



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE
TRANSFERENCIA DE CARROCERÍAS EN UNA PLANTA
DE ENSAMBLAJE DE VEHÍCULOS**

Tutor:
Napoleón González

Carrillo C. Luis J.
Concepción H. Eduardo A.

Octubre del 2008



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE
TRANSFERENCIA DE CARROCERÍAS EN UNA PLANTA DE
ENSAMBLAJE DE VEHÍCULOS.**

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

Carrillo C. Luis J.
Concepción H. Eduardo A.

Octubre del 2008

DEDICATORIA

A mis padres y hermanos que me han apoyado en todo momento y que me han prestado esa ayuda inagotable e incondicional a lo largo de toda mi vida, especialmente en desarrollo de éste trabajo de investigación.

A mi compañero de tesis por su esfuerzo y apoyo incondicional para lograr ésta meta tan anhelada.

A mis amigos que me brindaron su apoyo incondicional y con los que puedo contar siempre.

A toda mi familia en especial a mi abuelo Gregorio Hernández, que aunque ya no este aquí con nosotros, para mi siempre lo estará.

Eduardo Alexander Concepción Hernández.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento primero que nada a Dios por permitirme estar hoy aquí y ayudarme a lograr uno de mis sueños, que es obtener mi título como Ingeniero Mecánico. También quiero agradecer sin tomar en consideración un orden específico a mi tutor el Profesor Napoleón González, por sus consejos, guiaturas y sugerencias oportunas durante el desarrollo de éste trabajo de investigación. De igual manera agradezco a los profesores David Ojeda y Luis Escalona, quienes en todo momento, durante el desarrollo de la investigación, estuvieron atentos y prestaron toda colaboración, orientación, guiatura y dirección académica para la realización del trabajo de investigación.

A mis padres, hermanos y demás familiares por ayudarme y darme apoyo incondicional en todo momento. A mis amigos de alma porque estuvieron presentes tanto en los momentos difíciles como en los momentos agradables. Quiero agradecerle también a mi abuelo Gregorio Hernández a quien quiero y extraño mucho, por apoyarme, quererme tanto y ser mi fuente de inspiración para alcanzar mis metas. También quiero agradecer al tutor empresarial el Ing. Cesar González, por todo el apoyo, consejos y sugerencias aportadas, así como también al equipo de trabajo del Dpto. de Manufactura de Chrysler de Venezuela, Ing. José Ojeda, Ing. José Linero, Ing. Miguel Sánchez, Ing. Hugo Mora, Ing. Barbra Mata, Farley González, María González, William Fajardo, Regis Pérez, Chicris Sandoval, Juan Herrera, Miguel Bruguera, José González, David Guevara y Wilfredo Leal, y panas Martín Sarmiento y Johan Galarraga, que de alguna manera u otra contribuyeron en la realización del trabajo de investigación. Por último quiero agradecer a mi compañero de tesis Luis Carrillo por todo el apoyo, dedicación y esfuerzo aportado en la realización de este trabajo de investigación.

Eduardo Alexander Concepción Hernández.

DEDICATORIA

A mis padres José L. y María Y. que me ha apoyado siempre y que en todo momento han dado el ciento por cientos de sus esfuerzos para que el día de hoy sea una mejor persona y un Ingeniero Mecánico.

A mi tía Arelis sencillamente por que es muy especial para mí y la quiero mucho.

A mi novia, amigos y demás familiares, hermanos, abuelos, primos y tíos por su apoyo incondicional.

A la Universidad de Carabobo por ser la que me permitió desarrollarme día a día y otorgarme el Título de Ingeniero Mecánico.

A mi compañero Eduardo por su esfuerzo y apoyo incondicional para lograr ésta meta tan anhelada.

Luis José Carrillo Caro.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente quiero agradecer a dios por darme vida y salud, por estar conmigo en todo momento y por permitirme alcanzar ésta meta tan anhelada.

Agradezco también a mis padres por apoyarme siempre, por ser ese punto de apoyo que me permitió llegar a ésta primera etapa como profesional “Ser Ingeniero Mecánico”.

Quiero expresar un sincero agradecimiento a mi novia por formar parte de mi vida, por estar allí, apoyándome siempre “Gracias Taibis”.

Gracias a Eduardo Concepción por la paciencia y amistad que me brindo durante el desarrollo de este proyecto de investigación.

Gracias los profesores Napoleón González, Luis Escalona y David Ojeda por ser nuestros guías y por darnos consejos y sugerencias oportunas.

Por último agradezco a la Empresa Chrysler de Venezuela por permitirnos desarrollar el proyecto en sus instalaciones y a todos mis compañeros de Chrysler que de alguna manera colaboraron con nosotros “Muchas gracias: Ing. Cesar González, Ing. José Ojeda, Ing. José Linero, Ing. Miguel Sánchez, Ing. Hugo Mora, Ing. Barbra Mata, Farley González, María González, William Fajardo, Regis Pérez, Chicris Sandoval, Juan Herrera, Miguel Bruguera, José González, David Guevara y Wilfredo Leal, Martín Sarmiento y Yohan Galarraga”.

Luis José Carrillo Caro.

RESUMEN

El presente trabajo especial de grado tiene como objetivo principal el diseño de un sistema automatizado de transferencia de carrocerías de desde el final de la línea de tapicería a la línea de chasis en la empresa Chrysler de Venezuela, considerada una de las principales ensambladoras del país por su alta competitividad y calidad se sus productos. El sistema diseñado se basa en criterios de simplicidad de construcción, ergonomía, facilidad de operación, control de movimiento adaptable a las condiciones de producción, bajos costos de mantenimiento, cumpliendo con las normas de seguridad y políticas corporativas de la empresa, proporcionando una ventaja tecnológica y una mejora de sus procesos industriales. Para lograr los objetivos propuestos en la investigación fue necesario desarrollarla en varias fases. La primera comprende la exploración y documentación de la situación problemática, haciendo énfasis el las causas que la originan. La segunda etapa consistió en un estudio de las condiciones actuales del sistema de traslado en el que se realizaron reuniones con el personal del área para llegar a definir la solución definitiva. La siguiente etapa se asentó en el diseño mecánico, efectuando los cálculos necesarios para el dimensionamiento y selección de cada uno de sus componentes. Luego del diseño mecánico se establece el sistema de control que permite el correcto funcionamiento de del sistema de transferencia de manera automatizada además de seleccionar los componentes electrónicos que lo conforman.

Finalmente se realiza un estudio económico del sistema diseñado, empleando el modelo de rentabilidad económica, lo que permite conocer la factibilidad de la implementación de la solución propuesta. Se señalan aspectos importantes cualitativos, que justifican la implementación del proyecto a pesar de que el mismo o es rentable.

NOMENCLATURA

A : Área (m^2).

A_{ca} : Área de contacto con el ultraleno (m^2).

A_r : Ancho de la rueda del montacargas (m).

A_T : Área total (m^2).

A_i : Área de esfuerzo a tensión de un sujetador (m^2).

A_1, A_2 : Áreas de la de la soldadura (m^2).

a : Largo de la plancha metálica, cateto del cordón de soldadura (m).

b : Ancho de la plancha metálica, cateto del cordón de soldadura (m).

C : Factor de rigidez de una unión Pernada.

C_s : Factor de tipo de servicio.

C_t : Carga admisible de trabajo de la cadena (N).

$Cost - elect$: Costo anual por consumo de energía eléctrica (Bs).

COP : Costos operacionales (Bs).

c : Distancia desde el plano neutro hasta la fibra exterior de la sección de un material (m).

cf : Costo fijo de los activos fijos (Bs).

D : Diámetro primitivo de la rueda dentada o de una polea (m).

Dp : Depreciación de los activos fijos ($Bs/año$).

d : Diámetro exterior nominal de una rosca externa, cateto del cordón de soldadura (m).

d_e : Diámetro del embolo de un cilindro neumático (m).

d_p : Diámetro de paso de una rosca (m).

d_r : Diámetro de raíz de una rosca (m).

d_v : Diámetro del vástago de un cilindro neumático (mm).

E : Módulo de elasticidad (GPa).

e : Espesor (m).

F : Carga de tensión en la soldadura (N).

F_b : Carga resultante en el perno (N).

F_e : Fuerza de empuje del objeto a desplazar por la cadena (N).

F_i : Precarga (N).

F_m : Carga resultante en el material en una unión pernada (N).

F_p : Fuerza de empuje de la plancha metálica (N).

F_r : Fuerza de roce entre la cadena y el riel (N).

F_{ru} : Fuerza de roce del ultraleno con el acero (N).

FS : Factor de seguridad.

FS_p : Factor de seguridad a la fluencia en el perno.

FS_{SEP} : Factor de seguridad contra la separación de una unión pernada.

F_t : Fuerza por unidad de área (N/m^2).

F_{ua} : Fuerza externa para desplazar acero sobre ultraleno (N).

F_a : Carga axial (N).

F_{mt} : Flujo monetario neto ($Bs/año$).

f_c : Coeficiente de fricción entre la cadena y el riel.

f_r : Fuerza de fricción en la plancha metálica (N).

G : Centro de gravedad (m).

h : Garganta de la soldadura (m).

I : Segundo momento de área con respecto a un eje de una sección (m^4).

I_g : Segundo momento de área con base a la garganta de la soldadura (m^4).

I_{uT} : Segundo momento de área unitaria (m^3).

I_x : Inercia de una sección respecto al eje x (m^4).

IB : Ingresos brutos ($Bs/año$).

k_b : Factor de rigidez del perno (N/mm).

k_m : Factor de rigidez del material (N/mm).

L : Longitud entre centros de ruedas dentadas (m).

L_{TC} : Longitud total de la cadena (m).

l : Longitud del cordón de soldadura, longitud de la unión (m).

l_c : Longitud de la viga (m).

l_{perno} : Longitud del perno (mm).

l_r : Longitud roscada (mm).

l_s : Longitud del perno sin rosca (mm).

l_t : Longitud roscada del perno dentro de la unión (mm).

M : Momento flector ($N*m$).

$M_{máx}$: Momento flector máximo ($N*m$).

N : Fuerza normal al peso (N).

N_a : Fuerza normal al peso de un trozo de acero (N).

N_p : Fuerza normal al peso de la plancha metálica (N).

n : Periodo de estudio de un proyecto (*años*).

n_u : Es la vida útil de los activos fijos (*años*).

P : Fuerza de tracción la cadena (N).

P_b : Carga absorbida por el perno en la unión (N).

P_m : Carga absorbida por el material en la unión (N).

P_{PC} : Es la fuerza transmitida por cilindro (N).

P_C : Peso lineal de la cadena (N).

P_O : Tracción en la cadena a la entrada de la rueda motriz (N).

Pot : Potencia (W).

Pot_{MOT} : Potencia del motor (W).

P_p : Carga transmitida por pernos (N).

P_0 : Carga necesaria para separar una unión pernada (N).

Q_{nv} : Caudal nominal de una válvula distribuidora (m^3/s).

$R1$: Reacción 1 en una viga (N).

$R2$: Reacción 2 en una viga (N).

R_r : Relación de reducción.

S_p : Resistencia de prueba de los pernos (MPa).

S_{ut} : Límite máximo de ruptura (MPa).

S_y : Límite de fluencia (MPa).

S_{ys} : Límite de fluencia al cortante (MPa).

Ti : Par de torsión (Torque) ($N*m$).

t : Espesor de la soldadura (m).

V : Fuerza cortante (N).

VR : Valor residual del activo fijo al final de su vida útil (Bs).

VRn : Valor residual del activo fijo al final del periodo de estudio (Bs).

V_p : Volumen de la plancha metálica (m^3).

v : Velocidad lineal (tangencial) de una rueda dentada o una polea (m/s).

v_{cil} : Velocidad de avance o retroceso de un cilindro neumático (m/s).

W : Peso de la cadena (N).

Wa : Peso de un trozo de acero (N).

W_p : Peso de la plancha metálica (N).

Wtm : Peso total aplicado por la rueda de un montacargas (N).

Wm : Peso del montacargas (N).

Wcm : Peso de la carga máxima que puede levantar un montacargas (N).

x : Distancia (m).

\bar{x} : Coordenada en el eje "x" del centroide (m).

$y_{máx}$: Deflexión máxima de la viga (m).

\bar{y} : Coordenada en el eje "y" del centroide (m).

Δx : Desplazamiento (m).

γ : Peso específico (N/m^3).

μ_u : Coeficiente de fricción entre acero y ultraleno.

ω : Velocidad angular (rad/s).

σ : Esfuerzo normal en la soldadura (MPa).

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo en una viga (MPa).

σ_t : Esfuerzo de tensión en una sección (MPa).

σ_a : Esfuerzo a tensión pura en una varilla roscada (MPa).

τ : Esfuerzo cortante en una soldadura a tope (MPa).

τ' : Esfuerzo cortante primario en la soldadura (MPa).

τ'' : Esfuerzo cortante secundario en la soldadura (MPa).

τ_{perm} : Esfuerzo cortante permisible (MPa).

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	19
CAPÍTULO I.....	21
EL PROBLEMA	21
1.1 Planteamiento del problema.....	21
1.2 Objetivos.....	24
1.2.1 Objetivo general.....	24
1.2.2 Objetivos específicos.....	24
1.3 Justificación.....	25
1.4 Limitaciones.....	25
1.5 Delimitación y/o Alcances.....	25
CAPÍTULO II	27
MARCO TEÓRICO.....	27
2.1 Antecedentes de la investigación.....	27
2.2 Bases teóricas.....	28
2.2.1 Transportadores de cadena.....	28
• Cálculo.....	31
2.2.2 Soldadura.....	34
• Soldaduras a tope y de filete.....	34
• Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.....	35
2.2.3 Tornillos y sujetadores.....	36
• Formas estándar de las roscas.....	36
• Área de esfuerzo a tensión de un sujetador.....	37
2.2.4 Sensores.....	38
• Interruptor de final de carrera.....	38
• Partes de un interruptor de final de carrera.....	39
• Tipos de accionamientos.....	40
• Sensores de proximidad optoelectrónicos (fotoeléctricos).....	41
2.2.5 Controladores Lógicos programables.....	42
• Ventajas e Inconvenientes del PLC.....	43
• PLC: MicroLogix 1500.....	45
2.2.6 Neumática.....	47
• Actuadores neumáticos.....	49
• Válvulas distribuidoras.....	51
• Estructura de los sistemas neumáticos.....	52
CAPÍTULO III.....	55
MARCO METODOLÓGICO.....	55
3.1 Nivel de la investigación.....	55
3.2 Diseño de la investigación.....	55
3.3 Técnicas e instrumentos de recolección y procesamiento de datos.....	56

3.3.1 Técnicas.	56
3.3.2 Herramientas de recolección de datos.....	56
3.3.3 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.	57
CAPÍTULO IV.....	59
DESARROLLO DEL PROYECTO	59
4.1 Estudio de las condiciones actuales del sistema de traslado.....	59
4.1.1 Recorrido del traslado.	60
4.1.2 Condiciones de seguridad.	63
4.1.3 Especificaciones técnicas de las carrocerías y de los Dollys.	64
4.1.4 Tiempo de traslado.....	68
4.2 Diseño del sistema de traslado de las carrocerías.	68
4.2.1 Descripción de la solución.	70
4.2.2 Funcionamiento de la solución.	79
• Secuencia de operaciones.....	79
• Función de los componentes.	81
• Seguridad.	82
4.2.3 Ventajas y desventajas del sistema de transferencia.	85
• Ventajas.....	85
• Desventajas.	86
4.3 Cálculos de diseño para el transportador.	87
4.3.1 Fuerza de tracción en la cadena.	87
4.3.2 Cálculo de velocidad de la cadena con los elementos disponibles en la planta.	91
4.3.3 Potencia requerida.	95
4.4 Cálculos en la plancha metálica.	99
4.4.1 Cálculo de la fuerza de empuje debido a la fricción.	99
4.4.2 Cálculo de la flexión en la plancha metálica.....	101
4.4.3 Cálculos de la soldadura.....	110
4.4.4 Diseño de sujetadores para la junta.....	120
4.4.5 Factor de fricción y prueba de desgaste del material deslizante.	129
• Factor de fricción.	129
• Prueba de desgaste.	132
• Diseño neumático de la prueba.	133
4.5 Neumática del sistema automatizado.....	137
4.5.1 Selección de cilindros neumáticos.	137
• Accesorios de los cilindros	141
4.5.2 Selección del elemento de mando (electroválvula).....	142
4.5.3 Diseño neumático.....	144
4.6 Selección de equipos electrónicos del sistema.....	145
• Selector de modo Manual – Automático.....	145
• Pulsador de arranque del sistema para modo manual.	145
• Pulsadores de parada de emergencia del sistema.....	146

•	Envolvente para la colocación de botones de arranque, paro de emergencia del sistema y alarma de emergencia.	146
•	Bocina electrónica y alarma de emergencia.	146
•	Columnas luminosas (semáforo).	147
•	Interruptores de final de carrera.	147
•	Sensor fotoeléctrico de haz transmitido.	147
4.7	Automatización del sistema de transferencia.	148
4.7.1	Selección del Controlador Lógico Programable (PLC).	148
4.8	Estudio económico.	149
4.8.1.	Período de estudio.	149
4.8.2.	Estimación de los flujos monetarios.	150
•	Inversión Inicial.	150
•	Costos operacionales (<i>COP</i>).	151
•	Valor residual del proyecto.	152
4.8.3.	Estimación de los flujos monetarios netos.	155
4.8.4.	Rentabilidad del proyecto (Valor actual).	156
CAPITULO V	159
CONCLUSIONES	159
RECOMENDACIONES	161
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	163

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1.1. Inicio del recorrido manual (final de línea tapicería).....	21
Figura N° 1.2. Final del recorrido manual (Inicio de línea chasis).....	22
Figura N° 1.3. Comienzo del traslado.....	22
Figura N° 1.4. Un operario desplazando la carrocería.....	23
Figura N° 1.5. Final del recorrido.....	23
Figura N° 2.1. Partes de un transportador de cadena.....	29
Figura N° 2.2. Tipo de eslabón simple.....	29
Figura N° 2.3. Eslabón con aditamento para cadenas empujadoras o de arrastre.....	30
Figura N° 2.4. Componentes de los eslabones.....	30
Figura N° 2.5. Fuerzas presentes en la cadena transportadora.....	32
Figura N° 2.6. Junta típica a tope.....	35
Figura N° 2.7. Forma de rosca estándar ISO.....	37
Figura N° 2.8. Partes de un interruptor final de carrera.....	39
Figura N° 2.9. Accionamiento de vástago oscilante.....	41
Figura N° 2.10. Componentes básicos de un sensor fotoeléctrico.....	42
Figura N° 2.11. Detección directa o especular de un sensor fotoeléctrico.....	42
Figura N° 2.12. Cableado del potencial que corresponde a la salida O: 0/0.....	46
Figura N° 2.13. Preparación de aire.....	49
Figura N° 2.14. Cilindro neumático.....	50
Figura N° 2.15. Estructura de los sistemas neumáticos.....	53
Figura N° 4.1. Desniveles y rieles empotrados.....	60
Figura N° 4.2. Dimensiones y partes del recorrido del traslado manual.....	60
Figura N° 4.3. Recorrido del traslado.....	61
Figura N° 4.4. Dimensiones del recorrido total del traslado.....	62
Figura N° 4.5. Estaciones de la línea de chasis.....	63
Figura N° 4.6. Condiciones de seguridad del área.....	64
Figura N° 4.7. Vehículo al final de la línea de tapicería.....	65
Figura N° 4.8. Dimensiones del Dolly.....	67
Figura N° 4.9. Disposición de los Dollys.....	70
Figura N° 4.10. Sistema transportador de las líneas de ensamblaje.....	71
Figura N° 4.11. Elementos básicos del sistema de traslado actual.....	72
Figura N° 4.12. Cadenas y rieles de los transportadores.....	72
Figura N° 4.13. Empotramiento de rieles y cadena transportadora.....	73
Figura N° 4.14. Vista isométrica del empotramiento.....	74
Figura N° 4.15. Dimensiones en milímetros del empotramiento.....	74
Figura N° 4.16. Montacargas atravesando canales.....	75
Figura N° 4.17. Remolque (zorra).....	76
Figura N° 4.18. Posición (1) de los cilindros neumáticos.....	77
Figura N° 4.19. Posición (2) de los cilindros neumáticos.....	77
Figura N° 4.20. Recorrido de la cadena y ubicación de elementos en el sistema.....	78

Figura N° 4.21. Ubicación de los elementos que integran el sistema.....	84
Figura N° 4.22. Fuerzas actuantes en la cadena.....	87
Figura N° 4.23. Especificaciones de un modelo de cadena transportadora.....	88
Figura N° 4.24. Conjunto motor, reductor y elementos de transmisión.....	91
Figura N° 4.25. Plancha metálica.....	99
Figura N° 4.26. Diagrama de cuerpo libre de la plancha.....	100
Figura N° 4.27. Diagrama de cuerpo libre de la plancha.....	102
Figura N° 4.28. Cargas presentes en la plancha metálica en el canal crítico.....	103
Figura N° 4.29. Sección de la viga esforzada.....	104
Figura N° 4.30. Diagrama de cuerpo libre en la sección esforzada.....	105
Figura N° 4.31. Diagrama de cargas.....	106
Figura N° 4.32. Diagrama de corte.....	106
Figura N° 4.33. Diagrama de momento flector.....	106
Figura N° 4.34. Sección transversal de la plancha esforzada.....	107
Figura N° 4.35. Deflexión de la plancha metálica en la sección esforzada.....	109
Figura N° 4.36. Cordón de soldadura entre pieza y plancha metálica.....	110
Figura N° 4.37. Soldadura de tipo filete de dos partes de igual espesor.....	111
Figura N° 4.38. Centroides del cordón de soldadura.....	112
Figura N° 4.39. Centro de gravedad de un tramo del cordón de soldadura.....	113
Figura N° 4.40. Centro de gravedad de una sección del cordón de soldadura.....	114
Figura N° 4.41. Centro de gravedad de la sección del cordón de soldadura.....	115
Figura N° 4.42. Distancia de aplicación de la fuerza sobre la soldadura.....	116
Figura N° 4.43. Distancia del centroide al punto crítico del cordón de soldadura.....	117
Figura N° 4.44. Sección transversal de la viga en voladizo.....	119
Figura N° 4.45. Unión entre la plancha y el cilindro neumático.....	121
Figura N° 4.46. Elementos de la unión.....	123
Figura N° 4.47. Un conjunto atornillado a tensión.....	123
Figura N° 4.48. Ubicación del material deslizante.....	130
Figura N° 4.49. Proceso para obtener el peso y fuerza de empuje sobre ultraleno.....	131
Figura N° 4.50. Diagrama de cuerpo libre del acero.....	131
Figura N° 4.51. Dispositivo para la prueba de desgaste.....	133
Figura N° 4.52. Dispositivo de prueba de desgaste.....	134
Figura N° 4.53. Esquema neumático del dispositivo.....	135
Figura N° 4.54. Códigos para cilindros básicos.....	138
Figura N° 4.55. Diagrama de pandeo para vástagos de cilindros neumáticos.....	139
Figura N° 4.56. Diagrama Presión – Fuerza de cilindros neumáticos.....	140
Figura N° 4.57. Diagrama Presión – Consumo de cilindros neumáticos.....	141
Figura N° 4.58. Caudal de paso – Vueltas del tornillo, para válvula GRE – 1/2.....	143
Figura N° 4.59. Esquema neumático de los cilindros.....	145
Figura N° 4.60. Controlador Programable de tipo MicroLogix 1500.....	149
Figura N° 4.61. Escala de tiempo y flujos monetarios.....	156

ÍNDICE DE TABLAS

Tala N° 2.1. Simbología de válvulas distribuidoras.....	51
Tabla N° 4.1. Especificaciones técnicas de la Jeep – Gran Cherokee.	64
Tabla N° 4.2. Especificaciones técnicas de la Jeep – Cherokee.	65
Tabla N° 4.3. Especificaciones Técnicas del Dodge – Caliber.....	65
Tabla N° 4.4. Especificaciones de los Dollys.	66
Tabla N° 4.5. Valores de fuerza de empuje experimental.	67
Tabla N° 4.6. Valores de fuerza de empuje experimental.	67
Tabla N° 4.7. Características del motor seleccionado.	96
Tabla N° 4.8. Características del reductor seleccionado.....	97
Tabla N° 4.9. Valores de presión utilizados en la prueba de desgaste.....	136
Tabla N° 4.10. Resultados obtenidos de la prueba de desgastes realizada.	137
Tabla N° 4.11. Precios de los activos fijos tangibles.	150
Tabla N° 4.12. Activos fijos intangibles.	151
Tabla N° 4.13. Depreciación de los activos fijos tangibles.....	153
Tabla N° 4.14. Valor residual de los activos fijos tangibles en el año 5.	154

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la demanda y la alta competitividad del mercado de la industria automotriz lleva a la búsqueda de soluciones y propuestas innovadoras que permitan mantener y atraer una mayor cantidad de clientes. Chrysler de Venezuela, L.L.C. se dedica al ensamble y comercialización de las marcas Chrysler - Jeep y Dodge en el país manteniendo una constante evolución en sus procesos de producción para ofrecer a sus clientes mayores niveles de calidad y confort en sus vehículos, además de implementar nuevas tecnologías que le permitan administrar de una manera eficiente sus recursos humanos y financieros.

Este proyecto de investigación consiste en el diseño de un sistema que aumenta las condiciones ergonómicas que se presentan en un área específica de la línea de ensamblaje de la planta, manteniendo los niveles de producción y preservando la seguridad en el área.

El objetivo primordial de este trabajo especial de grado es el diseño de un sistema automatizado de transferencia de carrocerías en dicha empresa automotriz, actividad que actualmente se desarrolla entre el final de la línea de tapicería y el principio de la línea de chasis de forma manual por dos operarios que desplazan la carrocería a través de rieles guías. Además de realizar el diseño mecánico de los elementos que conformaran el sistema y su sistema de control, se elabora un estudio de costos con el fin de evaluar la relación del beneficio que conlleva la implementación del mismo.

Se realiza un estudio preliminar de las condiciones actuales del sistema de traslado con el fin de conocer los requerimientos y necesidades del área para lo que se diseña, de forma tal que permite la circulación de los vehículos de transporte y de personas.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema.

Chrysler de Venezuela es la única planta ensambladora en Sur América, y se encuentra ubicada en la zona industrial norte, Av. Pancho Pepe Croquer, Valencia estado Carabobo, con una trayectoria de 53 años de operaciones, se dedica al ensamble y comercialización de las marcas Chrysler – Jeep y Dodge en el mercado venezolano y a servir con los más altos criterios de eficiencia y calidad.

Actualmente en la planta antes mencionada se presentan deficiencias en el traslado de las carrocerías de los vehículos, específicamente desde el final de tapicería hasta el inicio de la línea de chasis (estación CH – 01), ya que el método de traslado es realizado por un operario de forma manual, desplazando la unidad a través de rieles ubicados a nivel de suelo. En las figuras N° 1.1 y 1.2 se señala el inicio y el final del recorrido manual.



Figura N° 1.1. Inicio del recorrido manual (final de línea tapicería).



Figura N° 1.2. Final del recorrido manual (Inicio de línea chasis CH – 01).

El estudio esta dirigido exclusivamente al traslado de las carrocerías desde el final de tapicería hasta la línea de chasis (estación CH – 08, ver Anexo D, lámina 1/7). En la figura N° 1.3 y 1.4 se aprecian claramente cuando el operador inicia el traslado de carrocería desde el final de la línea de tapicería. Por otro lado la figura N° 1.5 muestra al operario finalizando el traslado de la misma hasta la estación CH – 01 (ver Anexo D, lámina 1/7).



Figura N° 1.3. Comienzo del traslado.



Figura N° 1.4. Un operario desplazando la carrocería.



Figura N° 1.5. Final del recorrido.

La solución a esta problemática conduce al cumplimiento de las regulaciones y reglamentos que exigen óptimas condiciones de trabajo para los operarios.

Con el diseño de dicho sistema se logra la eficiencia en la transferencia de unidades de una línea a otra, donde se minimiza el uso de personal humano y los riesgos a los cuales están expuestos. También se esperan mejorar las condiciones de

trabajo de los mismos para cumplir con los requerimientos legales que exigen las leyes laborales en Venezuela como la Ley Orgánica de Prevención, Condiciones y Medio Ambiente de Trabajo (LOPCYMAT).

La automatización la línea de transferencia logra disminuir los esfuerzos físicos en los operarios y evita enfermedades ocupacionales a largo plazo en los mismos. Se garantizan condiciones de trabajo seguras, se minimizan los riesgos de accidentes laborales y se alcanza el bienestar en el ambiente de trabajo, cumpliendo con los lineamientos que se establecen en la ley.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo general.

Diseñar un sistema automatizado de transferencia de carrocerías en una planta ensambladora de vehículos.

1.2.2 Objetivos específicos.

- Estudiar las condiciones actuales del sistema de traslado para su diagnóstico.
- Diseñar el sistema de traslado de las carrocerías de acuerdo con los requerimientos del área.
- Diseñar el sistema de control para la transferencia automatizada de las carrocerías.
- Realizar un estudio de factibilidad económica.

1.3 Justificación.

Actualmente las compañías automotrices se encuentran en expansión, aprovechando cada parada de planta para implementar mejoras a sus líneas de producción, además de estar continuamente estudiando las posibles fallas presentes para aumentar su productividad y hacer más efectivo el desempeño de los trabajadores.

Debido a la situación problemática, la empresa requiere el uso de la ingeniería para mejorar la eficiencia del proceso, minimizar los riesgos de lesión en los operarios, generar un mejor funcionamiento de la línea de producción, eliminar el traslado manual y mejorar las condiciones de trabajo para los operarios.

1.4 Limitaciones.

- Dificultad en la toma de datos del sistema cuando la línea se encuentre en funcionamiento, debido al flujo continuo de vehículos.
- Acceso a información confidencial de la empresa.
- El diseño está restringido a áreas reducidas debido a la distribución en la planta.

1.5 Delimitación y/o Alcances.

- El sistema funciona de manera que no obstruye el libre tránsito de los vehículos de transporte (montacargas, remolques) y del personal.
- El tiempo de transferencia del sistema de la línea de tapicería a la línea de chasis es menor a 300 s.

- No se lleva a cabo la construcción del mismo.
- El estudio solamente se realiza para el sistema de traslado de la línea de tapicería a la línea de chasis.
- Se elaboran planos detallados del sistema de transporte de las carrocerías.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación.

- Título: Rediseño de una línea de transporte aéreo de carrocerías de una empresa automotriz.
Autores: Beltrán Juan y Luque Ángel.
Año: Valencia, Julio 2.005.
Institución: Universidad de Carabobo.

En éste estudio realizado en General Motor de Venezuela, se analizan los parámetros más importantes en un sistema de tensionas, tales como carga, dimensiones de la cadena, análisis de fuerzas, controladores automáticos, entre otros. Además de esto se hace un rediseño del área de almacenamiento de carrocerías, con la finalidad de lograr el mayor aprovechamiento de su capacidad.

- Título: Rediseño de una línea de ensamblaje de automóviles.
Autores: Rivas L. Yonela E. y Zambrano C. Jenny C.
Año: Valencia, Noviembre 2.001.
Institución: Universidad de Carabobo.

