo siendo este de $d=39$ mm.

Por lo tanto para seleccionar el pistón se toma en cuenta los siguientes parámetros de diseño:

- Presión (bar) = 6 bar
- Carrera (mm) = 253,94 mm
- Diámetro (mm) = 39 mm
- Fuerza (N) = 740,86 N

De acuerdo a los parámetros requeridos por el catalogo de *FESTO Automatización y Neumática*, se selecciona el siguiente actuador, con sus respectivas características como se observa en la tabla nº 4.3

Cilindro normalizado DNC-40-250-PPV Según DIN ISO 6431 (Ver anexo C.)



Para el montaje del actuador es necesario seleccionar dos accesorios, los cuales son:

1. Rotula **CRSGS-M12x1,25** la cual unirá el pistón con la biela que mueve los ganchos, (Ver anexo C.)
2. Un apoyo **LNZG-100/125**, el cual servirá de apoyo al pistón seleccionado, (Ver anexo A.)

Tabla N° 4.3. Características del actuador DNC -40-250-PPV

Cilindro de acción.	Doble efecto
Diámetro del émbolo	40 mm
Rosca del vástago	M12x1,25
Presión de funcionamiento	0,6-12 bar
Fuerza teórica con 6 bar avance	754 N
Fuerza teórica con 6 bar retroceso	633 N
Conexión neumática de tipo	G1/4

- **Diseño del sistema motriz del alimentador**

Selección del motor impulsor del sistema motriz .

Para la selección del sistema motriz del alimentador es necesario conocer la potencia requerida por el sistema para poder mover las barras, por lo que se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot_A = Mt \times w \quad (Ec. 4.36)$$



Donde:

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

w : Velocidad angular (*RPM*)

El valor de la velocidad angular se obtiene mediante la ecuación

$$w = \frac{V}{R} \times 9.54 \quad (\text{Ec. 4.37})$$

Donde:

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

R : Radio de la polea (m) = 0,0254m

La velocidad se calcula como:

$$V = \frac{\Delta x}{t} \quad (\text{Ec. 4.38})$$

Donde:

Δx : Desplazamiento total que realiza la barra (m) = 1,4 m

t : Tiempo que tarda la barra en hacer el recorrido (s) = 4 s

Por lo que la velocidad será:

$$V = 0,35 \frac{m}{s}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 4.37 la velocidad angular resulta

$$w = 124 \text{ RPM} = 13,5 \frac{\text{rad}}{s}$$



Para el cálculo del momento torsor se observa el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.24 y se realiza sumatoria de momentos en el punto A.

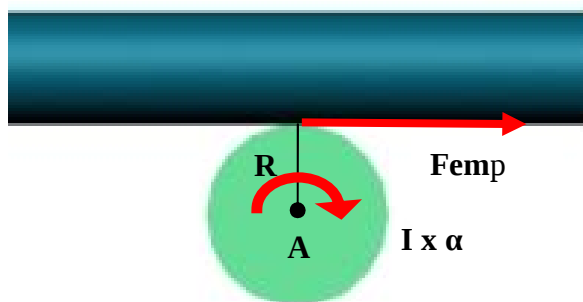


Figura 4.24 Diagrama de momento sobre la polea impulsora

Lo que resulta:

$$\sum MA = F_{emp} \times R + I_t \times \alpha \quad (\text{Ec. 4.39})$$

Donde:

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

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

α : Aceleración angular (rad/s^2)

Para calcular la fuerza de empuje se observa el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.25 con el cual se obtiene el valor de la fuerza necesaria para mover dicha barra.

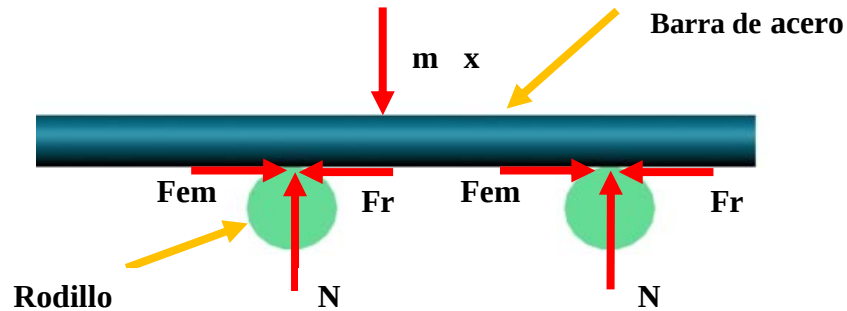


Figura 4.25 Diagrama de cuerpo libre de la barra

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

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{emp} = Fr = \mu \times N \quad (Ec. 4.40)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$m \times g = N \quad (Ec. 4.41)$$

Donde:

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

Fr : Fuerza de roce (N)

m : Masa de la barra (Kg) = 82,60 Kg.

μ : Coeficiente de roce dinámico = 0,8

N : Fuerza normal (N)

Al resolver el sistema de ecuaciones 4.40 y 4.41, se obtiene el siguiente resultado:

$F_{emp} = 1012,18$ N, se toma un factor de seguridad de 1,5. Por lo que la fuerza real de diseño será:



$$F_{emp} = 2532,21 \text{ N}$$

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

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (\text{Ec. 4.42})$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 4.42 se obtiene el valor de la aceleración angular el cual resulta:

$$\alpha = 3,44 \text{ rad/s}^2$$

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

$$I_{rod} = \frac{\pi \times \rho \times L \times R^4}{2} \quad (\text{Ec. 4.43})$$

Donde:

ρ : Densidad del material del rodillo (Kg/m^3): 1.506 Kg/m^3 Según el apéndice C.9 para materiales fabricados de caucho.

L : Longitud total del rodillo (m): $0,127 \text{ m}$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 4.43 se obtiene el valor de la inercia de masa para los rodillos la cual resulta:

$$I_{rod} = 1,25 \times 10^{-4} \text{ Kg} \times \text{m}^2$$

Reemplazando todos los valores obtenidos en la ecuación 4.36 se obtiene el valor de la potencia requerida por el rodillo impulsado, la cual resulta:



$$Pot_{rodillo\ impulsado} = 442,84W = 0,6Hp$$

Ya obtenidas la potencia requerida por el rodillo impulsado, se calcula la potencia del motor a utilizar, la cual se calcula como:

$$Pot_{Motor} = \left(Pot_R + \frac{Pot_R}{\eta} \right) \quad (Ec. 4.44)$$

Donde la potencia requerida por el Reductor se calcula como:

$$Pot_R = \left(Pot_{rodillo\ impulsor} + \frac{Pot_{rodillo\ impulsor}}{\eta} \right) \quad (Ec. 4.45)$$

Donde la potencia en el rodillo impulsor se calcula como:

$$Pot_{rodillo\ impulsor} = \left(Pot_{rodillo\ impulsado} + \frac{Pot_{rodillo\ impulsado}}{\eta c} \right) \quad (Ec. 4.46)$$

La eficiencia de las cadenas se asume como 97%, por lo que sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.44, 4.45 y 4.46, obtenemos los siguientes resultados:

$$Pot_B = 1,22Hp$$

$$Pot_R = 2,47Hp$$

$$Pot_{Motor} = 5,99Hp$$

Asumiendo un factor de servicio para trabajos moderados de toma un factor de servicio de 1,2 del apéndice C.10 por lo que la potencia requerida por el motor será:

$$Pot_{Motor} = 7,2Hp$$



Con el valor de la potencia obtenida y las RPM requeridas por el sistema se selecciona un motor reductor modelo **W110 P112** con las siguientes características las cuales se aprecian en la tabla n° 4.4.

Tabla N° 4.4. Características del motor reductor W110 P112

Potencia	7,5 Hp
Velocidad de entrada	1750 Rpm
Velocidad de salida	117 Rpm
Voltaje de operación	220/440V

Selección de la cadena impulsora.

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

$$Pot_R = 2,47Hp$$

Tomando en consideración un factor de servicio para cargas moderadas y motores eléctricos se selecciona $F_s = 1.3$, ver apéndice C.11.

Por lo que la potencia de diseño resulta:

$$Pot_R = 3,28Hp$$

Tomando en consideración la velocidad angular $w = 124RPM$ y tomando un solo ramal se va al apéndice C.12, y se selecciona una cadena con las siguientes características:



Cadena MORSE # 60, 3/4" de paso y 23 dientes

Del apéndice C.13, se obtiene la potencia de un ramal, la cual resulta:

$$Pot_{Ramal} = 3,85Hp$$

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 angulares en ambas poleas son iguales, el diámetro de estas es el mismo, y la relación de transmisión es igual a 1. Por lo que la velocidad de ambas poleas es igual a 124RPM.

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

$$V = \frac{N \times P \times w}{12} \quad (Ec. 4.47)$$

Donde:

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

N : Es el número de dientes de la rueda = 23 dientes

P : Es el paso de Cadena (Pulg) = 3/4"

w : Velocidad de rotación de la rueda dentada (RPM) = 124RPM

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.47 se obtiene el siguiente resultado:

$$V = 178,25 \text{ } Pie/min$$

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



C.12. Luego se calcula el diámetro primitivo de la rueda dentada según la siguiente ecuación:

$$D = \frac{P}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (\text{Ec. 4.48})$$

Donde:

D : Es el diámetro primitivo de la rueda dentada (Pulg)

Lo que resulta:

$$D = 5 \frac{1}{2}''$$

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:

$$L = \left[2 \times C + \frac{N + N}{2} + \frac{(N - N)^2}{4 \times \pi^2 \times C} \right] \times P \quad (\text{Ec. 4.49})$$

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.49 la longitud de la cadena es:

$$L = 93,5''$$

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

$$Cc = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N + N}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N + N}{2} \right)^2 - 8 \frac{(N - N)^2}{4 \times \pi^2}} \right] \times P \quad (\text{Ec. 4.50})$$

Donde:

Cc : Distancia entre centros (Pulg)

Por lo que sustituyendo los datos en la ecuación 4.50 la distancia entre centros de la cadena es:



$$Cc = 30,37''$$

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

$$\theta = 180^\circ - 2 \times \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D - D}{2 \times Cc} \right) \quad (\text{Ec. 4.51})$$

Donde:

θ : Es el ángulo de contacto entre las cadenas y las ruedas dentadas (Grados)

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.51 el ángulo de contacto resulta:

$$\theta = 180^\circ$$

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

$$F = \frac{P}{V} + \frac{G}{g} V^2 \quad (\text{Ec. 4.52})$$

Donde:

F : Fuerza sobre los apoyos (Lb)

P : Potencia transmitida (Lbf-pie/s) = 1765,5 Lbf-pie/s

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 4.52 se obtiene el siguiente valor:

$$F = 596,39 \text{ Lb}$$



4.4 Diseño del sistema de descarga

Para la selección de este sistema solo se dimensionará una plancha de acero de 700 x 400 mm. la cual servirá de rampa para colocar las barras en su respectivo depósito luego de ser cortada, esta plancha estará pivoteada en sus extremos por dos chumaceras, las cuales fueron seleccionadas anteriormente.

4.5 Diseño del sistema automatizado

Memoria Descriptiva

A continuación se describen los pasos del sistema de control. Y en las figuras 4.26 y 4.27 se muestran los dibujos esquemáticos del mismo .

1. Para iniciar el sistema se debe presionar el pulsador S1 y éste estará activo sí y solo sí el sensor B1 detecta barras en la zona de espera de la plataforma (1); también deben de estar completamente extendidos los actuadores C1 y C2, lo que implica que B3 y B5 estarán accionados.
 2. Posteriormente se retraerán lentamente los actuadores C1 y C2 hasta que su carrera finalice siendo estos detectados por los sensores B2 y B4.
 3. Luego el sensor B6 es accionado por las barras que llegan al final de la plataforma, y este a su vez acciona el pistón C3 para mover los ganchos, donde estos a su vez mueven las barras de la plataforma al alimentador. Todo esto sucederá solo si B7 no detecta barras al final del alimentador (3).
-



4. El sensor B7 encenderá el motoreductor con freno M1, el cual se encarga de mover los rodillos, los cuales a su vez ponen en movimiento de avance la barra en el alimentador.
 5. Las barras avanzan hasta el tope de corte el cual es censado por B12, donde éste activa el contador del PLC que lleva el registro de las barras cortadas y activa el cilindro C5 que mueve la palanca que acciona la cizalla por medio de un actuador C4, el cual su inicio y final de carrera está siendo captada por los sensores B10 y B11, para así poder realizar el corte de las barras.
 6. El sensor B12 acciona el freno del motoreductor M1 a través de su freno de zapata incorporado, para que las barras dejen de moverse a través de los rodillos.
 7. Por otra parte al verificar el PLC que el contador esté en cero y que el actuador C5 se encuentre en su posición inicial, siendo éste verificado por B13; lo cual garantiza así que las barras que estén dentro del parámetro requerido de corte sean colocadas en su correspondiente depósito.
 8. Cuando el contador llega a las 5 unidades de corte hace que el pistón C5 gire hasta su posición final, la cual es captada por B14, con lo cual la barra de desecho cae en el depósito desperdicio.
 9. Al caer la barra de desecho en el depósito de desperdicio es detectado por B15 reiniciando así el contador y colocando el pistón C5 en posición inicial.
-

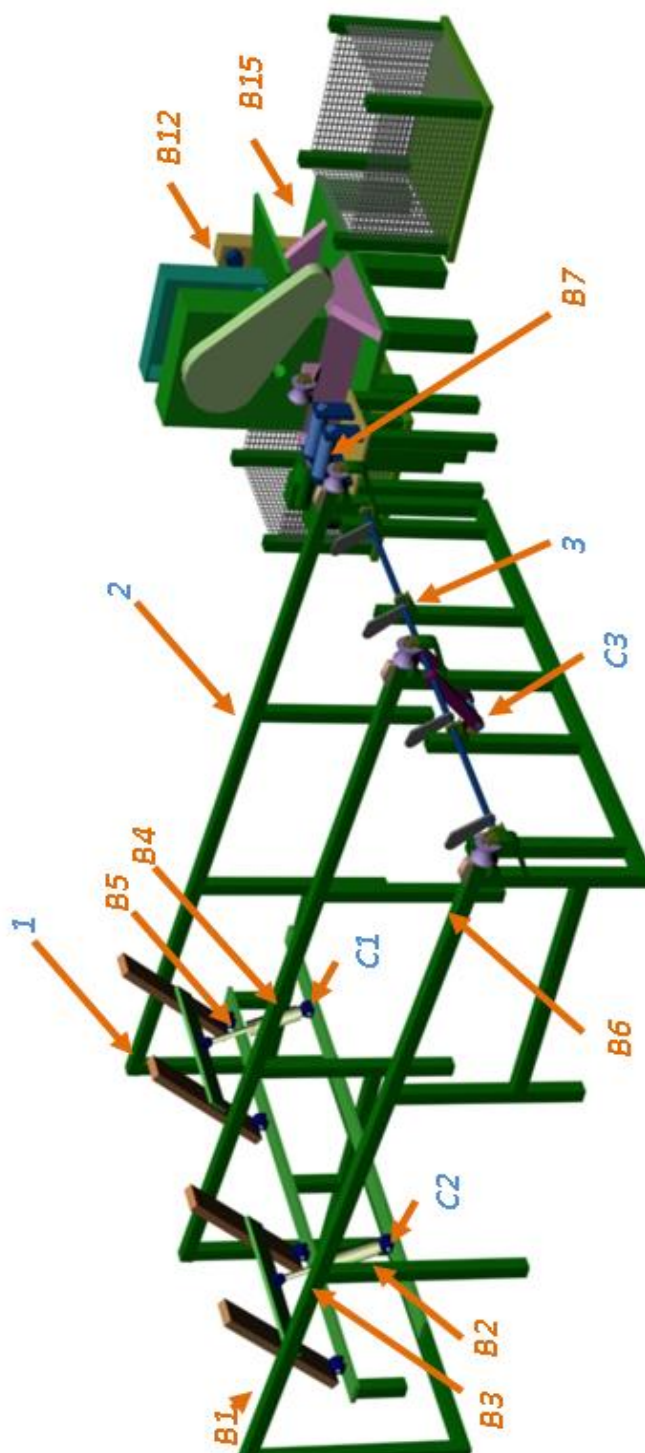


Figura 4.26 Vista trasera de la ubicación de los elementos de control

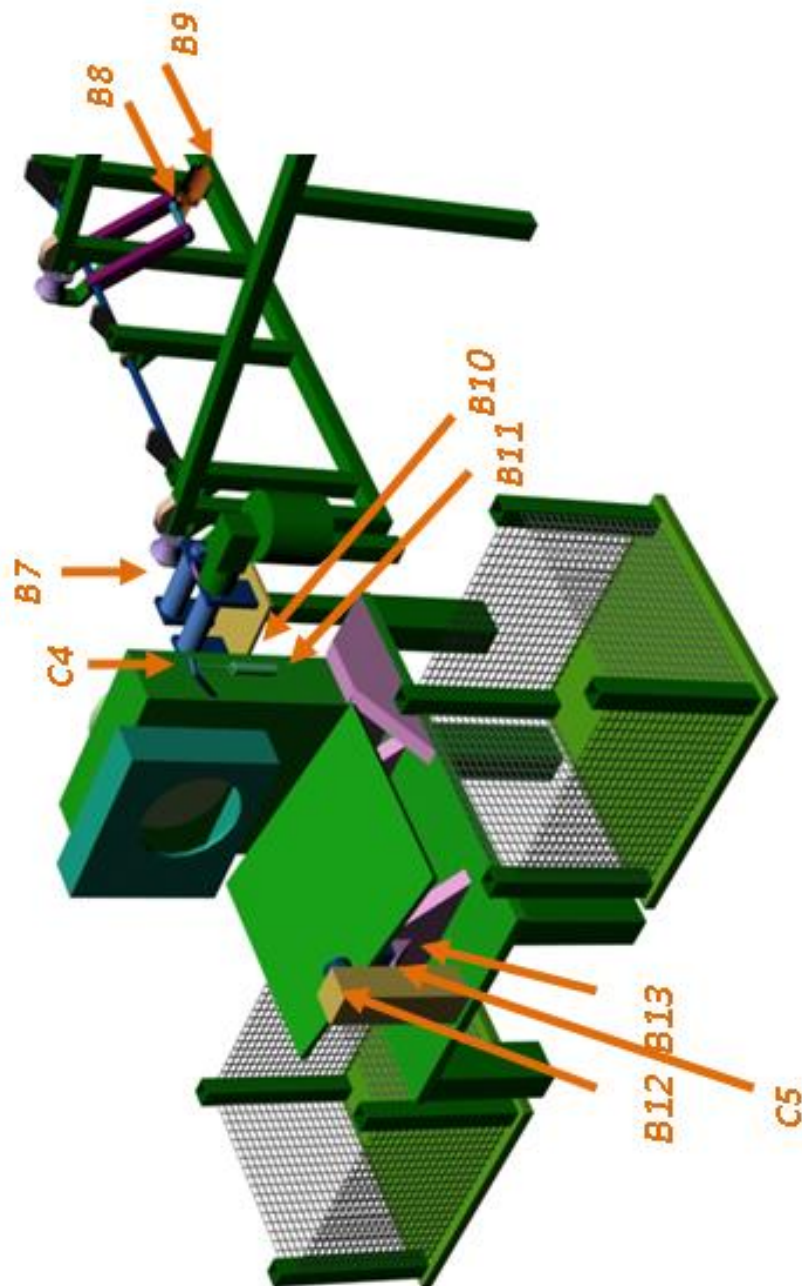


Figura 4.27 Vista frontal de la ubicación de los elementos de control I



Selección del sistema de control

Desde el punto de vista de costos, aprovechamiento de espacios, flexibilidad y confiabilidad, los PLC ofrecen diversas ventajas, las cuales son:

Menos constituyentes: La sustitución de todo el cableado ocasiona una ganancia en volumen, en dimensiones y una simplicidad de empleo. Así mismo, el sistema en general se vuelve más confiable al tener cada vez menos elementos, entre los cuales están los contadores, contactor, temporizadores, entre otros .

Menos conexiones: Los cableados se reducen drásticamente a sólo tener los captadores, que son todos aquellos elementos y dispositivos que monitorean y conducen las señales al PLC, como son sensores, interruptores, etc., el PLC o la etapa de control y finalmente la carga o los dispositivos a controlar que pueden ser los actuadores.

Más funcionalidades: Al trabajar con elementos programables, se tiene una mayor flexibilidad para cambiar los programas y las funciones según las necesidades de la industria, es decir, se adaptan a los cambios en el progreso.

Mayor comodidad: El programa construido especialmente para una máquina puede ser duplicado y aplicado en toda una gama de máquinas que se encuentren trabajando en serie. Esto reduce costos, reduce tiempo del operador o programador y lo hace una herramienta más que útil y versátil en la rama de la industria. Además al trabajar con elementos programables, se tiene una mayor inmunidad a las señales de ruido, los sistemas son más "rudos", es decir que están garantizados en un 100% contra errores y fallas y son flexibles y accesibles en general.



Selección de los elementos del sistema de control

- **Cilindro C4**

Este cilindro se encarga de accionar la leva que corta las barras, para el seleccionamiento se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- La fuerza que ejerce la mano al accionar una palanca (200N) (ver apéndice C.14).
- La carrera del vástago es de 20 cm.
- La presión es de 6 bar.
- Diámetro del embolo de 25 mm. Calculado según la ecuación 4.33

Por lo que el pistón seleccionado según el catalogo de Festo es el siguiente , con sus respectivas características como se observa en la tabla N° 4.5.

Cilindro normalizado ADN-25-25-A-P-A Según DIN ISO 21287

Tabla N° 4.5. Características del actuador ADN-25-25-A-P-A

Cilindro de acción.	Doble efecto
Diámetro del émbolo	25 mm
Rosca del vástago	M8
Presión de funcionamiento	0,6 - 10 bar
Fuerza teórica con 6 bar avance	295 N
Fuerza teórica con 6 bar retroceso	247 N
Conexión neumática de tipo	M5

Para el montaje del actuador es necesario seleccionar dos accesorios, los cuales son:



1. Rotula **CRSGS-M8** la cual unirá el pistón con la biela que mueve los ganchos, ver anexo C.
2. Un caballete **LNB-40**, el cual servirá de apoyo al pistón seleccionado, ver anexo C.

- **Cilindro C5**

El cilindro giratorio que se encarga de llevar los trozos de barras cortadas a sus respectivos depósitos se tomaron en cuentas las siguientes consideraciones:

- En cuanto a las dimensiones de la plancha (700mmx400mmx3/8”) y el peso de una barra cortada se determino la fuerza necesaria para el cálculo del torque el cual es de 7,16 Nm.
- El ángulo de inclinación requerido es de 90°

Por lo que el actuador seleccionado según el catalogo de F esto es el siguiente, con sus respectivas características como se observa en la tabla N° 4.6.

Actuador giratorio DRQ-100-90-PPV-A

Tabla N° 4.6. Características del actuador DSNU-25-25-P-A

Cilindro de acción.	giratorio de doble efecto
Tamaño	100
Construcción	de piñón y cremallera
Presión de funcionamiento	2,5 - 10 bar
Momento de giro con 6 bar	150Nm
Conexión neumática de tipo	G1/2



- **Sensores**

Para la selección de los sensores se toma en cuenta el material a ser detectado el cual constan de piezas metálicas como son las barras de acero y la cizalla de la cortadora Ficep. Para este tipo de funcionamiento se selecciona sensores de proximidad inductivo para lo sensores B1, B6, B7, B12 y B15.

Por lo tanto el sensor seleccionado es **SIEA-M-30B-UI-S**, cumpliendo así las siguientes propiedades como se muestra en la tabla N° 4.7.

Tabla N° 4.7. Características del sensor SIEA-M-30B-UI-S

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

En cuanto a los sensores magnéticos utilizados para detectar la posición de carrera de los distintos tipos de actuadores a utilizar se selecciona según la dimensión de la ranura de dichos actuadores. Por lo que para los actuadores C3 y C4 se selecciona el siguiente sensor **CRSMT-8-PS-K-LED-24**, según el catalogo de festo para los sensores B8, B9, B10 y B11; y para los actuadores C1, C2 y C5 se selecciona, a través del catalogo de festo un sensor de tipo **CRSMEO-4-K-LED-24** para los sensores B2, B3, B4, B5, B13 y B14 según el catalogo de Festo y con las siguientes características según las tablas N° 4.8 y N° 4.9.



Tabla N° 4.8. Características del sensor CRSMT-8-PS-K-LED-24

Para ranura	en T
Tiempo de conexión	0,2 ms
Tiempo de desconexión	0,5 ms
Tensión de funcionamiento	de 10 a 30V

Tabla N° 4.9. Características del sensor CRSMEO-4-K-LED-24

Construcción	Redondo
Tiempo de conexión	0,5 ms.
Tiempo de desconexión	0,03 ms.
Tensión de funcionamiento	de 12 a 30V

- **Electroválvulas**

En cuanto a la selección de las electroválvulas se toma en cuenta que los actuadores son de doble efecto, por lo tanto requiere una válvula de 5 vías, y como se desea controlar el desplazamiento del actuador en ambos sentidos, se requiere que la válvula sea biestable de accionamiento eléctrico. Una vez expuestas las consideraciones se selecciona la siguiente electroválvula **JMVH-5-3/8-V** cuyas características se aprecian en la tabla N° 4.10



Tabla N° 4.10. Características la electroválvula JMVH-5-3/8-V

Accionamiento	eléctrico
Presión de funcionamiento	2 - 10 <i>bar</i>
Caudal nominal	2000 l/min
Tensión de funcionamiento	24 V
Conexión neumática de tipo	G3/8

- **Válvula reguladora de caudal**

Cabe destacar que los actuadores C1, C2 y C3 están sometidos a avances regulados a fin de controlar el avance de las barras a través de su recorrido por la plataforma. Por lo que se selecciona una válvula reguladora de caudal para los cilindros antes mencionados. Dicha válvula seleccionada es del tipo **GRLA-1/2-QS-12-RS-D** y mostrando sus características en la tabla N° 4.11

Tabla N° 4.11. Características de la válvula GRLA-1/2-QS-12-RS-D

Función	De estrangulación y antirretorno
Presión de funcionamiento	0,2 - 10 <i>bar</i>
Caudal nominal	2200 l/min
Conexión neumática de tipo	G1/2

- **Válvula de escape rápido**

El cilindro C5 necesita conmutar de una manera rápida ya que este debe posicionarse rápidamente para cuando se realice el último corte de cada barra (Scrap) para depositarlas en un contenedor de Scrap y volver a girar 90° para colocar los primeros 5 cortes en su debido depósito, por lo que se selecciona una válvula de



escape rápido tanto para la entrada como para la salida de dicho actuador. Dicha válvula seleccionada es del tipo **SEU-3/8**, cuyas características se encuentran en la tabla N° 4.12

Tabla N° 4.12. Características de la válvula SEU-3/8

Función	De escape rápido
Presión de funcionamiento	0,2 - 10 <i>bar</i>
Caudal nominal	2280 l/min
Conexión neumática de tipo	G3/8

- **Selección del equipo lógico programable (PLC)**

Para la selección del PLC se basa principalmente en el número de entradas y salidas que requiere el sistema, y de esta forma garantizar que cumpla con los requerimientos necesarios. Otro criterio de selección es que la empresa Danaven, utiliza en sus elementos de control PLC de la marca Fatek y Allen Bradley y tomando en cuenta el criterio de menor costo, se seleccionó un PLC marca Fatek, modelo FBS-32MUA de 24V, de 20 entradas y 12 salidas, donde sus especificaciones técnicas se aprecian en el anexo E.



Lista de Direcciones:

Tabla N° 4.13. Lista de direcciones del PLC

ELEMENTO	SÍMBOLOS	DIRECCIÓN	FUNCIÓN
Pulsador	S1	I0	Da inicio al sistema automatizado
Pulsador	S2	I1	Detiene al sistema automatizado
Sensor	B1	I2	Detecta las barras en la zona de espera de la plataforma y permite el paso de la señal enviada por el pulsador S1
Sensor Magnético de Actuador C1 con Aro	B2	I3	Detecta el final de carrera del actuador C1, para hacer rodar las barras que se encuentran en la zona de espera de la plataforma
Sensor Magnético de Actuador C1 con Aro	B3	I4	Detecta el inicio de carrera del actuador C1, para detener las barras que se encuentran en la zona de espera de la plataforma



Tabla N° 4.13. Lista de direcciones del PLC (Continuación)

Sensor Magnético de Actuador C2 con Aro	B4	I5	Detecta el final de carrera del actuador C2, para hacer rodar las barras que se encuentran en la zona de espera de la plataforma
Sensor Magnético de Actuador C2 con Aro	B5	I6	Detecta el inicio de carrera del actuador C1, para detener las barras que se encuentran en la zona de espera de la plataforma
Sensor	B6	I7	Detecta las barras al final de la plataforma y envía la señal a la bobina Y6 a fin de retraer el actuador C3
Sensor	B7	I8	Detecta las barras cuando estas se encuentran en el sistema alimentador a fin de accionar el motor y poner en movimiento las barras en dicho sistema, además envía la señal a la bobina Y6 a fin de retraer el actuador C3
Sensor Magnético de Actuador C3 con Aro	B8	I9	Detecta el final de carrera del actuador C3, y envía la señal a la bobina Y5 a fin de extender el actuador C3
Sensor Magnético de Actuador C3 con Aro	B9	I10	Detecta que el actuador C3 se encuentre totalmente extendido



Tabla N° 4.13. Lista de direcciones del PLC (Continuación)

Sensor Magnético de Actuador C4 con Aro	B10	I11	Detecta que el actuador C4 se encuentre totalmente retraído y envía la señal a la bobina Y7 a fin de extender el actuador.
Sensor Magnético de Actuador C4 con Aro	B11	I12	Detecta que el actuador C4 este totalmente extendido
Sensor	B12	I13	Detecta que las barras lleguen al tope para ser cortadas por la cizalla, envía la señal a la bobina Y8 a fin de extender el actuador C4 y envía una señal para iniciar el contador
Sensor Magnético de Actuador C5 con Aro	B13	I14	Detecta la posición inicial del actuador C5
Sensor Magnético de Actuador C5 con Aro	B14	I15	Detecta la posición final del actuador C5 y envía la señal a la bobina Y10 a fin de posicionar el actuador C5 en su posición inicial
Sensor	B15	I16	Detecta la barra de desecho a fin de resetear el contador y emite una señal a la bobina Y10 a fin de posicionar el actuador C5 en su posición inicial.