Este estudio fue realizado en la empresa Ford Motor de Venezuela, y consistió en el rediseño y automatización de la línea terrestre de transporte de carrocerías de vehículos de pasajeros, ubicada en el área de pintura.

El rediseño provee al sistema con un cono de transferencia automático, se propuso automatizar el sistema de transferencia, el elevador y el monorriel en el área de pasajeros por medio de un controlador lógico programable (PLC).

- Título: Rediseño y automatización del sistema de traslado de las cabinas de vehículos de carga en una empresa automotriz.

Autores: Salcedo I. Carlos S. y Pérez C. Jockare J.

Año: Valencia, Noviembre 2.006.

Institución: Universidad de Carabobo.

En éste trabajo el objetivo principal fue el rediseño y automatización parcial del sistema de traslado de cabinas de vehículos de carga desde la línea final de vestidura hasta la línea final de ensamble en la empresa Ford Motor de Venezuela. Los criterios bajo los cuales se diseña el sistema son la simplicidad de construcción, ergonomía, facilidad de operación, control de movimiento adaptable a las condiciones de producción, bajos costos operacional y de mantenimiento, cumpliendo con las normas de seguridad y políticas corporativas de la empresa, proporcionando una ventaja tecnológica y una mejora de sus procesos industriales.

2.2 Bases teóricas.

2.2.1 Transportadores de cadena.

Los transportadores de cadena se hayan en la mayoría de las líneas de ensamble de vehículos y de artefactos en general, así como en industrias envasadoras, aserraderos, mataderos, etc.

El equipo de un transportador a base de cadenas consta en general (ver figura N° 2.1) de una estructura base, un motor – reductor, un eje motriz, una o más cadena, una rueda dentada y rodillos de soporte.

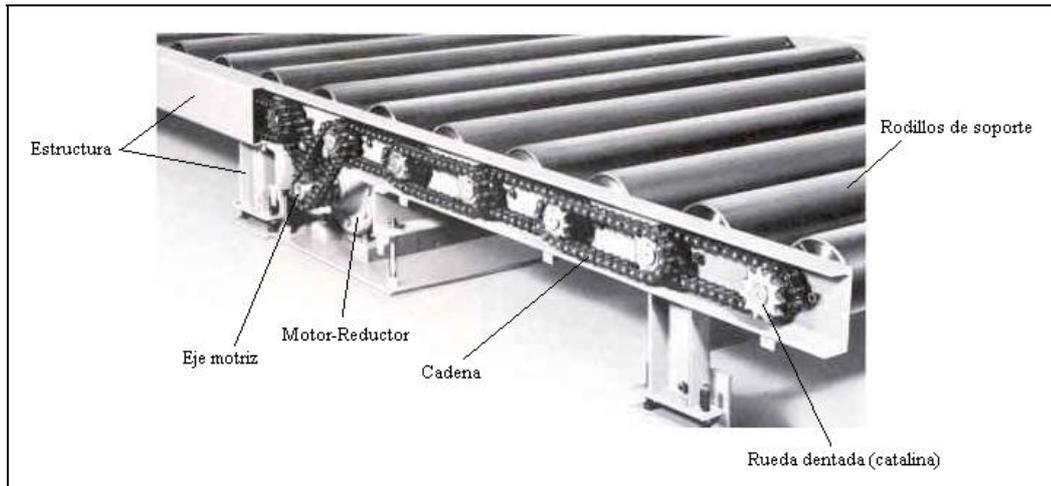


Figura N° 2.1. Partes de un transportador de cadena (Ddexter, 2.008).

La cadena consta de eslabones de dos tipos: simples como el mostrado en la figura N° 2.2 y con aditamentos (figura N° 2.3), a estos últimos se les une algún componente destinado a cargar, arrastrar o empujar el material transportado.

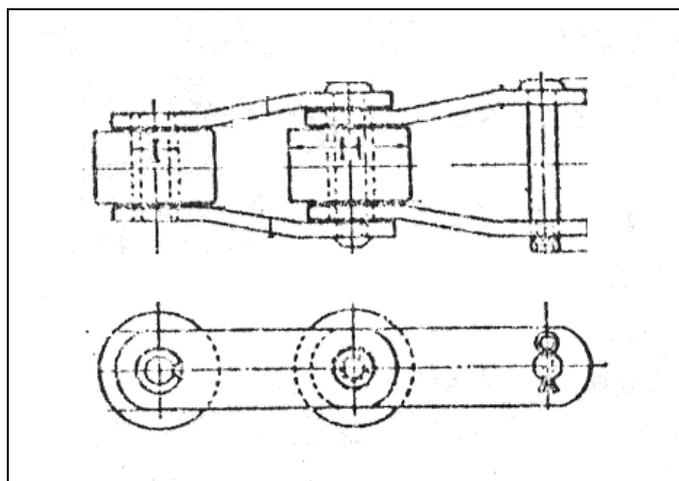


Figura N° 2.2. Tipo de eslabón simple (Prieto, 1.992).

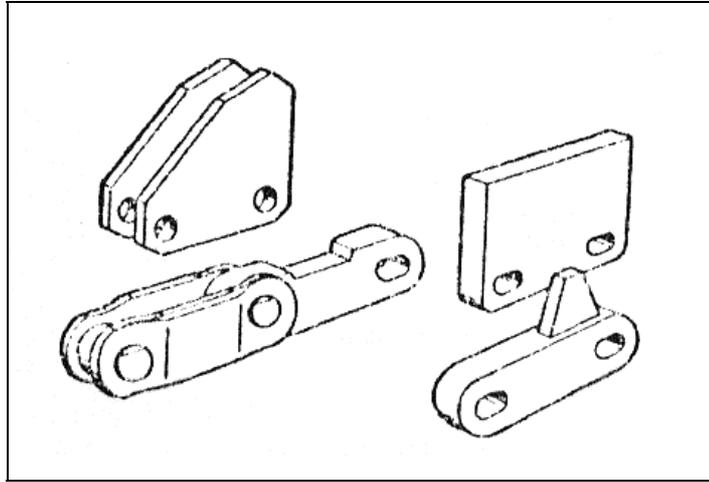


Figura N° 2.3. Eslabón con aditamento para cadenas empujadoras o de arrastre (Prieto, 1.992).

Los componentes de los eslabones simples pueden observarse en la figura N° 2.4, y son en general, barras laterales, bloque, pasador, buje, rodillo y elemento de fijación (tipo cupilla o anillo de retención, por ejemplo).

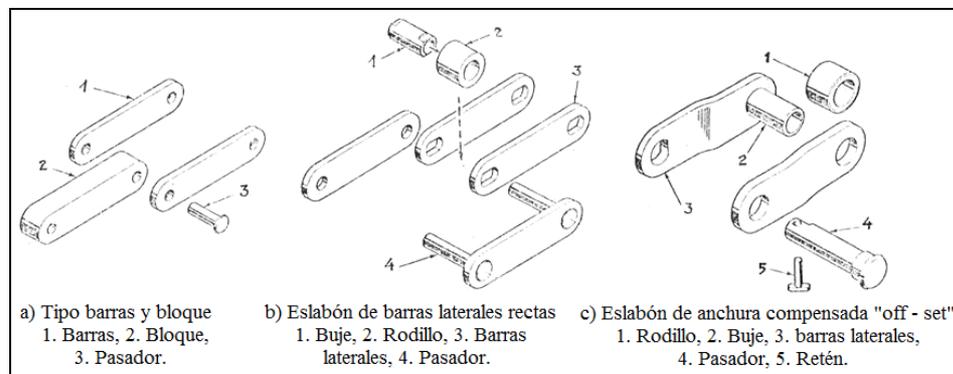


Figura N° 2.4. Componentes de los eslabones (Prieto, 1.992).

Una de las dimensiones más importantes es el paso, además de éste, otros parámetros de importancia tales como, la carga admisible de trabajo y el peso lineal (o sea por unidad de longitud). Dichos parámetros son indispensables en las fases iniciales en un proceso de cálculo – selección y se pueden conseguir tabulados en distintos catálogos de los diferentes fabricantes.

■ **Cálculo.**

Para determinar las especificaciones de un sistema transportador a cadenas se utiliza una serie de parámetros entre los cuales están la capacidad, la carga lineal y la velocidad, que se ven a continuación.

La velocidad lineal se puede determinar mediante la ecuación N° 2.1.

$$v = \omega \times \left(\frac{D}{2} \right) \quad \text{(Ecuación N° 2.1)}$$

Donde ω es la velocidad angular del eje y D el diámetro primitivo de la rueda dentada.

1. Tracción en la cadena.

En la figura N° 2.5 se representa una cadena transportadora donde:

P_o = Tracción en la cadena a la entrada de la rueda motriz (N).

P_c = Peso lineal de la cadena (N/m).

F_e = Fuerza de empuje del objeto a desplazar (N).

f_c = Coeficiente de fricción entre la cadena y el riel.

L = Longitud de la instalación “entre centros” de las ruedas (m).

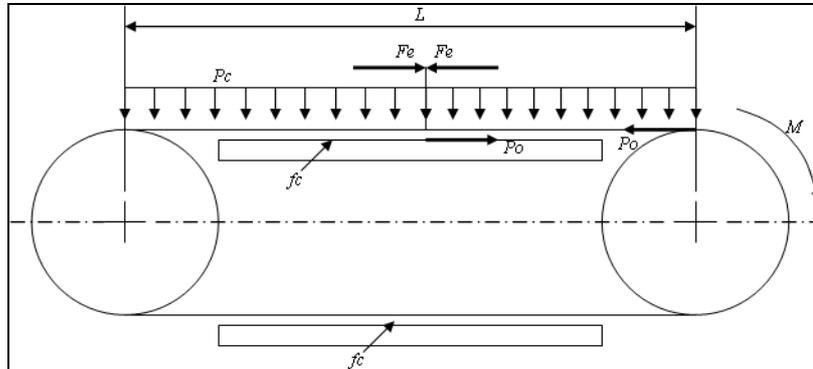


Figura N° 2.5. Fuerzas presentes en la cadena transportadora.

Entonces la tracción total requerida en la cadena es la necesaria para vencer la fricción entre la cadena y su soporte o guía, debido al peso de ella. El valor de esta fuerza se puede apreciar en la ecuación N° 2.2 donde el factor 2 se debe a que existe un tramo de ida y uno de vuelta.

$$P_o = 2 \times P_c \times f_c \times L \quad (\text{Ecuación N° 2.2})$$

Factores de modificación: la tracción anteriormente calculada con la ecuación N° 2.2, se incrementa para los cálculos de diseño, teniendo en cuenta aspectos varios del funcionamiento, tales como:

Debido al tipo de servicio (frecuencia de choques, intensidad del cargado, condiciones de operación, intensidad de trabajo diario) se recomienda los siguientes factores para determinar a su vez el factor C_s de tipo de servicio:

- Por frecuencia de choques, 1 a 1,2.
- Por uniformidad o brusquedad en el cargado, 1 a 1,5.
- Por causas ambientales (suciedad, temperaturas distintas a las ambientales normales o corrosividad del medio), 1 a 1,4.
- Si trabaja más de 10 horas diarias, 1 a 1,2.

Por ejemplo, choques frecuentes, cargado muy brusco, ambiente polvoriento, 22 horas diarias, determinan $C_s = 1,2 \times 1,5 \times 1,2 \times 1,2 = 2,6$.

En definitiva la carga de diseño para la cadena es:

$$P = P_0 \times C_s \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.3)$$

2. Potencia.

Esta viene dada en caballos de fuerza (W) como $Pot = P \times v$ si se usa N y m/s . Para considerar pérdidas en las ruedas y sus cojinetes se recomienda incrementar en un 10% el valor anterior, lo que resulta en definitiva para la potencia a la salida del reductor:

$$Pot = 1,1 \times P \times v \quad (W) \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.4)$$

3. Proceso general de cálculo – selección.

Paso 1: para calcular un valor tentativo inicial de la tracción se aplica lo explicado anteriormente en la sección 2.2.1 y se utiliza la ecuación N° 2.2.

Paso 2: con las condiciones de trabajo se obtiene un valor de C_s y se aplica al valor original de tracción calculado en el paso 1. De esta manera se obtiene un valor representativo de la carga en la cadena y se compara con su carga admisible (debe ser menor que esta última).

Paso 3: la potencia en el motor, se determina suponiendo pérdidas mecánicas de un 20% en la transmisión (Prieto, 1.992).

$$Pot_{MOT} = \frac{Pot}{0,80} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.5)$$

2.2.2 Soldadura.

Algunos procesos de unión como soldadura, engargolado, soldadura suave, cementación y pegado, en la actualidad se emplean mucho en la manufactura. Cuando las partes se tienen que ensamblar o fabricar, por lo general existe una buena razón para considerar alguno de dichos procesos en el trabajo de diseño preliminar.

- **Soldaduras a tope y de filete.**

En la figura N° 2.7 se ilustra una soldadura en una ranura en V sometida a una carga de tensión F . Para cargas de tensión o de compresión, el esfuerzo normal está dado por la ecuación N° 2.6.

$$\sigma = \frac{F}{t \times l} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.6)$$

Donde t es el espesor de la soldadura y l es la longitud de la soldadura. Nótese que el valor de t no incluye el refuerzo, que quizás sea deseable, pero varía un poco y produce concentración de esfuerzo en el punto A de la figura N° 2.6. Si existen cargas de fatiga, una buena práctica consiste en esmerilar o maquinar el refuerzo.

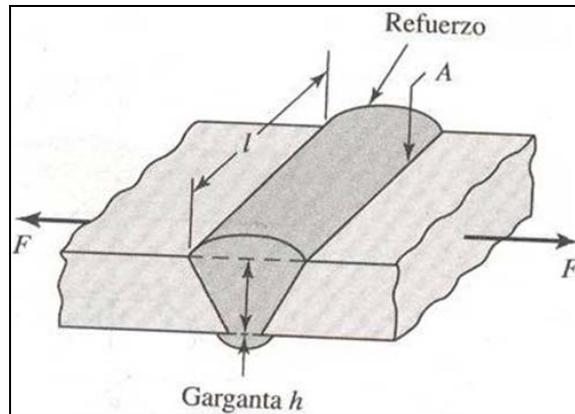


Figura N° 2.6. Junta típica a tope (Shigley y Mischke, 2002).

El esfuerzo promedio en una soldadura a tope debido a cargas cortantes está dado por:

$$\tau = \frac{F}{t \times l} \quad (\text{Ecuación N° 2.7})$$

■ **Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.**

En uniones sometidas a flexión se producen dos reacciones: una de fuerza cortante V y una de momento M , adicionalmente la fuerza cortante produce un esfuerzo cortante primario en las soldaduras de magnitud:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (\text{Ecuación N° 2.8})$$

Donde A es el área total de la garganta.

El momento que genera la fuerza aplicada viene dado por la ecuación N° 2.9.

$$M = F \times l \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.9)$$

El segundo momento de área I , con base en el área de la garganta de la soldadura, es:

$$I_g = 0,707 \times t \times I_{uT} = h \times I_{uT} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.10)$$

Donde t es el cateto de la soldadura y h es el espesor de la misma.

El cortante secundario para una soldadura sometida a flexión viene dado por:

$$\tau'' = \frac{M \times c}{I_g} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.11)$$

El cálculo de la resistencia de la unión para una viga en voladizo se determina con la ecuación N° 2.12 (Shigley y Mischke, 2.002).

$$\sigma_t = \frac{M \times c}{I} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 2.12)$$

2.2.3 Tornillos y sujetadores.

■ Formas estándar de las roscas.

El elemento común entre sujetadores de tornillos es su rosca. En términos generales, la rosca es una hélice que al ser girada, hace que el tornillo avance en la pieza de trabajo en la tuerca. Se han definido estándares europeos cuyas dimensiones de sección transversal son métricas. Ésta norma maneja un ángulo de $\pi/3 \text{ rad}$ y define el tamaño de la rosca por el diámetro exterior nominal (d) de una rosca

externa. El paso (p) es la distancia entre hilos adyacentes. Las crestas y las raíces definen como planos, a fin de reducir la concentración de esfuerzos en contraste con las esquinas agudas. El diámetro de paso (d_p) y el diámetro de raíz (d_r) se definen en función del paso de la rosca. En la figura N° 2.7 se pueden apreciar los elementos básicos de una rosca.

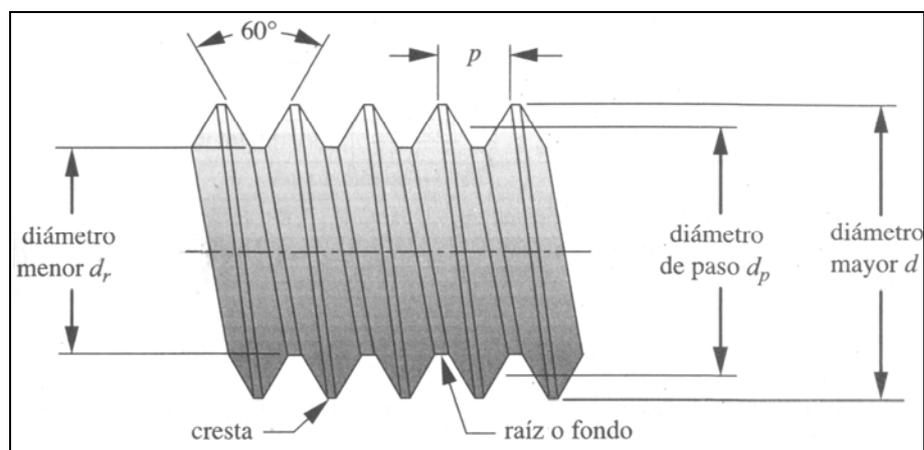


Figura N° 2.7. Forma de rosca estándar ISO (Norton, 1.999).

■ **Área de esfuerzo a tensión de un sujetador.**

Ensayos han demostrado que el área de esfuerzo a tensión se define en función de los promedios de su diámetro menor y su diámetro de paso, tal como se muestra en la ecuación N° 2.13.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad \text{(Ecuación N° 2.13)}$$

Y el esfuerzo en una varilla roscada debido a una carga axial F a tensión pura se calcula con la ecuación N° 2.14 (Norton, 1.999).

$$\sigma_a = \frac{F_t}{A_t}$$

(Ecuación N° 2.14)

2.2.4 Sensores.

Un sensor es un dispositivo para detectar y señalar una condición de cambio. Esta condición con frecuencia se trata de la presencia o ausencia de un objeto o material (detección discreta). También puede ser una cantidad capaz de medirse, como un cambio de distancia, tamaño o color (detección analógica). Esta información, o salida del sensor, es la base del proceso de monitoreo y control de un proceso de fabricación.

- **Interruptor de final de carrera.**

Es un dispositivo electromecánico que consta de un accionador unido mecánicamente a una serie de contactos. Cuando un objeto entra en contacto con el accionador, el dispositivo activa (o acciona) los contactos para establecer o interrumpir una conexión eléctrica.

Los interruptores de final de carrera se utilizan en diversas aplicaciones y ambientes por su resistencia, facilidad de instalación y confiabilidad. Pueden determinar la presencia, ausencia, paso y posicionamiento de un objeto. En un comienzo se los utilizaba para definir el final del recorrido de un objeto, de ahí que se llamen "interruptores de final de carrera".

■ Partes de un interruptor de final de carrera.

Los interruptores de final de carrera están diseñados con dos tipos de cuerpo: enchufable y no enchufable. A continuación se describen los subelementos que componen un interruptor de final de carrera. En la figura N° 2.8 se pueden observar las partes de un interruptor final de carrera.

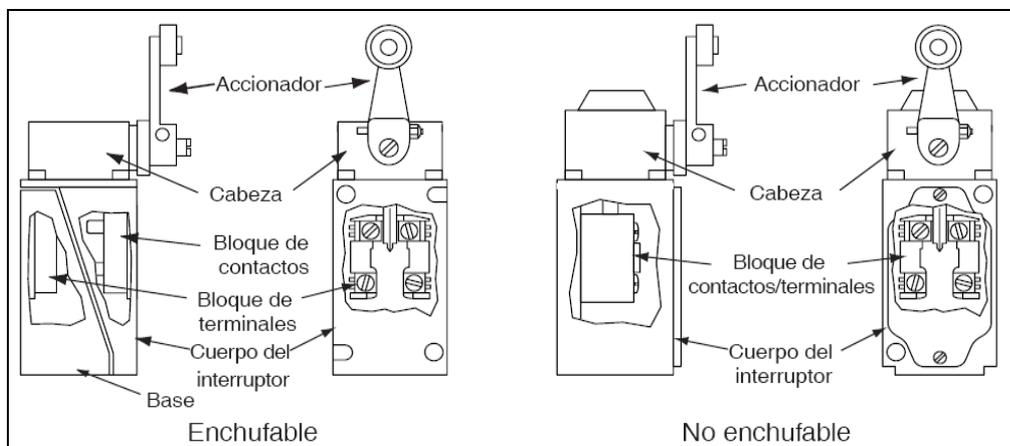


Figura N° 2.8. Partes de un interruptor final de carrera (Allen – Bradley, 2.000).

Accionador: Es la parte del interruptor que entra en contacto con el objeto que se está detectando.

Cabeza: En ésta se encuentra el mecanismo que transforma el movimiento del accionador en movimiento de contacto. Cuando el accionador se mueve correctamente, el mecanismo acciona los contactos del interruptor.

Bloque de contactos: En éste se encuentran los elementos eléctricos de contacto del interruptor. Generalmente hay dos o cuatro pares de contactos.

Bloque de terminales: Aquí se encuentran las terminales atornillables, donde se realiza la conexión eléctrica (por hilos) entre el interruptor y el resto del circuito de control.

Cuerpo del interruptor: En un interruptor enchufable, el cuerpo del interruptor aloja el bloque de contactos. En un interruptor no enchufable, se encuentran el bloque de contactos y el bloque de terminales del interruptor.

Base: En un interruptor enchufable, la base aloja el bloque de terminales. Los interruptores no enchufables no tienen una base aparte.

■ Tipos de accionamientos.

Accionamiento lateral rotatorio: Un accionador lateral rotatorio es un eje que sale por el lado de la cabeza de un interruptor de final de carrera y que opera los contactos del interruptor cuando gira. Se puede mover hacia la izquierda o hacia la derecha y está diseñado para llevar a cabo una operación unidireccional o bidireccional de los contactos.

Accionamiento de vástago oscilante o bigote de gato: Un accionador de vástago oscilante o bigote de gato es un vástago largo y estrecho situado en la parte superior de la cabeza de un interruptor de final de carrera que opera los contactos del interruptor cuando se desvía de la posición vertical. Generalmente, los vástagos oscilantes son vástagos de nylon, mientras que los bigotes de gato están hechos de hilo flexible, pueden operar en cualquier dirección y regresar a su posición original cuando se elimina la fuerza de accionamiento. Ver figura N° 2.9.

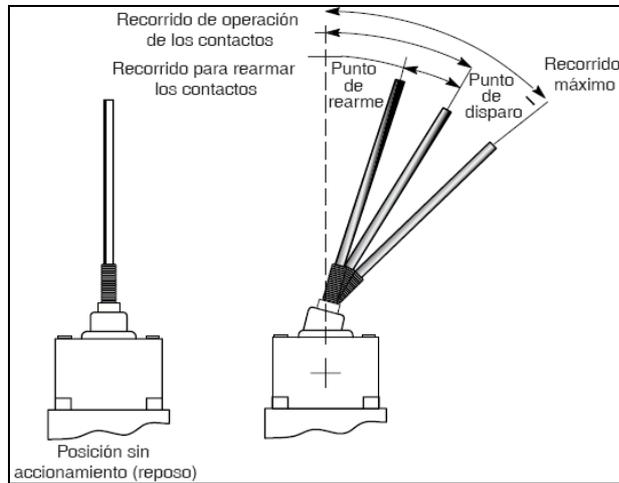


Figura N° 2.9. Accionamiento de vástago oscilante (Allen – Bradley, 2.000).

- **Sensores de proximidad optoelectrónicos (fotoeléctricos).**

En su forma más básica, un sensor fotoeléctrico se puede considerar como un interruptor en el que la función del accionador mecánico o palanca se sustituye por un haz de luz. Este tipo de dispositivos se pueden utilizar en aplicaciones que requieren distancias de detección que vayan de menos de 1 0,0254 m a 100 m o más.

Todos los sensores fotoeléctricos operan detectando un cambio en la cantidad de luz recibida por un fotodetector. El cambio de luz permite al sensor captar la presencia o ausencia del objeto así como su tamaño, reflectividad, opacidad, translucidez o color.

Una fuente de luz envía luz hacia un objeto. Un receptor de luz, dirigido hacia el mismo objeto, detecta la presencia o ausencia de luz directa o reflejada procedente de la fuente. La detección de ésta luz genera una señal de salida (de tipo analógica o digital) hacia un accionador, controlador o computadora. Los sensores fotoeléctricos constan de cinco componentes básicos, los cuales se muestran en la Figura N° 2.10.

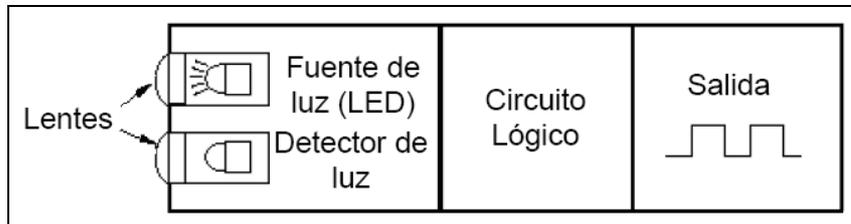


Figura N° 2.10. Componentes básicos de un sensor fotoeléctrico (Allen – Bradley, 2.000).

Detector de luz: Es el componente que se utiliza para detectar luz procedente de la fuente de luz. El detector de luz, compuesto por un fotodiodo o fototransistor, es un componente de estado sólido que proporciona un cambio en la corriente conducida dependiendo de la cantidad de luz detectada. En un sensor fotoeléctrico, el fotodetector puede recibir luz directamente desde la fuente o los reflejos, es decir puede realizar una detección directa o reflejada, como se observa en la Figura N° 2.11. (Allen – Bradley, 2.000).

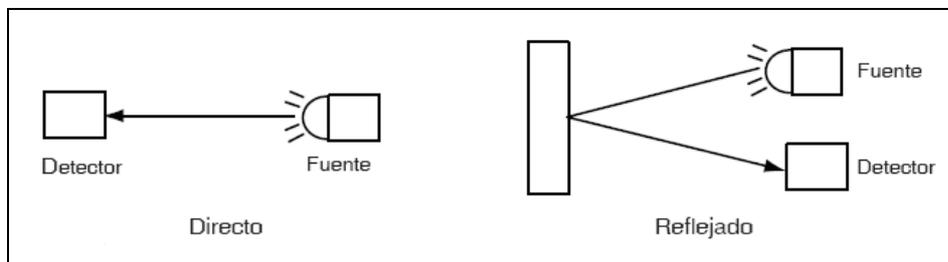


Figura N° 2.11. Detección directa o especular de un sensor fotoeléctrico (Allen – Bradley, 2.000).

2.2.5 Controladores Lógicos programables.

Se entiende por Controlador Lógico Programable (PLC) o Autómata Programable, a toda máquina electrónica, diseñada para controlar en tiempo real y en medio industrial procesos secuenciales. Su manejo y programación puede ser realizada por personal eléctrico o electrónico sin mayores conocimientos informáticos. Estos autómatas realizan funciones lógicas como: series, paralelos, temporizaciones, conteos y otras más potentes como cálculos, regulaciones etc.

También se puede definir como un controlador en el que existen unos terminales de entrada donde se conectan dispositivos como pulsadores, finales de carreras, detectores, etc., y unos terminales de salida donde se conectan los mandos de los actuadores (bobinas de contactores, electroválvulas, lámparas, etc.). De esta forma la actuación de los dispositivos de salida están en función de las señales de entrada que estén activadas en cada momento, según el programa almacenado.

Esto quiere decir que los elementos tradicionales como relés auxiliares, relés de enclavamiento, temporizadores, contadores etc., son internos. La tarea del usuario se reduce a realizar el "Programa", que no es más que la relación entre las señales de entrada que se tienen que cumplir para activar cada salida.

■ **Ventajas e Inconvenientes del PLC.**

No todos los PLC ofrecen las mismas ventajas sobre la lógica cableada, ello es debido, principalmente, a la gran variedad de modelos existentes en el mercado y a las innovaciones técnicas que surgen constantemente. Por tales consideraciones se hacen referencia a las ventajas que proporciona un PLC de tipo medio.

Ventajas del PLC.

Las condiciones favorables que presenta un PLC son las siguientes:

1. Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos debido a que:
 - No es necesario dibujar el esquema de contactos.

- No es necesario simplificar las ecuaciones lógicas, ya que por lo general, la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.
 - La lista de materiales queda sensiblemente reducida, y al elaborar el presupuesto correspondiente, se elimina parte del problema que supone el contar con diferentes proveedores, distintos plazos de entrega, etc.
2. Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
 3. Mínimo de espacio de ocupación.
 4. Menor costo de mano de obra en la instalación.
 5. Economía de mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los mismos PLC pueden detectar e indicar sus fallas.
 6. Posibilidad de controlar varias máquinas con un mismo PLC.
 7. Menor tiempo para la puesta en servicio del proceso, al quedar reducido el tiempo de cableado.
 8. Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el PLC sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción.

Inconvenientes del PLC.

Como inconveniente se puede mencionar, en primer lugar de que hace falta un programador, lo que obliga a entrenar a uno de los técnicos en tal sentido. Pero hay otro factor importante, como el costo inicial, que puede o ser un inconveniente, según las características del automatismo en cuestión. Dado que el PLC cubre ventajosamente un amplio espacio entre la lógica cableada y el microprocesador, es preciso que el proyectista lo conozca tanto en su amplitud como en sus limitaciones. Por tanto, aunque el costo inicial debe considerarse a la hora de decidirse por uno u otro sistema, conviene analizar todos los demás factores para asegurarse de una decisión acertada. (Gipuzkoa, 2.008).

■ PLC: MicroLogix 1500.

Descripción general del hardware.

El MicroLogix 1500 es una plataforma de control lógico programable que cuenta con un innovador diseño de dos piezas y medidas pequeñas. El procesador y la base se deslizan juntos para formar el controlador completo. Estos se reemplazan independientemente, lo cual permite maximizar las opciones de E/S incorporadas y minimizar los costos de inventario.

El controlador está formado por los siguientes componentes: una fuente de alimentación, circuitos de entrada, circuitos de salida y un procesador, y está pensado para montarse sobre un carril DIN. Para programar el controlador se usa el software RSLogix 500 de Rockwell Software.

Conexiones de comunicación.

Éste tipo de controladores permite la conexión del autómatas con el puerto serie del ordenador personal para poder programarlo de manera directa, o con dispositivos de interfaz de red. Para que no existan problemas de comunicaciones, los dos dispositivos (computador – controlador) deben tener la misma velocidad de transmisión.

Entradas y salidas.

Esquema de bloques de terminales: El controlador contiene únicamente el bloque de entradas/salidas incorporadas. Las salidas al ser de tipo relé deben cablearse a un potencial de referencia proporcionado por la propia fuente de alimentación del autómatas. En la figura N° 2.12 se muestra el cableado de uno de estos potenciales que corresponde a la salida O: 0/0, en rojo la alimentación y en negro el común.