Tabla N° 4.13. Lista de direcciones del PLC (Continuación)

Bobina 24V de Electroválvula	Y1	Q0	Conmuta con la electroválvula 1.1 y hace que el pistón C1 se coloque en su posición inicial
Bobina 24V de Electroválvula	Y2	Q1	Conmuta con la electroválvula 1.1 y hace que el pistón C1 se coloque en su posición final
Bobina 24V de Electroválvula	Y3	Q2	Conmuta con la electroválvula 2.1 y hace que el pistón C2 se coloque en su posición inicial
Bobina 24V de Electroválvula	Y4	Q3	Conmuta con la electroválvula 2.1 y hace que el pistón C2 se coloque en su posición final
Bobina 24V de Electroválvula	Y5	Q4	Conmuta con la electroválvula 3.1 y hace que el pistón C3 se coloque en su posición inicial
Bobina 24V de Electroválvula	Y6	Q5	Conmuta con la electroválvula 3.1 y hace que el pistón C3 se coloque en su posición final
Bobina 24V de Electroválvula	Y7	Q6	Conmuta con la electroválvula 4.1 y hace que el pistón C4 se coloque en su posición inicial



Tabla N° 4.13. Lista de direcciones del PLC (Continuación)

Bobina 24V de Electroválvula	Y8	Q7	Conmuta con la electroválvula 4.1 y hace que el pistón C4 se coloque en su posición final
Bobina 24V de Electroválvula	Y9	Q8	Conmuta con la electroválvula 5.1 y hace que el actuador giratorio C5 se coloque en su posición inicial
Bobina 24V de Electroválvula	Y10	Q9	Conmuta con la electroválvula 5.1 y hace que el actuador C5 se coloque en su posición final



Diagrama de conexiones del PLC

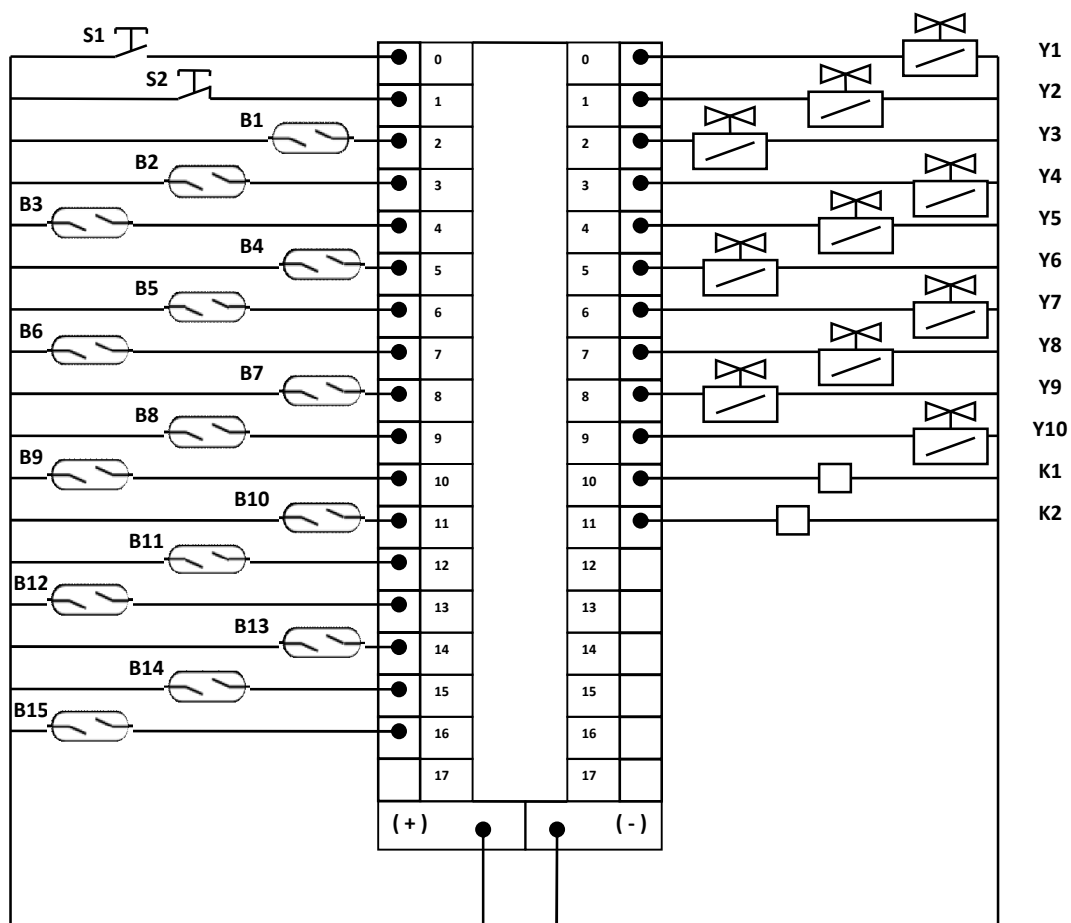


Figura 4.28 Diagrama de conexiones del PLC



Diagrama escalera del PLC

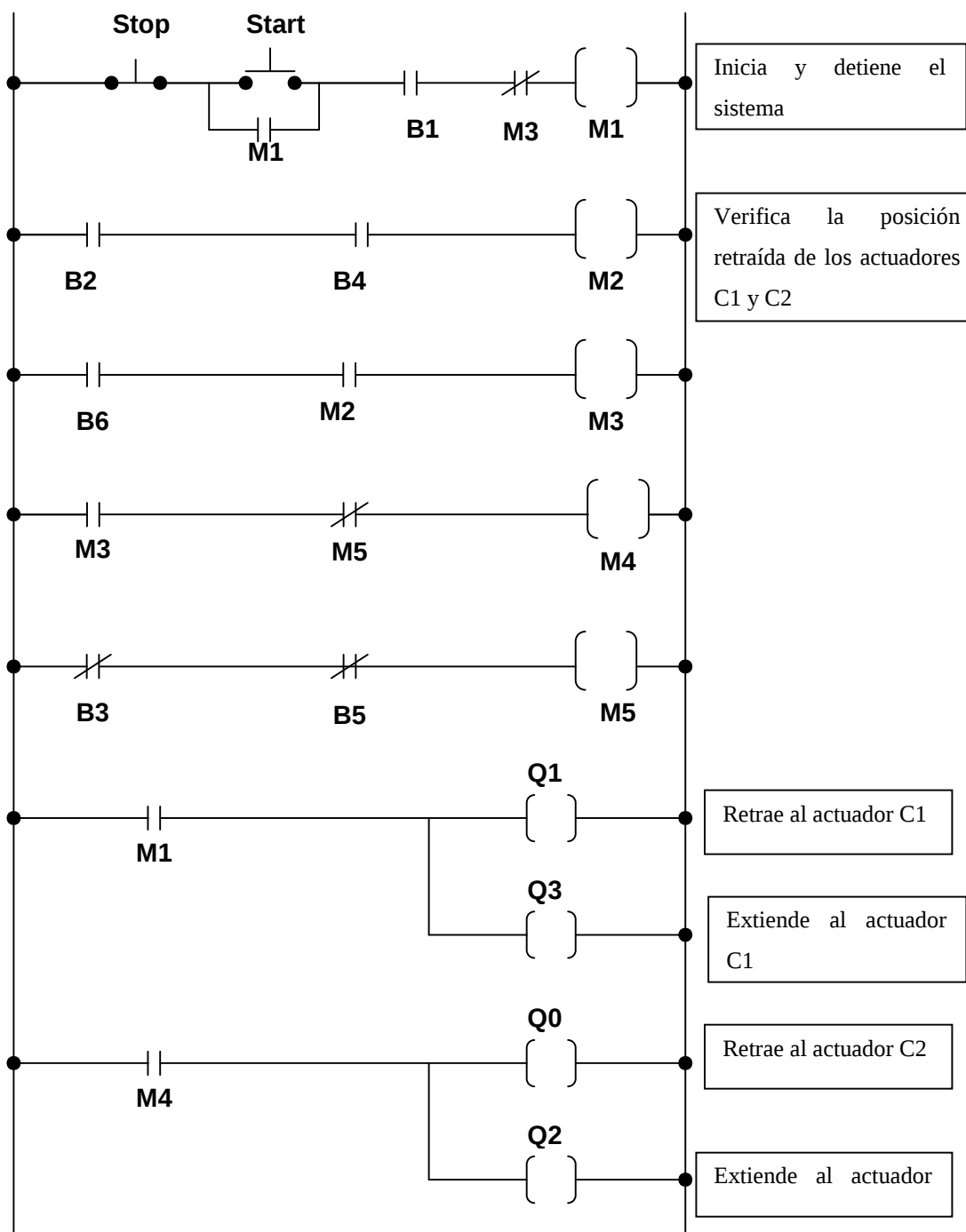


Figura 4.29 Diagrama escalera del PLC

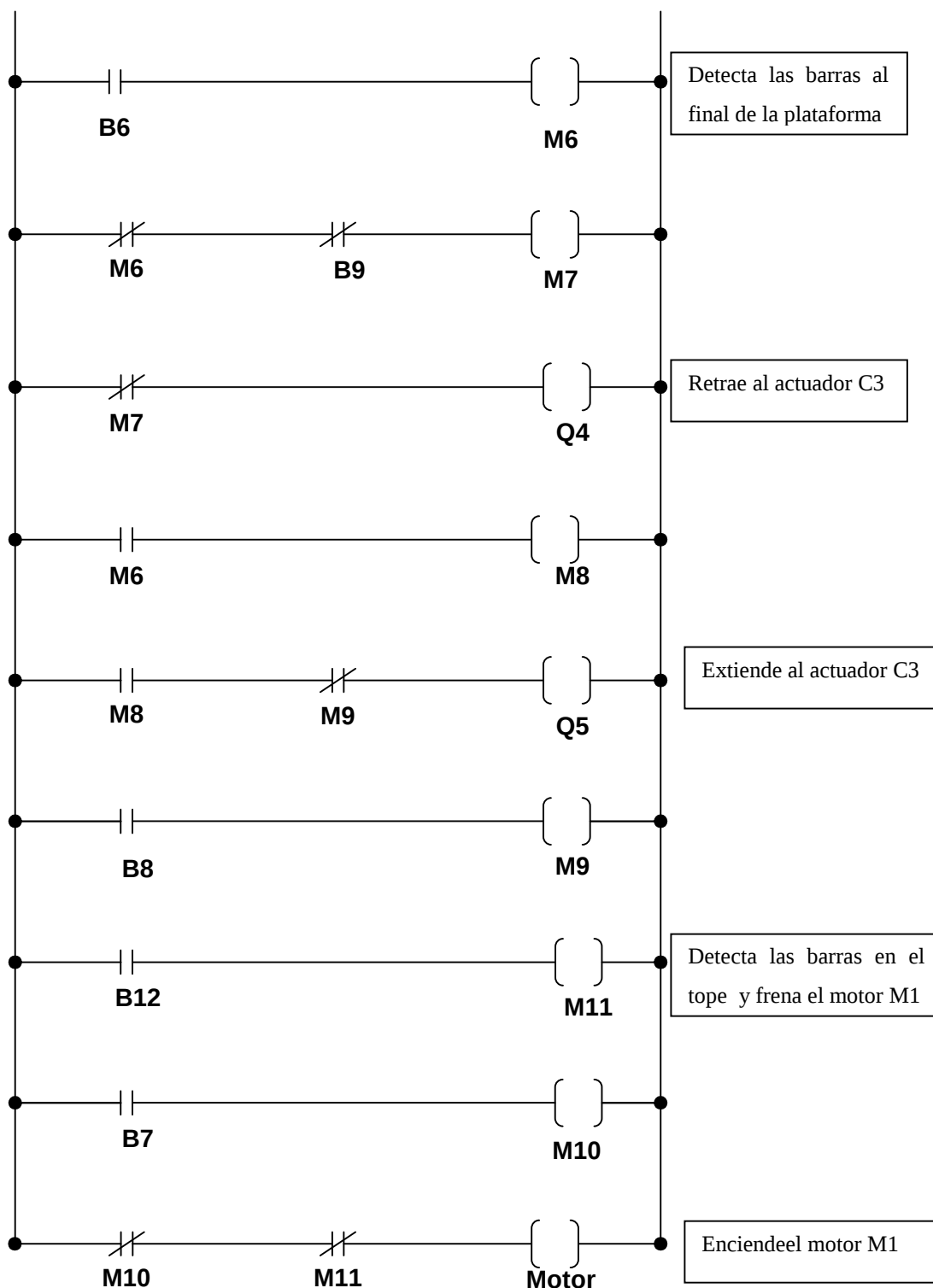


Figura 4.29 Diagrama escalera del PLC (Continuación)

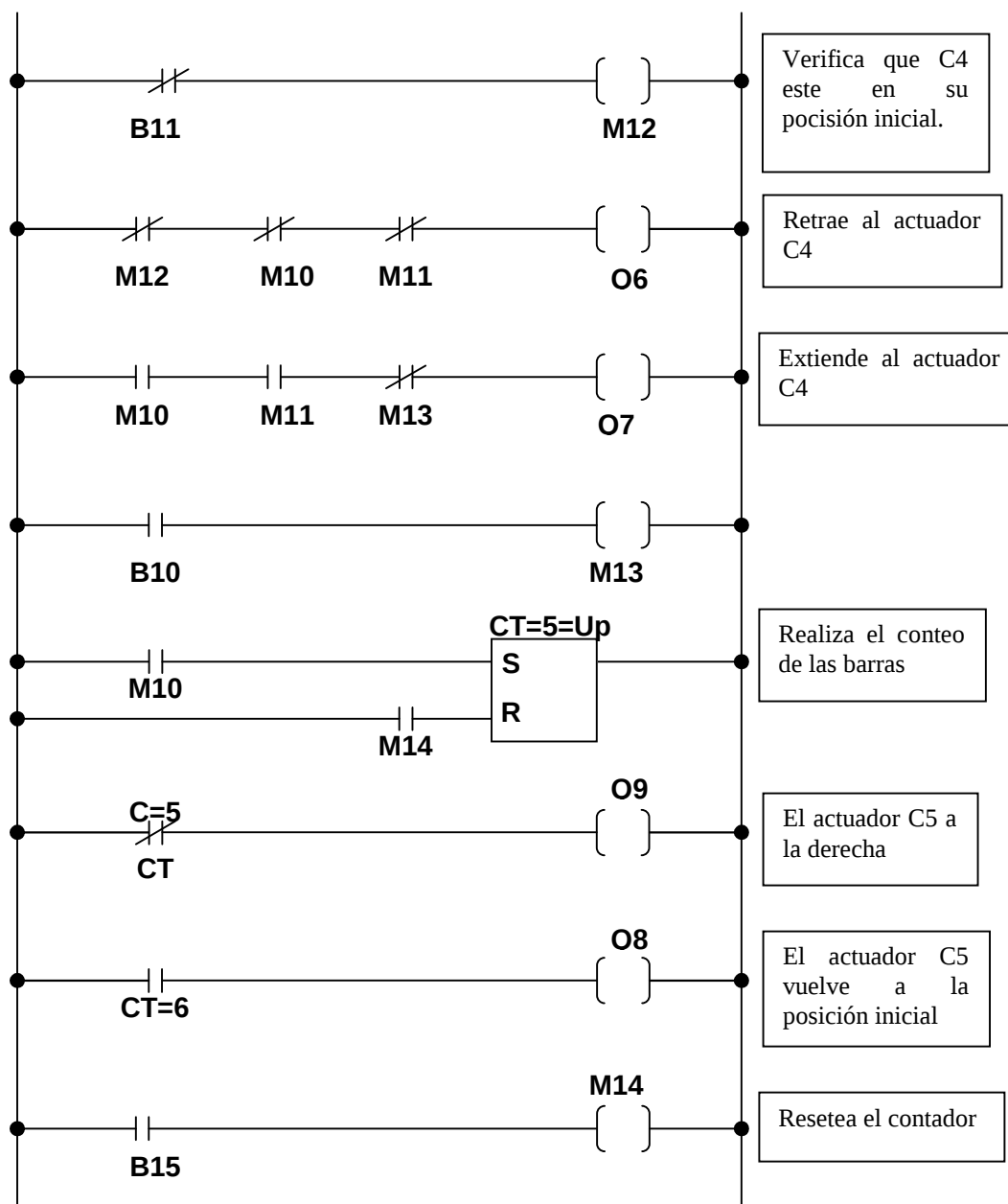


Figura 4.29 Diagrama escalera del PLC (Continuación)

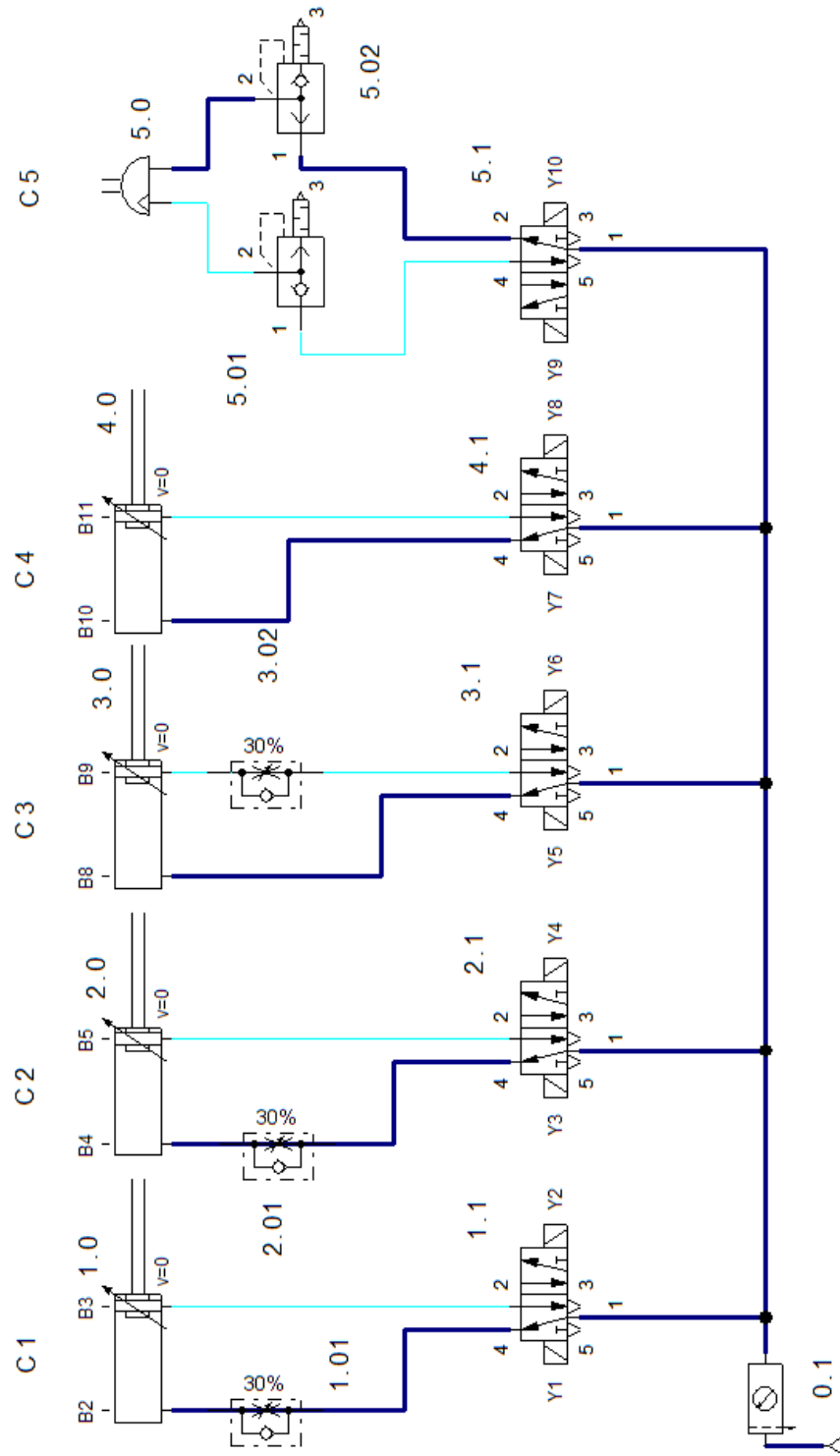


Figura N 4.30 Diagrama Neumático.