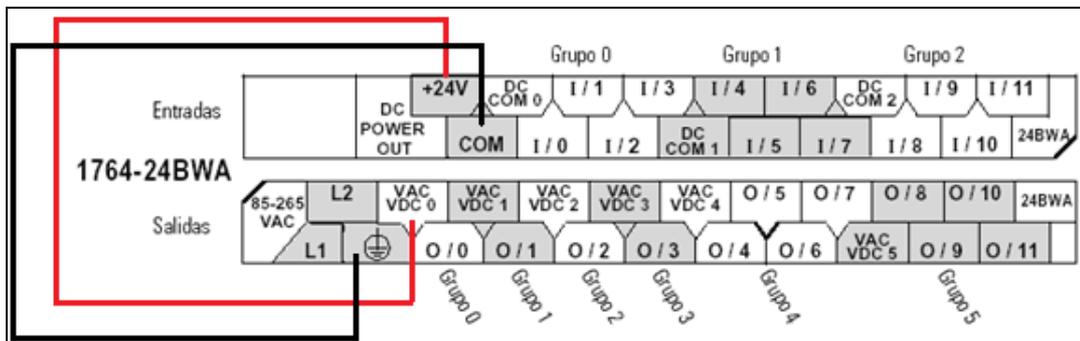


Figura N° 2.12. Cableado del potencial que corresponde a la salida O: 0/0 (Allen – Bradley, 2.004).

Los terminales de la unidad base están agrupados diferenciándose en cinco grupos de salidas (según el sombreado, figura N° 2.14), de esta manera sería posible cablear las salidas a potenciales diferentes.

Memoria.

Memoria de usuario: La memoria de usuario es la cantidad de almacenamiento disponible de un usuario para almacenar lógica de escalera, archivos de tabla de datos, configuración de E/S, etc., en el controlador. Contiene archivo de datos, de programa y de función.

Los archivos de datos del usuario consisten en archivos de estado del sistema: archivos de imagen de E/S y todos los archivos de datos que puede crear el usuario (bit, temporizador, contador, control, enteros, cadena, palabra larga, MSG y PID).

Una palabra de usuario se define como una unidad de memoria en el controlador, el consumo de memoria se realiza de la siguiente manera:

Archivos de datos: la palabra de usuario equivale a 16 bits de memoria. Por ejemplo una palabra larga equivale a dos palabras de usuario y un temporizador a tres.

Archivos de programa: una palabra es equivalente a una instrucción de lógica de escalera con un operando. Por ejemplo una instrucción XIC tiene un operando y consume una palabra, la instrucción ADD tiene tres operandos y por tanto consume tres palabras.

Archivos de función: no consumen memoria de usuario. (Allen – Bradley, 2.004).

2.2.6 Neumática.

La palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire. Los sistemas de aire comprimido proporcionan un movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos y se aplican en herramientas, válvulas de control y

posicionadores, martillos neumáticos, pistolas para pintar, motores neumáticos, sistemas de empaquetado, elevadores, herramientas de impacto, prensas neumáticas, robots industriales, vibradores, frenos neumáticos, etc.

Las ventajas que presenta el uso de la neumática son el bajo coste de sus componentes, su facilidad de diseño e implementación y la fuerza elevada que puede desarrollar con respecto a las bajas presiones con que trabaja (típico 600 kPa). Otras características favorables son el riesgo nulo de explosión, su conversión fácil al movimiento giratorio así como el lineal, la posibilidad de transmitir energía a grandes distancia, una construcción y mantenimiento fáciles y la economía en las aplicaciones.

Entre las desventajas figura la imposibilidad de obtener velocidades estables debido a la compresibilidad del aire, los altos costes de energía neumática y las posibles fugas que reducen el rendimiento.

La neumática precisa de una estación de generación y preparación del aire comprimido, formada por un compresor de aire, un depósito, un sistema de preparación del aire (filtro, lubricador y regulador de presión), una red de tuberías para llegar al utilizador y un conjunto de preparación del aire para cada dispositivo neumático individual. En la figura N° 2.13 se aprecia un sistema de preparación de aire.

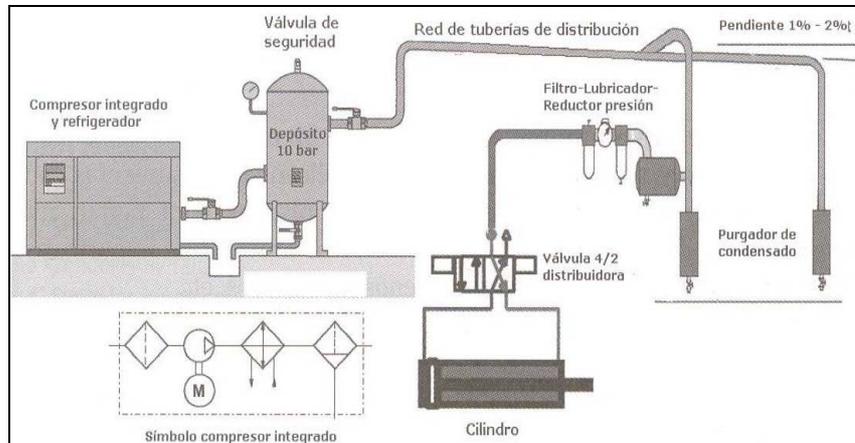


Figura N° 2.13. Preparación de aire (Creus, 2.007).

Los sistemas neumáticos se complementan con los eléctricos y electrónicos lo que les permiten obtener un alto grado de sofisticación y flexibilidad. Utilizan válvulas solenoide, señales de realimentación de interruptores magnéticos, sensores e interruptores eléctricos de final de carrera. Con el uso de la lógica cableada o de un PLC se puede establecer la lógica de funcionamiento de un cilindro o de un conjunto de cilindros realizando una tarea específica.

■ Actuadores neumáticos.

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

Los cilindros neumáticos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados. Entre los mismos se encuentran los cilindros de simple y de doble efecto, el de multiposición, el cilindro neumático guiado, el cilindro sin vástago y el cilindro neumático de impacto.

El cilindro neumático consiste en un cilindro cerrado con un pistón (émbolo) en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago. Se compone de las tapas delantera y trasera, de la camisa donde se mueve el pistón, del propio pistón y del anillo roscado que limpia al vástago de la suciedad. En la figura N° 2.14 se aprecian las partes de un cilindro de doble efecto.

En un cilindro neumático de doble efecto, el aire por el orificio de la cámara trasera (cámara del émbolo) y, al llenarla, hace avanzar el vástago, que en su carrera comprime el aire de la cámara delantera (cámara del vástago) que se escapa al exterior a través del correspondiente orificio. En la carrera inversa del vástago se invierte el proceso, penetrando ahora el aire por la cámara del vástago y siendo evacuado al exterior por el orificio de la cámara del émbolo.

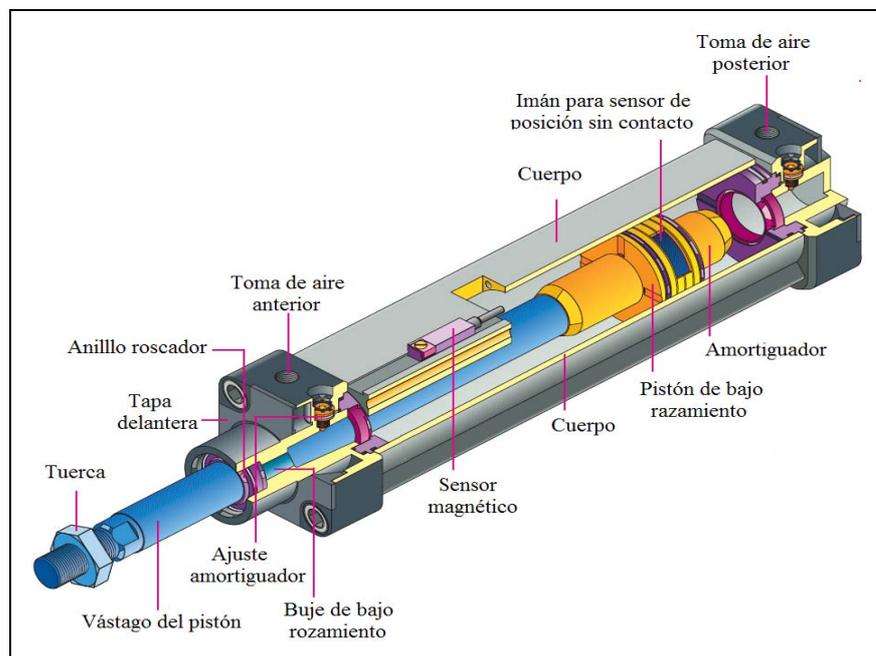


Figura N° 2.14. Cilindro neumático (Hoerbiger – Origa, 2.008).

La fuerza del cilindro es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire, que depende de la velocidad del émbolo y que se toma en el momento de

arranque. Los cilindros de doble efecto no cuentan con un resorte para volver a su posición de equilibrio, así su fuerza no disminuye en la carrera de avance pero si en su carrera de retroceso, debido a la disminución del área del émbolo por la existencia del vástago. El rozamiento del pistón en su movimiento equivale a un valor comprendido entre el 3% y 10% de la fuerza de avance o retroceso.

■ **Válvulas distribuidoras.**

Las válvulas distribuidoras dirigen el aire comprimido hacia varias de las vías en el arranque, la parada o el cambio de sentido del movimiento del pistón dentro del cilindro. En la simbología de estas válvulas DIN – ISO 1.219 (organización internacional de estandarización), y CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas), se utiliza la nomenclatura que se muestra en la Tabla N° 2.1.

Tala N° 2.1. Simbología de válvulas distribuidoras. (Creus, 2.007).

ISO 1219 Alfabética	CETOP Numérica	Función
P	1	Conexión del aire comprimido (alimentación)
A, B, C	2, 4, 6	Tuberías o vías de trabajo con letras mayúsculas
R, S, T	3, 5, 7	Orificios de purga o escape
X, Y, Z	12, 14, 16	Tuberías de control, pilotaje o accionamiento
L	9	Fuga

Una válvula normalmente cerrada no permite el paso del aire en posición de reposo. Si se excita (acciona), permite circular el aire comprimido. Una válvula normalmente abierta en reposo el paso de aire está libre y al excitarla se cierra.

Para representar las funciones de las válvulas distribuidoras se utilizan símbolos que indican el número de posiciones y de vías de la válvula y su funcionamiento. El número de posiciones viene representado por el número de cuadrados (o casillas) yuxtapuestos en cuyo interior se dibuja el esquema de funcionamiento, siendo las líneas el número de tuberías o de conductos cuya unión se representa mediante un punto.

Las conexiones (entradas y salidas de la válvula) se representan por medio de trazos externos unidos al cuadrado o casilla. La casilla indica la posición de reposo de la válvula distribuidora, es decir, la posición que ocupa cuando la válvula no está excitada. La posición inicial es la que toma la válvula cuando se establece la presión o bien la conexión de la tensión eléctrica y es la posición por medio de la cual comienza el programa preestablecido. (Creus, 2.007).

■ Estructura de los sistemas neumáticos.

En un sistema neumático el flujo de señales se realiza en sentido ascendente. La cadena de mando se puede realizar por medio del principio SPA (sensor, procesador y actuador). La alimentación puede ser a través de tubo flexible o tuberías. En la figura 2.15 se representa la estructura que posee un esquema neumático de un determinado circuito (Croser et al, 2.000).

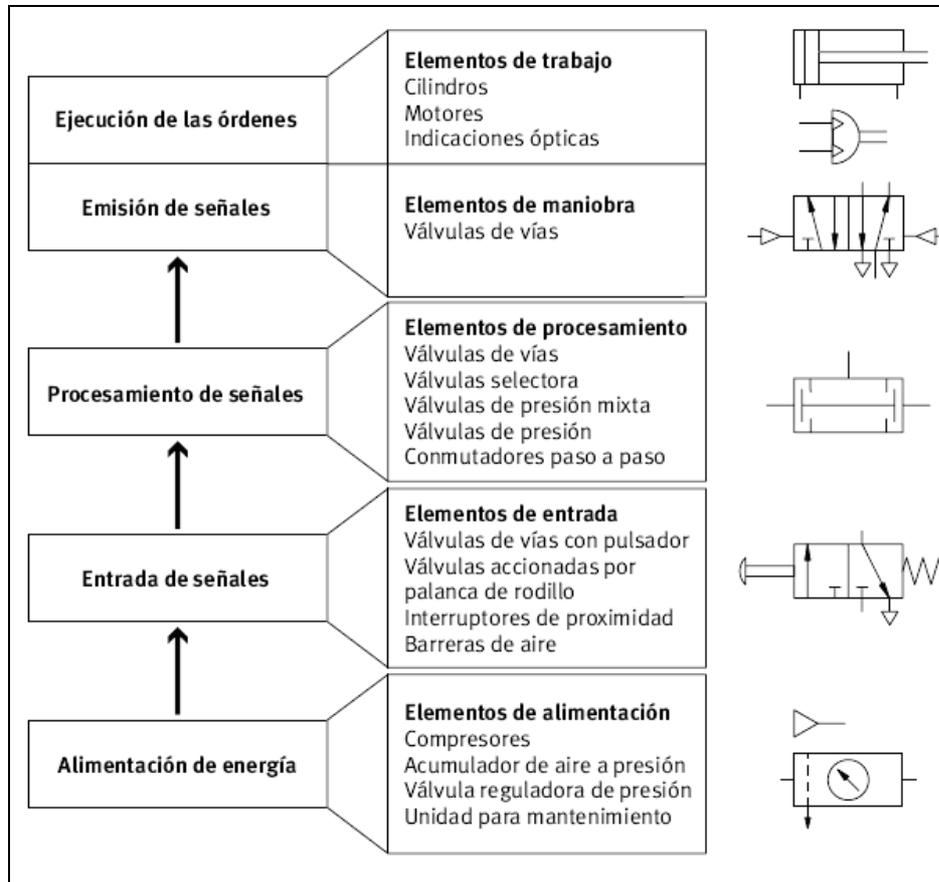


Figura N° 2.15. Estructura de los sistemas neumáticos (Croser et al, 2.000).

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Nivel de la investigación.

El estudio se realiza a través de una metodología descriptiva, la cual consiste en la caracterización del sistema con la finalidad de establecer su estructura y funcionamiento.

La investigación es enfocada hacia la identificación de cada una de las variables que conforman el sistema, al definir la correlación de las mismas y realizar un análisis detallado del sistema diseñado basado en criterios de evaluación que permitan obtener la solución más eficiente.

3.2 Diseño de la investigación.

Se realiza un estudio detallado del área de trabajo con la finalidad de recolectar datos importantes para el desarrollo de la investigación y el diseño como lo son:

- Recorrido del traslado.
- Condiciones de seguridad.
- Especificaciones técnicas de las carrocerías a desplazar.
- Tiempo de traslado.

Posteriormente para el diseño de la mejora de la situación actual, se realiza consultas con Ingenieros, supervisores y jefes de mantenimiento del área de manera de obtener información sobre el funcionamiento del sistema actual y de los

requerimientos, restricciones, ventajas, desventajas y limitaciones del sistema a diseñar, con lo que se establece finalmente la mejor solución. Una vez definida ésta, se describe a nivel de diseño mecánico el funcionamiento del sistema en conjunto con la automatización del mismo.

Una vez descrito el funcionamiento del sistema, se definen y realizan los cálculos para la selección de los elementos que permiten el correcto desempeño del mismo. Se concluye finalmente con el desarrollo de un estudio económico en el que se toma en consideración los gastos que se generan con relación a los beneficios de su implementación.

3.3 Técnicas e instrumentos de recolección y procesamiento de datos.

3.3.1 Técnicas.

Para el desarrollo de la investigación los datos se obtienen mediante observación directa, reuniones con operarios, técnicos, ingenieros y personal involucrado con el área correspondiente, realizadas durante la estadía en la planta.

Se realizan consultas bibliográficas referentes al funcionamiento, capacidades y limitaciones de los sistemas de transporte, además de nuevos avances tecnológicos tomados de Internet tales como manuales de equipos, catálogos de productos, etc. También se consultan bibliografías relacionadas con el diseño de elementos de máquinas, neumática, ingeniería económica, entre otros.

3.3.2 Herramientas de recolección de datos.

Se utilizan instrumentos de medición tales como cinta métrica, vernier, dinamómetro, cronómetro para la toma los tiempos, instrumentos electrónicos que

facilitaron la realización del proyecto, tales como: cámara fotográfica, calculadoras, computadora, teléfonos, etc. Además se utilizan equipos neumáticos con el fin de obtener datos importantes para la selección de materiales utilizados en el diseño.

3.3.3 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.

Los datos suministrados por la empresa son de gran utilidad debido a que permiten conocer la producción diaria de vehículos de los distintos modelos fabricados y los problemas presentes en el área de estudio, esto permite comparar los beneficios de la implementación de la mejor solución.

CAPÍTULO IV

DESARROLLO DEL PROYECTO

4.1 Estudio de las condiciones actuales del sistema de traslado.

Se realiza un estudio y análisis del proceso de transferencia de carrocerías y de su funcionamiento, así como la recolección de información a manera de establecer la relación entre el sistema actual y el que se desea implementar, mediante la lectura de manuales de las especificaciones de dicha línea de transferencia. Se cuenta con la ayuda del personal encargado del área de estudio para adquirir la información relacionada con el estado actual del proceso.

Para el diseño es importante considerar el tiempo que tarda la línea de tapicería en despachar una unidad cuando está a su máxima capacidad (4,5 minutos), ya que a partir de este se establecen los parámetros que permiten que el sistema funcione de manera eficiente y que permita mantener los volúmenes de producción de la planta.

En cuanto a fuentes de energía en el área, se cuenta con energía eléctrica (suministros de 220 VAC y 440 VAC), y alimentación neumática 600 *kPa*. Aspectos importantes que se consideran para el diseño.

En general, se observa que en el área de estudio, existen desniveles en el suelo que son ser corregidos. También existen rieles empotrados a nivel de suelo que son ser atravesados por los vehículos de carga frecuentemente, los cuales ocasionan daños considerables en las ruedas de los mismos. En la figura N° 4.1 se visualiza los rieles empotrados.



Figura N° 4.1. Desniveles y rieles empotrados.

4.1.1 Recorrido del traslado.

El recorrido consiste básicamente de tres tramos rectos, dos de $2,15\text{ m}$, y uno de 15 m y dos tramos curvos de $3,4\text{ m}$ de longitud ($r = 2,15\text{ m}$), dicho tramos curvos constan de un solo riel ($0,08\text{ m}$ de ancho) externo que sirve como guía en el traslado de la carrocería, a diferencia del tramo recto principal que posee dos rieles donde desplazan las ruedas del Dolly. (Ver figura N° 4.2).

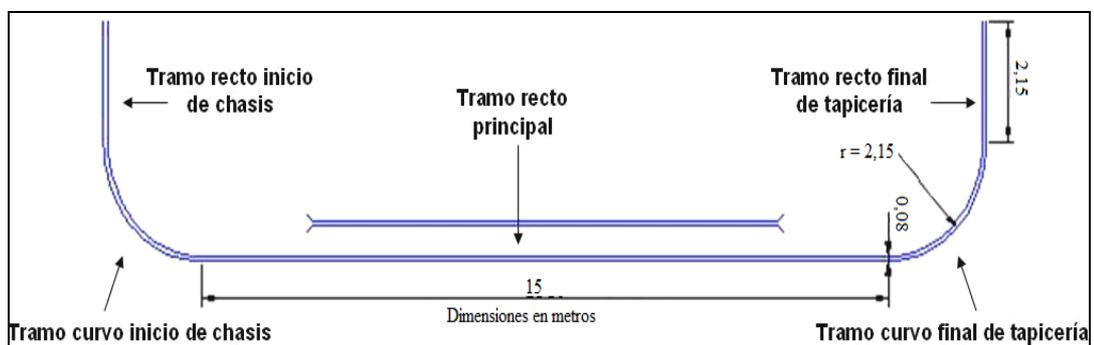


Figura N° 4.2. Dimensiones y partes del recorrido del traslado manual.

Debe destacarse que originalmente la transferencia se realiza de forma manual por dos operarios (ver figura N° 1.3), es decir, estos se encargan de desplazar la unidad a través de rieles ubicados en el suelo, desde el final de la línea de tapicería hasta el inicio de la línea de chasis (CH – 01), lo que demanda un gran esfuerzo físico por parte de ambos operarios. En la figura N° 4.3 se pueden apreciar los diferentes tramos que conforman el recorrido que se realiza en forma manual.



Figura N° 4.3. Recorrido del traslado. A) Tramo curvo del final de tapicería, B) Tramo curvo y recto del inicio de chasis, C) Tramo recto principal y D) Tramo recto del final de tapicería.

Luego, un transportador de cadena mueve la unidad desde la estación CH – 01 hasta la estación CH – 08 (ver figura N° 4.4), cuyo recorrido es un tramo recto de 29 m de longitud.

Entre estas estaciones actualmente no se realiza ninguna operación. En la figura N° 4.4 se observa el recorrido de la unidad desde el final de la línea de tapicería hasta la estación CH – 08 de la línea de chasis.

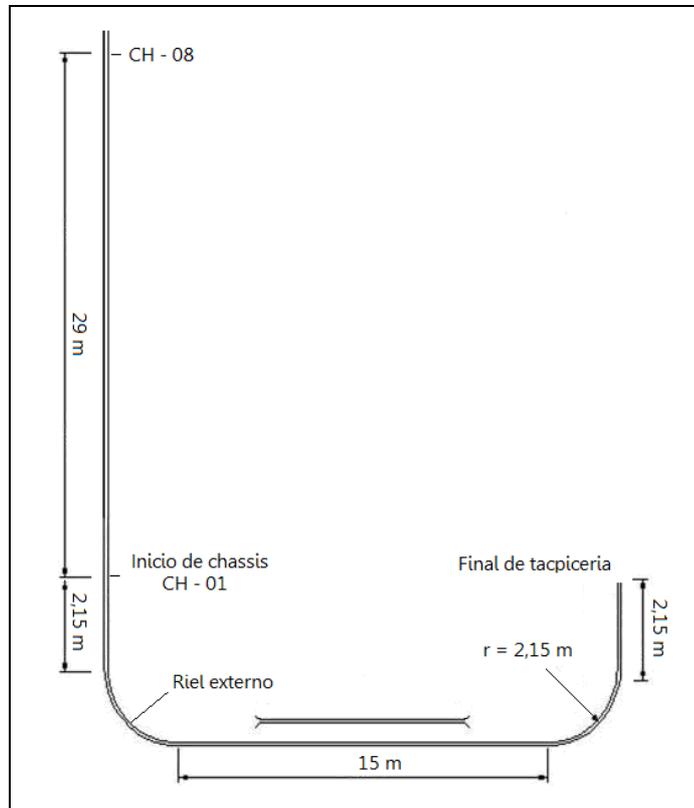


Figura N° 4.4. Dimensiones del recorrido total del traslado.

El estudio permite conocer inconvenientes existentes en el recorrido del traslado de las unidades como lo son los tramos curvos (ver figura N° 4.2), ya que son muy cerrados y el paso de los Dollys se ve obstruido frecuentemente, lo que genera un mayor esfuerzo por parte del operario al empujar la unidad en dicha parte del recorrido. Además se detecta la necesidad de realizar un solo sistema de transferencia que parta desde el final de la línea de tapicería hasta la línea de chasis estación CH – 08, donde queda eliminado el sistema de traslado actual que abarca desde la estación de chasis CH – 01 (inicio de línea de chasis) hasta la estación CH – 08 cuando se implemente el nuevo sistema de transferencia automatizado. En la figura N° 4.5 se observan las estaciones de chasis antes mencionadas.

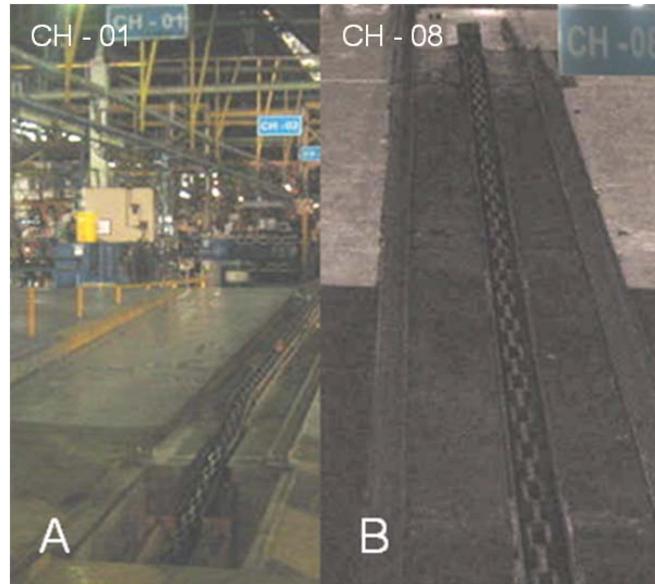


Figura N° 4.5. Estaciones de la línea de chasis. A) CH – 01 y B) CH – 08.

4.1.2 Condiciones de seguridad.

En la actualidad existen instituciones, normas, lineamientos y entes que permiten garantizar a los trabajadores condiciones de seguridad, salud y bienestar en un ambiente de trabajo adecuado y propicio para el ejercicio pleno de sus facultades físicas y mentales, mediante la promoción del trabajo seguro y saludable, la prevención de los accidentes de trabajo y las enfermedades ocupacionales.

Las condiciones de seguridad en el área de estudio son garantizadas mediante: caminarias a través de las cuales se desplazan únicamente el personal humano, una zona amarilla ubicada en el final de la línea de tapicería la cuál indica que no deben transitar vehículos de carga debido a que existe una fosa, un rayado en el inicio de la línea de chasis el cuál indica precaución en esa zona, avisos que señalan el uso de los pasillos peatonales y paso de Dollys, y una señal luminosa que advierte el paso de un Dolly por el área. (Ver figura N° 4.6).

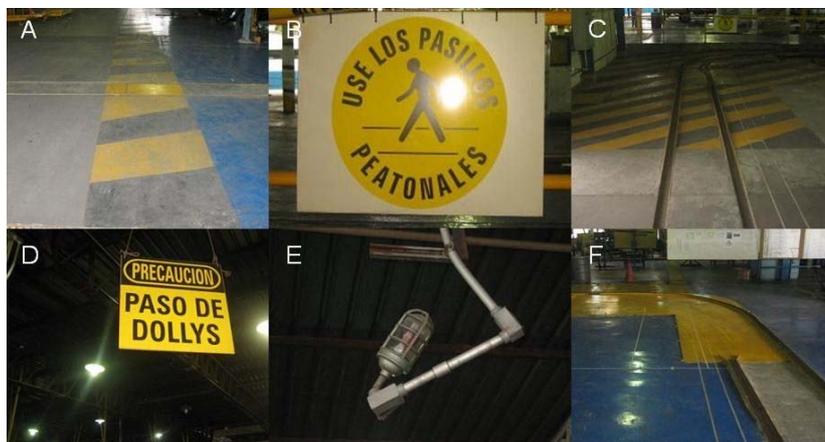


Figura N° 4.6. Condiciones de seguridad del área. A) Caminarias, B) Aviso preventivo, C) Zona de precaución, D) Aviso de paso de Dollys, E) Señal luminosa y F) Zona de existencia de fosa.

En el diseño se toman en cuenta los factores que permiten resguardar la seguridad de los operarios y minimizar los riesgos de accidentes laborales y de esa manera cumplir con los requerimientos del área.

4.1.3 Especificaciones técnicas de las carrocerías y de los Dollys.

En la planta actualmente se ensamblan tres tipos de vehículos como lo son la Jeep Gran Cherokee (W2), Jeep Cherokee (K1) y el Dodge Caliber (P3), los cuales se presentan en distintas versiones para cada tipo de vehículo. Es importante destacar el hecho de que todos estos vehículos son ensamblados en una misma línea de producción. En las Tablas N° 4.1, 4.2 y 4.3 se presentan algunas de las especificaciones de las versiones de los distintos modelos:

Tabla N° 4.1. Especificaciones técnicas de la Jeep – Gran Cherokee.

Descripción	Unidad de medida	VW6	VW7	VW8
Peso Neto	<i>N</i>	20.858,6	19.838,9	20.858,6
Altura Total	<i>m</i>	1,751	1,751	1,751
Ancho	<i>m</i>	2,139	2,139	2,139
Largo	<i>m</i>	4,741	4,741	4,741

Chrysler (2.008).

Tabla N° 4.2. Especificaciones técnicas de la Jeep – Cherokee (K1).

Descripción	Unidad de medida	VK1	VK2	VK3	VK4	VK5
Peso Neto	<i>N</i>	18.779,7	18.779,7	17.916,8	17.916,8	18.779,7
Altura Total	<i>m</i>	1,794	1,794	1,794	1,794	1,794
Ancho	<i>m</i>	1,838	1,838	1,838	1,838	1,838
Largo	<i>m</i>	4,993	4,993	4,993	4,993	4,993

Chrysler (2.008).

Tabla N° 4.3. Especificaciones Técnicas del Dodge – Caliber (P3).

Descripción	Unidad de medida	VM3	VM5	VM6
Peso Neto	<i>N</i>	13.337	13.337	13.337
Altura Total	<i>m</i>	1,533	1,533	1,533
Ancho	<i>m</i>	1,747	1,747	1,747
Largo	<i>m</i>	4,414	4,414	4,414

Chrysler (2.008).

Una de las especificaciones más importantes que toma en cuenta para el diseño del sistema de transferencia de unidades, es el peso del vehículo en el final de la línea de tapicería, debido a que forma parte fundamental para el cálculo de los requerimientos de potencia necesarios para garantizar el correcto funcionamiento del sistema. En la figura N° 4.7 se observa un vehículo al final de la línea de tapicería.



Figura N° 4.7. Vehículo al final de la línea de tapicería.

Como se mencionó anteriormente, se ensamblan tres tipos de vehículos, por lo tanto, para efectos de cálculos se considera la unidad más pesada, para garantizar el traslado de todas las unidades. En la Tabla N° 4.1 se observa que el vehículo más pesado es la Jeep – Gran Cherokee versión VW6 y VW8 con un peso neto de 20.858,6 *N*. Los ingenieros y técnicos encargados del área de tapicería, señalan que el peso de la unidad al final de la línea es aproximadamente el 50% del peso neto del vehículo (10.434,3 *N*).

También se consideran las especificaciones de los Dollys, las cuales fueron suministradas por el personal de la empresa. En la figura N° 4.8 se observan otras dimensiones importantes de los Dollys y en la tabla N° 4.4 se presentan las características de los mismos.

Tabla N° 4.4. Especificaciones de los Dollys.

Característica	Magnitud
Peso Neto (<i>N</i>)	1.961,3
Altura (<i>m</i>)	0,650
Ancho (<i>m</i>)	1,120
Largo (<i>m</i>)	5,390
Distancia entre ejes (<i>m</i>)	2,440

Los Dollys son un modelo estándar, es decir, no hay un modelo exclusivo para cada tipo de vehículo, ya que los mismos están diseñados para adaptarse a la geometría de las distintas carrocerías que se ensamblan en la planta.

Para el diseño del sistema de traslado se considera el peso total de la carga a desplazar como la suma del peso del vehículo en el final de la línea de tapicería y el peso del Dolly. Esto representa un peso total de 12.395,6 *N* por cada unidad a desplazar.

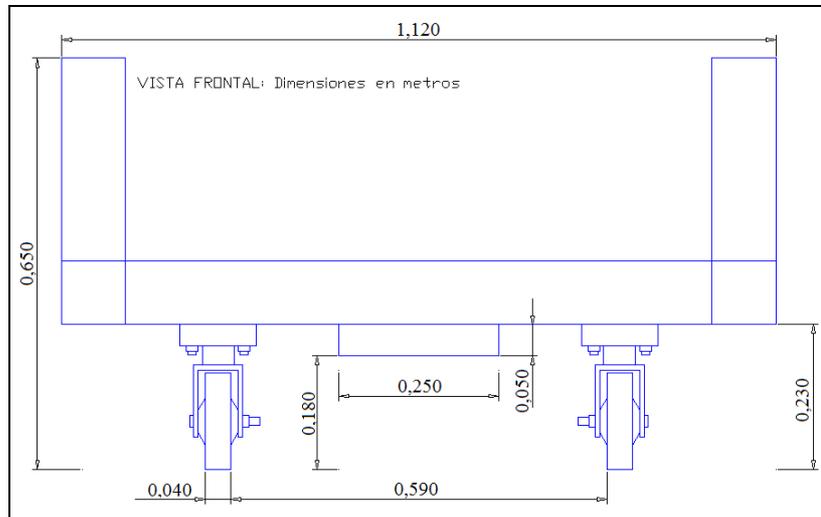


Figura N° 4.8. Dimensiones del Dolly.

A manera de facilitar los cálculos de los parámetros de diseño, la fuerza de empuje necesaria para desplazar los distintos tipos de carrocerías se determina de forma experimental a través de una serie de medidas realizadas con un dinamómetro digital a 20 unidades de cada modelo de vehículo. De las medidas obtenidas se tomaron 6 valores máximos los cuales están representados en las Tabla N° 4.5 y 4.6, tanto para un tramo curvo como para un tramo recto de la línea de tapicería respectivamente. Dichos valores se obtienen de ésta línea ya que posee características similares a la del sistema a implementar.

Tabla N° 4.5. Valores de fuerza de empuje experimental (tramo curvo del recorrido).

Modelo de vehículo	Magnitud de la fuerza de empuje (N)					
	1	2	3	4	5	6
W2	432	430	446	432	434	437
K1	411	398	402	403	408	405
P3	351	369	362	360	364	367

Tabla N° 4.6. Valores de fuerza de empuje experimental (tramo recto del recorrido).

Modelo de vehículo	Magnitud de la fuerza de empuje (N)					
	1	2	3	4	5	6
W2	262	267	263	258	261	26,92
K1	229	228	228	229	230	23,14
P3	177	180	180	179	179	17,84

Para asegurar el correcto funcionamiento del sistema y garantizar el movimiento de las unidades se decide tomar el máximo valor de fuerza de empuje y éste valor es incrementado en un 25% por motivos de seguridad en el diseño, obteniendo así:

$$F_e = (446N) \times 1.25 \quad \longrightarrow \quad F_e = 557,5N$$

4.1.4 Tiempo de traslado.

El tiempo de traslado del sistema actual viene dado por la suma de los tiempos de cada etapa: la primera etapa es el traslado manual (desde final de tapicería hasta CH – 01) y la segunda el traslado automatizado (desde CH – 01 hasta CH – 08). La duración de estos traslados es 30 s y 162 s respectivamente. Debido a que en cada traslado manual el tiempo obtenido no es el mismo, se tomó un promedio entre ellos. La duración total del recorrido se realiza en 192 s.

Por otro lado, en el traslado del tramo desde CH – 01 hasta CH – 08, el tiempo que el sistema tarda en trasladar las carrocerías es el mínimo, esto se debe a que el motor del transportador posee una polea de sección variable que permite variar la velocidad de salida del reductor según el tipo de correa, que en este caso, es la máxima.

4.2 Diseño del sistema de traslado de las carrocerías.

El diseño del sistema de traslado deriva de la propuesta que contó con la participación de un equipo disciplinario conformado por Ingenieros y Técnicos del área de tapicería y chasis, dibujante de Manufactura y personal de mantenimiento, tomando en cuenta el espacio físico, condiciones de seguridad y requerimientos de funcionamiento del sistema.

Se establecen tres aspectos básicos que sirven como punto de partida para el diseño mecánico, los cuales se describen a continuación:

1. Separación entre Dollys: con el fin de garantizar que la zona de paso de personas y de vehículos industriales se encuentre despejada cuando la línea de transferencia esté detenida se requiere una separación de 6,60 *m* entre la parte delantera de un Dolly hasta la parte trasera del otro (ver figura N° 4.9).

Debido a la distribución actual de la planta, específicamente del área en estudio (final de tapicería y estación CH – 08 de chasis) y al espacio físico de la misma, en el nuevo sistema de transferencia existe un total de cinco Dollys en la línea, como se ilustra en la figura N° 4.9. Esto implica que la separación entre perros de empuje es de 12 *m*, y por consiguiente la longitud total de la cadena viene dada en función de dicha longitud.

La magnitud de la longitud de la cadena es múltiplo de 12 *m*, ya que cada perro de empuje está distanciado 12 *m* de longitud obteniendo así una longitud de cadena de $L_{TC} = 120 \text{ m}$ debido a que la línea cuenta con 10 perros de empuje.

2. Movimiento por posición: el sistema funciona de modo tal que el Dolly realiza un desplazamiento de 12 *m* y se detiene. Es decir, se mueve desde la posición (a) hasta la posición (b) y se detiene. Luego desde la posición (b) hasta la posición (c) y se detiene, y así sucesivamente hasta llegar a la estación CH – 08. Este cambio de posición depende de los requerimientos de vehículos en la estación CH – 08 de la línea de chasis (ver figura N° 4.9).

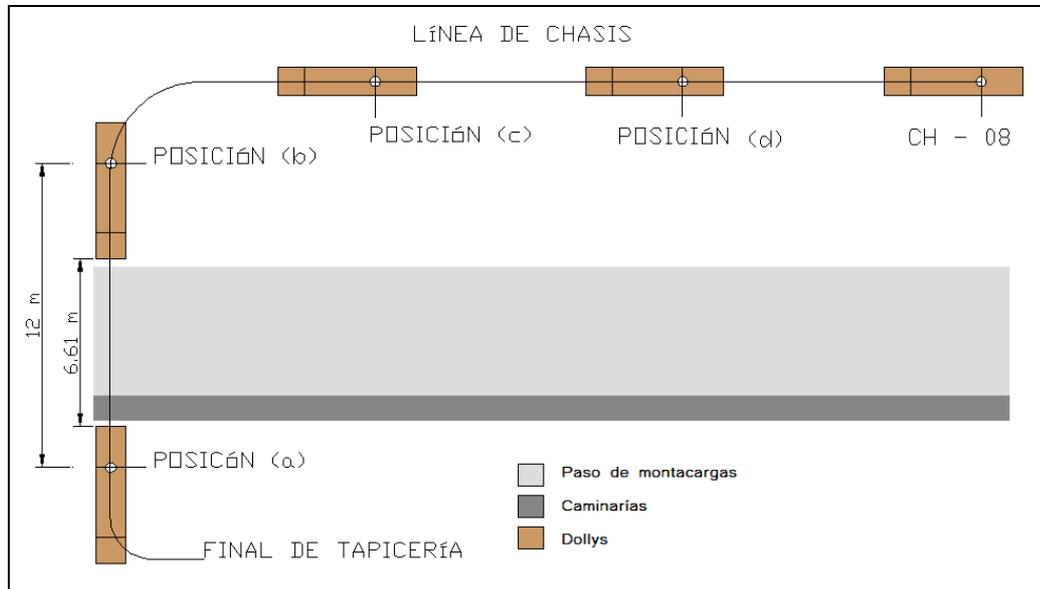


Figura N° 4.9. Disposición de los Dollys.

3. Tiempo de transferencia: para poder cumplir con los niveles de producción es necesario que el tiempo total de transferencia desde final de tapicería hasta CH - 08 no exceda los 4,5 min. En otras palabras el Dolly se desplaza 12 m (un cambio de posición) en un tiempo menor o igual a 1 min.

4.2.1 Descripción de la solución.

El diseño consta de un sistema de cadena transportadora similar al ya instalado en algunas de las líneas de ensamblaje de la planta, el cual lo conforman una cadena transportadora y rieles guías para las ruedas del Dolly básicamente. La cadena está conformada a su vez por un perro de empuje, el cuál transmite el movimiento al Dolly por medio de una pequeña plancha metálica ubicada en la parte inferior del mismo, generando un desplazamiento a través de los rieles guías ubicados a nivel de suelo, como se puede apreciar en la figura N° 4.10.

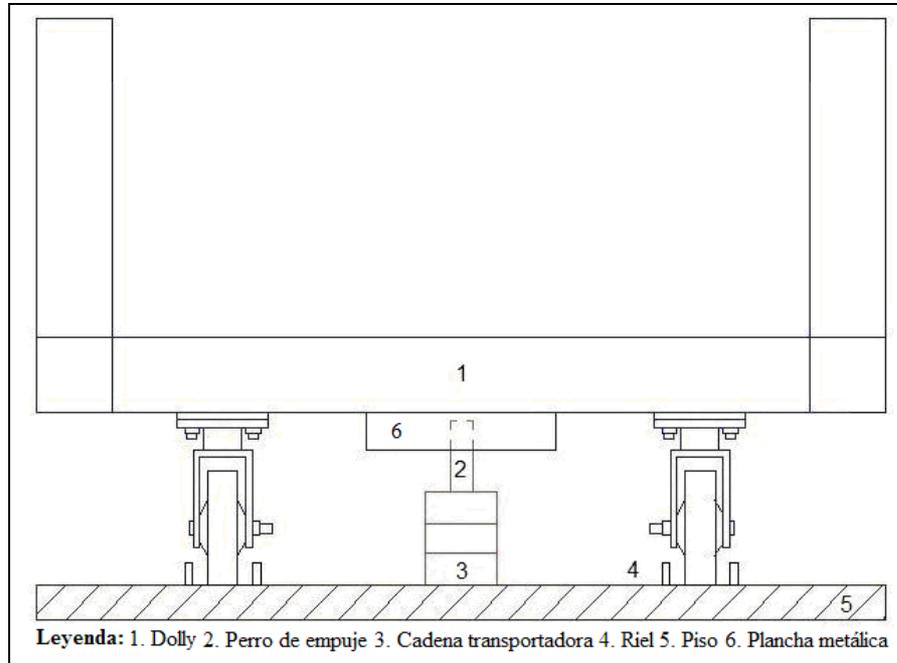


Figura N° 4.10. Sistema transportador de las líneas de ensamblaje.

El movimiento transmitido a la cadena proviene de un conjunto de elementos impulsores como lo son: motor, caja reductora, rueda dentada, poleas y una correa que es la que transmite la potencia del motor al reductor de velocidad, los cuales según los requerimientos de la línea de producción pueden tener distintas relaciones de transmisión y de reducción.

En la figura N° 4.11 se observan los elementos básicos que forman parte de uno de los transportadores de cadena instalado en la planta.

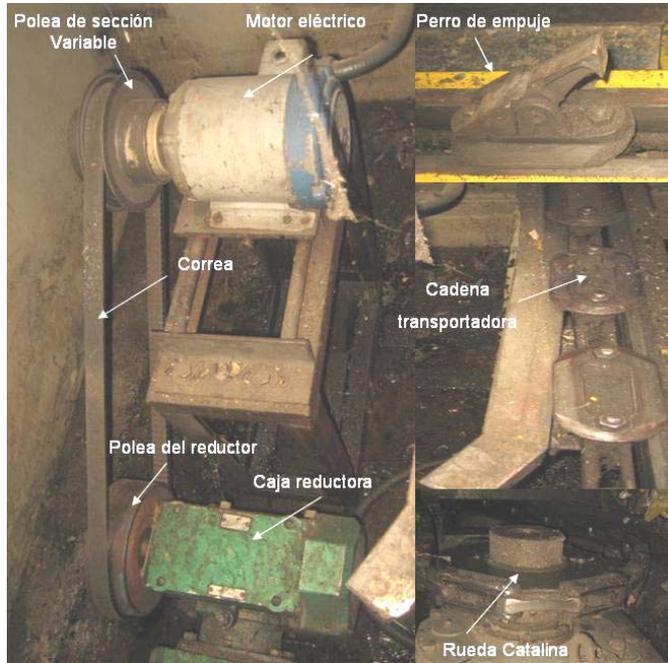


Figura N° 4.11. Elementos básicos del sistema de traslado actual.

Como se observa en la figura N° 4.12 si se implementa el mismo sistema con la configuración actual, la cadena transportadora y los rieles representan obstáculos imposibles de traspasar para los vehículos, debido a la altura considerable que el mismo posee.



Figura N° 4.12. Cadenas y rieles de los transportadores.

Con el fin de evitar los obstáculos que representan los rieles, en el nuevo sistema de transferencia estos van a estar empotrados de manera que permitan el libre tránsito de montacargas y vehículos de transporte de materia prima en el tramo recto que estos cruzan (ver figura N° 4.13).

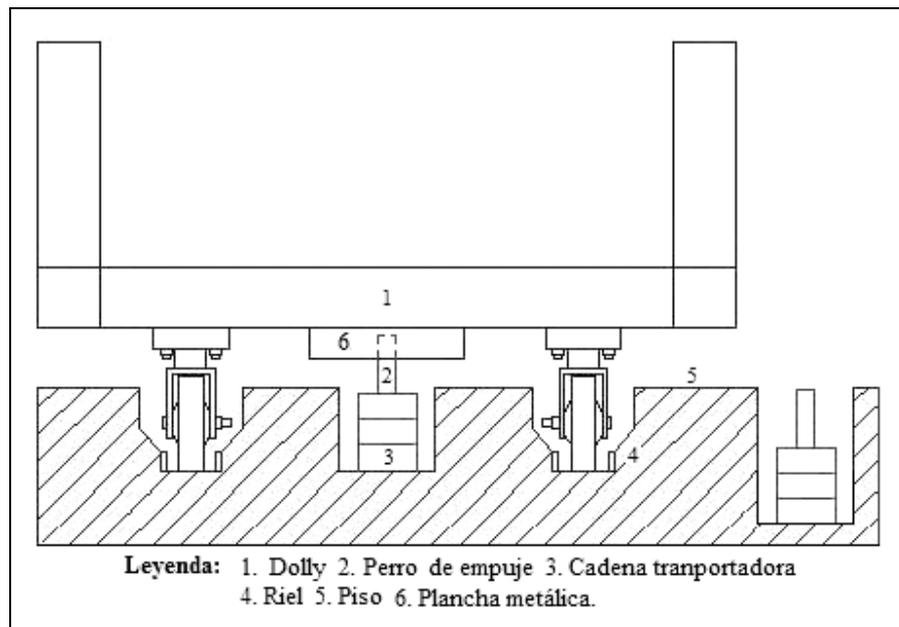


Figura N° 4.13. Empotramiento de rieles y cadena transportadora.

El empotramiento está conformado por cuatro canales de los cuales, dos de ellos son de sección rectangular, en los cuales se ubican los rieles donde se desplaza la cadena transportadora, y los otros dos son de sección variable para permitir el desplazamiento horizontal que pueda tener el Dolly durante la transferencia, y así evitar el contacto del eje de las ruedas con las superficies laterales del empotramiento.

La profundidad del conjunto de rieles viene dada por la altura del riel donde se desplaza la cadena, con esto se evita algún tipo de obstáculo para los vehículos de transporte y se garantiza que el perro mantenga el mismo punto de contacto con la plancha del Dolly, es decir, que pueda empujar al Dolly en el mismo punto que

cuando el sistema se encontraba a nivel del suelo. En la figura N° 4.14 se observa los canales en las que van empotrados tanto los rieles como la cadena del sistema de transferencia.

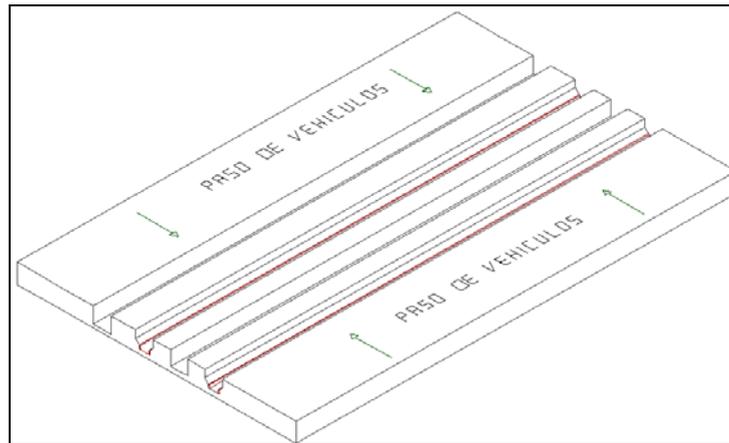


Figura N° 4.14. Vista isométrica del empotramiento.

De acuerdo con las especificaciones de los rieles de la cadena y de las ruedas del Dolly se establecen las dimensiones para el empotramiento. Estas dimensiones se muestran en la figura N° 4.15.

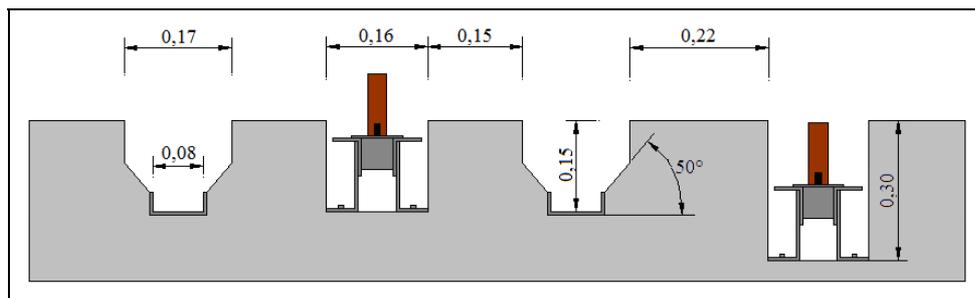


Figura N° 4.15. Dimensiones en milímetros del empotramiento.

Un problema que se presenta en este tipo de diseño, es que se debe tomar en cuenta las dimensiones de las ruedas de los vehículos que van cruzar los canales de los empotramientos, es por ello que se realiza un estudio de los vehículos que se

desplazan por dicha zona entre los cuales se encuentran: montacargas y carros eléctricos con su remolque.

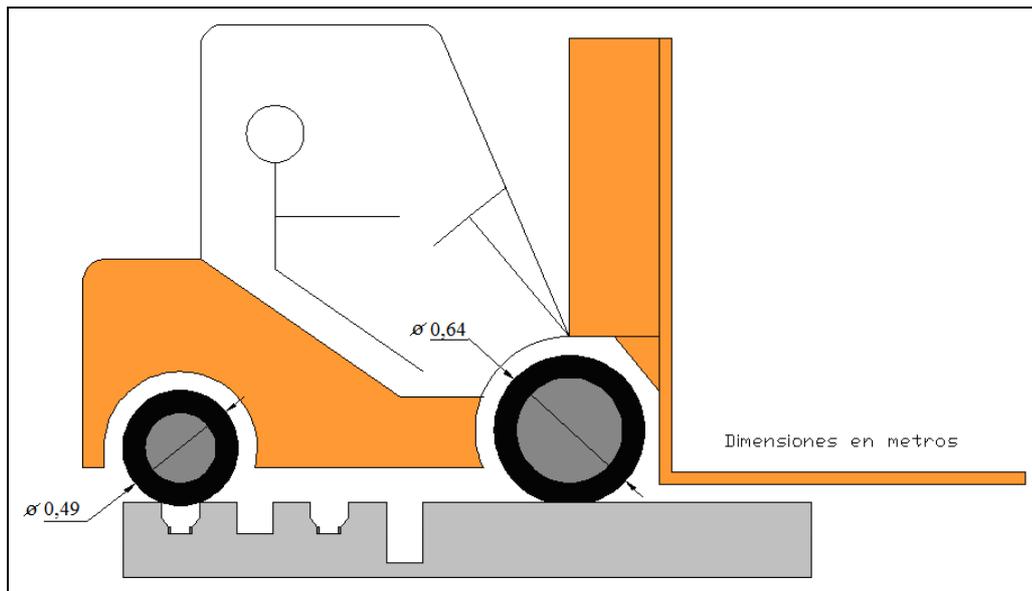


Figura N° 4.16. Montacargas atravesando canales.

Los montacargas no representan problema a la hora de atravesar los canales de los empotramientos, ya que las dimensiones de las ruedas son lo suficientemente grandes (ver figura N° 4.16), sin embargo, debido a que frecuentemente estos vehículos transitan por la zona, las ruedas pueden sufrir deterioro producto del impacto con los bordes pronunciados de las canales.

El mayor problema radica en los vehículos de materia prima, ya que estos remolcan zorras con ruedas de diámetro igual a $0,1524 m$ las cuales no podrían atravesar las canales, ya que se atascarían. En la figura N° 4.17 se puede apreciar la situación descrita anteriormente.

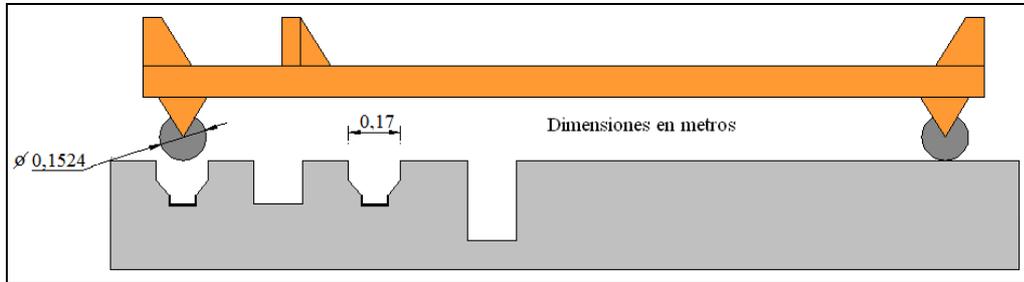


Figura N° 4.17. Remolque (zorra).

Para la solución de éste problema se decide implementar un sistema automático que permita cubrir los canales de los empotramientos cuando la línea de transferencia esté detenida. Este sistema está conformado por una plancha de metal y un par de cilindros neumáticos, los cuales extienden o retraen su vástago según los requerimientos de la línea de transferencia.

El vástago de cada cilindro está acoplado a la plancha metálica, los cuales desplazan a la misma desde la posición (1) hasta la posición (2) como se observa en la figura N° 4.18 y figura N° 4.19 respectivamente.

La plancha de metal se ubica al ras del suelo y tiene rieles guías con el fin de impedir cambios de dirección durante su desplazamiento desde la posición (1) hasta la posición (2) y viceversa, además de evitar esfuerzos de flexión en los vástagos de los cilindros neumáticos. Dicha plancha se desplaza sobre un material deslizante, con el fin de facilitar el desplazamiento.

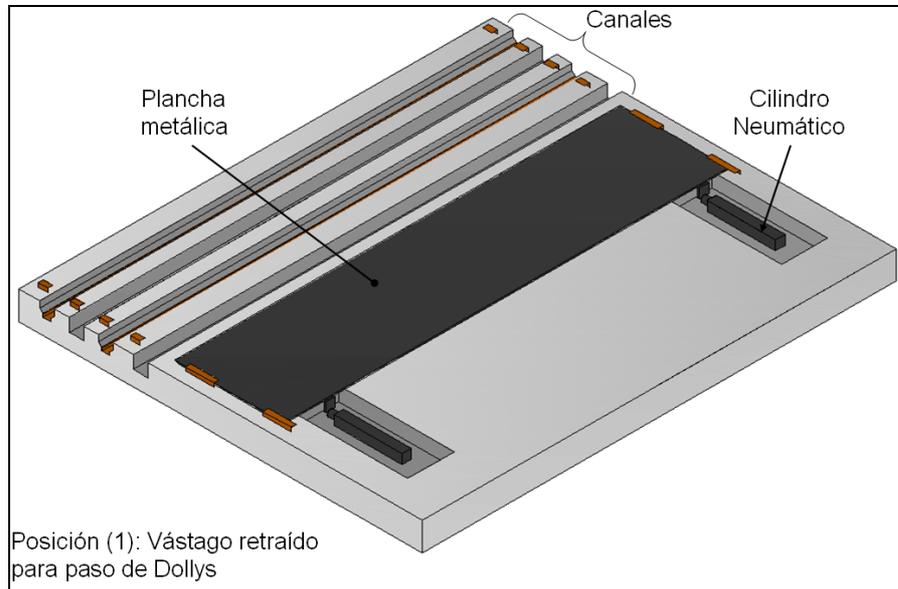


Figura N° 4.18. Posición (1) de los cilindros neumáticos.

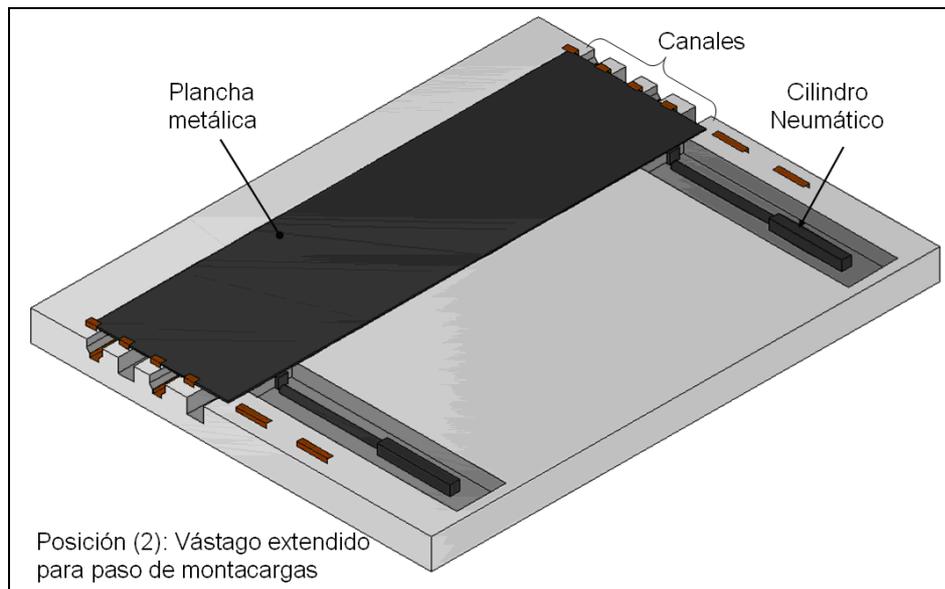


Figura N° 4.19. Posición (2) de los cilindros neumáticos.

Los cilindros neumáticos están instalados en fosas cuyas dimensiones serán establecidas una vez conocidas las especificaciones del mismo.

El recorrido que tiene la cadena en el sistema de transferencia se puede apreciar en la figura N° 4.20, donde se representa la posición que tiene cada perro de empuje, la ubicación de los piñones de ajuste y retorno de cadena, de la caja reductora y del motor eléctrico, así como también el sentido del movimiento de la transferencia.

Los elementos mecánicos que conforman el sistema son básicamente: un motor y una caja reductora que están ubicados en la fosa 1, una cadena transportadora, tensor (para ver detalles del tensor ver Anexo B) y piñones de retorno de la cadena, un par de cilindros neumáticos y una plancha metálica. La ubicación de estos elementos se puede observar claramente en la figura N° 4.20 y 4.21.

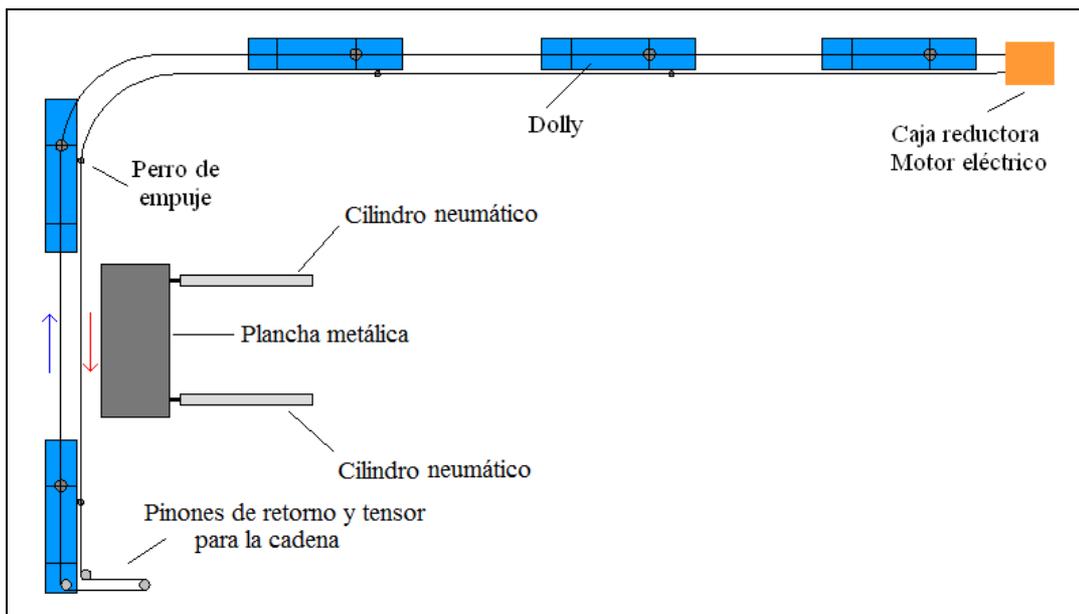


Figura N° 4.20. Recorrido de la cadena y ubicación de elementos en el sistema.

Dirigirse al anexo D para dimensiones y cotas de los elementos que conforman el sistema y de las fosas.

4.2.2 Funcionamiento de la solución.

■ Secuencia de operaciones.

A continuación se describe la secuencia del funcionamiento del sistema de transferencia de las carrocerías:

1. Inicialmente la plancha está ubicada en la posición 2, es decir, los vástagos de los cilindros están completamente extendidos (ver figura N° 4.21).
2. Cuando el sistema de transferencia se encuentre detenido, la plancha acoplada a los cilindros neumáticos permanece en la posición 2. También la luz verde del semáforo está encendida (ver figura N° 4.21).
3. El sistema puede arrancar siempre y cuando exista una carrocería al inicio de la línea de transferencia (detectado por el sensor 1), los operarios de la estación CH – 09 hayan pulsado el botón de culminación de operación y no se detecte la presencia de alguna persona u objeto en la zona donde se desplaza la plancha metálica (sensor 6 o sensor 7). De cumplirse estas condiciones, 5 segundos después el sistema retrae la plancha metálica y comienza el traslado de las unidades (ver figura N° 4.21).
4. Una vez que se cumplen las condiciones antes mencionadas la luz verde del semáforo cambia a amarillo y 5 segundos después cambia a roja, es allí cuando se retrae la plancha metálica de la posición 2 hasta la posición 1 (ver figura N° 4.21).
5. Inmediatamente después que la plancha metálica llega a la posición 1 (detectado por un sensor magnético en uno de los cilindros neumáticos),

comienza la transferencia de las unidades, es decir, las carrocerías realizan un cambio de posición (12 *m*) y luego se detienen. Los sensores 2, 3, 4 y 5 detectan la posición de la carrocería para poder detener el sistema cada 12 *m* (ver figura N° 4.21).