4.6 Estudio de factibilidad económica.

Para este proyecto, el estudio de factibilidad económica de la inversión, se realizará calculando el tiempo de pago de la inversión del equipo el cual se define como el periodo medido en años, meses o semanas, requerido para que los flujos monetarios netos de la empresa, recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero.

El análisis económico de dicho proyecto, se basó en los siguientes aspectos:

- Se realizó la búsqueda de las cotizaciones de los elementos del proyecto y la mano de obra del mismo a fin de determinar la inversión inicial requerida para la realización del mismo. (Ver anexo A)
 - Se determinó el costo que existe actualmente conforme a la máquina cortadora, según el costo del operario que labora en dicha máquina.
 - El estudio económico, se realizó empleando el tiempo de pago de la inversión inicial tomando en cuenta la reducción de costo debido a la reagrupación del operario según los turnos libres vacantes, debido al aumento de la producción diaria con el sistema automatizado en comparación con el sistema manual.
 - Para la recuperación de la inversión inicial del proyecto se estimo 3 años la recuperación de dicha inversión. Tomando en cuenta el costo representado por el operario en la máquina cortadora, el cual se utilizará como el flujo monetario para recuperar la inversión inicial.
-



Se procederá a calcular el total de la inversión inicial mediante la suma del total de los productos necesarios señalados en el anexo A, surgiendo así la siguiente tabla N° 4.14

Además se tiene el costo que representa el operario en la máquina cortadora, y para ello, se solicitó la información al departamento de recursos humanos de DANAVEN División Ejes y Cardanes, donde el sueldo actual del personal que opera la máquina cortadora, al igual que el paquete económico anual de dicho operario es de 21.840 BsF., donde también cabe destacar que dicho flujo monetario, es representado por el personal que labora en el segundo turno (turno nocturno), pudiendo tener así la empresa la recuperación de la inversión inicial de forma más rápida.

El tiempo de pago requerido se determina para que los flujos monetarios (sueldo del operador) recuperen la inversión inicial a una tasa de rendimiento igual a cero. Debido a que el flujo monetario es igual cada año, el punto donde la inversión inicial es cancelada por completo se calcula con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{II}{Ft}$$

Donde:

II: Inversión inicial (BsF.) = 47.609,66

Ft: Flujo monetario anual (BsF.) = 2.1840

n: punto de cancelación de la inversión inicial.

$$n = \frac{47.609,66Bs}{21.840Bs / año} = 2,18años$$



CAPÍTULO IV



Por lo que el tiempo de recuperación de la inversión inicial es de 2 años 2 meses y 16 días

Tabla N° 4.14. Costo de la inversión inicial

Ítem	Descripción del producto	Bs.F / U	Unidades	Total
1	Cilindro Neumático 8" x 1 3/8" x 10"	4.400,00	2,00	8.800,00
	Cilindro Neumático 40 x 16 x 250 mm	660,00	1,00	660,00
3	Sensor PC 40 mm	196,58	1,00	196,58
4	Clevis Hembra 40 mm	160,02	1,00	160,02
5	Clevis Macho 40 mm	95,30	1,00	95,30
6	Rotula 40 mm	89,99	1,00	89,99
7	Control de Flujo en Línea 1/2"	542,00	3,00	1.626,00
8	Válvula de escape rápido 1/2"	203,00	2,00	406,00
9	Cilindro Neumático 32 x 12 x 25 mm	542,00	1,00	542,00
10	Válvula 5/3 vías 1/2" Solenoide	2.943,00	1,00	2.943,00
11	Válvula 5/3 vías 1/4" Solenoide	894,00	4,00	3.576,00
12	Electrodos E-7018 1/8" x 5 Kilogramos West Arc	40,92	2,00	81,84
13	Rueda de Acero canal redondo 1 1/4" x 58 mm	42,37	4,00	169,48
14	Tubo estructural cuadrado 90 x 2,5 mm x 12 m	398,61	5,00	1.993,05
15	Chumacera T/Puente de 1"	25,00	5,00	125,00
16	Barra de acero 1020 1" x 3,5 m	5,00	15,00	75,00
17	Lamina acero 1045 300x 400 x 9,5mm	11,50	11,00	126,50
18	Lamina acero 1045 75 x 45 x 9,5mm	11,50	1,00	11,50
19	Lamina acero 1045 570 x 85 x 9,5mm	11,50	5,00	57,50
20	Motor reductor Marca Bonfiglioli 7,5 Hp	11.509,00	1,00	11.509,00
21	Cadena RC 60 - 1 Marca Link belt	180,00	1,00	180,00
22	Piñón RC 60 - 23T Marca Iron	59,00	2,00	118,00
23	Contador Marca Tecnologic Modelo TC34	230,00	1,00	230,00
24	Actuador Giratorio 8 Nm	564,90	1,00	564,90
25	Sensores Inductivos	337,80	6,00	2.026,80
26	Rodillos de Goma	322,50	3,00	967,50
27	Sensor magnético ISO A	182,10	4,00	728,40
28	Rotula ISO 2532	148,45	1,00	148,45
29	PLC Marca FATEK Modelo FBS-32MAU	1.500,00	1,00	1.500,00
				39.707,81
				IVA 9 %
				3.573,70
				Sub Total
				43.281,51
10 % de mano de obra				4.328,151
				Total II BsF
				47.609,66



CONCLUSIONES

- El diseño semiautomático de la cortadora de barras Ficep hace de este, un proceso más rápido y compacto, ya que no depende de procesos externos como es la utilización del puente grúa.
 - El diseño del sistema semiautomatizado del alimentador permite la mayor utilización de la cortadora, ya que se realiza una producción continua, aumentando así ésta considerablemente. Además es de destacar que el diseño de dicho sistema es de fácil mantenimiento en cuanto a las chumaceras, motorreductor y rodillos que en él se encuentra.
 - Para el diseño de sistemas de descarga se tomó en cuenta la ergonomía del operario, ya que por medio de este sistema el operador no tendrá que cargar las barras cortadas al depósito de las mismas.
 - Se seleccionó el PLC como sistema de control debido a su fácil montaje, excelente tiempo de respuesta, además que el PLC de la marca seleccionada es muy utilizado en la empresa Danaven, y es de bajo costo.
 - Por medio del estudio de factibilidad económica realizado se determinó que la recuperación de la inversión en dicho proyecto es de 2 años 2 meses y 16 días, superando así lo estimado de 3 años para recuperar dicha inversión
-



- Referente al tiempo de producción del corte de barras con el sistema automatizado, éste disminuyó en un 52% en comparación al tiempo empleado por el operario para realizar dichos cortes en forma manual.



RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar un plan de mantenimiento tanto de los elementos mecánicos el sistema como d los elementos neumáticos y de control.
 - Es recomendable que el montaje del sistema sea realizado por el equipo mecánico y electricista del departamento de mantenimiento para que así este forme parte del programa de Ideas que posee la empresa, ahorrándose un porcentaje de la inversión por la mano de obra.
 - Antes de poner el sistema en funcionamiento se debe adiestrar al operador en cuanto al correcto manejo de la máquina.
 - Colocar ayuda visual, que alerte al operador en cuanto al funcionamiento del panel de control.
-



REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- ✓ AVALLONE, Eugene. A y BAUMEISTER III, Theodore. (1995). **“Manual del ingeniero mecánico”**. Tercera Edición. McGraw-Hill. México
 - ✓ BOHLER, Thyseen. (2002). **“Manual se Soldadura UTP”**. México DF.
 - ✓ NORTON, Robert L. (1999) **“Diseño de máquinas”**. Primera edición. Editorial Prentice Hall. México.
 - ✓ Programa Standart FAG. (1983). **“Kugelfischer Georg Schäfer & Co. Catalogo 41500/2 SA”**. Alemania
 - ✓ PYTHEL Andrew y SINGER Ferdinand L. (1994) **“Resistencia de Materiales, introducción a la mecánica de sólidos”**. Cuarta Edición.
 - ✓ SHIGLEY Joseph Edward y MISEHKE Charles R. (1990). **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**. Quinta Edición (4ta en español). Editorial Mc Graw Hill
 - ✓ VILCHEZ Nelson. (2005). **“Estrategias Creativas en el Diseño Mecánico”**. Universidad de Carabobo.
-

APÉNDICES

APÉNDICE A

Aplicación de restricciones a probables soluciones (Ps1 -Ps3)

	(PS)1	(PS)2	(PS)3
R1	si	si	si
R2	si	No	si
R3	si		si
R4	si		si
R5	si		si
R6	si		si
R7	si		si
R8	si		si

Ponderación de criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	N° de veces	PCX= M+1
C1								3	4
C2	C1							2	3
C3	C1	C2						1	2
C4	C1	C2	C3					0	1
C5	C5	C5	C5	C5				5	6
C6	C6	C6	C6	C6	C5			4	5
C7	C7	C7	C7	C7	C7	C7		6	7

Ponderación de soluciones respecto a los criterios

	(PS)1	(PS)3
C1	4	3
C2	2	1
C3	2	1
C4	1	1
C5	4	2
C6	4	4
C7	6	4

Ponderación final

	(Pc)1x(Pk)1	(Pc)2x(Pk)2	(Pc)3x(Pk)3	(Pc)4x(Pk)4
S1	4x4	3x2	2x2	1x1
S2	4x3	3x1	2x1	1x1

(Pc)5x(Pk)5	(Pc)6x(Pk)6	Pc)7x(Pk)7	X
6x4	5x4	7x6	111
6x2	5x4	7x4	78

APÉNDICE B

Caso 1:

Actuando solo la reacción R2 sobre el punto 2 y 3, y dejando fijo los apoyos (1 y 4), como se observa en la figura B.1

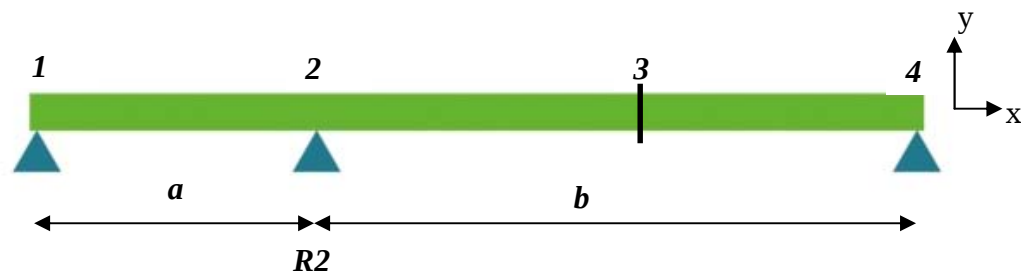


Figura B.1. Diagrama de cuerpo libre de la viga al actuar solo R2

Para calcular la deflexión de la viga en el punto 2 se utiliza la ecuación de la elástica, ésta es:

$$EIy_2 = \frac{P \times b \times x_1}{6 \times L} [L^2 - x_1^2 - b^2] \text{ (Ec. B.1)}$$

Donde:

P : Fuerza que actúa sobre la viga (N) = $R_2 \text{ N}$

b : Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el apoyo derecho (mm) = 3.200 mm .

x_1 : Distancia a la cual se quiere determinar la elástica (mm) = 1.600 mm .

L : Longitud entre los apoyos fijos de la viga (mm) = 4.800 mm .

E : Módulo de elasticidad del material de la viga (MPa).

I : Inercia de la viga (mm^2).

y : Deflexión de la viga (mm).

a : Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el apoyo izquierdo (mm) = 1.600 mm .

Sustituyendo los valores en la ecuación B.1 se obtiene:

$$EIy_2 = -1.820 \times 10^6 \times R_2$$

Ahora se calcula la deflexión que causa R_2 en el punto 3, para ello se utiliza la ecuación B.2

x_2 : 3.200 mm .

$$EIy_2 = \frac{P \times b}{6 \times L} \left[\frac{L}{b} \times (x_2 - a)^3 + (L^2 - b^2) \times x_2 - x_2^3 \right] \quad (\text{Ec.B.2})$$

$$EIy_3 = -1.592 \times 10^6 \times R_2$$

Caso 2:

Actuando solo la reacción R_3 sobre el punto 2 y 3, y dejando fijo los apoyos (1 y 4), como se observa en la figura B.2.

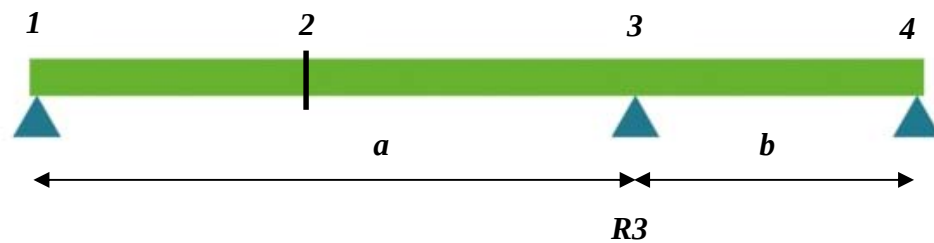


Figura B.2. Diagrama de cuerpo libre de la viga al actuar solo R_3

Para calcular la deflexión en el punto 3 se utiliza la ecuación B.1, sustituyendo los valores se tiene:

$$a : 3.200 \text{ mm}$$

$$b : 1.600 \text{ mm}$$

$$P : R3 \text{ (N)}$$

$$EIy3 = -1.820 \times 10^6 \times R3$$

Ahora se calcula la deflexión que causa R3 en el punto 2, para ello se utilizará la ecuación B.2, y sustituyendo los valores en esta se tiene:

$$EIy2 = -1.592 \times 10^6 \times R3$$

Caso 3:

Ahora solo actuando la carga (P1) sobre el punto 2 y 3, y dejando fijo los apoyos (1 y 4), como se observa en la figura B.3.

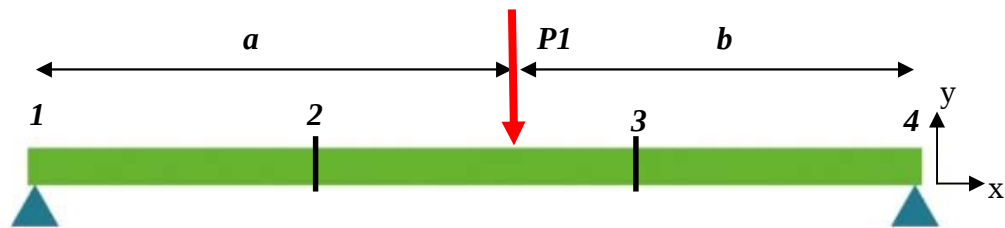


Figura B.3 Diagrama de cuerpo libre de la viga al actuar solo P1

Sustituyendo los valores en la ecuación B.1 se tiene:

$$a : 2.175 \text{ mm.}$$

$$b : 2.625 \text{ mm.}$$

$$P : P1 \text{ (N)} = 11.158,87 \text{ N}$$

$$EI_{y2} = 22,11 \times 10^{12} \text{ Nmm}^3$$

Ahora se calcula la deflexión que causa P1 en el punto 3, para ello se utiliza la ecuación B.2, y se obtiene el siguiente resultado:

$$EI_{y3} = 21,23 \times 10^{12} \text{ Nmm}^3$$

Caso 4:

Ahora solo actuando la carga (P2) sobre el punto 2 y 3, y dejando fijo los apoyos (1 y 4), como se observa en la figura B.4.

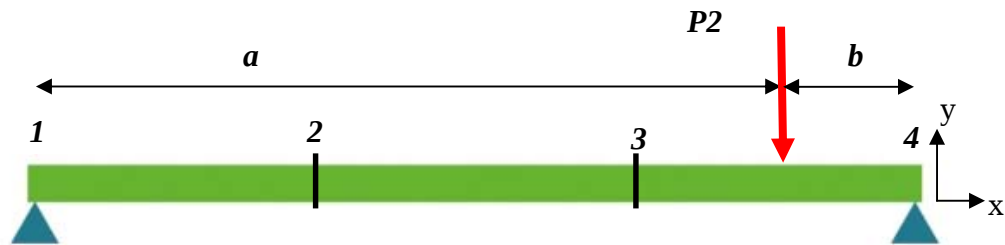


Figura B.4. Diagrama de cuerpo libre de la viga al actuar solo P2

Sustituyendo los valores en la ecuación B.1 se tiene:

$$a : 4.575 \text{ mm.}$$

$$b : 225 \text{ mm.}$$

$$P : P2 \text{ (N)} = 11.158,87 \text{ N}$$

$$EI_{y2} = 2,84 \times 10^{12} \text{ Nmm}^3$$

Ahora se calcula la deflexión que causa P2 en el punto 3, para ello se utiliza la ecuación B.1. Por lo que sustituyendo los valores en dicha ecuación se tiene:

$$EIy_3 = 3,55 \times 10^{12} \text{ Nmm}^3$$

Ahora para calcular el valor de las reacciones en los apoyos, se hace sumatoria de elásticas en el punto 2 y en el punto 3 respectivamente. Como en estos puntos existen también apoyos entonces la sumatoria de deflexiones es igual a cero:

Haciendo sumatoria de deflexiones en el punto 2, se tiene:

$$\sum EI_2 = 0$$

Ahora se realiza una sumatoria de deflexiones en el punto 3, se tiene:

$$\sum EI_3 = 0$$

Obteniendo así las siguientes reacciones:

$$R_2 = 7.665,36 \text{ N}$$

$$R_3 = 6.911,78 \text{ N}$$

Ahora se realiza sumatoria de momentos en 1 para obtener el valor de R4, lo que resulta:

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_4 = 8.529,18 \text{ N}$$

Al hacer sumatoria de de fuerzas en el eje “Y” se obtiene el valor R1, lo que será:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 = -788,64 \text{ N}$$

Con el valor de las reacciones se obtiene el diagrama de corte y momento de la viga de la estructura. Observados en las figuras B.5 y B.6

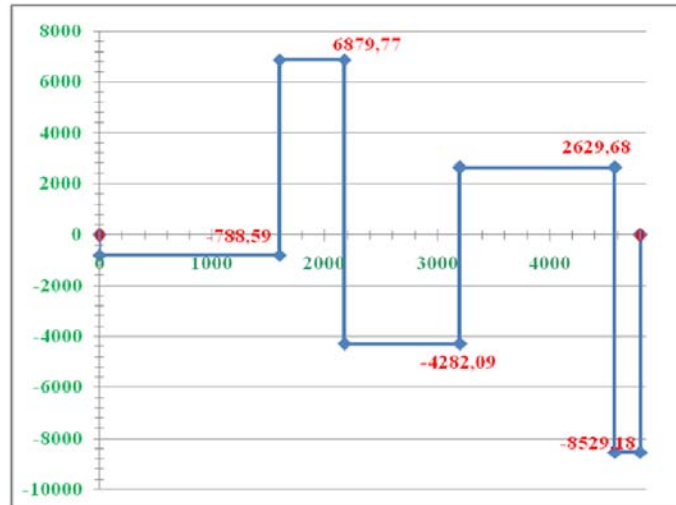


Figura B.5. Diagrama de corte de la viga

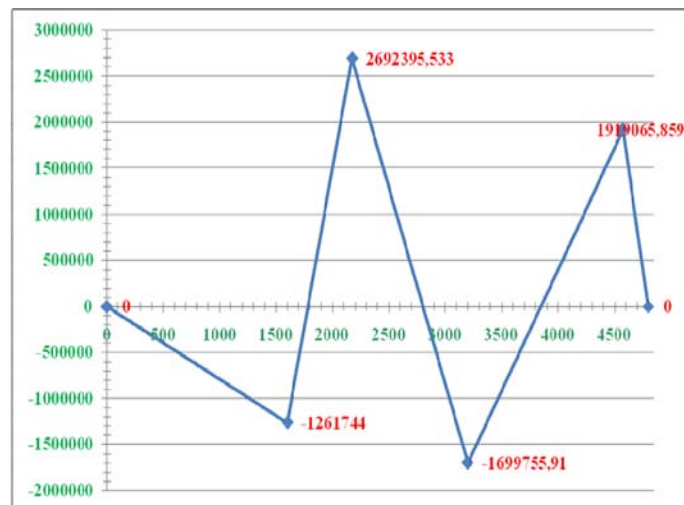


Figura B.6. Diagrama de momento de la viga

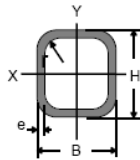
APÉNDICE C

Tubo Estructural CONDUVEN ECO

Sección Cuadrada

Al igual que la sección circular la compresión axial es muy eficiente, teniendo un $F_y=3.515$ Kg/cm² y un $F_b=0,69 \times F_y$. Es recomendado su uso común como columna, para cargas axiales grandes, momentos moderados y (KL) grandes.

DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTÁTICAS



DIMENSIONES			Sección	Peso	Propiedades Estáticas		
H x B	mm		A		I	S	r
mm	e	r	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
60X60	2,25	3,38	5,02	3,94	27,40	9,13	2,34
70X70	2,25	3,38	5,92	4,65	44,60	12,74	2,74
90X90	2,50	3,75	8,54	6,70	107,46	23,88	3,55
100X100	3,00	4,50	11,33	8,89	175,10	35,02	3,93
110X110	3,40	5,10	14,10	11,07	263,04	47,82	4,32
120X120	4,00	6,00	18,01	14,14	397,30	66,22	4,70
135X135	4,30	6,45	21,85	17,15	612,27	90,71	5,29
155X155	4,50	6,75	26,39	20,72	982,43	126,77	6,10
175X175	5,50	8,25	36,25	28,46	1.709,23	195,34	6,87
200X200	5,50	8,25	41,75	32,77	2.597,67	259,77	7,89
200X200	7,00	10,50	52,36	41,10	3.194,10	319,41	7,81
220X220	7,00	10,50	57,96	45,50	4.314,30	392,21	8,63
220X220	9,00	13,50	73,18	57,45	5.317,27	483,39	8,52
260X260	9,00	13,50	87,58	68,75	9.038,52	695,27	10,16

Apéndice C.1. Propiedades mecánicas del perfil seleccionado

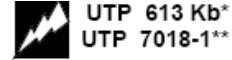
TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

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

E-7018
E 7018-1 H8



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 28-36
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 - 29°C	170
7018-1 **	510	430	25	80J - 46°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	80-100	110-150	140-200	200-280	210-350

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
	$S_w = \frac{d^2}{6} \quad \text{in}^2$	$J_w = \frac{d^3}{12} \quad \text{in}^3$
	$S_w = \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$S_w = bd$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{2b + d}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$S_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ top bottom	$J_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$
	$S_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ top bottom	$J_w = \frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$
	$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$
	$S_w = \frac{\pi d^2}{4}$	$J_w = \frac{\pi d^3}{4}$

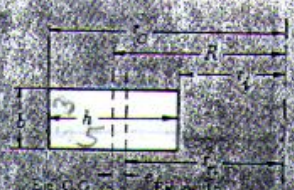
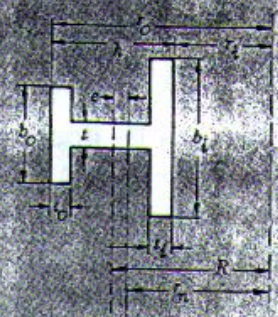
TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

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
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 C.5. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

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

Dimensionado

Rodamientos solicitados estáticamente • Rodamientos solicitados dinámicamente

Dimensionado y duración de servicio

Al dimensionar un rodamiento hay que distinguir si está solicitado estáticamente o dinámicamente. Una sollicitación estática tiene lugar si el rodamiento está en reposo o gira muy lentamente. Si el rodamiento gira se habla de una sollicitación dinámica.

Dimensionado de los rodamientos

El rodamiento solicitado estáticamente

Al actuar una carga estática se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s para demostrar que un rodamiento tiene la suficiente capacidad estática.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

f_s factor de esfuerzos estáticos. Se toma como valor de seguridad contra deformaciones plásticas demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad deberá elegirse un factor de esfuerzos estáticos f_s elevado. Si las exigencias referentes a la suavidad de marcha son más reducidas bastan valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores:

$f_s = 1,2$ hasta $2,5$ para exigencias elevadas
 $f_s = 0,8$ hasta $1,2$ para exigencias normales
 $f_s = 0,5$ hasta $0,8$ para exigencias reducidas

C_0 capacidad de carga estática [kN].

Viene indicada en las tablas para cada rodamiento. Una carga de igual magnitud origina entre los cuerpos rodantes y el camino de rodadura en el punto de contacto una deformación plástica igual a $\frac{1}{10.000}$ del diámetro del cuerpo rodante.

P_0 carga estática equivalente [kN].

Este es un valor ficticio que se calcula en el caso de actuar una carga combinada, es decir cuando el rodamiento está solicitado radial y axialmente, mediante la fórmula siguiente:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

F_r carga radial [kN]

F_a carga axial [kN]

X_0 factor radial

Y_0 factor axial

Las fórmulas especiales para los diferentes tipos de rodamientos se indican en los

textos preliminares de cada apartado del catálogo.

El rodamiento solicitado dinámicamente

Si un rodamiento solicitado dinámicamente está suficientemente dimensionado, puede apreciarse con ayuda del factor de esfuerzos dinámicos f_L . Este factor se calcula según la fórmula:

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_s$$

f_L factor de esfuerzos dinámicos. El valor f_L que debe alcanzarse se obtiene a raíz de otros valores empíricos, conocidos por experiencia, que sean similares o iguales a otras aplicaciones de rodamientos ya realizadas y que hayan demostrado su eficacia en la práctica. Estos valores obtenidos por experiencia aseguran que los rodamientos no sean ni demasiado ligeros ni demasiado grandes. En las tablas de las páginas 7 a 11 se indican los valores de f_L que deben alcanzarse en los diversos casos de aplicación. Estos valores tienen en cuenta no sólo el tiempo de marcha a la fatiga sino también otras exigencias como son la rigidez, un peso reducido en construcciones ligeras, fácil adaptación a piezas anexas ya dadas, puntas de carga extremas y extraordinarias y otras (compárese con las indicaciones dadas en otras publicaciones de FAG para casos concretos de aplicaciones). Siempre que sea necesario, los valores de f_L se adaptan al desarrollo técnico.

Al comparar con una aplicación de rodamientos ya realizada con éxito es lógico calcular las cargas según el mismo método usado en ese caso. Aparte de los valores de f_L que deben alcanzarse, en las tablas se indican los valores y métodos usuales de cálculo para cada caso. En todos aquellos casos en los que sea necesario aplicar factores de corrección, se indican los valores de f_L .

A base del valor f_L calculado se determina el valor nominal de la vida del rodamiento L_n (según DIN 622); sin embargo con este valor no puede decirse nada sobre la duración a la fatiga. Para la conversión de f_L en L_n se usarán las tablas de la página 12 si se trata de rodamientos de rodillos y de agujas, de la página 13 si se trata de rodamientos de rodillos. Con ayuda de L_n y de los factores a_1 , a_2 y a_3 puede determinarse el tiempo de funcionamiento a la fatiga (pág. 14).

5 | FAG

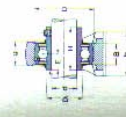
Unidades FAG con rodamiento S

Unidad SG

Soporte de fundición gris



SG162



SG302



SG602

Eje	Dimensiones															
	d	D	B	r	H	D ₁	E	a	b	c	h	g	m			
	mm/pulgadas mm															
15	15	40	12	0,5	28,6	28	6,5	127	34,3	14,3	30,15	61,9	19,1	87,3	106,4	
	17	40	12	0,5	28,6	28	6,5	127	34,3	14,3	30,15	61,9	19,1	87,3	106,4	
3/4	19,05	47	14	0,5	31	31	7,5	127	34,9	14,3	33,35	65,1	19,1	87,3	106,4	
	19,05	47	17	1	31	28,75	12,7	127	34,9	14,3	33,35	65,1	19,1	87,3	106,4	
20	20	47	14	0,5	31	33	7,5	127	34,9	14,3	33,35	65,1	19,1	87,3	106,4	
	20	47	17	1	31	28,75	12,7	127	34,9	14,3	33,35	65,1	19,1	87,3	106,4	
7/8	22,225	52	16	0,5	31	37,5	7,5	130,2	38,1	14,3	36,5	73	22,2	93,7	109,5	
	25	52	16	0,5	31	37,5	7,5	130,2	38,1	14,3	36,5	73	22,2	93,7	109,5	
25	25	52	16	1	44,4	33,6	17,5	130,2	38,1	14,3	36,5	73	22,2	93,7	109,5	
	25	52	17	1	34,1	33,6	14,3	130,2	38,1	14,3	36,5	73	22,2	93,7	109,5	
1	25,4	52	16	0,5	31	37,5	7,5	130,2	38,1	14,3	36,5	73	22,2	93,7	109,5	
	25,4	52	17	1	34,1	33,6	14,3	130,2	38,1	14,3	36,5	73	22,2	93,7	109,5	
1 1/16	26,988	62	16	0,5	35,7	44	9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
	26,975	62	16	0,5	35,7	44	9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
1 1/8	28,575	62	16	1	36,1	40	15,9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
	30	62	16	0,5	35,7	44	9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
30	30	62	16	1	48,4	39,7	18,3	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
	30	62	16	1	36,1	40	15,9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
1 3/16	30,163	62	16	0,5	35,7	44	9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
	30,163	62	16	1	36,1	40	15,9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
1 1/4	31,75	62	16	0,5	35,7	47,2	9	152,4	44,5	17,5	42,85	85,7	25,4	107,9	127	
	31,75	72	20	1	42,9	47,2	17,5	158,8	47,5	19,1	47,63	95,2	28,6	119,1	133,4	
1 3/8	34,925	72	17	0,5	38,9	55	9,5	158,8	47,5	19,1	47,63	95,2	28,6	119,1	133,4	
	34,925	72	20	1	42,9	47,2	17,5	158,8	47,5	19,1	47,63	95,2	28,6	119,1	133,4	