6. Al momento de detenerse la línea de transferencia, la plancha metálica comienza a moverse de la posición 1 a la posición 2 (ver figura N° 4.21).
7. Una vez que la plancha llegue a la posición 2 (detectado por un sensor magnético en uno de los cilindros neumáticos), la luz roja cambia a verde para indicar que se puede atravesar la línea de transferencia sin ningún problema (ver figura N° 4.21).
8. Este ciclo se repite cada vez que se realice la transferencia de una carrocería.
9. De detectarse la presencia de una persona u objeto (sensor 6 o 7), el sistema se detiene y origina una señal sonora (alarma). Cinco segundos después que los sensores dejen de detectar dicha presencia, la alarma se desactiva y el sistema continúa con su funcionamiento normal (ver figura N° 4.21).
10. Si existiese una parada prolongada en la línea de tapicería y se requiera vaciar la línea de transferencia, el sistema de tiene la ventaja de poder realizar los movimientos de las unidades aún cuando el sensor 1 no detecte ninguna carrocería. Para lograr dicha condición se la presencia de una carrocería en el inicio de la línea de transferencia (sensor 1), ya que dicha señal debe estar presente para que el sistema pueda arrancar.

11. Cuando el sensor 1 detecte la presencia de una carrocería y el sensor 8 detecte la proximidad de otra, se detiene la línea de tapicería automáticamente para evitar accidentes y averías en el sistema (ver figura N° 4.21).

■ **Función de los componentes.**

A continuación se describen las funciones de los componentes principales del sistema de transferencia.

Semáforos: controlar la circulación de los vehículos de transporte de materia prima y de personas. El semáforo 2 funciona para los que se desplazan en el sentido 1 y el semáforo 1 para los que se desplazan en el sentido 2, donde la luz roja indica que los vehículos y personas deben detenerse porque el sistema de transferencia se encuentra en funcionamiento, la luz verde indica que el sistema se encuentra detenido y se puede atravesar la línea de transferencia hasta que se encienda la luz amarilla que advierte que el sistema está a punto de arrancar, la cual se enciende cuando el operador presione el botón de arranque.

Sensores: detectar la presencia de objetos o personas que intenten cruzar la línea de transferencia (sensor 6 y 7) en la zona de deslizamiento de la plancha metálica cuando el sistema está en funcionamiento para provocar la detención inmediata del mismo, originando además una señal sonora (alarma). También detectar la posición de las carrocerías a cada 12 m (Sensor 2, 3, 4 y 5) para detener la transferencia.

El sensor 1 detecta la presencia de una carrocería al inicio de la línea para permitir que el arranque del sistema.

Alarma: Informar que el sistema de transferencia tuvo una parada de emergencia debido a la interferencia de personas u objetos.

Botonera: la botonera está conformada por un selector de dos posiciones cuya función es establecer el modo en que trabaja el sistema, ya sea manual o automático, y un botón de arranque el cuál funciona solo para trabajar el sistema en modo manual. Dicho sistema manual se utiliza en caso de que el modo automático falle.

Cilindros neumáticos: desplazar la plancha metálica desde la posición 1 a la posición 2, y viceversa. Para detectar las posiciones 1 y 2 de la plancha metálica se utilizan sensores magnéticos ubicados en un cilindro neumático.

PLC: controlar todas las acciones a realizar, según la señal de entrada, es decir, para determinada señal de entrada, el PLC ordena al sistema realizar una o más acciones estipuladas a las salidas del mismo.

■ **Seguridad.**

1. Si existe un problema (una parada) en la línea de chasis a partir de la estación CH – 09 y un vehículo se encuentre ubicado en la estación CH – 08, automáticamente la línea de tapicería se detiene para evitar congestionamientos y/o accidentes en el área, esto se logra a través de la comunicación que existe entre el sistema de transferencia con los controladores de las demás líneas de ensamblaje, logrando que todo el proceso esté sincronizado.
2. Cuando exista una parada de emergencia y los cilindros neumáticos se encuentran en movimiento, se detienen en la posición en la que se encuentran en ese instante.

3. Toda parada de emergencia del sistema de transferencia es indicada mediante una señal sonora (alarma).

La ubicación y representación de los elementos principales que conforman el sistema, que permiten el correcto funcionamiento del mismo y garantizan la seguridad en el área, se pueden apreciar en la figura N° 4.21. En la fosa 1 se ubica el motor y la caja reductora y en la fosa 2, los piñones de retorno de la cadena y el mecanismo de tensado de la misma.

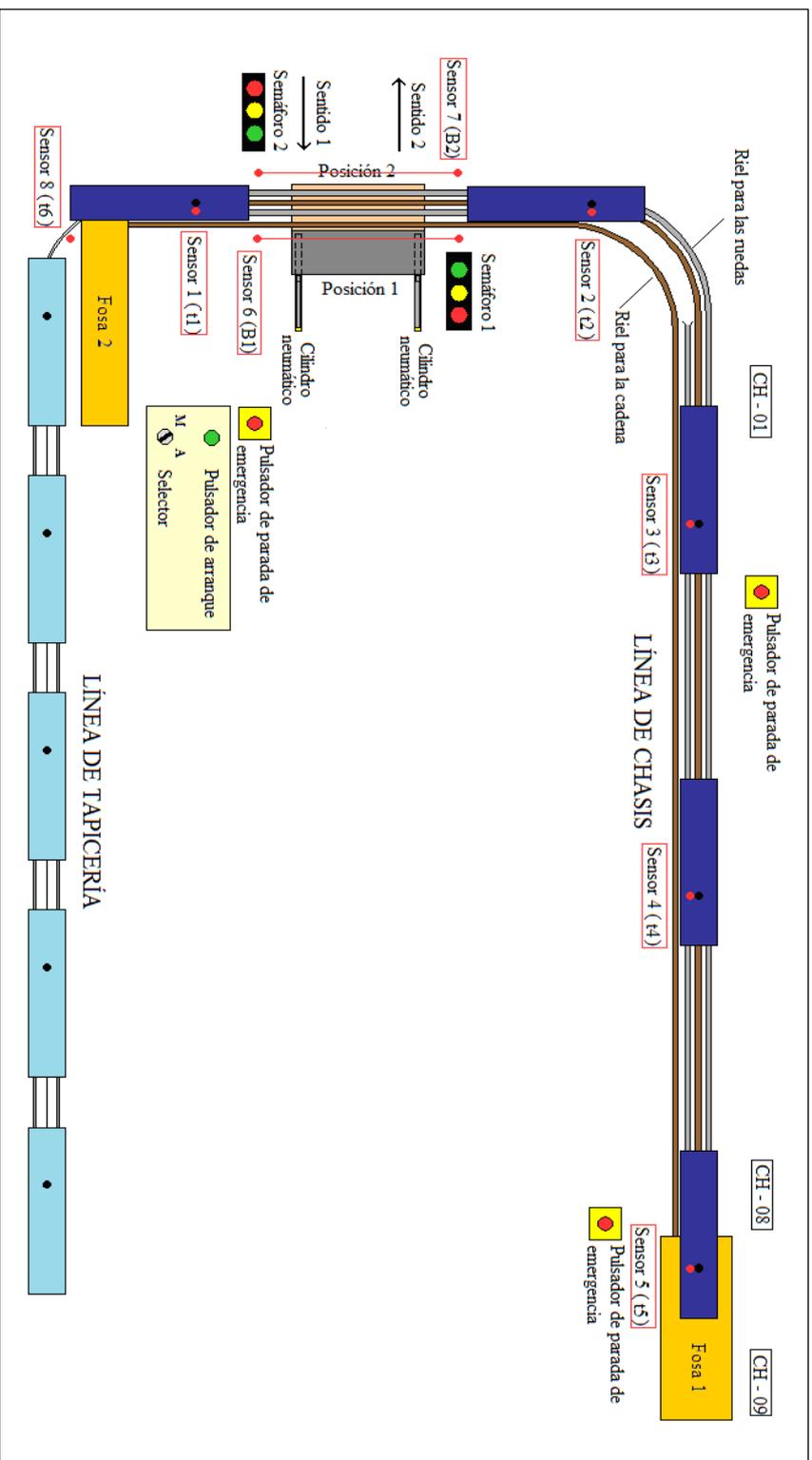


Figura N° 4.21. Ubicación de los elementos que integran el sistema.

4.2.3 Ventajas y desventajas del sistema de transferencia.

■ Ventajas.

- La transferencia de unidades se realiza de forma más rápida.
- Con la implementación del sistema de transferencia se eliminan 2 condiciones no ergonómicas presentes en el área, las cuales son el traslado manual realizado actualmente del final de la línea de tapicería hasta el inicio del transportador rápido de chasis y el empuje de unidades del final de dicho transportador al elevador de la estación CH-09.
- El sistema permite el paso de los vehículos de transporte que actualmente requieren transitar por el área.
- No se requiere de la intervención de un operario para que el sistema funcione, todo depende de la solicitud de unidades en la estación CH – 09 de chasis.
- Es un solo sistema de transferencia, desde el final de la línea de tapicería hasta la estación CH-08 de chasis eliminando el transportador rápido de chasis usado actualmente.
- No requiere de fuentes de energías diferentes a las ya existentes en planta.
- Se aprovechan algunos de los elementos mecánicos existentes en planta para la construcción, lo cuál representa un ahorro significativo en los costos de la implementación.

- El sistema de transferencia mantiene comunicación con los controladores de las demás líneas de producción.
- A través de elementos mecánicos y electrónicos se logra la automatización del sistema de transferencia de carrocerías, lo cuál representa un avance importante en cuanto a tecnología y sincronización de los procesos productivos dentro de la empresa.
- El sistema de transferencia garantiza las condiciones de seguridad necesarias para prevenir accidentes de trabajos y enfermedades ocupacionales en los operarios.
- Debido a que el sistema de transferencia es rápido, se garantiza mantener los niveles de producción de la planta.
- En caso que se requiera aumentar la producción de unidades por día, el sistema de transferencia no representa un cuello de botella.

■ **Desventajas.**

- Cuando exista una parada en la línea de chasis, se genera un retraso en la línea de tapicería.
- El sistema de transferencia hace que exista una dependencia directa entre la línea de tapicería y la línea de chasis.
- Cuando el sistema se encuentre en funcionamiento no puede haber flujo de vehículos a través de él, es decir, queda obstaculizado el paso en el área.

4.3 Cálculos de diseño para el transportador.

Es necesario que para el diseño y selección de los elementos que conformaran el sistema se determinen las fuerzas y condiciones a las cuales está sometido.

4.3.1 Fuerza de tracción en la cadena.

Para el cálculo de la fuerza de tracción en la cadena es necesario saber el valor de las fuerzas actuantes en ella, las cuales se aprecian en la Figura N° 4.22 a). En la figura N° 4.2 b) se observa el diagrama de cuerpo libre.

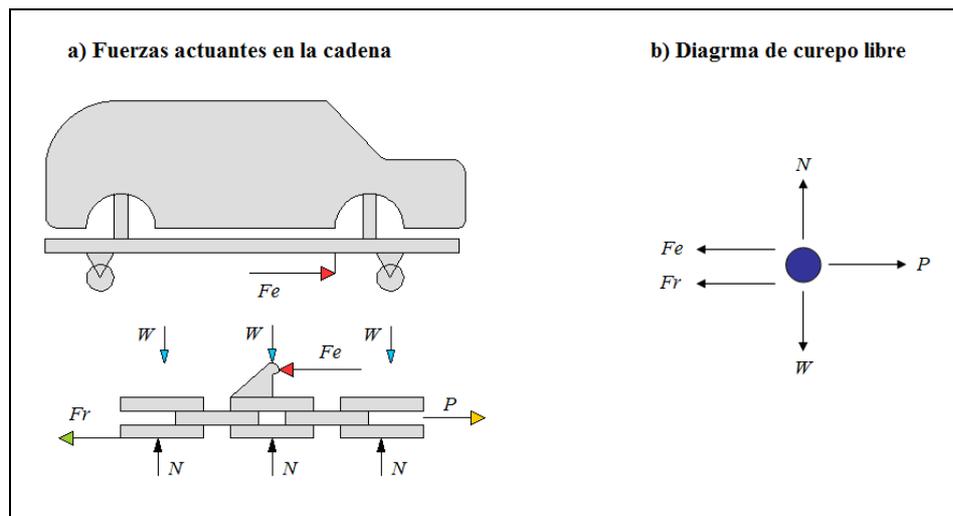


Figura N° 4.22. Fuerzas actuantes en la cadena.

Donde:

P = Fuerza de tracción de la cadena.

Fe = Fuerza de empuje.

Fr = Fuerza de roce entre cadena y los rielos.

W = Peso de la cadena.

N = Fuerza normal.

Se realiza la sumatoria de fuerzas en X y en Y. Se obtiene:

$$\sum F_x = F_e + F_r - P = 0 \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.1)$$

$$\sum F_y = N - W = 0 \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.2)$$

La fuerza de roce se determina con la ecuación N° 4.3.

$$F_r = f_c \times N \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.3)$$

Con un factor de fricción $f_c = 0,74$ (Norton, 1.999) para fricción de acero en acero sin lubricación. De ésta manera se garantiza que si ambos materiales se quedan sin lubricación el sistema no se tranque.

Se utiliza el mismo modelo de cadena empleado en la mayoría de los transportadores terrestre ubicado en la planta, modelo X – 458 cuyas especificaciones se pueden apreciar en la Figura N° 4.23.

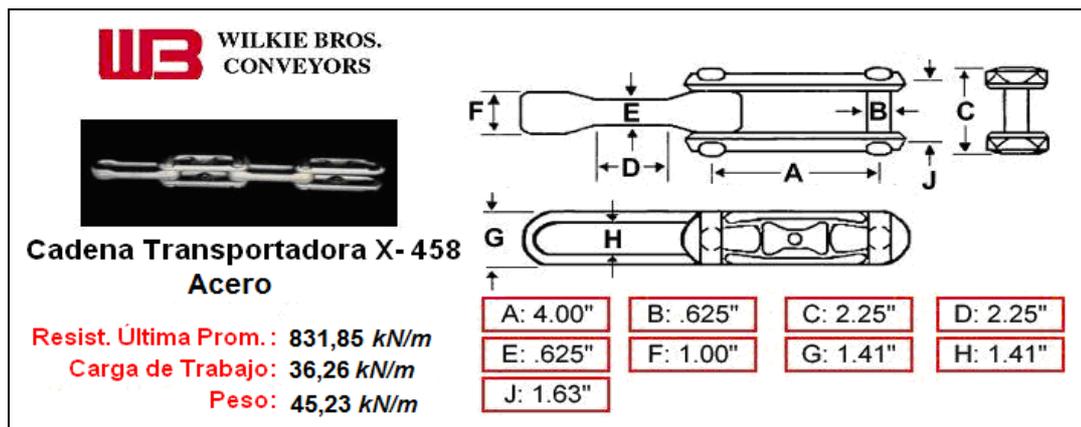


Figura N° 4.23. Especificaciones de un modelo de cadena transportadora (Wilkie Bros, 2.008).

Se sustituye la longitud de la cadena establecida anteriormente ($L_{TC} = 120 \text{ m}$) y su peso por unidad de longitud en la ecuación N° 4.2. Se obtiene que:

$$N = W = Pc \times L_{TC} = \left(45,24 \frac{N}{m} \right) \times 120m \longrightarrow N = W = 5.428,8N$$

Se sustituye en la Ecuación N° 4.3 los valores de fc y N . Resulta:

$$Fr = 0,74 \times 5.428,8N \longrightarrow Fr = 4.017,31N$$

Debido a que la línea de transferencia tiene una capacidad de 4 vehículos la ecuación N° 4.1 se modifica de la siguiente manera:

$$P = 4Fe + Fr \quad \text{(Ecuación N° 4.4)}$$

Finalmente se sustituye en la Ecuación N° 4.4 los valores de $Fe = 547,7 \text{ N}$ (sección 4.1.3) y Fr y se obtiene:

$$P = 4 \times 547,7N + 4.017,32N \longrightarrow P = 6.208,11N$$

A éste valor de fuerza de tracción de la cadena calculado anteriormente se le multiplica por un valor Cs igual a:

Por frecuencia de choques = 1,2 (choques fuertes).

Por uniformidad o brusquedad en el traslado = 1 (traslado ligero).

Por causas ambientales = 1,2 (ambiente polvoriento).

Si trabaja más de 10 horas diarias = 1,2 (24 horas diarias).

$$C_s = 1,2 \times 1 \times 1,2 \times 1,2 \quad \longrightarrow \quad C_s = 1,728$$

Finalmente la fuerza de tracción de la cadena en la entrada de la rueda motriz es:

$$P_o = (6.208,11N) \times 1,728 \quad \longrightarrow \quad P_o = 10.727,62N$$
$$P_o = 10.727,62N \leq 36.255,2N$$

Debido a que la fuerza de tracción total en la cadena es menor a la carga de trabajo máxima que puede soportar, se puede decir que la cadena resiste perfectamente las condiciones de trabajo a las cuales está sometida en el sistema de transferencia.

El factor de seguridad se obtiene con la ecuación N° 4.5.

$$FS = \frac{C_t}{P_o} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.5)$$

Donde:

FS = Factor de seguridad en la cadena.

C_t = Carga de trabajo de la cadena.

Entonces:

$$FS = \frac{36.255,2N}{10.727,62N} \quad \longrightarrow \quad FS \cong 3,38$$

4.3.2 Cálculo de velocidad de la cadena con los elementos disponibles en la planta.

Actualmente la empresa cuenta con elementos que pueden ser implementados en el sistema de transferencia (Ver Figura N° 4.24), entre los cuales se tienen:

- Reductor con $R_r = 1:168$, polea de entrada de $0,3048\text{ m}$, de diámetro y rueda dentada de $0,4318\text{ m}$ de diámetro.
- Reductor con $R_r = 1:85,77$ y $T_i = 1.355,82\text{ N*m}$, polea de $0,254\text{ m}$ de diámetro y rueda dentada de $0,4318\text{ m}$ de diámetro.
- Motor de $181,17\text{ rad/s}$ (1.730 RPM) y $2.237,1\text{ W}$ (3 HP), con polea de $0,2032\text{ m}$.

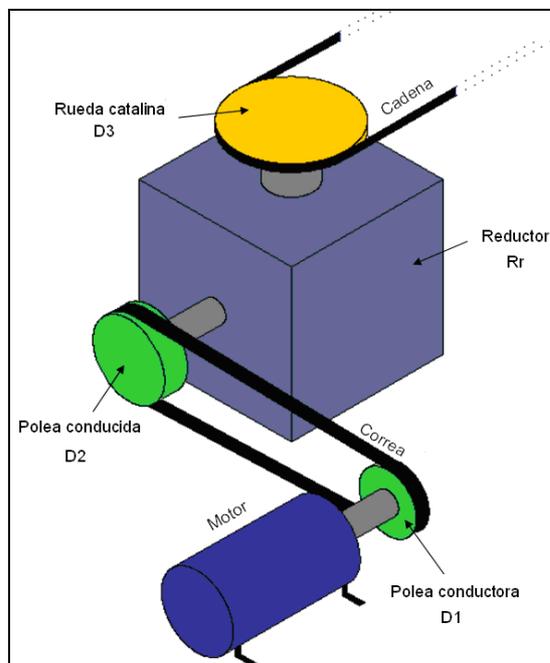


Figura N° 4.24. Conjunto motor, reductor y elementos de transmisión.

Se comprueba si estos elementos son útiles para el sistema de transferencia, es decir, que cumplen con la de velocidad de la cadena fijada anteriormente.

Se tiene un arreglo de:

- Reductor con $R_r = 1:168$, plea de entrada de 0,3048 m de diámetro y rueda dentada de 0,4318 m de diámetro y motor de 181,17 rad/s (1.730 RPM) y 2.237,1 W (3 HP), con plea de 0,2032 m de diámetro.

Se determina la velocidad lineal de la plea del motor con la ecuación N° 2.1.

Donde:

v : Velocidad lineal.

$D = 0.2032$ m.

$\omega = 181,17$ rad/s.

$$v_1 = \omega_1 \times \frac{D_1}{2} = \left[181,17 \text{ rad/s} \times \frac{0,2032 \text{ m}}{2} \right]$$

$$v_1 = 18,4 \text{ m/s}$$

Como $v_1 = v_2$, entonces de la ecuación N° 2.1 se despeja ω_2 y se obtiene que:

$$\omega_2 = \frac{18,4 \text{ m/s}}{0,1524 \text{ m}} \longrightarrow \omega_2 = 120,73 \text{ rad/s}$$

Para obtener la velocidad angular de salida del reductor se obtiene a partir de la ecuación N° 4.6.

$$R_r = \frac{\omega_E}{\omega_S} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.6)$$

Donde:

ω_E = velocidad angular de entrada al reductor.

ω_S = velocidad angular de salida del reductor.

Se sustituyen los valores en la ecuación N° 4.6, se despeja ω_3 y se obtiene:

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{R_r} = \frac{120,73 \text{ rad} / \text{s}}{168} \quad \longrightarrow \quad \omega_3 = 0,72 \text{ rad} / \text{s}$$

Se sustituyen los valores de ω_3 y D_3 en la ecuación N° 2.1, se obtiene que la velocidad lineal de la cadena es:

$$v_3 = (0,72 \text{ rad} / \text{s}) \times \frac{0,4318 \text{ m}}{2} \quad \longrightarrow \quad v_3 = 0,1554 \text{ m} / \text{s}$$

Se despeja el tiempo de la ecuación N° 4.7.

$$v = \frac{\Delta x}{T} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.7)$$

Y se obtiene:

$$T = \frac{\Delta x}{v} = \frac{12 \text{ m}}{0,1554 \text{ m} / \text{s}} \quad \longrightarrow \quad T = 77 \text{ s}$$

Debido a que el cambio de posición se realiza es mayor a un minuto, este arreglo no cumple con lo establecido en la sección N° 4.2 (tiempo de transferencia).

- Reductor con $R_r = 1:85,77$, polea de entrada de $0,254 m$ de diámetro y rueda dentada de $0,4018 m$ de diámetro y motor de $181,17 rad/s$ ($1.730 RPM$) y $2.237,1 W$ ($3 HP$), con polea de $0,2032 m$.

Se sustituye en la ecuación N° 2.1. Se obtiene:

$$v_1 = \omega_1 \times \frac{D_1}{2} = \left[181,17 rad / s \times \frac{0,2032m}{2} \right]$$

$$v_1 = 18,4m / s$$

Como $v_1 = v_2$, entonces de la ecuación N° 2.1 se obtiene:

$$\omega_2 = \frac{18,4m / s}{0,127m} \longrightarrow \omega_2 = 144,88 rad / s$$

Se sustituyen los valores en la ecuación N° 4.6 y se despeja ω_3 , se obtiene:

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{R_r} = \frac{144,88 rad / s}{85,77} \longrightarrow \omega_3 = 1,69 rad / s$$

Al sustituir los valores de ω_3 y D_3 en la ecuación N° 2.1, se obtiene que la velocidad lineal de la cadena es:

$$v_3 = (1,69 rad / s) \times 0,2159m \longrightarrow v_3 = 0,36m / s$$

Se despeja de la ecuación N° 4.7 el tiempo y se obtiene:

$$T = \frac{\Delta x}{v} = \frac{12m}{0,36m/s} \longrightarrow T = 33s$$

Como el tiempo de transferencia es menor a 60 s, si cumple con lo establecido en la sección N° 4.2 (tiempo de transferencia),

4.3.3 Potencia requerida.

De la ecuación N° 2.4 (a) y con el valor de velocidad obtenido anteriormente se tiene que:

$$Pot = 1,1 \times 10.727,62N \times 0,36m/s \longrightarrow Pot = 4.248,14W$$

Se aplica la ecuación N° 2.5 para conocer la potencia del motor y se obtiene:

$$Pot_{MOT} = \frac{Pot}{0,80} = \frac{4.248,14W}{0,80} \longrightarrow Pot_{MOT} = 5.310,18W (7,12 HP)$$

Como la potencia del motor con que se cuenta es de 2.237,1 W y la potencia de entrada al reductor que requiere el sistema es de 5.310,18 W, el mismo no se puede utilizar, por lo que se selecciona un nuevo motor con una potencia igual o mayor a la requerida. Además el reductor que se tiene, posee un factor de servicio de 2, es decir, la potencia máxima de entrada recomendada es de 4.474,2 W, por lo que no se puede utilizar el reductor ya que la potencia de entrada requerida por el sistema es mayor a la recomendada, teniéndose que seleccionar un nuevo reductor.

Con los valores de potencia requerida 5.310,18 W (7,2 HP), velocidad 181,2 rad/s (1.730 RPM) y alimentación (220V – 440V), se selecciona un motor IEC estándar marca SEW de 4 polos, baja tensión, con flanche de fijación, campana adaptadora, freno en el eje y acople motor – caja, cuyas características se aprecian en la Tabla N° 4.7.

Tabla N° 4.7. Características del motor seleccionado.

Tipo	DFV132M4/BM
Marca	SEW
Velocidad (RPM)	1.730
Potencia de entrada (kW)	7,5 (10 HP)
Tipo de protección	IP55
Diámetro del eje de salida (mm)	38

La selección del reductor fue realizada siguiendo los siguientes parámetros:

1. Temperatura del medio ambiente máxima: 313,15 K.
2. Ambiente de trabajo: cerrado.
3. Clima: seco.
4. Tipo de máquina propulsora: motor AC.
5. Potencia de la máquina propulsora: 7,5 kW (10 HP).
6. Velocidad de entrada: 1.730 RPM.
7. Número de arranque y paradas por hora: 15 a 20.
8. Período de trabajo por día: 24 horas.
9. Velocidad de salida: 21 RPM.
10. Tipo de montaje del reductor: horizontal.
11. Tipo de eje de salida: macizo.
12. Posición del montaje del reductor: M5. (Ver Anexo B).
13. Factor de servicio recomendado (según la aplicación y norma AGMA): 1,5 para más de 10 h uso/día.

En base a los parámetros mencionados anteriormente se seleccionó un reductor Industrial serie Compact (MC), marca SEW de ejes ortogonales macizos, visor y varilla para medición de aceite, cuyas características se pueden apreciar en la Tabla N° 4.8.

Tabla N° 4.8. Características del reductor seleccionado.

Tipo	MC3RLSF02
Velocidad de entrada (RPM)	1.730
Velocidad de salida (RPM)	19,2
Relación de reducción de la caja	90,1515
Potencia de entrada (kW)	7,5 (10 HP)
Factor de servicio	2,00
Torque de trabajo (N*m)	3.560
Torque nominal (N*m)	7.130
Diámetro del eje de salida (mm)	80
Posición de montaje	M5 (ver anexo B)
Peso (N)	2850

Se comprueba y se calcula nuevamente la selección motor – reductor realizada anteriormente se tiene que:

Al los valores de $\omega_3 = 2,01 \text{ rad/s}$ y $D_3 = 0,4318 \text{ m}$ en la ecuación N° 2.1, se obtiene que la velocidad lineal de la cadena es:

$$v_3 = (2,01 \text{ rad/s}) \times \frac{0,4318 \text{ m}}{2} \longrightarrow v_3 = 0,434 \text{ m/s}$$

Se despeja de la ecuación N° 4.7 el tiempo, se obtiene:

$$T = \frac{\Delta x}{v} = \frac{12 \text{ m}}{0,434 \text{ m/s}} \longrightarrow T = 28 \text{ s}$$

Como el tiempo de transferencia es menor a un minuto, si cumple con lo establecido en la sección N° 4.2 (tiempo de transferencia),

De la ecuación N° 2.4 (a) y con el valor de velocidad obtenido anteriormente se tiene que:

$$Pot = 1,1 \times 10.727,62N \times 0,434m/s \longrightarrow Pot = 5.121,37W$$

Se aplica la ecuación N° 2.5 para conocer la potencia del motor requerida y se obtiene:

$$Pot_{MOT} = \frac{Pot}{0,80} = \frac{5.121,37W}{0,80} \longrightarrow Pot_{MOT} = 6.401,71W$$

Como la potencia requerida es menor que la potencia del motor seleccionado, es decir, $6.701,71W < 7.500W$, la selección del motor es la correcta.

Se compara el torque del reductor seleccionado con el torque requerido, entonces:

El torque requerido para el desplazamiento de las unidades viene dado por la tracción total en la cadena a la entrada de la rueda motriz (P_o) multiplicado por el radio de la misma, donde $P_o = 2.411,61\text{bf}$ y el radio de la rueda motriz es de 17 pulg.

Se sustituye y se tiene que:

$$Ti_{REQ} = 10.727,62N \times \frac{0,4318m}{2} \longrightarrow Ti_{REQ} = 2.316,1N * m$$

Como $Ti_{REQ} \leq T_{reductor}$, es decir, $2.316,1N * m \leq 3.560N * m$ el reductor seleccionado no tiene ningún problema con la carga de trabajo a la cuál está sometido.

4.4 Cálculos en la plancha metálica.

La plancha metálica que se desliza con en fin de cubrir los rieles es de acero al carbono, cuyo peso específico es $\gamma = 78.453,2 \text{ N/m}^3$ (Welle, 2.008) y de dimensiones: $a = 1,4 \text{ m}$, $b = 4 \text{ m}$, $e = 0,019 \text{ m}$.

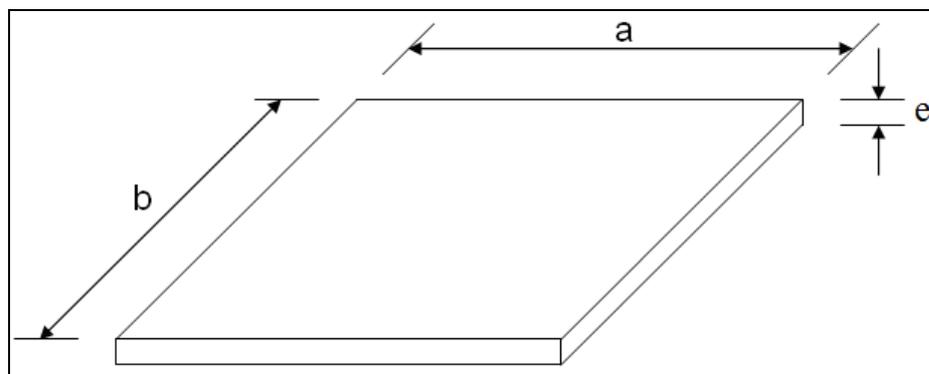


Figura N° 4.25. Plancha metálica.

4.4.1 Cálculo de la fuerza de empuje debido a la fricción.

Es necesario conocer la fuerza mínima que se requiere para desplazar la plancha metálica, ya que dicha fuerza es el parámetro más importante para poder seleccionar los cilindros neumáticos, cuya fuerza de empuje sea mayor a la calculada.

Para el cálculo de esta fuerza se considera que la plancha desliza sobre un material autolubricado, cuyo coeficiente de fricción respecto al acero es $\mu_u = 0,28$ (ver sección 4.4.5), el cuál se determinó de forma experimental tal como se explica en la sección 4.4.5.