Tornillos de fijación a	Cap. carga dinám. estát. C C ₀	Denominación abreviada Rodamiento S	Rodamiento solo	Peso Rodamiento apoyante P ₀	
mm	pulgadas	FAG	FAG	kg	
M10 1/4	7,35	4,5	SG16203-15	16203-15	0,51
M10 3/8	7,35	4,5	SG16203	16203	0,5
M10 1/2	9,8	6,2	SG16204-012	16204-012	0,58
M10 3/4	9,8	6,2	SG16204-012	16204-012	0,57
M10 1	9,8	6,2	SG16204	16204	0,57
M10 1 1/8	9,8	6,2	SG16204	16204	0,58
M10 1 1/4	9,8	6,2	SG16204-2RS	16204-2RS	0,51
M10 1 1/2	11	7,1	SG16205-014	16205-014	0,73
M10 1 3/4	11	7,1	SG16205	16205	0,71
M10 2	11	7,1	SG16205B	16205B	0,71
M10 2 1/8	11	7,1	SG16205	16205	0,71
M10 2 1/4	11	7,1	SG16205	16205	0,71
M10 2 1/2	11	7,1	SG16205-100	16205-100	0,71
M10 2 3/4	11	7,1	SG16205-100	16205-100	0,71
M12 1/2	15	10	SG16206-101	16206-101	1,15
M12 3/4	15	10	SG16206-102	16206-102	1,13
M12 1	15	10	SG16206-102	16206-102	1,13
M12 1 1/8	15	10	SG16206	16206	1,12
M12 1 1/4	15	10	SG16206B	16206B	1,17
M12 1 1/2	15	10	SG16206	16206	1,11
M12 1 3/4	15	10	SG16206-1RS	16206-1RS	1,11
M12 2	15	10	SG16206-103	16206-103	1,12
M12 2 1/8	15	10	SG16206-103	16206-103	1,11
M12 2 1/4	15	10	SG16206-104	16206-104	1,1
M12 2 1/2	15,6	13,7	SG16207-104	16207-104	1,53
M12 2 3/4	15,6	13,7	SG16207-105	16207-105	1,53
M12 3	15,6	13,7	SG16207-106	16207-106	1,48

Table 6.1.5 Approximate Specific Gravities and Densities (Continued)

Substance	Specific gravity	Avg density	
		lb/ft ³	kg/m ³
Platinum, cast-hammered	21.5	1,330	21,300
Silver, cast-hammered	10.4–10.6	656	10,510
Steel, cold-drawn	7.83	489	7,832
Steel, machine	7.80	487	7,800
Steel, tool	7.70–7.73	481	7,703
Tin, cast-hammered	7.2–7.5	459	7,352
Tin ore, cassiterite	6.4–7.0	418	6,695
Tungsten	19.22	1,200	18,820
Uranium	18.7	1,170	18,740
Zinc, cast-rolled	6.9–7.2	440	7,049
Zinc, ore, blende	3.9–4.2	253	4,052
Various Solids			
Cereals, oats, bulk	0.41	26	417
Cereals, barley, bulk	0.62	39	625
Cereals, corn, rye, bulk	0.73	45	721
Cereals, wheat, bulk	0.77	48	769
Cork	0.22–0.26	15	240
Cotton, flax, hemp	1.47–1.50	93	1,491
Fats	0.90–0.97	58	925
Flour, loose	0.40–0.50	28	448
Flour, pressed	0.70–0.80	47	753
Glass, common	2.40–2.80	162	2,595
Glass, plate or crown	2.45–2.72	161	2,580
Glass, crystal	2.90–3.00	184	1,950
Glass, flint	3.2–4.7	247	3,960
Hay and straw, bales	0.32	20	320
Leather	0.86–1.02	59	945
Paper	0.70–1.15	58	929
Plastics (see Sec. 6.12)			
Potatoes, piled	0.67	44	705
Rubber, caoutchouc	0.92–0.96	59	946
Rubber goods	1.0–2.0	94	1,506
Salt, granulated, piled	0.77	48	769
Saltpeter	2.11	132	2,115
Starch	1.53	96	1,539

Tabla 3 - Factor de servicio

APLICACIONES	MOTORES ELÉCTRICOS								Motores a explosión		Con ligación directa o con eje intermedio		
	Corriente alterada						Corriente continua		Gas-Diesel				
	Jaula de ardilla			Rotor enroldado	Síncronos	Mono-fásico		Excitación en derivación	Excitación en compund	4 o más cilindros con más de 700 rotaciones		4 o más cilindros con menos de 700 rotaciones	
	Arranque normal	Arranque estrella 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	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	1,6	—	—	—	—	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													
Centrífugos y rotativos	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	1,2	1,2	—	1,4	—	—	—	1,4	—	1,2	—	1,5	1,5
Helicoidales	1,4	1,4	2,0 ^a	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 ^a
Amasadoras, picadoras	1,5	1,2	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

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.

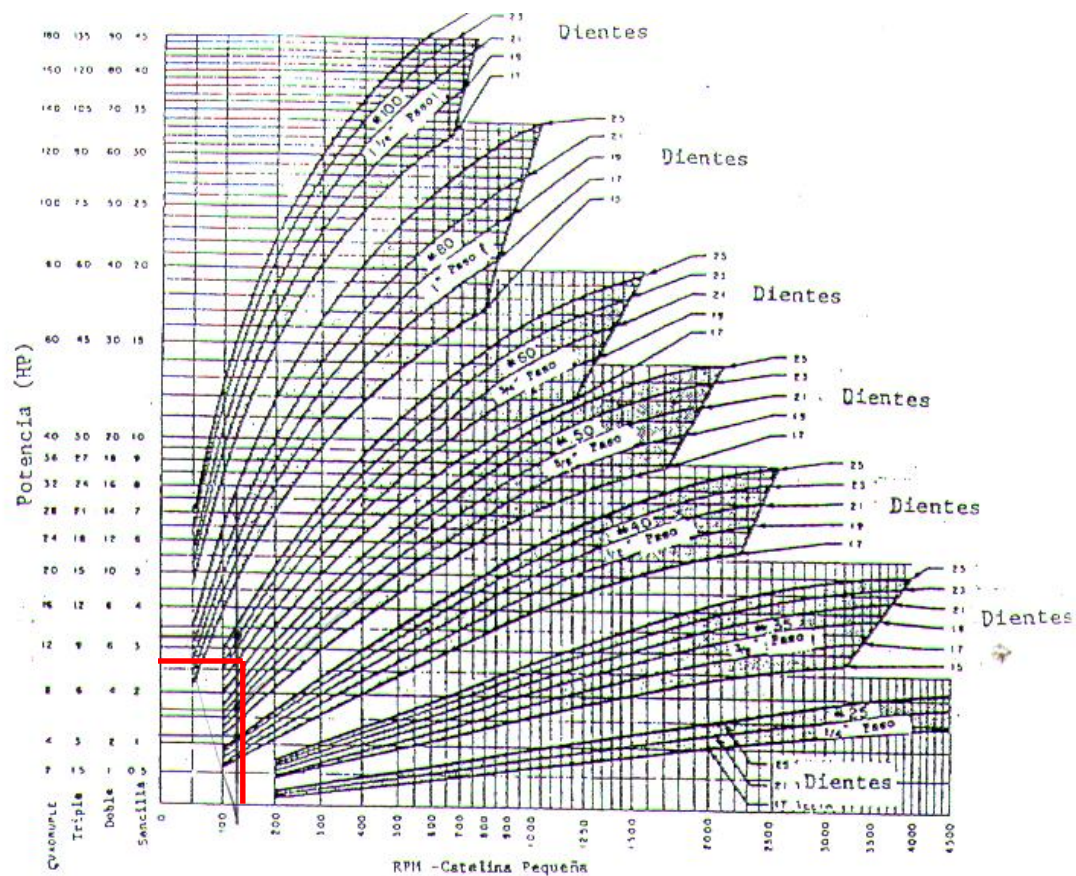
Moderate Shock: Running load is variable. Starting and peak loads are considerably greater than running load and occur frequently.

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:
 Boilers, Purifiers, Reels,Moderate Shock
 Separators, SiftersHeavy Shock
 Roller Mills, GrindersModerate Shock
 Generators and ExcitersModerate Shock
 Laundry MachineryModerate Shock
 MillsHeavy Shock
 Paper Machinery:
 Agitators, Calenders, Dryers, JordanModerate Shock
 Engines, Paper MachinesHeavy Shock
 Beaters, Chippers, Nash Pumps, Washers,Heavy Shock
 Winder Drums, Yankee DryersModerate Shock
 Printing MachineryModerate Shock
 Pumps:
 Centrifugal, Gear, RotaryModerate Shock
 Dredge, Duplex, TriplexHeavy Shock
 Rubber Plant MachineryHeavy Shock
 Textile MachinerySmooth



Apéndice C.12. Tabla de capacidad de potencia para selección de cadenas.

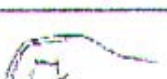
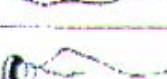
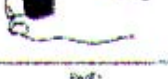
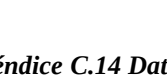
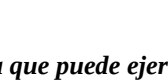
HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 60 — 3/4" PITCH

No. of Teeth Small Sprocket	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800
11	0.78	1.44	2.69	6.14	8.32	10.5	11.9	9.45	7.70	6.89	5.51	4.78	4.20	3.72	3.33	3.00	2.68	2.40	2.15	1.95
12	0.85	1.58	2.96	6.73	9.14	11.5	13.6	10.8	8.79	7.42	6.29	5.45	4.79	4.25	3.80	3.42	3.12	2.80	2.53	2.28
13	0.93	1.72	3.22	7.34	9.96	12.5	15.3	12.1	9.83	8.34	7.08	6.14	5.39	4.78	4.28	3.85	3.55	3.20	2.90	2.65
14	1.00	1.87	3.49	7.95	10.8	13.6	17.1	13.6	11.1	9.32	7.91	6.86	6.02	5.34	4.78	4.30	3.92	3.51	3.16	2.85
15	1.08	2.01	3.76	8.57	11.6	14.6	18.9	15.0	12.3	10.3	8.77	7.61	6.69	5.93	5.30	4.77	4.39	3.94	3.55	3.18
16	1.16	2.16	4.03	9.19	12.5	15.7	20.3	16.6	13.5	11.4	9.66	8.38	7.36	6.53	5.84	5.25	4.87	4.38	3.95	3.42
17	1.24	2.30	4.31	9.81	13.3	16.7	21.7	18.2	14.8	12.5	10.6	9.18	8.06	7.15	6.40	5.75	5.27	4.73	4.30	3.74
18	1.32	2.45	4.58	10.4	14.1	17.8	23.0	19.8	15.8	13.5	11.5	10.0	8.78	7.79	6.97	6.27	5.68	5.19	4.73	4.18
19	1.40	2.60	4.86	11.1	15.0	18.8	24.4	21.5	17.5	14.7	12.5	10.9	9.52	8.45	7.56	6.80	6.20	5.65	5.17	4.62
20	1.48	2.75	5.13	11.7	15.9	19.9	25.8	23.2	18.9	15.9	13.5	11.7	10.3	9.12	8.17	7.34	6.63	6.04	5.54	5.00
21	1.56	2.89	5.41	12.3	16.7	21.0	27.2	24.9	20.3	17.1	14.5	12.6	11.1	9.82	8.79	7.90	7.17	6.57	6.05	5.50
22	1.64	3.04	5.69	13.0	17.6	22.1	28.6	26.7	21.8	18.4	15.6	13.5	11.9	10.5	9.42	8.47	7.68	7.03	6.49	5.93
23	1.72	3.19	5.97	13.6	18.4	23.2	30.0	28.6	23.5	19.5	16.7	14.4	12.7	11.3	10.1	9.05	8.18	7.50	6.94	6.38
24	1.80	3.34	6.25	14.2	19.3	24.3	31.4	30.4	24.8	20.9	17.7	15.4	13.5	12.0	10.7	9.65	8.76	8.05	7.47	6.90
25	1.88	3.49	6.53	14.9	20.2	25.4	32.9	32.4	25.9	22.3	18.9	16.4	14.4	12.8	11.4	10.2	9.15	8.43	7.84	7.26
28	2.12	3.95	7.38	16.8	22.8	28.7	37.1	38.1	28.4	24.4	21.4	18.4	16.4	14.4	12.8	11.4	10.2	9.15	8.43	7.84
30	2.29	4.25	7.95	18.1	24.5	30.9	40.0	42.6	34.7	29.2	24.8	21.5	18.9	16.8	15.0	13.5	12.2	10.9	9.65	8.90
32	2.45	4.56	8.53	19.4	26.3	33.1	42.9	46.9	38.2	32.2	27.5	23.7	20.8	18.5	16.5	14.9	13.5	12.1	10.7	9.95
35	2.70	5.02	9.40	21.4	29.0	36.5	47.3	53.6	43.7	36.5	31.5	27.5	24.8	21.1	18.9	17.0	15.5	14.0	12.5	11.5
40	3.12	5.80	10.9	24.7	33.5	42.1	54.6	62.7	53.4	45.0	38.2	33.5	29.5	25.8	22.1	20.0	18.5	16.9	15.3	14.0
45	3.55	6.90	12.3	28.1	38.1	47.8	62.0	71.2	63.7	53.7	45.6	39.5	34.7	30.8	26.8	23.5	21.5	19.8	18.1	16.5
50	3.97	7.38	13.8	31.5	42.7	54.0	69.5	80.0	71.8	62.0	53.4	46.8	40.7	35.8	31.8	28.5	26.5	24.8	23.0	21.5
55	4.40	8.18	15.3	34.9	47.3	59.4	77.0	88.4	80.5	70.5	61.6	54.4	47.8	41.9	36.9	33.5	31.5	29.8	27.9	26.0
60	4.84	8.99	16.8	38.3	51.9	65.3	84.6	97.2	88.1	78.2	70.2	62.5	55.9	49.0	43.0	39.5	37.5	35.8	33.9	32.0

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (220 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (850 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1800 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

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

For Multi-Strand Chain use:	
No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

	Pulsador monocitular (sobre índice)	60		Pulsador policitular	120
	Pulsador monocitular sobre controlador manual	80		Accionar pulsador con la parte medial del pulgar	180
	Pulsar contra la punta del índice	90		Controlador con pulsador policitular	250
	Accionar pulsador con el pulgar	100		Controlador de accionamiento por el pulguzo del pulgar	400
	Controlador de accionamiento por el pulgar, con los dedos en posición contraria	100		Cierre del puño en torno de un cilindro de 40 mm de diámetro	410
	Pulsar contra el arco del índice	120			
					
					
					
					
					
					
					
					
					
					

Apéndice C.14 Datos referidos a la fuerza máxima que puede ejercer el sistema de la mano (en N)

APÉNDICE D

ANEXOS

ANEXO A (Cotizaciones)



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

Cotización de Productos y/o Servicios

No.

2008209

Fecha		
27	2	2008

Señores:	ALEXIS REYES	ATENCIÓN
Dirección:	VALENCIA	0414-1426796
S/Ref:	SU COTIZACION	

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

Productos					
Item	Cantidad	Descripción	Unidad de Kg	Precio Unitario Bs/Kg	Precio Total Bs/Kg
1	15	1020 CAL RED 1"X 3.5 MTS - 1 PZA	KG	5,00	75,00
2	11	1045 PLET 300X400X 25,4mm- 1 PZA	KG	11,50	126,50
3	1	1045 PLET 75X45X 25,4mm- 1 PZA	KG	11,50	11,50
4	4,54	1045 PLET 570X85X25,4mm- 1 PZA	KG	11,50	51,75
5					0,00
6					0,00
7					0,00
8		KILOS APROXIMADOS			0,00
9					0,00
10					0,00
11					0,00
12					0,00
13					0,00
					264,75

Servicios Ofertados	
Servicios Ofertados	SERVICIOS DE CORTES
Flete o Despacho:	
Tratamiento Térmico	
Otros	

Validez de la oferta:	Tiempo de Entrega:	Sub total Servicios	0,00
02 DIAS	INMEDIATA	Total productos+ Servicios	264,75
Condiciones de pago:	Lugar de Entrega:	I.C.S.V.M (09 %)	23,83
CONTADO	FE VAL	PRECIO TOTAL BS F	288,58

Observaciones	
MATERIAL SUJETO A CONFIRMACION Y/O PREVIA VENTA	
Elaborado	Aprobado
SEONILDE GUTIERREZ	LINO ROJAS

FERRUM ACEROS, C.A. CORREO valmost2@ferrum-ca.com	
TLFS: 0241120022 /0447/2095	
Caracas: Telf: 241.08.10.241-11.40 Fax: 241.81.31 E-mail: ventas@ferrum-ca.com Barcelona: Telf: (093) 26.11.16-74.28-42 Fax: (093) 76.34.29 E-mail: gerencia@ferrum-ca.com Mérida: Telf: (091) 45.05.45.05-09.73 Fax: (091) 65.12.00 E-mail: gerencia@ferrum-ca.com Valencia: Telf: (041) 23.00.22.32-11.31 Fax: (041) 32.17.01 E-mail: gerencia@ferrum-ca.com Bogotá: Telf: (051) 37.37.33.37-17.41 Fax: (051) 17.52.19 E-mail: gerencia@ferrum-ca.com Página Web: www.ferrum-ca.com	

8322095 (0241)

EURO RODAMIENTOS C.A.