Como se conoce el peso específico del material y sus dimensiones, se puede calcular el peso de la plancha, con la ecuación N° 4.8, se determina el volumen y con la ecuación N° 4.9 se determina su peso.

$$V_p = a \times b \times e \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.8)$$

$$W_p = \gamma \times V_p \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.9)$$

Al sustituir las dimensiones en la ecuación N° 4.8, se obtiene:

$$V_p = 1,4 \times 4 \times 0,019 = 0,1064 \text{ m}^3.$$

Seguidamente se sustituye este valor y el peso específico en la ecuación N° 4.9 y se tiene que:

$$W_p = 78.453,2 \frac{N}{m^3} \times 0,1064 m^3 = 8.347,4 N.$$

En la figura N° 4.26, se representan las fuerzas presentes en la plancha, donde N_p es la normal, W_p el peso de la plancha, fr_p la fuerza de fricción y F_p la fuerza de empuje necesaria.

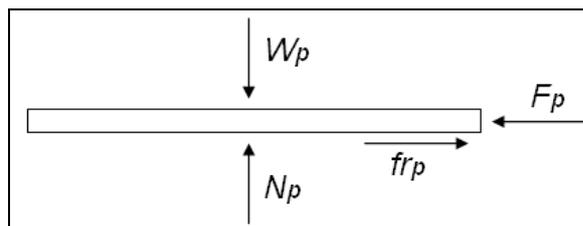


Figura N° 4.26. Diagrama de cuerpo libre de la plancha.

Se realiza sumatoria de fuerzas en X y sumatoria de fuerzas en Y. Se obtiene:

$$\sum F_x : fr_p - F_p = 0 \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.10)$$

$$\sum F_y : N_p - W_p = 0 \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.11)$$

En la ecuación N° 4.11 se sustituye el peso de la plancha y se despeja la normal, obteniéndose:

$$N_p = W_p = 8.347,4N$$

Luego se sustituye el coeficiente de fricción ($\mu = 0,28$) y la normal en la ecuación N° 4.3 y se obtiene:

$$fr_p = 0,28 \times 8.347,4N \quad \longrightarrow \quad fr_p = 2.337,3N$$

Finalmente se sustituye este valor en la ecuación N° 4.10 para obtener la fuerza de empuje mínima para desplazarla:

$$F_p = 2.337,3N$$

4.4.2 Cálculo de la flexión en la plancha metálica.

Para este cálculo se toman en cuenta las cargas a las cuales va estar sometida la plancha metálica. Dicho cálculo se hace sobre el canal más crítico, debido a que es allí donde se genera el mayor momento flector. Ésta canal es la de mayor longitud y se aprecia en la figura N° 4.15.

Los vehículos que circularan sobre la plancha, representan las cargas a estudiar, específicamente la del montacargas, ya que este es el más pesado. Además se toma en cuenta la carga máxima que estos pueden levantar y su centro de gravedad para determinar el punto exacto de aplicación del peso total.

El centro de gravedad de un montacargas viene dado por un triángulo de estabilidad. Como se muestra en la figura N° 4.27, los lados del triángulo están formados por el centro de cada rueda delantera y el centro de las ruedas traseras o el centro del eje (solo si el montacargas es de 4 ruedas).

Para ser conservadores, en el cálculo se considera un montacargas con su máxima capacidad de carga ya que de esta manera se garantiza que el diseño no falle.

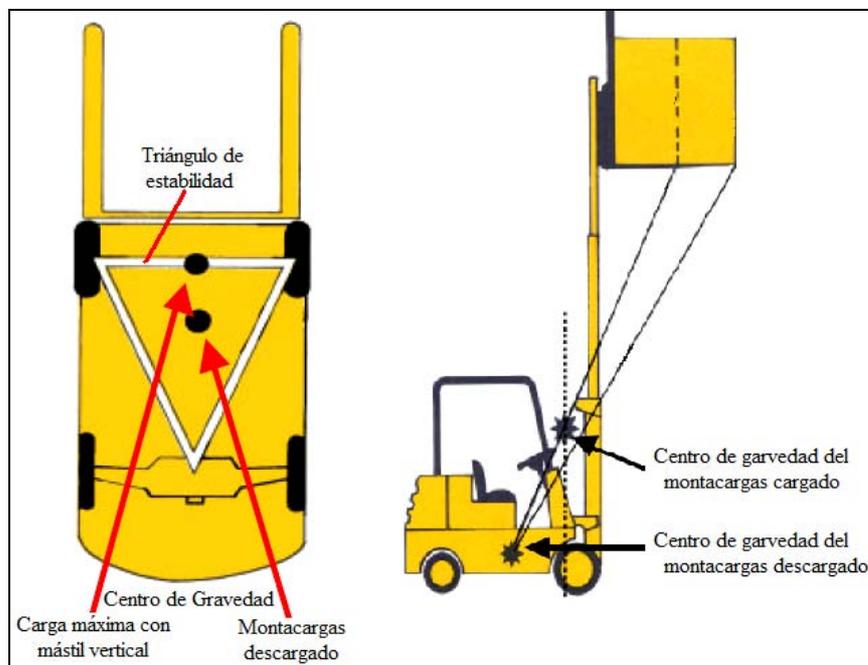


Figura N° 4.27. Diagrama de cuerpo libre de la plancha (Lavin, 2.003).

Un montacargas común de la planta pesa $40.000 N$ y la carga máxima que éste puede levantar es de $30.000 N$ (Lavin, 2.003). Debido a que el centro de gravedad del montacargas se ubica en el eje de las ruedas delanteras, todo el peso está aplicado sobre éste, lo que significa que la carga se distribuye equitativamente sobre cada rueda, es decir, la mitad de la carga total en la derecha y la otra en la izquierda.

Se hace el estudio de la plancha en la sección más esforzada, la cual viene dada por el canal más ancho de los empotramientos y por el ancho de la rueda del montacargas. Dicha sección es considerada como una viga con apoyos simples y una carga concentrada aplicada en la mitad de la longitud del canal, ya que en ese punto se obtiene el mayor momento flector. En la figura N° 4.28 se la representa el canal crítico sobre la que se apoya la plancha metálica, la cual a su vez está sometida a una carga concentrada producto del peso transmitido a través una de las ruedas delanteras de un montacargas.

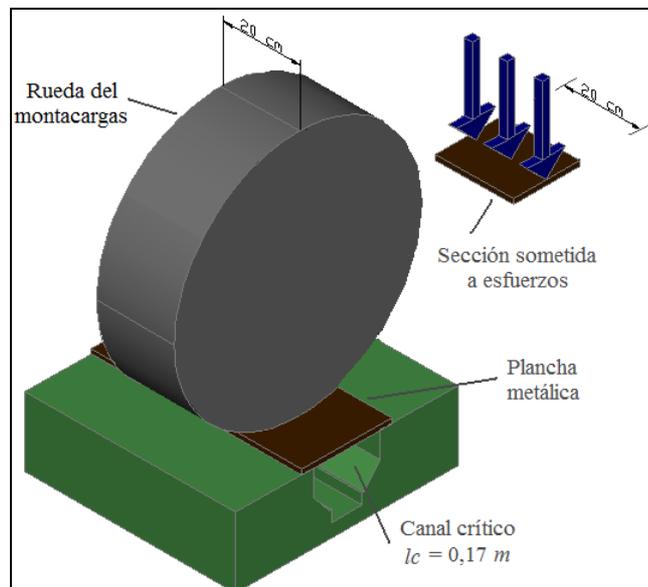


Figura N° 4.28. Cargas presentes en la plancha metálica en el canal crítico.

La longitud de la viga es de $l_c = 0,17 m$ y la sección transversal es el ancho de la rueda del montacargas ($A_r = 0,2 m$) por el espesor de la lámina ($e = 0,019 m$). En la figura N° 4.29 se observa la sección de la viga esforzada.

Se determina el peso aplicado por una rueda del montacargas con la ecuación N° 4.12.

$$W_{tm} = \frac{W_m + W_{cm}}{2} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.12)$$

Donde:

W_{tm} : Peso total del montacargas aplicado por una rueda.

W_m : Peso del montacargas = 40.000 N.

W_{cm} : Peso de la carga máxima que puede transportar el montacargas = 30.000 N.

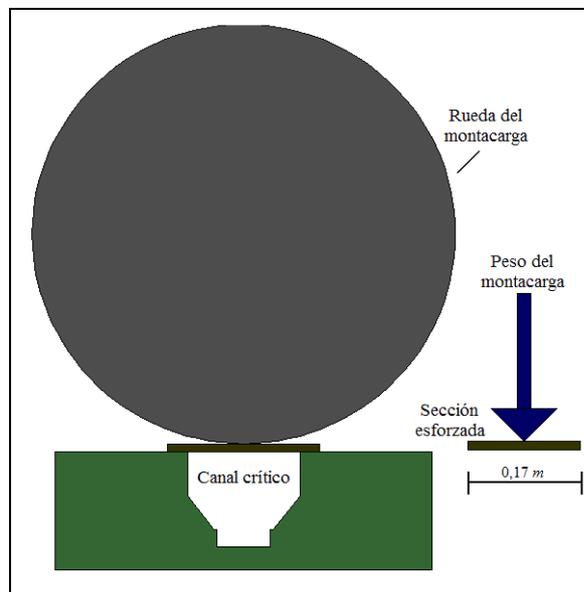


Figura N° 4.29. Sección de la viga reforzada.

Se sustituyen los valores en la ecuación N° 4.12 y se obtiene:

$$W_{tm} = \frac{40.000N + 30.000 N}{2} \quad \longrightarrow \quad W_{tm} = 35.000N$$

En la figura N° 4.30 se aprecian las cargas actuantes en la plancha metálica (viga) en un diagrama de cuerpo libre de la misma.

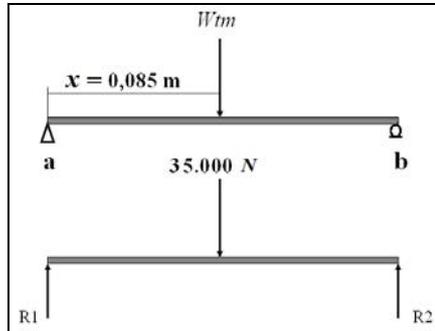


Figura N° 4.30. Diagrama de cuerpo libre de la sección esforcada.

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{Ecuación N° 4.13})$$

$$\sum F_y : R_1 + R_2 - Wtm = 0 \quad (\text{Ecuación N° 4.14})$$

$$\sum M_a : R_2 \times lc - \frac{Wtm \times lc}{2} = 0 \quad (\text{Ecuación N° 4.15})$$

En la ecuación N° 4.15 se sustituye el valor de Wtm y se despeja el valor de R_2 . Se tiene que:

$$R_2 = \frac{Wtm}{2} = \frac{35.000N}{2} \longrightarrow R_2 = 17.500N$$

Luego se sustituye el valor de R_2 y Wtm en la ecuación N° 4.14 y se obtiene el valor de R_1 :

$$R_1 = 35.000N - 17.500N \longrightarrow R_1 = 17.500N$$

A partir de estas fuerzas se construye el diagrama de cargas, diagrama de corte y diagrama de momento flector como se ilustra en la figura N° 4.31, figura N° 4.32 y en la figura N° 4.33 respectivamente.

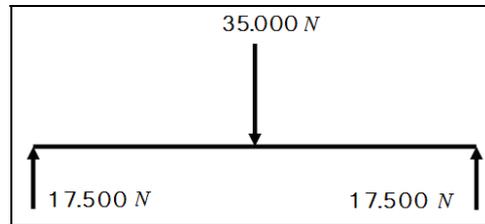


Figura N° 4.31. Diagrama de cargas.

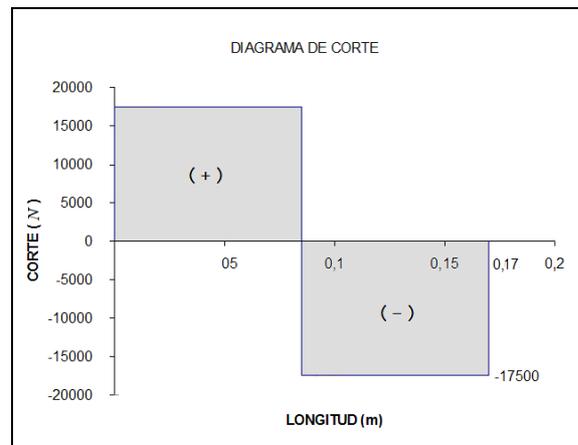


Figura N° 4.32. Diagrama de corte.

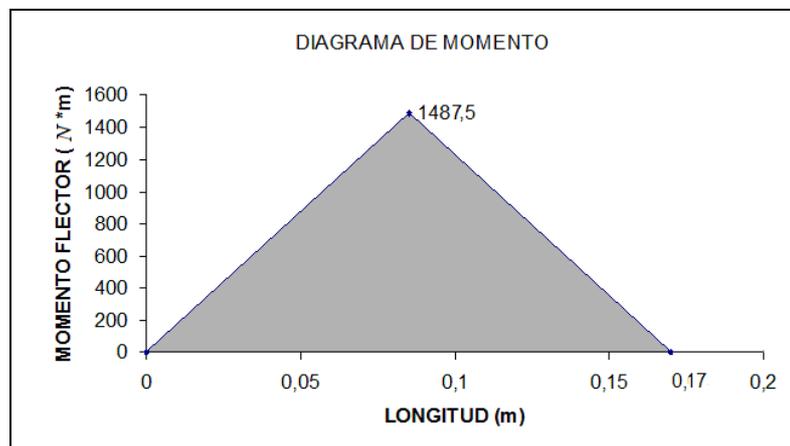


Figura N° 4.33. Diagrama de momento flector.

Se calcula el esfuerzo máximo que soporta la viga en el punto en el cual el momento flector también es máximo con la ecuación N° 4.16.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} \times c}{I_x} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuaci3n N}^\circ 4.16)$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$: es el momento m\acute{a}ximo de flexi3n aplicado en la secci3n en cuesti3n,

I_x : es el momento de inercia del \u00e1rea de la secci3n transversal de la viga y,

c : La distancia del plano neutro al punto en el cual se calcula el esfuerzo (fibras exteriores).

En la figura 4.34, se muestra la secci3n de la plancha met\u00e1lica en estudio.

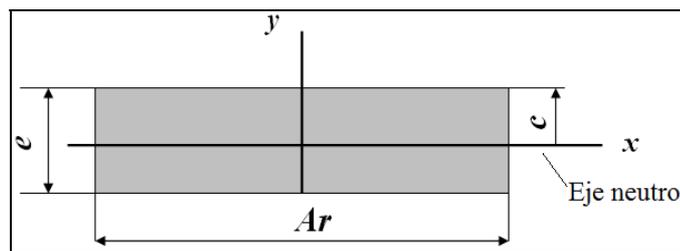


Figura N\u00b0 4.34. Secci3n transversal de la plancha esforzada.

I_x Se determina con la ecuaci3n N\u00b0 4.17, que se muestra a continuaci3n:

$$I_x = \frac{Ar \times e^3}{12} \quad (\text{Shigley y Mischke, 2.002}) \quad (\text{Ecuaci3n N}^\circ 4.17)$$

Se sustituyen los valores $Ar = 0,2 \text{ m}$ y $e = 0,019 \text{ m}$ en esta ecuaci3n N\u00b0 4.17 y se obtiene:

$$I_x = \frac{0,2 \times 0,019^3}{12} \quad \longrightarrow \quad I_x = 1,143 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Luego se sustituyen los valores de $c = 9,5 \times 10^{-3} m$, $M_{m\acute{a}x} = 1.487,5 N * m$ e $I_x = 1,143 \times 10^{-7} m^4$ en la ecuaci3n N° 4.16 para obtener el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{1.487,5 N * m \times 9,5 \times 10^{-3} m}{1,143 \times 10^{-7} m^4} \longrightarrow \sigma_{m\acute{a}x} = 123,6 MPa$$

Este valor se compara con la resistencia del material el cual es ASTM A -36 cuyo límite de fluencia es $S_y = 248,2 MPa$ (Welle, 2.008). Entonces:

$$S_y > \sigma_{m\acute{a}x} : 248,2 MPa > 123,6 MPa \text{ (No falla el material, no fluye)}$$

Luego se determina el factor de seguridad con la ecuaci3n N° 4.18.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuaci3n N° 4.18)}$$

Se sustituyen los valores correspondientes en la misma, se obtiene:

$$FS = \frac{248,2 MPa}{123,6 MPa} \longrightarrow FS = 2,05$$

Se recomienda un factor de seguridad mínimo para vigas de $FS = 1,70$ (Hicks, 1.998). El factor de seguridad del diseño de la plancha metálica es mayor que el recomendado por Hicks, con esto se consideran los efectos de corrosi3n, cargas de impacto y la fatiga que pueda tener la misma.

Ahora, se determina la deflexi3n máxima de la plancha en el punto en el que se encuentra aplicada la carga concentrada, para conocer cuanto se deforma

elásticamente al momento de ser aplicada la fuerza. Para este cálculo se utiliza la ecuación N° 4.19.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{Wtm}{3 \times E \times I_x} \times \left(2 \times x^3 - \frac{x^4}{lc} - lc \times x^2 \right) \text{ (Norton, 1.999) (Ecuación N° 4.19)}$$

Donde:

E : es el módulo de elasticidad del material $E = 206,8 \text{ GPa}$ (Norton, 1.999).

x : Distancia desde el punto “a” hasta el punto de aplicación de la carga (ver figura N° 4.30).

Con el valor de $x = 0,085\text{m}$, $I_x = 1,143 \times 10^{-7} \text{ m}^4$, $lc = 0,17\text{m}$ y $Wtm = 35.000\text{N}$, se sustituyen en la ecuación 4.19 y se obtiene:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{35\text{kN}}{3 \times 206,8 \times 10^6 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \times 1,143 \times 10^{-7} \text{ m}^4} \times \left(2 \times 0,085^3 - \frac{0,085^4}{0,17} - 0,17 \times 0,085^2 \right) \text{ m}^3$$

$$y_{m\acute{a}x} = -1,52 \times 10^{-4} \text{ m}$$

En la figura N° 4.35 se aprecia la flexión máxima de la plancha en el punto de aplicación de la fuerza, y su comportamiento en función de la longitud.

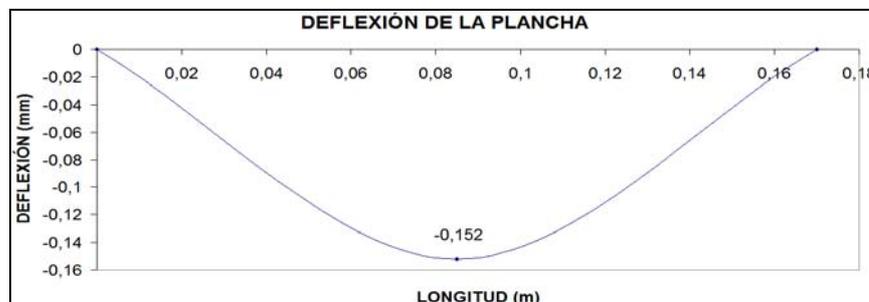


Figura N° 4.35. Deflexión de la plancha metálica en la sección esforzada.

La flexión de la sesión en estudio es inapreciable a simple vista, ya que representa cerca de 15,2 % de un milímetro, por lo que no representa inconvenientes.

4.4.3 Cálculos de la soldadura.

En la figura N° 4.36 se representa el cordón de soldadura que se realiza para lograr la unión entre la plancha metálica y la pieza en la que se acoplan los cilindros neumáticos.

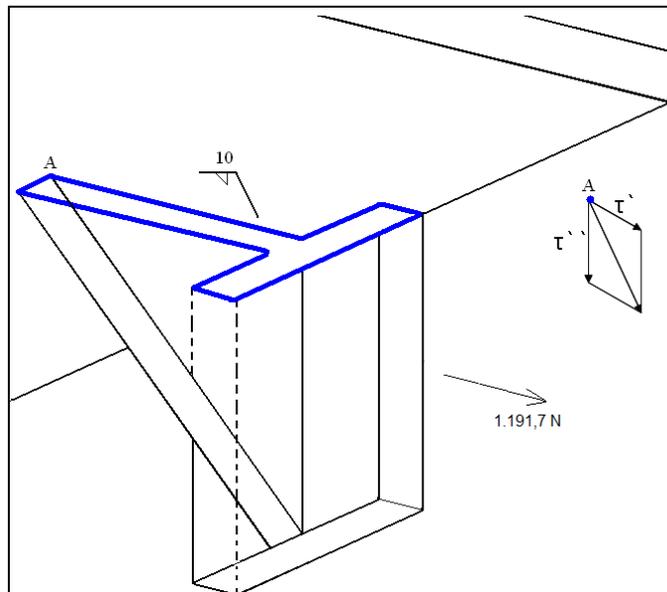
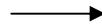


Figura N° 4.36. Cordón de soldadura entre pieza y plancha metálica.

Para la selección de un espesor de soldadura se recomienda considerar un valor de t igual a un 80% del espesor de las láminas a soldar, en la figura N° 4.37 se representan las variables t (espesor de la soldadura) y h (garganta de la soldadura) de una soldadura tipo filete.

Esto es:

$$t = 0,8 \times 0,019m$$



$$t = 0,0152m$$

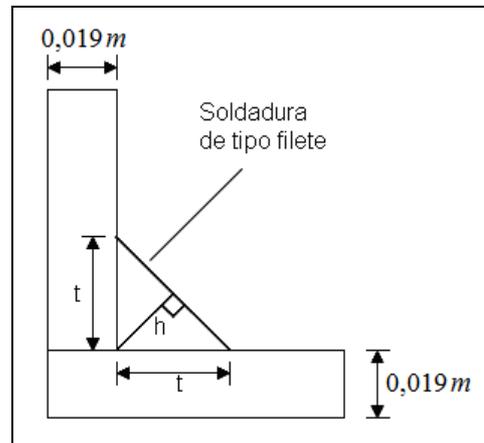


Figura N° 4.37. Soldadura de tipo filete de dos partes de igual espesor.

Entonces el espesor de soldadura a seleccionar es:

$$h = t \times \cos 45^\circ \quad (\text{Ecuación N° 4.20})$$

$$h = 0,0152m \times \cos 45^\circ \quad \longrightarrow \quad h = 0,01m \approx 10mm$$

En la figura N° 4.38 se ilustra una vista superior del cordón de soldadura necesario para la unión de la plancha metálica con la pieza que transmite el movimiento a la misma proveniente del cilindro neumático, además del centro de gravedad de toda la soldadura y su respectiva ubicación.

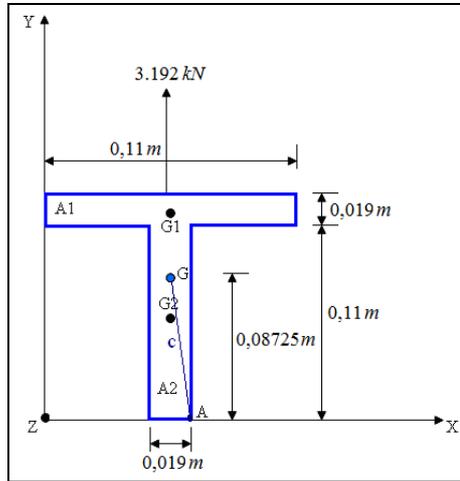


Figura N° 4.38. Centroide del cordón de soldadura.

Se calcula el centroide de la soldadura con las ecuaciones N° 4.21 y N° 4.22, entonces:

$$A_1 = A_2 = (0,019m)(0,11m) = 2,09 \times 10^{-3} m^2$$

$$\bar{y} = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} \quad (\text{Shigley y Mischke, 2.002}) \quad (\text{Ecuación N° 4.21})$$

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i A_i}{\sum A_i} \quad (\text{Shigley y Mischke, 2.002}) \quad (\text{Ecuación N° 4.22})$$

Se sustituyen los valores en ambas ecuaciones y se obtiene que:

$$\bar{y} = \frac{(0,1195 \times 2,09 \times 10^{-3}) + (0,055 \times 2,09 \times 10^{-3})}{2 \times 2,09 \times 10^{-3}} \longrightarrow \bar{y} = 0,08725m$$

$$\bar{x} = \frac{(0,055 \times 2,09 \times 10^{-3}) + (0,055 \times 2,09 \times 10^{-3})}{2 \times 2,09 \times 10^{-3}} \longrightarrow \bar{x} = 0,055m$$

Para el cálculo de los momentos de inercia y el área de la soldadura, se toman por separado distintos tramos del cordón de la siguiente manera:

Cordón de soldadura N° 1 (ver figura N° 4.39):

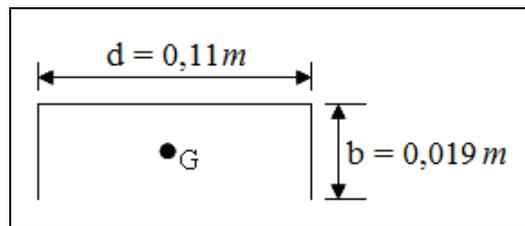


Figura N° 4.39. Centro de gravedad de un tramo del cordón de soldadura.

Las ecuaciones respecto al área y momento de inercia unitario para este tipo de soldadura son la ecuación N° 4.23 y la ecuación N° 4.24 respectivamente:

$$A = h \times (2 \times b + d) \text{ (Shigley y Mischke, 2.002)} \quad \text{(Ecuación N° 4.23)}$$

$$I_{uT} = \frac{d^2}{12} (6 \times b + d) \text{ (Shigley y Mischke, 2.002)} \quad \text{(Ecuación N° 4.24)}$$

Se sustituye y resulta:

$$A = 0,01 \times (2 \times 0,019 + 0,11) \quad \longrightarrow \quad A = 1,48 \times 10^{-3} m^2$$

$$I_{uT} = \frac{(0,11)^2}{12} (6 \times 0,019 + 0,11) \quad \longrightarrow \quad I_{uT} = 2,25 \times 10^{-4} m^3$$

Cordón de soldadura N° 2 (ver figura N° 4.40):

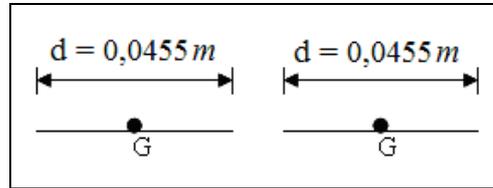


Figura N° 4.40. Centro de gravedad de una sección del cordón de soldadura.

Las ecuaciones N° 4.25 y N° 4.26 que corresponden al área y momento de inercia unitario de ésta forma de soldadura son:

$$A = h \times d \text{ (Shigley y Mischke, 2.002)} \quad \text{(Ecuación N° 4.25)}$$

$$I_{uT} = \frac{d^3}{12} \text{ (Shigley y Mischke, 2.002)} \quad \text{(Ecuación N° 4.26)}$$

Como existen dos soldaduras de la misma forma, ambas ecuaciones son multiplicadas por 2. Esto es:

$$A = 2 \times 0,01 \times 0,0455 \quad \longrightarrow \quad A = 9,1 \times 10^{-4} m^2$$

$$I_{uT} = 2 \times \frac{(0,11)^3}{12} \quad \longrightarrow \quad I_u = 2,21 \times 10^{-4} m^3$$

Cordón de soldadura N° 3 (ver figura N° 4.41):

Las ecuaciones que corresponden al área y momento de inercia unitario de ésta forma de soldadura, son la ecuación N° 4.27 y la ecuación N° 4.28 respectivamente.

$$A = h \times (b + 2 \times d) \text{ (Shigley y Mischke, 2.002)} \quad \text{(Ecuación N° 4.27)}$$

$$I_{uT} = \frac{2 \times d^3}{3} - 2 \times d^2 \times \bar{y} + (b + 2 \times d) \times (\bar{y})^2 \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.28)$$

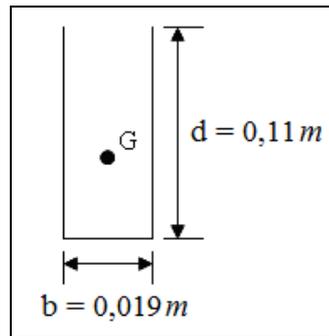


Figura N° 4.41. Centro de gravedad de la sección del cordón de soldadura.

Donde:

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d} \quad (\text{Shigley y Mischke, 2.002}) \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.29)$$

Se sustituyen los valores de d y b en la ecuación N° 4.29 y se tiene que:

$$\bar{y} = \frac{(0,11)^2}{0,019 + 2 \times 0,11} \quad \longrightarrow \quad \bar{y} = 0,05063\text{ m}$$

Se sustituye en las ecuaciones N° 4.27 y N° 4.28 y resulta:

$$A = 0,01 \times (0,019 + 2 \times 0,11) \quad \longrightarrow \quad A = 2,39 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_{uT} = \frac{2 \times (0,11)^3}{3} - 2 \times (0,11)^2 \times 0,05063 + (0,019 + 2 \times 0,11) \times (0,05063)^2$$

$$I_{uT} = 2,75 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Ahora se suman las áreas y los momentos de inercia unitarios de los distintos tramos de soldadura calculados anteriormente, entonces:

$$A_T = (1,48 \times 10^{-3} + 9,1 \times 10^{-4} + 2,39 \times 10^{-3}) m^2 \longrightarrow A_T = 4,78 \times 10^{-3} m^2$$

$$I_{uT} = (2,25 \times 10^{-4} + 2,21 \times 10^{-4} + 2,75 \times 10^{-4}) m^3$$

$$I_{uT} = 7,21 \times 10^{-4} m^3$$

Se sustituye en la ecuación N° 2.10 y se obtiene:

$$I_g = 0,01 \times 7,21 \times 10^{-4} \longrightarrow I_g = 7,21 \times 10^{-6} m^4$$

En la figura N° 4.42 se puede apreciar la ubicación de la fuerza aplicada a la pieza soldada a la plancha metálica.

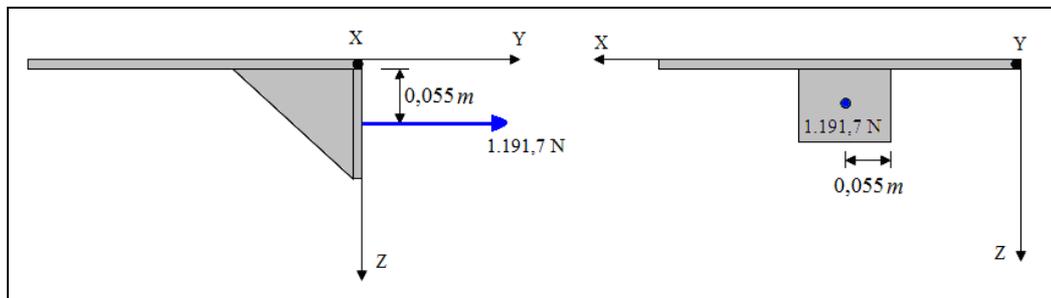


Figura N° 4.42. Distancia de aplicación de la fuerza sobre la soldadura.