Rif. J-31006244-7 Nit. 0241443771
 Av Este-Oeste 5. Zona Industrial Municipal Norte,
 Centro Industrial Ecobarsa. Galp"n 3, Valencia Edo. Carabobo
 Telefonos : (0241) 8345255-8327809 Fax (0241) 8347550
 e-mail : eurorodamientos@telcel.net.ve

Valencia, 28/02/2008

C O T I Z A C I O N N° 00001980

 CLIENTE : CLIENTES DE CONTADO

TELEFONOS : 0414-582-4016

DPTO. : DPTO DE COMPRAS

VALIDA HASTA : 03/03/2008

ATENCION : SLBARO JIMENEZ

REQ. :

COD.DE PAGO : CONTADO

ENVIAR A FAX :

ENTREGA : INMEDIATA

OBSERVACIONES: ALBARO JIMENEZ
 ALBARO JIMENEZ

CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNT.	TOTAL RENG.
UCP-205-16	CHUMACERA T/PUENTE DE 1"	3	25.00	75.00


EURO RODAMIENTOS C.A.
 RIF: J-31006244-7

SUB-TOTAL	==>>>	75.00
IMPUESTO % 9.00	==>>>	6.75
TOTAL	==>>>	81.75

Nota : Precios sujetos a cambio sin previo aviso, segun variaciones del mercado.

PARA NOSOTROS ES UN PLACER ATENDERLE...



R.I.F. J-30732492-9

COTIZACION No. 000924

Atn. Sr(a): ALEXIS REYES
Compañía: ALEXIS REYES
Referencia: EN EL TEXTO
Vendedor: (09) JESUS MORANTES

Fecha: 06/03/2008

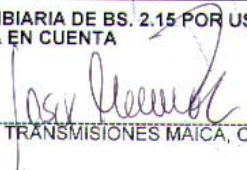
PAG. 1

No.	DESCRIPCION	CANTIDAD	P.V.P.	%	Monto
001	MOTORREDUCTOR MARCA BONFIGLIOLI MODELO W 110 P112 R:15/1 DE 7.5HP 1750 RPM 220/440V SALIDA A 90º CON EJE HUECO DE 42MM Y F.S 1.3 SALIDA DE 117 RPM FINALES ENTREGA: INMEDIATA	1.00	5,214.00	0.00	5,214.00
002	CADENA RC 60-1 MARCA LINK BELT ENTREGA: INMEDIATA	1.00	180.00	0.00	180.00
003	PIÑON RC 60-23T MARCA IRON ENTREGA: INMEDIATA	2.00	59.00	0.00	118.00

TOTAL Bs.: 5,512.00
I.V.A.: 496.08
NETO Bs.: 6,008.08

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.

Ubicación Av. Michelena - C.C. Atlas - Local B16 - Zona Industrial Carabobo - Valencia - Edo. Carabobo
Teléfonos: (0241) 833 39 24 - 834 57 71 - Fax: (0241) 833 44 61 - E-mail: maival@cantv.net - Web site: www.maica.com.ve



R.I.F. J-30732492-9

COTIZACION No. 000966

Atn. Sr(a): ALEXIS REYES
Compañía: ALEXIS REYES
Referencia: EN EL TEXTO
Vendedor: (09) JESUS MORANTES

Fecha: 11/03/2008

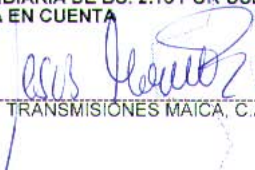
PAG. 1

No.	DESCRIPCION	CANTIDAD	P.V.P.	%	Monto
001	MOTORREDUTOR MARCA BONFIGLIOLI MODELO W110 P132 R.15/1 DE 7.5HP 1750 CON FRENO Y DESBLOQUEADOR 220/440V SALIDA A 90º CON EJE HUECO DE 42MM F.S 1.0 Y 117 RPM FINALES ENTREGA: 1 A 3 DIAS	1.00	11,509.00	0.00	11,509.00

TOTAL Bs.: 11,509.00
I.V.A.: 1,035.81
NETO Bs.: 12,544.81

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.

PRECA S.A.

Sucursal Valencia

Av. Este-Oeste, Parcela N° 272 Zona Ind. Municipal Norte,

Teléfono: 041-325218

Rif: J-08505914-8

Nit: 0002113112

Página N°: 1

Documento N°: 00060780

Fecha Emisión: 06/03/2008

PRESUPUESTO

Código: C9999 Sres: ALEXIS REYES

C.I. n. RIF. V-17399200

Vendedor: MARGUINA ADILSO

Teléfono:

CODIGO	CANTIDAD	DESCRIPCION DEL MATERIAL	U/M	PRECIO (\$/M/A)	TOTAL Bs. (\$/M/A)
2070519	1.00	ELECTRODO 7016 1/8" EMPAQUE 5 kds WEST ARC	PAQ	40.92	40.92
2070536	4.00	RUEDA DE ACERO CANAL REDOND 1-1/4"x58mm	PZA	42.37	169.47
5060120	5.00	TUBO ESTRUCT CUADRADO 90 x 2.50 mm x 12 mts	PZA	398.61	1.993.03
2020007	1.00	MANEJO Y CARGA	PZA	99.65	99.64

Condiciones de Pago:	CONTADO			SUBTOTAL Bs.:	2,303.07
Días de Plazo:	0	Peso Total:	407.00	-----	0.00
PRECIOS SUJETOS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO.				9.00 IVA Bs.:	207.27
				<u>TOTAL Bs.:</u>	<u>2,510.34</u>



**NEUMATICA
ROTONDA C.A.**

RIF: J-30521389-5



www.neumaticarotonda.com
ventas@neumaticarotonda.com

Cliente: 1000027 C.A. DANA VEN	Cotización: 1013754
R.I.F.: J-07505173-4 N.I.T.: 0059047221	Página: 1/1
Dirección: AV. IRRIBARREN BORGES, ZONA INDUSTRIAL SUR, VALENCIA	Fecha Emisión: 07/03/2008
Teléfonos: 0241-6006353 / 6006352 FAX: 6006173	Validez de la Oferta: 7 DIAS
Transporte: EL NUESTRO	Condic. Pago: CREDITO 30 DIAS
Dir. Ent.:	Atención a:
Origen: 0	Vendedor: MOSTRADOR

Moneda: BS

Reng	Código	Modelo	Descripción	Cantidad	Unid.	Precio Unitario	% Desc.	Neto
1	AT1/AP-4H	SI M30	SENSOR INDUCTIVO M30 LD NA PNP SALIENTE CON CONECTOR M12	6.00	PZ	337.80	0.00	2,026.80
2	W0952025390	SM ISO A	SENSOR MAGNETICO ISO A CABLE/PNP/D-30VDC	4.00	PZ	182.10	0.00	728.40
3	W0950322025	GA-M 025/32	ROTULA ISO 25/32	1.00	PZ	148.45	0.00	148.45

FAX: 6006173

Sub-Total:	2,903.65
% Desc.:	0.00
Recargo:	0.00
I.V.A.:	261.33
Otros:	0.00
TOTAL:	3,164.98

OFICINA PRINCIPAL VALENCIA

Prologación Av. Michelena, Centro Comercial Altas, Local B-10 y
B-11 Valencia, Edo. Carabobo, Venezuela. Telfs: (58-241) 832.64.64
832.32.50 / 814.22.02, Fax: (58-241) 832.62.83

SUCURSAL CARACAS

Calle Páez con calle Bolívar, Edif. Borges, Local 2, Chacao
Edo. Miranda, Venezuela, Telf: (0212) 263.43.83
Fax: (0212) 265.40.18 Celular: (0414) 138.68.90

SUCURSAL ARAGUA

C.C. Paseo los Laureles, Planta Alta, Local 82,
La Encrucijada, Caguá, Edo. Aragua, Venezuela
Telfs: (0244) 395.79.08 Telf/Fax: (0244) 395.90.58



NEUMATICA
ROTONDA C.A.

RIF: J-30521389-5

www.neumaticarotonda.com
ventas@neumaticarotonda.com



Cliente: GENCLI ALVARO JIMENEZ	Cotización: 1013794
R.I.F.: V N.I.T.:	Página: 1/1
Dirección:	Fecha Emisión: 11/03/2008
Teléfonos: FAX:	Validez de la Oferta: 7 DIAS
Transporte: EL CLIENTE RETIRA	Condic. Pago: CONTADO
Dir. Ent.: VALENCIA EDO. CARABOBO	Atención a:
Origen: 0	Vendedor: MOSTRADOR

Moneda: BS

Rena	Origen	Modelo	Descripción	Cantidad	Unid.	Producto	Unidad	% Desc.	Neto
1	DA008401	DA 8 F03	ACTUADOR NEUMATICO DOBLE EFECTO 8 Nm	1.00	PZ	564.90	0.00		564.90
2	DA030401	DA 30 F03-F05	ACTUADOR NEUMATICO DOBLE EFECTO 30	1.00	PZ	899.85	0.00		899.85

FAX:	Sub-Total:	1,464.75
	% Desc.:	0.00
	Recargo:	0.00
	I.V.A.:	131.83
	Otros:	0.00
	TOTAL:	1,596.58

OFICINA PRINCIPAL VALENCIA

Prolongación Av. Michelena, Centro Comercial Atlas, Local B-10 y
3-11 Valencia, Edo. Carabobo, Venezuela. Telfs: (58-241) 832.64.64
332.32.50 / 814.22.02, Fax: (58-241) 832.62.83

SUCURSAL CARACAS

Calle Páez con calle Bolívar, Edif. Borges, Local 2, Chacao
Edo. Miranda, Venezuela, Telf: (0212) 263.43.83
Fax: (0212) 265.40.18 Celular: (0414) 138.69.90

SUCURSAL ARAGUA

C.C. Paseo los Laureles, Planta Alta, Local 52
La Encrucijada, Cagua, Edo. Aragua, Venezuela.
Telfs: (0244) 395.79.08 Telf/Fax: (0244) 395.90.58



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

Cotización: 15313
Pagina: 1
Fecha Emisión: 11/03/2008
Fecha Entrega: 11/03/2008

Cliente: ALEXIS REYES
R.I.F.:
Dirección:
Teléfonos:
Tiempo de entrega:
Atención:

N.I.T.:

FAX:

Condic. Pago:
CONTADO

ASESOR:
VENTAS DE CONTADO
Validez de la oferta:

Código	Modelo	Descripción	Alm.	Cantidad	Unid.	Precio Unitario	% Desc.	% IVA	Neto
FBS-32MAU	FBS-32MAU	PLC MARCA FATEK CODIGO FBS-32MAU	01	1.00	UNI	1,500.00		9.000	1,500.00

Sub-Total:	1,500.00
% Desc.:	% 0.00
Recargo:	% 0.00
I.V.A.:	135.00
Otros:	0.00
Neto:	1,635.00

ANEXO B (Especificaciones de los lotes de barras)

 AÇOS VILLARES SIDENOR		OUR QUALITY MANAGEMENT SYSTEM IS CERTIFIED TO ISO/TS 16949 	
MADE IN BRAZIL AGRADECEMOS SU PREFERENCIA POR LOS PRODUCTOS VILLARES		CERTIFICATE N.º 38555	
CLIENTE MC/DANAVEN ORDEN DE COMPRA MB0526P0860920RIFJ - 0			
PRODUCTO CLIENTE ACERO CLIENTE 4320		PUERTO DE DESTINO PUERTO CABELLO ACERO VILLARES 4320EH	
COLADA 8341321 LARGO (mm) 4.030/4.050	SECCION RD	MEDIDA (mm) 57,15 0,00 0,00	
CANTIDAD (kg) NETO: 2.726		BRUTO: 2.726	
ITEM/OP 1432116	ATADO 04	PIEZAS 33	
TOPO BRANCO/CORRIDA/FAIXA AZUL			
			
PLAN AV ENL		CRUZES DIVISAO: 871 ROGT DAS CRUZES SP CEP 08790-680	



AÇOS VILLARES
SIDENOR

OUR QUALITY SYSTEM IS CERTIFIED
ISO 9001:2008



AGRADECEMOS SU PREFERENCIA POR LOS PRODUCTOS VILLARES

CERTIFICATE N° 88868

CLIENTE

MC/DANAVEN

ORDEN DE COMPRA

MB06220C860902 RIFJ -

PRODUCTO CLIENTE

PUERTO DE DESTINO

PUERTO CABELLO

ACERO CLIENTE

ACERO VILLARES

1541M

1542EH

COLADA

SECCION

MEDIDA(mm)

2151175

RD

41,28

LARGO(mm)

0,00

3.400/3.475

0,00

CANTIDAD(kg)

NETO:

2.744

BRUTO:

2.744

ITEM/OF

ATADO

PIEZAS

2636938

02

48

SPECTROTEST OK

ASS: **Podolfo**

RG: **8724**

**20
04
07
18
04
07**

PLANTA: PINDAMONHANGABA SP DIVISAO:

ROD LUIZ DUMONT VILLARES S/N KM 02 PINDAMONHANGABA SP CEP 13220-000



HECHO EN MEXICO

COLADA:

35250807



CLIENTE: C.N. DANAVER

GRADO DE ACEÑO:

1541M



PERFIL: BAFIRAS ESPECIAL

LONGITUD: 4.13 m

SECCION: 1.375

PIEZAS: 62

NUMERO DE ATADILLO:

15



PESO:

3.500 Ton.



ORDEN COMPRA CLIENTE: 860941

PROYECTO: 205793

CODIGO DE ARTICULO:

ER1501013750635

ORDEN DE FABRICACION:

209494

FECHA:

18/09/2007



20949435250807 2057880134

SIMEC INTERNATIONAL, S.A. DE C.V.

KM 128 CARRETERA FED-MEX-TEX-VER-SAN INT D SAN COSME XALOZTOC, TLAXCALA C.P. 90460

TEL: (241) 4131600 FAX: (241) 4130676 e-mail: ventas@simecinternational.com.mx

F7.5.3-05/A*

ANEXO C (Manuales técnicos de los elementos neumáticos)

FESTO

Página catálogo

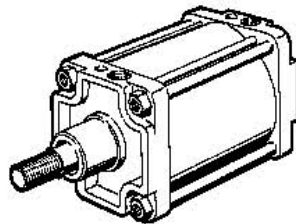
Núm. artículo: 33025

Página: 1



DNG-200--PPV-A Cilindros normalizados

según DIN ISO 6431, VDMA 24562, NF E 49 003.1 y UNI 10 290, para detección sin contacto, con amortiguación de final de carrera ajustable por ambos lados.



La serie de cilindros normalizados DNG, DNGL, DNGZK, DNGLZ y DNGZS, cumple con los siguientes estándares:
ISO 6431 (internacional)
DIN ISO 6431 y VDMA 24 562 (Alemania)
NF E 49 003.1 (Francia)
UNI 10 290 (Italia)
Todas las variantes están basadas en estos estándares.

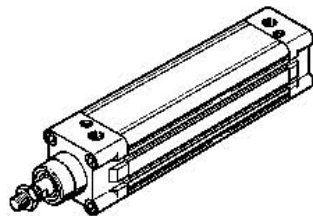
- Doble efecto
- Diámetros de émbolo desde 32 a 320 mm
 - Carreras
 - Diámetros de émbolo desde 32 a 125 mm
 - Estándar: 25 a 500 mm
 - Alternativamente de 10 a 2000 mm
 - diámetros de émbolo de 160 y 200 mm:
 - Alternativamente de 10 a 2000 mm
 - diámetros de émbolo de 250 y 320 mm:
 - Alternativamente de 10 a 1100 mm
- Con amortiguación ajustable en ambos extremos
 - Con detección sin contacto
 - Vástago con rosca externa
 - DNGL/DNGLZ: anti giro mediante vástago cuadrado



DNC-40-250-PPV

Cilindros normalizados

según DIN ISO 6431, 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

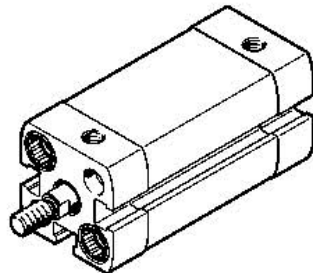
- Diseño moderno y construcción consecuente para ahorrar hasta un 11% de espacio en comparación con cilindros normalizados



ADN-25-25-A-P-A

Cilindro compacto

Según ISO 21287, con detección de posiciones y rosca externa en el vástago



según ISO 21287.