Se calcula el momento que genera la fuerza en la soldadura con la ecuación N° 2.9 y resulta:

$$M = 1.191,7 N \times 0,055 m \longrightarrow M = 65,54 N * m$$

Se calculan los esfuerzos cortantes que genera la fuerza sobre el punto más crítico de la soldadura (punto A) como se aprecia en la figura N° 4.34 con las ecuaciones N° 2.8 y N° 2.11. Se tiene:

Cortante primario:

$$\tau' = \frac{1,192 \times 10^3 N}{4.780 mm^2} \longrightarrow \tau' = 0,25 MPa$$

Cortante secundario:

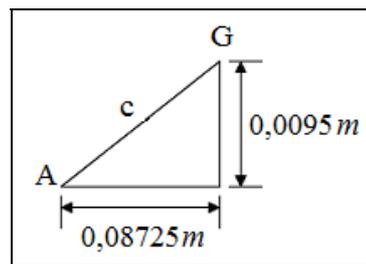


Figura N° 4.43. Distancia del centroide al punto crítico del cordón de soldadura.

$$c = \sqrt{(0,08725)^2 + (0,0095)^2} \longrightarrow c = 0,08777 m$$

Al sustituir resulta:

$$\tau'' = \frac{65,56 \times 10^3 Nmm \times 87,77 mm}{7,21 \times 10^6 mm^4} \longrightarrow \tau'' = 0,8 MPa$$

Se suman vectorialmente ambos cortantes para obtener la magnitud del cortante total en el punto más crítico, esto es:

$$\tau = \sqrt{(0,25)^2 + (0,8)^2} \longrightarrow \tau = 0,84MPa$$

Se selecciona un electrodo de tipo E60xx cuyo límite de fluencia es $S_y = 345$ MPa; límite máximo $S_{ut} = 427$ MPa y esfuerzo cortante permisible $\tau_{perm} = 18ksi = 124,11MPa$ (Shigley y Mischke, 2.002).

El factor de seguridad se obtiene con la ecuación N° 4.30.

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N° 4.30})$$

Donde:

$$S_{ys} = 0,577 \times S_y \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N° 4.31})$$

Se sustituye en la ecuación N° 4.31 y en la ecuación N° 4.30, se resuelve y resulta:

$$FS = \frac{0,577S_y}{\tau} = \frac{0,577 \times 345MPa}{0,84MPa} \longrightarrow FS = 236,98$$

Otra forma de comprobar que la soldadura no falle es comparar el cortante total del punto más crítico con el cortante permisible del electrodo, es decir:

Como $\tau < \tau_{perm}$, es decir, $0,84 < 124,11$ La soldadura resulta satisfactoria.

El metal base es de tipo ASTM A – 36 (Welle, 2.008) con las siguientes propiedades mecánicas: $S_y = 248,2$ MPa; $S_{ut} = 344,7$ MPa.

Para Calcular la resistencia de la unión a partir de la ecuación N° 2.12 se considera la pieza como una viga en voladizo, se tiene:

En la figura N° 4.44 se puede apreciar la sección transversal de la viga en voladizo.

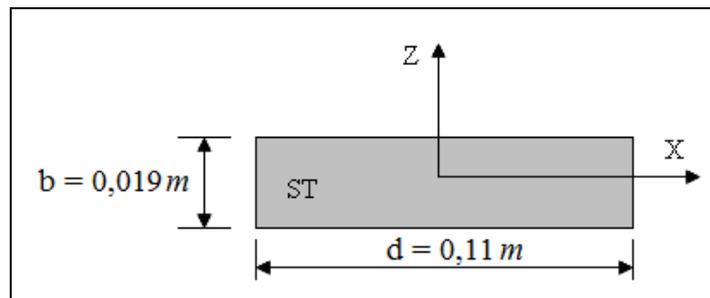


Figura N° 4.44. Sección transversal de la viga en voladizo.

Se calcula la inercia en el eje X de la sección transversal con la ecuación N° 4.17, resulta:

$$I_x = \frac{0,11 \times (0,019)^3}{12} \longrightarrow I_x = 6,28 \times 10^{-8} m^4$$

Se sustituyen los valores en la ecuación N° 2.12 y resulta:

$$\sigma_t = \frac{65,56 \times 10^3 \times (19/2)}{62.874,16} \longrightarrow \sigma_t = 9,91 MPa$$

El factor de seguridad se obtiene con la ecuación N° 4.32.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_t} \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.32)}$$

Se sustituye y resulta:

$$FS = \frac{248,2MPa}{9,91MPa} \longrightarrow FS = 25,1$$

Otra forma de comprobar la resistencia de la unión es la siguiente.

Como el $\sigma_t < S_y$; es decir, $9,91 < 248,2$ la unión tampoco falla si es considerada como una viga en voladizo.

Para el diseño de la soldadura no se consideró la fatiga debido a que el ciclaje para un tiempo de 20 años es menor a 10^6 ciclos.

4.4.4 Diseño de sujetadores para la junta.

Se diseñan los tornillos para las dos uniones que están acopladas a los cilindros neumáticos. Para esto, se supone que cada cilindro ejerce la misma fuerza sobre la plancha, ya que los mismos están ubicados equidistantes con respecto al centro de la lámina de metal, es decir, cada cilindro ejerce una carga igual a la mitad de la fuerza de empuje calculada anteriormente (F_p). En la figura N° 4.45 observa unas de las juntas que se desea unir por medio de pernos.

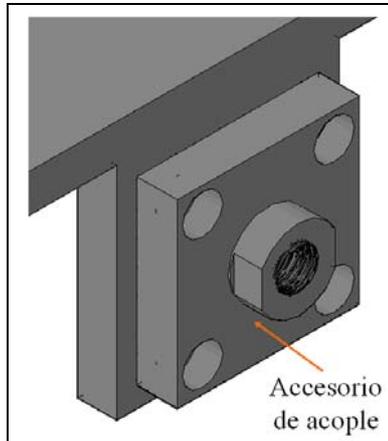


Figura N° 4.45. Unión entre la plancha y el cilindro neumático.

Debido a que el accesorio de acople de los cilindros neumáticos más adecuado tiene una geometría definida, se utilizarse 4 pernos para cada unión. Se hace el diseño de solo uno de estos. La fuerza que transmite cada cilindro neumático se obtiene con la ecuación N° 4.33.

$$P_{PC} = \frac{F_p}{2} \quad \text{(Ecuación N° 4.33)}$$

Donde:

P_{PC} : Es la fuerza transmitida por cilindro, y

F_p : La fuerza de empuje de la plancha.

Al Sustituir F_p en la ecuación N° 4.33 se obtiene:

$$P_{PC} = \frac{2.383,4 N}{2} \quad \longrightarrow \quad P_{PC} = 1.191,7 N$$

Ahora, la fuerza en cada perno es:

$$P_p = \frac{P_{PC}}{4} \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.34)$$

Se sustituye $P_{PC} = 3.192N$ en la ecuación N° 4.34 y se obtiene la carga por pernos:

$$P_p = 298N$$

Se selecciona un perno M14 x 2 estandarizado según ISO cuyo diámetro y área de esfuerzo a tensión $A_t = 115,44mm^2$ y número de clase 4,6 de resistencia de prueba $S_p = 225MPa$ (Norton, 1.999). No se usa arandela debido a que la configuración de la junta y su geometría no permite el uso de las mismas. La tuerca es una M14 hexagonal regular (Shigley y Mischke, 2.002).

En la figura N° 4.46 se pueden apreciar los elementos que conforman la unión y algunas de sus dimensiones.

Se determina la precarga (Fi), la cual debe generar un esfuerzo tan elevado como 90% de la resistencia de prueba (Norton, 1.999), entonces:

$$Fi = 0,9 \times S_p \times A_t = 0,9 \times 225MPa \times 115,44mm^2$$

$$Fi = 23.377N$$

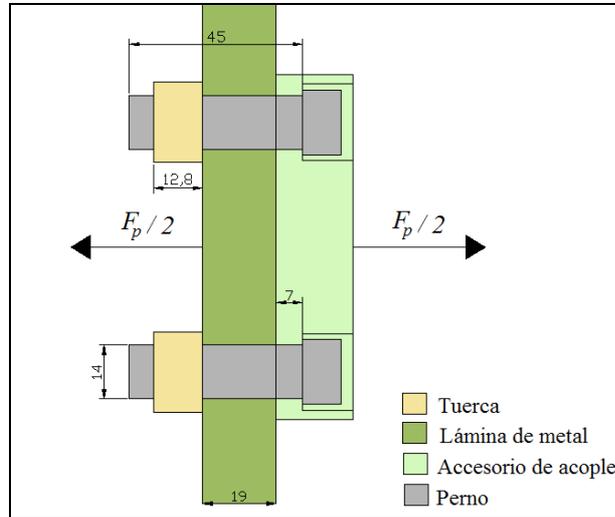


Figura N° 4.46. Elementos de la unión.

La longitud de rosca del perno se obtiene a partir de la ecuación N° 4.35.

$$l_r = \begin{cases} 2d + 6\text{mm} : l_{perno} \leq 125\text{mm} \\ 2d + 12\text{mm} : 125 < l_{perno} \leq 200\text{mm} \text{ (Shigley y Mischke, 2.002)} \\ 2d + 25\text{mm} : l_{perno} > 200\text{mm} \end{cases} \quad (\text{Ec. N° 4.35})$$

En la figura N° 4.46, se observa la longitud que tiene el perno $l_{perno} = 45\text{mm}$, ya que la longitud del mismo debe sobresalir un poco para garantizar el agarre de la tuerca. En la figura N° 4.47 se muestran las dimensiones a considerar para el diseño de los pernos.

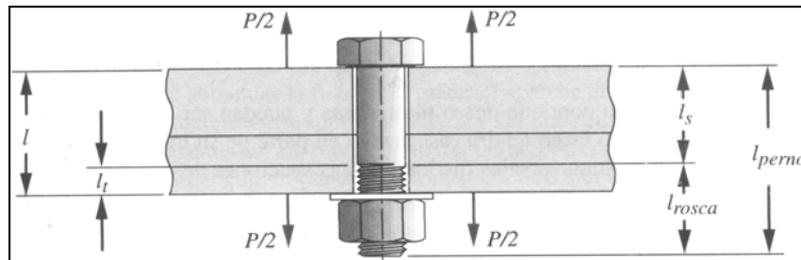


Figura N° 4.47. Un conjunto atornillado a tensión (Norton, 1.999).

A partir de la ecuación N° 4.35 se determina la longitud de rosca:

$$l_r = 2d + 6mm = 2 \times 14mm + 6mm \longrightarrow l_r = 34mm$$

$$l_s = l_{perno} - l_r \quad \text{(Ecuación N° 4.36)}$$

Se sustituye la longitud del perno y la longitud de rosca en la ecuación N° 4.36 y se determina la longitud del perno sin rosca:

$$l_s = l_{perno} - l_r = 45mm - 34mm \longrightarrow l_s = 11mm$$

La longitud de roscada dentro de la unión es:

$$l_t = l - l_s \quad \text{(Ecuación N° 4.37)}$$

De la figura N° 4.46 se obtiene el valor de $l = 7mm + 19mm = 26mm$. Se sustituye y se obtiene que:

$$l_t = 26mm - 11mm \longrightarrow l_t = 15mm$$

La rigidez del perno se obtiene con la ecuación N° 4.38.

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t \times E} + \frac{4 \times l_s}{\pi \times d^2 \times E} \quad \text{(Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.38)}$$

Se sustituyen los valores correspondientes y se despeja k_b para obtener:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{15mm}{115,44mm^2 \times 206,8 \times 10^3 MPa} + \frac{4 \times 11mm}{\pi \times (14mm)^2 \times 206,8 \times 10^3 MPa}$$

$$k_b = 1,027 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

La rigidez de los materiales de la junta se aproxima a partir de la ecuación N° 4.39.

$$k_m = d \times E \times A \times e^{b \times (d/l)} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N° 4.39})$$

Donde los factores A y b son parámetros de la ecuación N° 4,39 (Norton, 1.990), y E es el módulo de elasticidad del material. Para este caso es el mismo, ya que ambos materiales de la unión son de acero.

$$A = 0,78715, b = 0,62873, E = 206,8MPa \text{ (Norton, 1.999)}, l = 26mm \text{ y } d = 14mm.$$

Se sustituyen en la ecuación N° 4.39 estos valores y se obtiene la rigidez del material:

$$k_m = 14mm \times 206.800MPa \times 0,78715 \times e^{0,62873 \times (14mm / 26mm)}$$

$$k_m = 3,2 \times 10^6 \frac{N}{mm}$$

El factor de rigidez de la unión se obtiene con la ecuación N° 4.40.

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N° 4.40})$$

Se sustituyen k_b y k_m . Resulta:

$$C = \frac{1,027 \times 10^6 \frac{N}{mm}}{3,2 \times 10^6 \frac{N}{mm} + 1,027 \times 10^6 \frac{N}{mm}} \longrightarrow C = 0,242962$$

Las porciones de la carga aplicada P que ven el perno y el material pueden determinarse ahora a partir de la ecuación N° 4.41 (a) y N° 4.41 (b) respectivamente.

$$P_b = C \times Pp \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.41 (a))}$$

$$P_m = (1 - C) \times Pp \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.41 (b))}$$

$$P_b = 0,242962 \times 798N \longrightarrow P_b = 72,4N$$

$$P_m = (1 - 0,242962) \times 798N \longrightarrow P_m = 225,6N$$

Las cargas resultantes tanto en el perno como en el material una vez aplicada la carga P se obtienen a partir de la ecuación N° 4.42 (a) y N° 4.42 (b) respectivamente.

$$F_b = Fi + P_b \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.42 (a))}$$

$$F_m = Fi - P_m \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.42 (b))}$$

$$F_b = 23.377N + 72,4N \longrightarrow F_b = 23.449,4N$$

$$F_m = 23.377N - 225,6N \longrightarrow F_m = 23.151, N$$

Para obtener el esfuerzo máximo a la tensión en el perno se sustituyen $F_b = 23.570,88N$ y $A_t = 115,44mm^2$ en la ecuación N° 2.14.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{23.449,4N}{115,44mm^2} \longrightarrow \sigma_{m\acute{a}x} = 203,13MPa$$

Se trata de una situación de esfuerzo uniaxial, por lo que el esfuerzo principal y el esfuerzo de Von Mises son idénticos al esfuerzo a tensión aplicado. El factor de seguridad a la fluencia es por lo tanto:

$$FS_{p_y} = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.43)$$

La resistencia a la fluencia es $S_y = 240MPa$ (Norton, 1.999).

$$FS_{p_y} = \frac{240MPa}{203,13MPa} \longrightarrow FS_{p_y} = 1,18$$

Se puede observar con claridad que, aunque el factor de seguridad sea bajo, los pernos no fallan ya que la carga que se aplica externamente es muy baja en comparación con la precarga.

A pesar de que para pernos sometidos a carga estática se recomienda que la precarga genere un esfuerzo tan alto como el 90% de la resistencia de prueba, en este caso se disminuye ese valor ya que las cargas externas son muy bajas y es poco probable que el perno soporte todas estas. Aun así, si el perno soporta toda la carga externa no se genera mayor esfuerzo.

Para determinar la carga externa necesaria la cual separa la unión (instante en cual el perno soporta toda la fuerza) se usa la ecuación N° 4.44.

$$P0 = \frac{Fi}{1-C} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.44)$$

Se sustituye y resulta:

$$P0 = \frac{23.377N}{1-0,242962} \quad \longrightarrow \quad P0 = 30.879,6N$$

El factor de seguridad contra la separación es:

$$FS_{SEP} = \frac{P0}{Pp} \quad (\text{Norton, 1.999}) \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.45)$$

Se sustituye y se obtiene:

$$FS_{SEP} = \frac{30.879,6N}{298N} \quad \longrightarrow \quad FS_{SEP} = 103,6$$

Lo ideal es que tanto el factor de seguridad contra la separación como el factor de seguridad a la fluencia estén equilibrados (Norton, 1.999). El factor de seguridad a la separación aumenta según se aumenta la precarga y el factor de seguridad a la fluencia disminuye. Luego de una iteración se determina que la precarga genera un esfuerzo cerca del 10% de la resistencia de prueba, donde ambos factores de seguridad se igualan. Este factor es aproximadamente 10.

La precarga a utilizar es entonces:

$$Fi = 0,10 \times S_p \times A_t = 0,10 \times 225MPa \times 115,44mm^2$$

$$Fi = 2.597N$$

El par de torsión necesario para precargar el perno es:

$$T_i = 0,21 \times F_i \times d \text{ (Norton, 1.999)} \quad \text{(Ecuación N° 4.46)}$$

Se sustituyen los valores de diámetro y precarga. Resulta:

$$T_i = 0,21 \times 2.597 N \times 14 mm \quad \longrightarrow \quad T_i = 7,64 N * m$$

Para el diseño de los pernos no se consideró la fatiga debido a que el ciclaje para un tiempo de 20 años es menor a 10^6 ciclos.

4.4.5 Factor de fricción y prueba de desgaste del material deslizante.

- **Factor de fricción.**

Como material en el que desliza la plancha metálica, se selecciona uno denominado ultraleno, debido a que posee la característica de ser autolubricado (bajo coeficiente de roce) y de gran resistencia al desgaste y al impacto. Entre las aplicaciones en la cuales se puede emplear dicho material se tienen: cojinetes, guías de puertas, placas de fricción de escaleras eléctricas, placas guías, rodillos guías, rieles guía, placas de impacto, correderas de carga, rieles laterales, cojinetes de desgaste, placas de desgastes, entre otras. En la figura N° 4.48 se aprecia la ubicación del material deslizante (ultraleno).

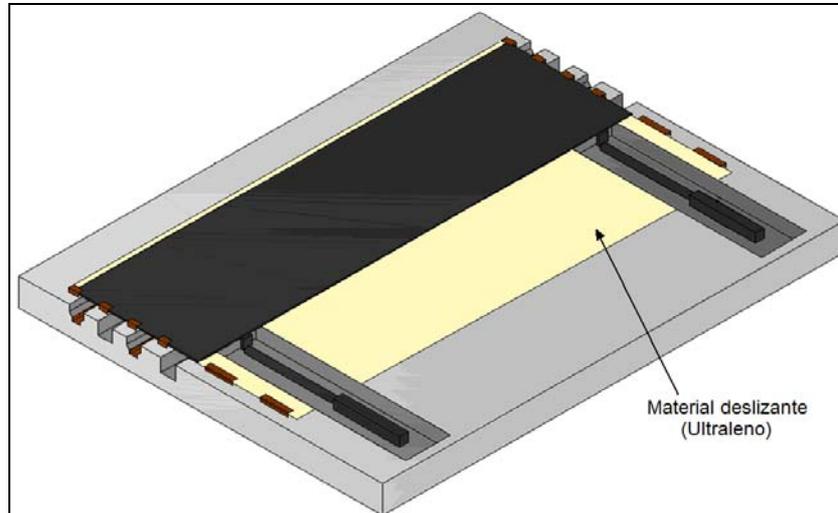


Figura N° 4.48. Ubicación del material deslizante (ultraleno).

Ya que se desconoce con exactitud el factor de fricción del material deslizante (Ultraleno) con respecto al acero comercial seleccionado para la plancha metálica. Se determinó experimentalmente con el uso de un dinamómetro digital la fuerza de empuje (F_{ua}) necesaria para deslizar el acero sobre el ultraleno y el peso del mismo (W_a), para determinar el coeficiente de fricción tal como se muestra más adelante.

En la figura N° 4.49 se aprecian los montajes realizados para la obtención de los datos experimentales. La figura N° 4.49 (A) muestra el proceso mediante el cual se determina el peso del acero; se suspende el material y se toma la lectura reflejada en el dinamómetro (20 mediciones realizadas). En la figura N° 4.49 (B) se muestra el montaje a través del cual se determina la fuerza de empuje necesaria para deslizar el acero sobre el ultraleno; se hala el material hasta provocar el deslizamiento y se toma la lectura reflejada en el dinamómetro (20 medidas realizadas).

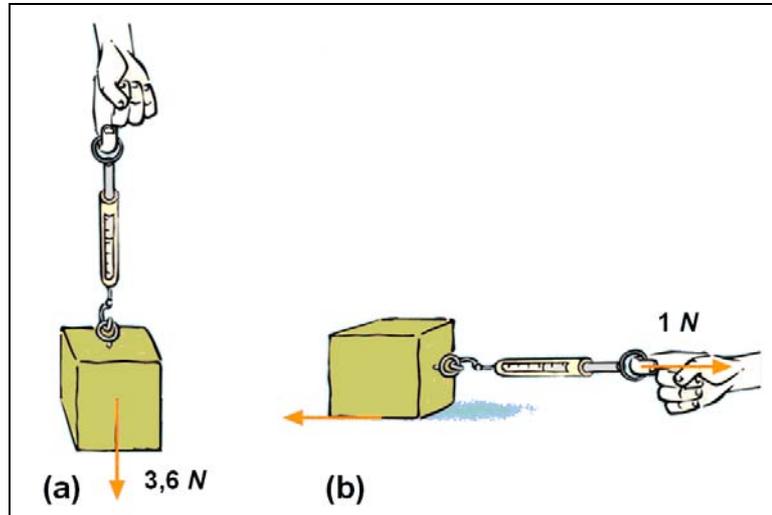


Figura N° 4.49. Proceso para obtener el peso (a). Fuerza de empuje del acero sobre el ultraleno (b).

Para obtener el coeficiente de fricción es necesario realizar una sumatoria de fuerzas en los ejes X y Y. En el diagrama de cuerpo libre de la figura N° 4.50 se observan las fuerzas presentes.

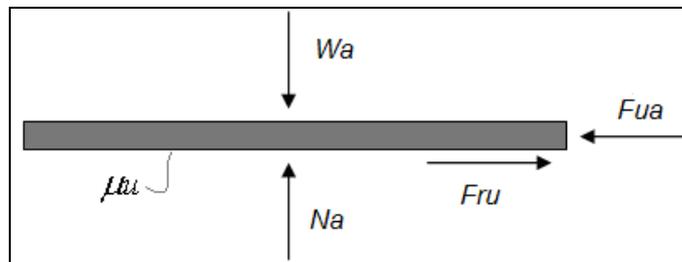


Figura N° 4.50. Diagrama de cuerpo libre del acero.

$$\begin{array}{l}
 \sum F_x : Fru - Fua = 0 \quad \text{(Ecuación N° 4.47)} \\
 \sum F_y : Wa - Na = 0 \quad \text{(Ecuación N° 4.48)}
 \end{array}$$

La fuerza de roce se obtiene a partir de la ecuación N° 4.47, al sustituir el valor de la fuerza de empuje:

$$Fru - 1N = 0 \quad \longrightarrow \quad Fru = 1N$$

En la ecuación N° 4.48 se sustituye el valor del peso del acero para obtener la fuerza normal:

$$Na = Wa \quad \longrightarrow \quad Na = 3,6N$$

Se sustituyen los valores de Fru y Na en la ecuación N° 4.3 y se obtiene el factor de fricción del ultraleno contra el acero:

$$\mu u = \frac{Fru}{Na} = \frac{1N}{3,6N} \quad \longrightarrow \quad \mu u = 0,28$$

El factor de fricción se obtuvo de esta manera ya que el conocido varía entre un valor de 0,2 a 0,25 (Suministros Industriales JL, 2.004) con respecto a una lámina de acero cromada, y para la aplicación de este proyecto las condiciones de temperatura y del material no son las mismas. Por lo tanto se tomó una lámina de acero comercial como la mostrada en la figura N° 4.49 para obtener un factor de fricción más real.

■ Prueba de desgaste.

Debido a que se desconoce la teoría para determinar el desgaste del material, se construyó un dispositivo para realizar una prueba de desgaste en el cuál se simula el movimiento de ida y vuelta de la plancha sobre el material, para un determinado número de ciclos bajo condiciones reales de temperatura y humedad, y así poder realizar una estimación del desgaste que tiene el material en un período de cinco años.

Un ciclo se completa cuando la plancha metálica se desplaza desde la posición 2 hasta la posición 1 y regresa. Según la capacidad instalada de la planta se puede producir 120 unidades por día, por lo que en un día de producción la plancha metálica realiza 120 ciclos. A partir de éste dato se configura el dispositivo de modo tal que realice un ciclo en 2 s, de ésta manera se obtiene que, en 240 s se simulen 120 ciclos (un día de producción).

El dispositivo para la prueba de desgaste está conformado por un cilindro neumático, el cual al extender su vástago y retraerlo, hace deslizar un trozo de acero sobre el material ensayado, completando un ciclo. En la figura N° 4.51 se muestra la disposición de los elementos antes mencionados.

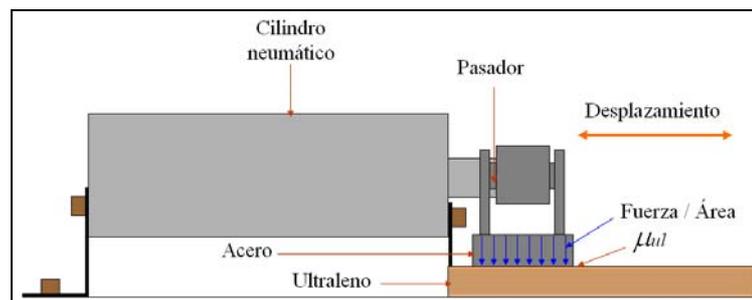


Figura N° 4.51. Dispositivo para la prueba de desgaste.

■ Diseño neumático de la prueba.

Se tiene un cilindro de doble efecto el cuál es controlado por una válvula 5/2 vías de accionamiento neumático biestable y dos válvulas 3/2 vías monoestables de accionamiento directo con rodillos que actúan como finales de carrera, las cuales representan elementos introductores de señal para la válvula 5/2 vías. Además la velocidad de extensión y retracción del vástago del cilindro está regulada por un par de válvulas de estrangulamiento unidireccional ubicadas en la cámara del émbolo y en la cámara del vástago del mismo, logrando que un ciclo sea realizado en 2 s. En la

figura N° 4.52, se puede observar el dispositivo armado y los componentes que lo conforman.

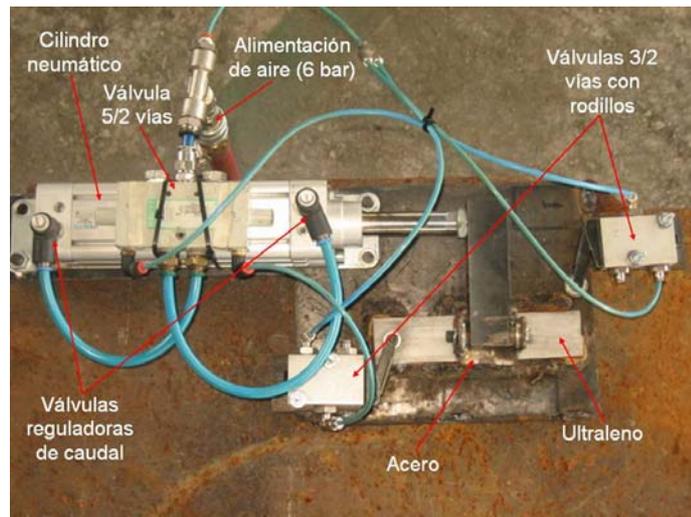


Figura N° 4.52. Dispositivo de prueba de desgaste.

Inicialmente la fuente de alimentación de aire está desconectada y la válvula de rodillo 1.2 está activada (vástago retraído). Al conectar la alimentación, dicha válvula permite el paso de aire desde 1 hacia 2, generando la señal 14, que a su vez hace conmutar la válvula 1.1, la cual cede el paso de aire hacia la cámara del émbolo del cilindro neumático, provocando la extensión de su vástago. Cuando el vástago se extiende completamente toca el rodillo de la válvula 1.3 para que ésta conmute y ceda el paso de aire desde 1 hacia 2 generando la señal 12. Ésta señal ocasiona que la válvula 1.1 cambie de posición y abra el paso de aire hacia la cámara del vástago del cilindro, para que se retraiga. Una vez que el vástago vuelva a tocar el rodillo de la válvula 1.2 se repite continuamente el ciclo del proceso antes mencionado, hasta alcanzar la cantidad de ciclos necesarios con la que se pueda estimar el desgaste del material deslizante en función del tiempo. Las válvulas 1.01 y la válvula 1.02 son las encargadas de regular la velocidad de retracción y extensión del vástago

respectivamente. En la figura N° 4.53 se aprecia el esquema neumático del dispositivo.

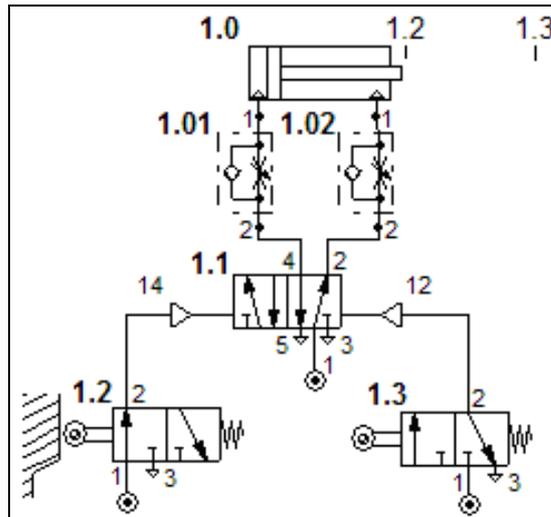


Figura N° 4.53. Esquema neumático del dispositivo.

Los materiales y componentes utilizados en el dispositivo de prueba de desgaste, fueron facilitados por la empresa Chrysler de Venezuela específicamente del taller de repuestos de mantenimiento, con la autorización del supervisor encargado del área, además, se contó con la ayuda de soldadores para la construcción de dicho dispositivo.

El trozo de acero tiene un peso de $W_a = 14,8N$ y está apoyado en un área de contacto igual ($A_{ca} = 1.782,85mm^2$) el cual genera una fuerza por unidad de área, que se obtiene a partir de la ecuación N° 4.47.

$$F_t = \frac{W_a}{A_{ca}} \quad (\text{Ecuación N° 4.47})$$

Se sustituye y resulta:

$$F_t = \frac{14,8N}{1.782,85mm^2} \longrightarrow F_t = 8,3kPa$$

Éste valor de presión es mayor o igual al que genera la plancha metálica sobre el material deslizante para de garantizar que las condiciones de la prueba sean lo más parecidas posible o más críticas que la real para así obtener resultados más conservadores.

La fuerza por unidad de área que genera la plancha metálica se determina a partir de la ecuación N° 4.47. Se Sustituye el peso ($W_p = 8347,4N$) y un área de contacto de $2,96 \times 10^{-6} mm^2$, lo que resulta:

$$F_t = \frac{8347,4N}{2,96 \times 10^{-6} mm^2} \longrightarrow F_t = 2820,1MPa$$

Aquí se observa claramente que la presión que genera la plancha metálica es menor a la generada en la prueba, lo que significa que las condiciones de trabajo de éste último son más críticas que las reales.

Para ser conservadores y obtener un rango de resultados que permita observar con claridad el desgaste que puede tener el material, se realiza la prueba con distintos pesos en un período de 5 años (144.000 ciclos) cada uno. Se utilizan los valores de presión que se presentan en la N° 4.9.

Tabla N° 4.9. Valores de presión utilizados en la prueba de desgaste.

Peso (N)	4,8	14,8	27,6
Presión (kPa)	2,69	8,3	15,5

Para un valor de presión igual a 8,3 kPa se obtienen los siguientes resultados de la prueba de desgaste, los cuales se muestran en la Tabla N° 4.8.