Los cilindros compactos de la serie ADN/AEN corresponden a la norma ISO 21287. El ADN/AEN se distingue por su diseño compacto y sus múltiples aplicaciones posibles, gracias a su gran cantidad de variantes. Las variantes pueden configurarse individualmente según las necesidades en cada caso, recurriendo al conjunto modular.

De doble efecto: ADN

Diámetro del émbolo: desde 12 hasta 125 mm

Carreras: Carreras estándar escalonadas entre 5 hasta 80 mm

Carreras X a elegir entre 1 y 500 mm

Rosca del vástago: a elegir con rosca interior o exterior

De simple efecto: AEN

Diámetro del émbolo: desde 12 hasta 100 mm

Carreras: carreras X a elegir entre 1 y 25 mm

Rosca del vástago: a elegir con rosca interior o exterior

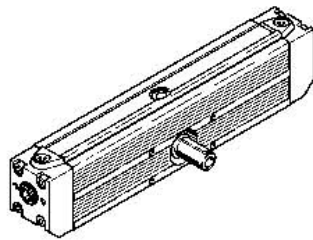
Detección de posiciones con detectores para ranura de cilindros, a elegir:



DRQ-100-90-PPV-A

Actuador giratorio

para detección sin contacto, con amortiguación de final de carrera ajustable y engranaje compensador de la holgura.



Con el actuador giratorio DRQ, el movimiento lineal de un cilindro se convierte en movimiento de rotación por medio de un engranaje con juego compensado. La precisión aumenta por la transmisión sin juego de la fuerza desde la cremallera al piñón.

Doble efecto

- Diámetros de émbolo desde 16 a 100 mm
- Fuerzas desde 0,5 a 150 Nm
- Ángulo de giro desde 0 a 360 °
- Eje de salida con pivote
- Para detección sin contacto

detección de posición alternativamente con detectores de proximidad

Diámetros de émbolo desde 16 a 32 mm

Eléctrico SM...-8 (con o sin contactos)

Neumático SMPO

Diámetros de émbolo desde 40 a 100 mm

Eléctrico SM...-1 (con o sin contactos)

Neumático SMPO

Variantes

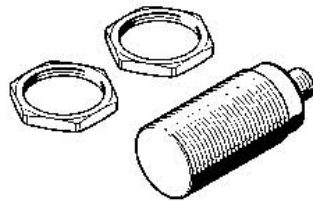
- Ángulos de giro: 0 a 90°, 180°, 270°, 360°
- Ángulo de giro seleccionable desde 0 a 360 °



SIEA-M30B-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.

Los detectores inductivos funcionan sin contacto, es decir que la operación de conmutación está a cargo de componentes



CRSMT-8-PS-K-LED-24

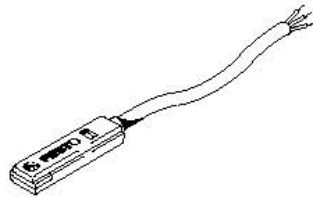
Detector de proximidad

Serie de acero inoxidable

eléctrico, sin contactos, PNP,
para actuadores con ranura 8
para detectores, con cable,
resistente a la corrosión y a los
ácidos.

Detector de posiciones sin contacto, versión PNP

- Con cables de 2,5 y 5 m
- Ejecución resistente a la corrosión y a los ácidos
- Materiales homologado para la industria alimentaria
- Sin kit de montaje



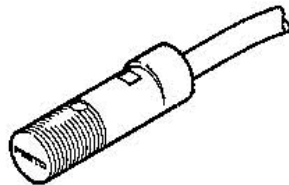


CRSMEO-4-K-LED-24

Detector de proximidad

Serie de acero inoxidable

resistente a la corrosión, con cable, sin conjunto para el montaje CRSMB/CRSMBR.



Los detectores de proximidad Festo son sensores de posición especialmente adaptados y optimizados para ser utilizados con actuadores Festo. Estos detectores se montan en los cilindros, sea directamente o por medio de conjuntos de montaje. El detector de proximidad sólo funciona si se ha montado un imán permanente en el émbolo del actuador. Los detectores de proximidad se ajustan mecánicamente en el cilindro en cuestión y se bloquean en la posición deseada. Tan pronto como el émbolo del cilindro regresa a esta posición, el estado de conmutación de la señal cambia.

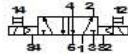
Detectores de proximidad redondos

Variantes

- Detectores de proximidad con contactos eléctricos (SMEO)
- Detectores de proximidad sin contacto (SMT0), PNP o NPN

- Con cable en diversas longitudes o conector
- Contactos NA y NC
- 24 V DC o 230 V AC
- Conexión en línea

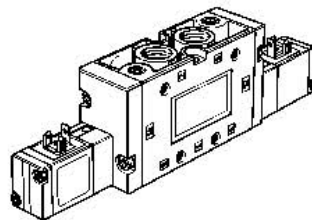
Estado de conmutación indicado por medio de



JMVH-5-3/8-B Electroválvula

Tiger 2000

con bobinas y accionamiento
auxiliar manual, sin conector



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)

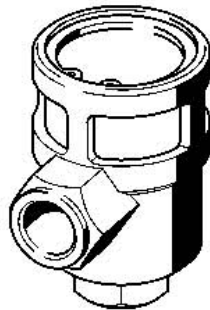
- 12 ... 48 V DC
- 24 ... 240 V AC/50 ... 60 Hz
- Antideflagrante

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

**SEU-3/8****Válvula de escape rápido**

con silenciador.

El ruido de purga se ha medido a 6 bar contra la atmósfera a 1 m de distancia.



Con las válvulas de escape rápido pueden conseguirse elevadas velocidades de recorrido en cilindros de simple y doble efecto.

El aire comprimido fluye hacia el cilindro desde la válvula de mando y a través de la válvula de escape rápido. La conexión de descarga 3 está cerrada en este momento. Cuando la presión en 1 desciende, el aire escapa de 2 a 3. Para que el escape rápido sea efectivo, debe montarse directamente en la conexión de entrada del cilindro.

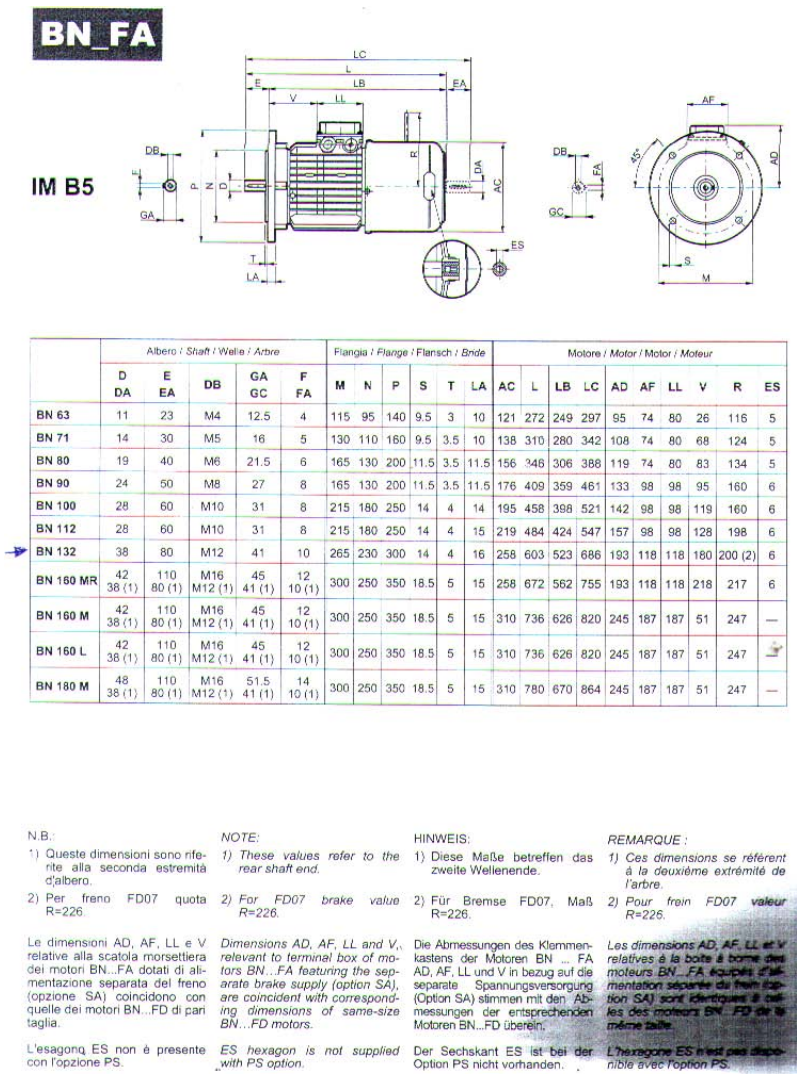
El ruido del escape se reduce con silenciadores.

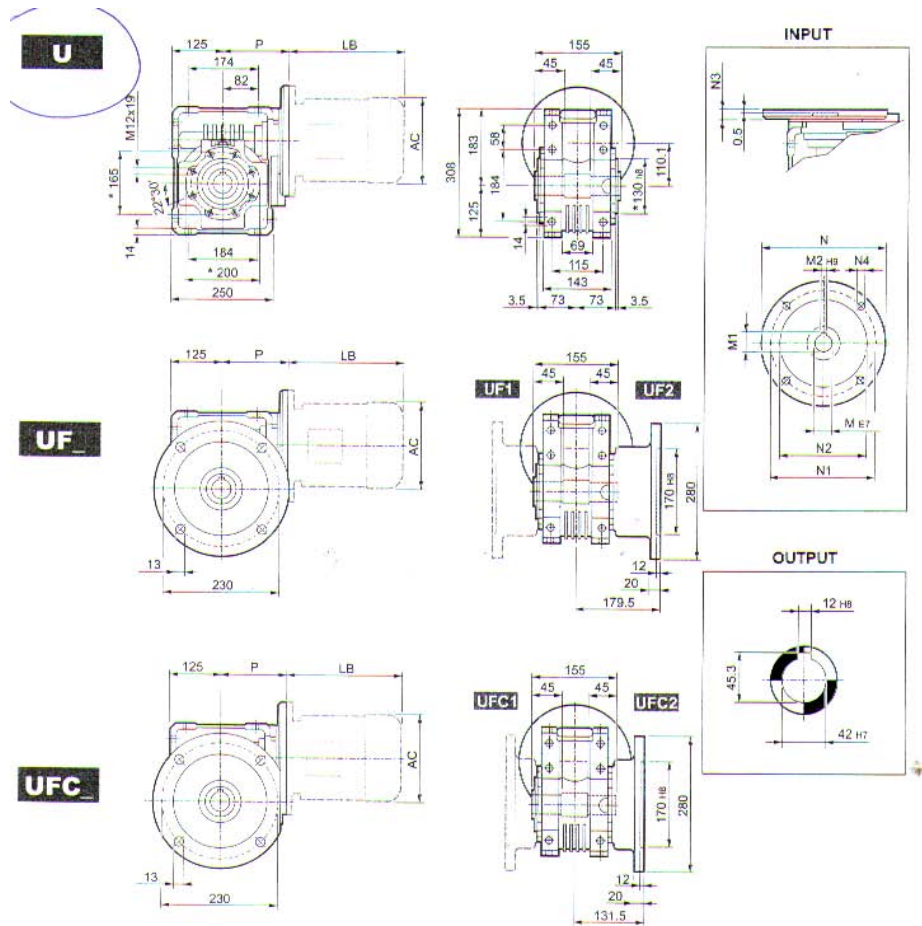
Variantes

- Sin silenciador SE
- Con silenciador incorporado SEU

- Caudales desde 300 a 6500 l/min
- Conexión: G1/8, G1/4, G3/8 y G1/2
- Escuadra de montaje HSE

ANEXO D (Especificaciones técnicas del motor reductor con freno)





W 110													BN		BN...FD BN...FA		
		M	M1	M2	N	N1	N2	N3	N4	P	K_0	$\frac{1}{EC}$	LB	AC	LB	AC	
W 110	P80 B5	19	21.8	6	200	165	130	—	M10x12	143	38	BN 80	234	156	306	156	
W 110	P90 B5	24	27.3	8	200	165	130	—	M10x12	143	38	BN 90	276	176	359	176	
W 110	P100 B5	28	31.3	8	250	215	180	13	13	151	39	BN 100	307	195	398	195	
W 110	P112 B5	28	31.3	8	250	215	180	13	13	151	39	BN 112	325	219	424	219	
W 110	P132 B5	38	41.3	10	300	265	230	16	13	226	41	BN 132	413	258	523	258	
W 110	P80 B14	19	21.8	6	120	100	80	7.5	7	143	38	BN 80	234	156	306	156	
W 110	P90 B14	24	27.3	8	140	115	95	6.5	9	143	38	BN 90	276	176	359	176	
W 110	P100 B14	28	31.3	8	160	130	110	13	9	151	38	BN 100	307	195	398	195	
W 110	R112 B14	28	31.3	8	160	130	110	13	9	151	38	BN 112	325	219	424	219	

* Da ambo i lati / On both sides / Auf beiden seiten / Tous les deux cotés

ANEXO E (Especificaciones técnicas del PLC)

General Specifications



Environmental specifications

FBs-3.2MA

Item			Specification	Note
Operating ambient temperature	Enclosure space	Minimum	5°C	Permanent installation
		Maximum	40°C	
	Open space	Minimum	5°C	
		Maximum	55°C	
Storage temperature			-25°C ~ +70°C	
Relative humidity(non-condensing, RH-2)			5% ~ 95%	
Pollution resistance			Degree II	
Corrosion resistance			Base on IEC-68 standard	
Altitude			≤2000m	
Vibration resistance	Fixed by DIN RAIL		0.5G, 2 hours for each direction of 3 axes	
	Fasten by screw		2G, 2 hours for each direction of 3 axes	
Shock resistance			10G, Three times for each direction of 3 axes	
Noise resistance			1500 Vp-p, pulse width 1μs	
Withstand voltage			1500VAC, 1 minute	L, N to any terminal

Power supply specifications — AC power supply

Item		Specification	10/14 points main unit	20/24 points main unit	32/40 points main unit	60 points main unit
Input range	voltage		100 ~ 240VAC -15%/+10%			
	Frequency		50/60Hz ±5%			
Max. power consumption			21W (POW-14)		36W (POW-24)	
Inrush current				20A @ 264VAC		
Allowable power momentary interruption time				<20mS		
Fuse rating				2A, 250VAC		

Power supply specifications — DC power supply

Item		Specification	10/14 points main unit	20/24 points main unit	32/40 points main unit	60 points main unit
Input range			12VDC/24VDC -15%/+20%			
Max. power consumption			15W (DPOW-10)		24W (DPOW-16)	
Inrush current				20A @ DC24 V		
Allowable power momentary interruption time				<20mS		
Fuse rating				3.15A, 250VAC		

Main unit specifications

* : Default, changable by user

Item		Specification	Note
Execution speed		0.33μs/Sequential instruction	
Program capacity		20K Words	
Program memory		FLASH ROM or SRAM + Lithium battery for Back-up	
Sequential instruction		36 instructions	
Function instruction		326 instructions (126 kinds)	Include derivative instructions
Flow chart command(SFC)		4 instructions	
Communication Interface	Port 0 (RS232 or USB)	Communication speed 4.8Kbps ~ 921.6Kbps (9.6Kbps)*	
	Port 1 ~ Port 4 (RS232, RS485, Ethernet or GSM)	Communication speed 4.8Kbps ~ 921.6Kbps (9.6Kbps)*	Port1 ~ 4 provides FATEK or Modbus RTU/ASCII or user defined communication protocol
	Maximum link stations	254	