Tabla N° 4.10. Resultados obtenidos de la prueba de desgastes realizada.

Fecha	ΔT	Espesor inicial	Espesor final	Tiempo de trabajo real
07/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
08/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
11/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
12/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
13/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
14/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
15/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
18/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
19/89/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
20/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
21/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
22/08/08	10 horas	12,60 mm	12,60 mm	5 meses
Σ Tiempo de trabajo real				60 meses = 5 años

La prueba de desgaste para las presiones de 2,69 *kPa* y 15,5 *kPa*, se realizaron en las semanas del 25/08/08 al 09/09/08 y 10/09/08 al 25/09/09 respectivamente, obteniéndose los mismos resultados mostrados en la Tabla N° 4.8.

4.5 Neumática del sistema automatizado.

4.5.1 Selección de cilindros neumáticos.

Para seleccionar los cilindros neumáticos se requieren de dos parámetros importantes. El primero es la carrera, la cual viene dada por el recorrido que realiza la plancha metálica (1,4 *m*) y el segundo es la fuerza de empuje, la cual fue determinada en la sección 4.4.4 ($P_{PC} = 1.191,7 \text{ N}$). Se puede hacer una selección preliminar con estos dos parámetros, sin embargo, en este caso se realiza la selección tomando en cuenta la carga admisible del vástago del cilindro la cual depende de la carga de trabajo y de la carrera.

El diámetro del vástago se determina ingresando a la figura N° 4.55 con el valor de fuerza P_{PC} y la carrera. Se elige el diámetro inmediato superior. Se obtiene que el diámetro del vástago es $d_v = 32 \text{ mm}$.

Los cilindros neumáticos son de doble efecto ya que se requiere que realicen trabajo tanto en el avance como en la retracción de sus vástagos debido a que la fricción con el material deslizante es en ambos sentidos del movimiento. Además, tienen amortiguación doble en los finales de carreras para evitar esfuerzos de impacto que puedan ocasionar daños en el sistema.

Dichos cilindros están dotados de un imán permanente en sus émbolos cuyo campo magnético activa los sensores magnéticos que detectan las posiciones de inicio y fin de carrera de los cilindros.

Los cilindros neumáticos seleccionados que cuales cumplen con las características antes descritas es DNC – 125 – 1500 – PPV – A. El significado para la denominación del cilindro neumático se ilustra en la figura N° 4.54.

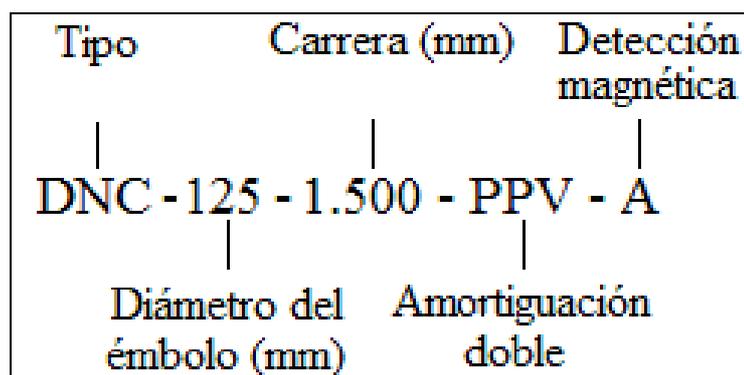


Figura N° 4.54. Códigos para cilindros básicos (Festo, 1.998).

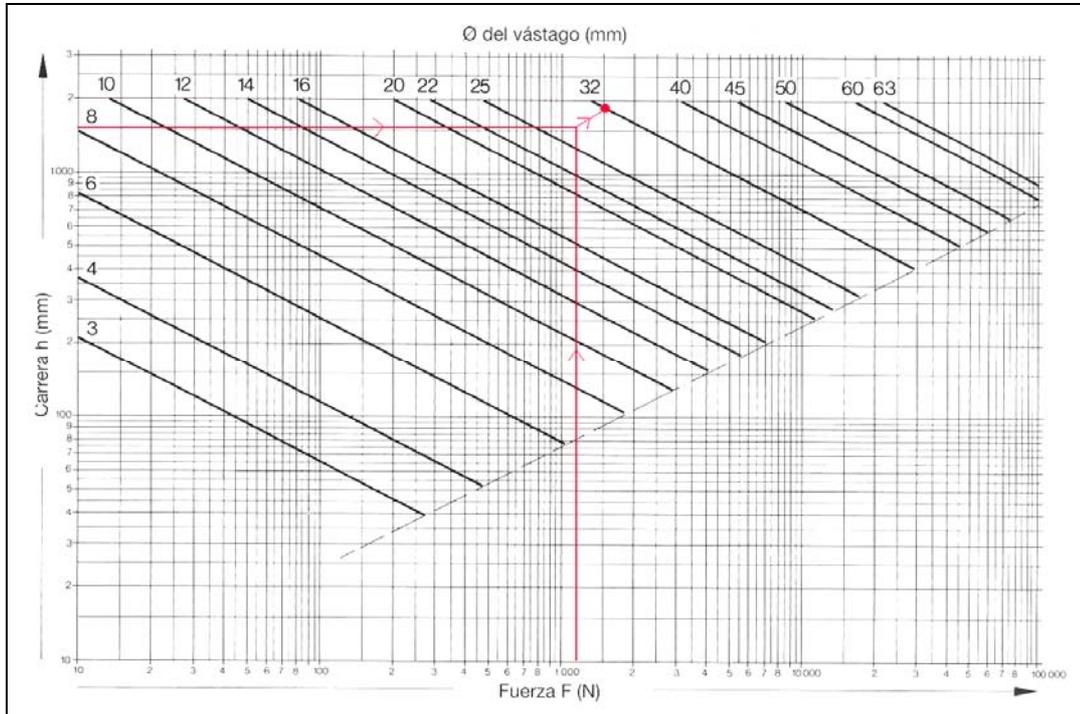


Figura N° 4.55. Diagrama de pandeo para vástagos de cilindros neumáticos (Festo, 1.998).

Nótese que el diámetro del émbolo de los cilindros es $d_e = 125\text{mm}$, lo cual corresponde con un diámetro de vástago de 32mm según lo establecido en el catálogo de Festo para éste tipo de cilindro.

Ahora se comprueba que la fuerza de empuje correspondiente con el diámetro del émbolo es mayor a la carga de trabajo (1.191N). Se conoce la presión de trabajo (6bar , sección 4.1). A partir de estos datos (presión y diámetro del émbolo) se ingresa al diagrama de presión fuerza y se obtiene la fuerza de empuje de cada cilindro tal como se aprecia en la figura N° 4.56.

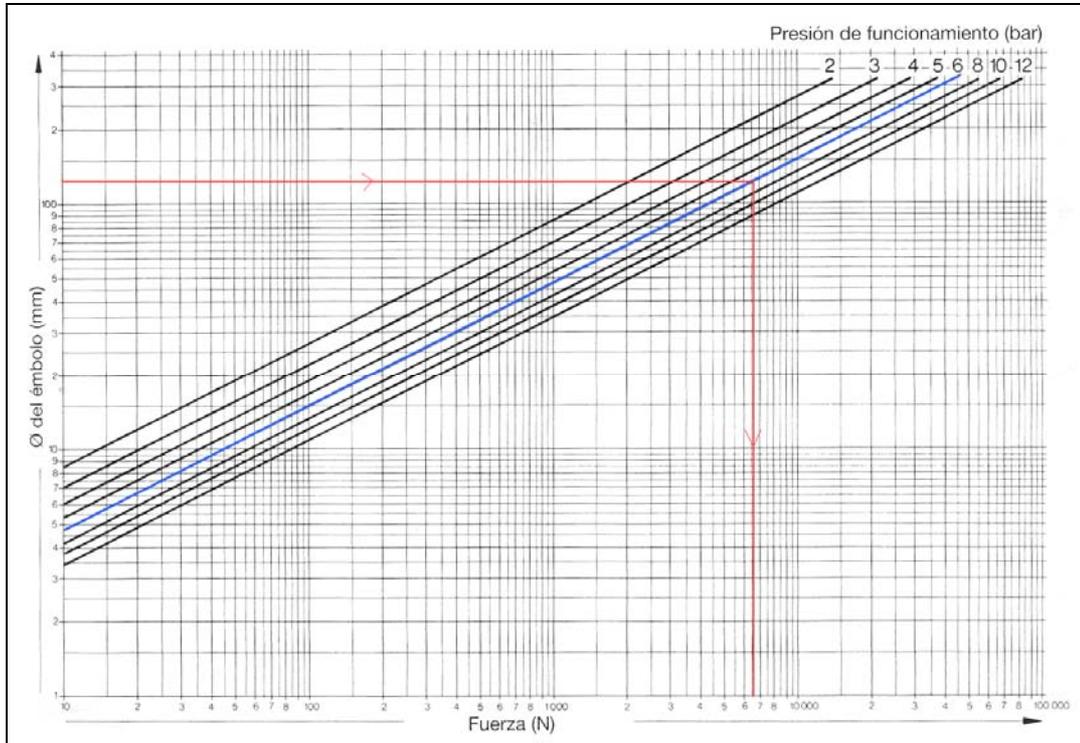


Figura N° 4.56. Diagrama Presión – Fuerza de cilindros neumáticos (Festo, 1998).

La fuerza de avance del cilindro es aproximadamente $6.500N$ y es mayor a la fuerza de empuje de la plancha, esto es:

$$6.500N > 1.191N$$

Debido a que la fuerza de empuje del cilindro es mayor a la que se requiere para desplazar la plancha, la misma puede ser desplazada fácilmente, existiendo un factor de seguridad mayor a 5.

El consumo de aire por centímetro de carrera de cada cilindro se determina con la presión de trabajo (600 kPa) y el diámetro del émbolo ($d_e = 125\text{ mm}$) el cual es $0,075\text{ m}^3/\text{m}$ ($0,75\text{ l}/\text{cm}$) como se aprecia en la figura N° 4.57.

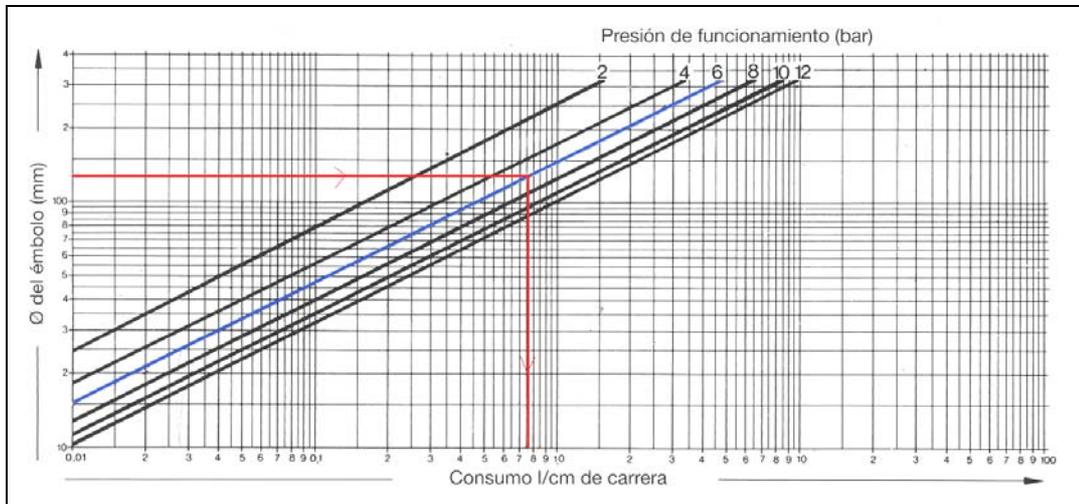


Figura N° 4.57. Diagrama Presión – Consumo de cilindros neumáticos (Festo, 1.998).

La cantidad de aire que se requiere para extender el vástago de un cilindro es $0,075m^3 / m \times 1,5m = 0,1125m^3$ y si se desea que se extienda en 5 s, el caudal necesario es $0,1125m^3 / 5s = 0,0225m^3 / s (1350l / \text{min})$. Debido a que son dos cilindros neumáticos el caudal total es entonces el doble, es decir, $0,045 m^3/s (2.700l / \text{min})$. Este parámetro es importante para la selección de una válvula adecuada.

■ Accesorios de los cilindros.

Fijación: La fijación es por pies del tipo HNC – 125. El número presentado en ésta nomenclatura se corresponde con el diámetro del émbolo del cilindro.

Acoplamiento: El accesorio de acople del cilindro neumático es del tipo KSG – 125. Al igual que en la fijación, el número se corresponde con el diámetro del émbolo.

Detección: Para detectar las posiciones finales del cilindro neumático se usan sensores magnéticos del tipo SME – 8 – O – k – LED – 24. Estos sensores son de dos

hilos, trabajan con una tensión de 24 VDC, sus contactos son normalmente abiertos y van insertados en las canales de los cilindros neumáticos.

4.5.2 Selección del elemento de mando (electroválvula).

Según sea el diámetro del émbolo de los cilindros neumáticos debe escogerse una conexión para la válvula de mando. En este caso, el diámetro del émbolo es 125mm , por lo que la conexión válvula es G 1/2 (Festo, 1.998). Esta combinación de conexión y diámetro del émbolo permite obtener velocidades que son suficientes en la mayoría de los casos (Festo). La válvula seleccionada es una de tipo MFH – 5/3G – D – 3 – C. Ésta válvula es una 5/3 vías, cuya posición inicial es de centro cerrado servopilotada. Consta de accionamiento eléctrico y manual auxiliar. Además retorna a la posición inicial mediante muelles para garantizar que los cilindros se detengan en cualquier posición, ante la ausencia de las señales de accionamiento.

La conexión de la válvula seleccionada es G 1/2. Cabe destacar que el tamaño de la conexión es igual al que se especificó anteriormente. Su caudal nominal es $Q_{nv} = 4.100\text{l} / \text{min}$ (Festo, 1.998) y es mayor al caudal total calculado para los dos cilindros neumáticos, es decir, con esto se garantiza que la velocidad de extensión y retracción se puede ajustar al valor deseado ($v_{cil} = 0,28\text{m} / \text{s}$).

En ésta electroválvula se utiliza una bobina a tensión continua 24 VDC del tipo MSFG – 24 – OD.

Para regular la velocidad del vástago de los cilindros, se acopla en los orificios de salida de la electroválvula una válvula de estrangulación de escape tipo GRE – 1/2. Un tornillo variador de paso posibilita una limitación regulable de la salida de aire. El

aire escapa a través de un silenciador incorporado, por lo que resulta un nivel de ruido muy reducido.

Para obtener el caudal deseado $0,045 \text{ m}^3/\text{s}$ ($2.700\text{l}/\text{min}$) el tornillo de dicho estrangulador debe ser girado aproximadamente 9 veces, lo que se puede observar en la figura N° 4.58, en la cual se presenta un gráfico que relaciona el caudal de paso con el número de vueltas del tornillo.

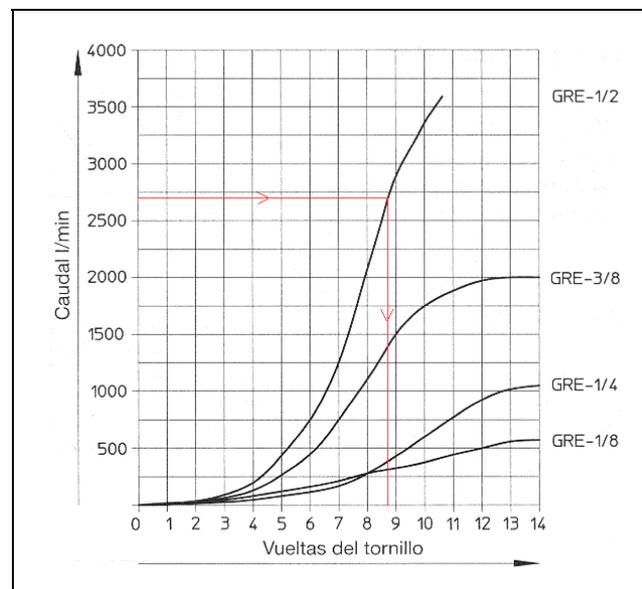


Figura N° 4.58. Caudal de paso – Vueltas del tornillo, para válvula GRE – 1/2. (Festo, 1.998)

Además de los elementos neumáticos antes mencionados existen otros tales como: tubería flexible, conexiones rápidas y una unidad de mantenimiento para la limpieza y lubricación del aire, los cuales no se definen para no hacer más extenso el capítulo, pero que se seleccionan de manera similar a los anteriores ya que los mismos son indispensables para el funcionamiento del mismo.

4.5.3 Diseño neumático.

Cada cilindro de doble efecto extiende su vástago con velocidad regulada al activarse la bobina Y1, y retraerse al activarse la bobina Y2. El vástago está en movimiento siempre que se encuentre activada una de las bobinas y detiene su carrera en cualquier posición ante la ausencia de las dos señales. En la figura N° 4.65 se aprecia el esquema neumático de los cilindros que impulsan la plancha metálica.

Al activarse la bobina Y1, conmuta la válvula 1.1, permitiendo el paso de aire de 1 a 4 hacia la cámara del émbolo de los cilindros neumáticos provocando la extensión de sus vástagos con velocidad regulada. Los vástagos se extienden mientras se mantenga la señal Y1 o cuando aparezca la señal B01 correspondiente al sensor magnético que detecta la posición de vástago completamente extendido. Al activarse la bobina Y2, conmuta la válvula 1.1, permitiendo el paso de aire de 1 a 2 hacia la cámara del vástago de los cilindros neumáticos provocando la retracción de los mismos. Los vástagos se retraen mientras se mantenga la señal Y2 o cuando aparezca la señal B00 correspondiente al sensor magnético que detecta la posición de vástago completamente retraído.

La velocidad de avance y retracción del vástago del cilindro neumático es ajustable mediante las válvulas reguladoras de caudal 1.02 y 1.01 respectivamente. En la figura N° 4.59 se observa el esquema neumático de los cilindros.

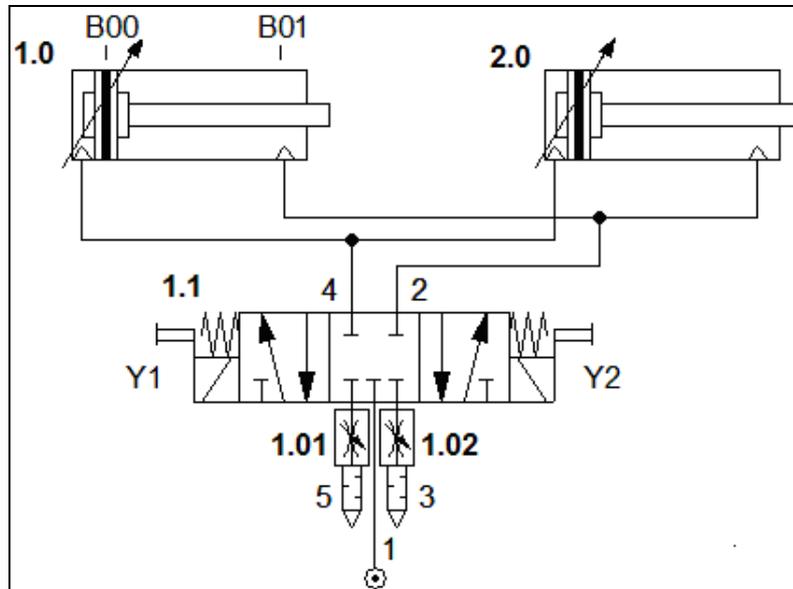


Figura N° 4.59. Esquema neumático de los cilindros.

4.6 Selección de equipos electrónicos del sistema.

- **Selector de modo Manual – Automático.**

Para elegir el modo con el que opera el sistema de transferencia, es decir, manual o automático, se selecciona un interruptor selector de 2 posiciones mantenidos (1 N.A. – 1 N.C.), de perilla estándar sin iluminación marca Allen – Bradley.

- **Pulsador de arranque del sistema para modo manual.**

Para arrancar el sistema cuando éste se encuentre en modo manual, se selecciona un pulsador sin retención al ras de contacto momentáneo sin iluminación, normalmente abierto (1 N.A.) de color verde marca Allen – Bradley.

- **Pulsadores de parada de emergencia del sistema.**

Como medida seguridad se cuenta con 3 pulsadores de emergencia los cuales están ubicados en lugares específicos, a lo largo del sistema de transferencia. Para ello se seleccionaron 3 pulsadores de paro de emergencia de tipo presionar – halar, de 2 posiciones (1 N.C.L.B.) sin iluminación marca Allen – Bradley. Dicho pulsador de paro de emergencia es de contacto de apertura retardada normalmente cerrado.

- **Envolvente para la colocación de botones de arranque, paro de emergencia del sistema y alarma de emergencia.**

Para la ubicación de los botones pulsadores y alarma de emergencia del sistema de transferencia se seleccionan las envolventes respectivas dependiendo de la cantidad de botones o elementos que irán ubicados en ella.

Para la colocación del botón de arranque del sistema y el interruptor selector de modo Manual – Automático, se seleccionó una envolvente de metal fundido de color gris (tipo 4/13) con dos aperturas del operador, mientras que para cada botón de paro de emergencia se seleccionaron 3 envolvente de color amarillo (Tipo 4/13) con una apertura del operador cada una, y para la alarma de emergencia se seleccionó una envolvente de plástico de tipo (IP66, 4/4X) de una apertura.

- **Bocina electrónica y alarma de emergencia.**

El sistema cuenta con una bocina electrónica y una alarma de emergencia, la bocina indica cuando el sistema se encuentre en funcionamiento mientras que la alarma cuando exista una parada de emergencia del sistema. Para cuando el sistema se encuentre en funcionamiento se seleccionó una bocina electrónica de tipo industrial de 24VDC marca Allen – Bradley, con una salida de sonido de 100 dB

máx. a 1 *m* de distancia, con 2 circuitos CC/ 1 circuito de CA, 10 tonos seleccionables, mientras que para la parada de emergencia se seleccionó una alarma de montaje en panel de 65 *mm* marca Allen – Bradley, cuyo voltaje de operación es de 24VDC y posee una salida de sonido máx. de 105 dB.

■ **Columnas luminosas (semáforo).**

El sistema de transferencia cuenta con dos semáforos que controlan el tráfico de los vehículos de carga. Para ello se seleccionan dos columnas luminosas de tres módulos de alto de 70 *mm* cada uno marca Allen - Bradley, de color verde, ámbar y rojo, cuyo nivel de voltaje es de 24VDC, iluminación de tipo incandescente fija y con base de aluminio de 800 *mm* de alto de color negro.

■ **Interruptores de final de carrera.**

Para lograr detener las carrocerías en las posiciones deseadas, se seleccionaron 6 interruptores de final de carrera de vástago oscilante de nylon marca Allen - Bradley, con retorno por muelle y recorrido de operación de los contactos de 9° máxima para un recorrido máximo de 10°.

■ **Sensor fotoeléctrico de haz transmitido.**

Para la detección de persona u objetos sobre el área de desplazamiento de la plancha metálica, se seleccionaron dos sensores de tipo fotoeléctricos de haz transmitido de 24VDC con una distancia de detección máxima de 20 *m*, de lógica positiva, con un tiempo de respuesta de 0,004 *s*, campo de visión de 7° y LED emisor de 880 *nm*.

4.7 Automatización del sistema de transferencia.

4.7.1 Selección del Controlador Lógico Programable (PLC).

Para el control de los elementos que intervienen en el sistema se seleccionó un Controlador Lógico Programable de tipo MicroLogix 1500 marca Allen - Bradley, ya que este tipo de controladores se adapta perfectamente en aplicaciones pequeñas como es el caso, y debido a que el número de entradas y salidas incorporadas que posee son las que más se aproximan a las que se requieren, además en planta se cuenta con el software de programación y se tiene familiaridad con este tipo de controladores debido a que son utilizados para en el control de la mayoría de los procesos.

El procesador seleccionado es de tipo LRP ya que posee alta capacidad de memoria de usuario y de registro de datos (14 K de memoria de usuario y 48 K de memoria de registro de datos), además de poseer un 2do puerto de comunicación. El potencial eléctrico de trabajo es de 24 VDC.

El controlador posee 16 entradas incorporadas (8 estándar y 8 rápidas) y 12 salidas de las cuales 6 son salidas a relé, 4 salidas son estándar y las restantes salidas rápidas, y una herramienta de acceso a datos para monitoreo y ajustes del mismo. Éste controlador es de tipo modular, sin embargo para la aplicación de este proyecto no se requiere de módulos adicionales. En la figura N° 4.60 se aprecia el controlador seleccionado.



Figura N° 4.60. Controlador Programable de tipo MicroLogix 1500 (Allen – Bradley, 2.004).

El número de entradas y salidas que se requieren para el control del sistema de transferencia son de 12 entradas y 8 salidas, por lo que el controlador seleccionado se ajusta perfectamente, ya que posee un número de entradas y salidas incorporadas mayor a las requeridas. El software de programación es el RSLogix 500 versión 4.00.00 ó posterior. En el Anexo A se describe el direccionamiento de los elementos de entrada y salida y la función que desempeñan en el sistema de transferencia. En el Anexo D se aprecian la programación en diagrama de escalera y el plano de conexiones de las entradas y salidas en el controlador.

4.8 Estudio económico.

4.8.1. Período de estudio.

El establecimiento del período de estudio o vida del proyecto depende de diferentes factores, tales como: el deseo de la empresa de recuperar el capital invertido durante un período determinado, la vida contable, la vida económica y la vida útil de los activos. En este caso, la vida de proyecto se fija para un período de 5 años. Debido a que los datos conocidos de la inversión inicial corresponden al año 2.008 se toma como año cero (0) al mismo, cuyo período de estudio es 2.008 – 2.018.

4.8.2. Estimación de los flujos monetarios.

A continuación se estiman los diversos flujos monetarios necesarios para poner en marcha el proyecto.

■ Inversión Inicial.

La inversión inicial es la cantidad de dinero inicial que requiere el proyecto para su puesta en marcha. Esta se encuentra constituida por el capital fijo tangible (CFt), capital fijo intangible (CFi) y capital de trabajo (CT). La inversión inicial es entonces:

$$\Pi = CFt + CFi + CT \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.48)$$

La inversión correspondiente al capital fijo tangible se resume en la Tabla N° 4.11 y en el Anexo C se refleja detalladamente el precio de algunos de los equipos, maquinarias o accesorios a utilizar.

Tabla N° 4.11. Precios de los activos fijos tangibles (IVA incluido).

Descripción	Precio en Bs.
Controlador lógico programable y demás componentes para la instalación.	6.148,50
Elementos para el control (pulsadores, cajetines, lámparas, alarmas, etc.).	4.220,20
Sensores.	2.917,00
Láminas de Ultraleno.	6.644,70
Plancha metálica de acero A – 36.	12.927,50
Ángulos para la construcción de rieles.	5.495,90
Conjunto motor reductor.	48.844,00
Elementos neumáticos (cilindros, válvulas, accesorios, etc.).	13.809,57
Pletinas calandradas para rieles curvos.	2.735,90
Tensor para cadena X – 458.	18.590,00
120 m de cadena X – 458.	12.900,00
Elaboración de obra civil (perforación de piso, excavaciones, suministros de materiales).	72.742,24
Total (CFt)	207.975,51

Los aspectos considerados en este proyecto correspondientes con el capital fijo intangible son estudios y proyectos de ingeniería, e imprevistos.

Se considera un 10% del costo físico de activos tangibles como costos por imprevistos. El costo por estudios y proyectos de ingeniería está representado por el valor del sueldo devengado durante el desarrollo de proyecto (ver Tabla N° 4.12).

Tabla N° 4.12. Activos fijos intangibles.

Descripción	Valor en Bs.
Estudio y proyectos de ingeniería.	5.143,60
Imprevistos	20.797,55
Total (CFi)	25.941,15

Para obtener el capital de trabajo se considera únicamente el inventario de repuestos, el cual se estima como un 5% de costos total de maquinarias y equipos (controlador lógico programable, sensores, motor reductor, equipos neumáticos, cadena y tensor). Esto es:

$$CT = 0,05 \times (6.148,5 + 2.917 + 48.844 + 13.809,57 + 18.590 + 12.900)Bs.$$

$$CT = 5.160,45Bs.$$

Se aplica la ecuación N° 4.48 y se obtiene el total de la inversión inicial:

$$\Pi = (207.975,51 + 25.941,15 + 5.160,45)Bs. \longrightarrow \Pi = 239.077,11Bs.$$

■ Costos operacionales (COP).

Costo por el servicio de electricidad: Se estima que el sistema de transferencia consume un total de 15 $kW - h/día$ lo que sería al año un consumo de 3.600 $kW - h/año$. De acuerdo a las tarifas anunciadas en gaceta N° 37.425 el costo es

0,02681 Bs./kW-h (Elevel, 2.008) al mes o 0,32172 Bs./kW-h al año. A continuación se presenta el cálculo del costo anual por consumo de electricidad.

$$Cost - elect = Tarifa \times consumo \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.48)$$

Se sustituyen los valores correspondientes y se obtiene:

$$Cost - elect = 0,32172Bs./kW - h \times 3.600kW - h / año$$

$$Cost - elect = 1.158,20Bs./año$$

Mantenimiento: El costo por mantenimiento del sistema de transferencia se estima en 1% de la inversión del costo físico, es decir, 1 % del capital fijo tangible, esto es, 2.079,76 Bs./año.

$$\sum COP = 3.237,96Bs./año.$$

■ **Valor residual del proyecto.**

Depreciación de los activos fijos tangibles: La depreciación es la pérdida del valor que experimentan los activos fijos con el uso y el transcurso del tiempo. Existen diferentes modelos para el cálculo de la depreciación, en el caso particular del los equipos del sistema de transferencia, se emplea el modelo de la Línea Recta.

El modelo de la Línea Recta define la pérdida de valor anual (Dp) de acuerdo con la ecuación N° 4.48.

$$Dp = \frac{cf - VR}{n_u} \quad \longrightarrow \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.48)$$

Donde:

cf : Costo fijo de los activos fijos en Bs.

VR : Valor residual del activo fijo al final de su vida útil en Bs.

n_u : Es la vida útil de los activos fijos en años.

Dp : Depreciación de los activos fijos en Bs. /Año.

Los activos fijos que se consideran en esta sección son: procesador ML 1.500 RS – 232 ($n_u = 15$), fuente de poder ML 1.500 DC ($n_u = 8$), cilindros de doble efecto ($n_u = 10$), válvula distribuidora ($n_u = 5$), motor reductor ($n_u = 8$), cadena ($n_u = 10$) y el tensor de la misma ($n_u = 15$).

Procesador ML 1.500 RS – 232. $cf = 1.178,14Bs.$ $VR = 300 Bs.$ Se aplica la ecuación N° 4.48 para obtener el valor residual del activo. Entonces:

$$Dp = \frac{1.178,14Bs. - 300Bs.}{15años} \longrightarrow Dp = 58,54Bs./año$$

Se realiza esta operación para los activos mencionados. Los valores se resumen en la Tabla N° 4.13.

Tabla N° 4.13. Depreciación de los activos fijos tangibles.

Activo fijo tangible.	Costo (cf) en Bs.	Valor residual (VR) en Bs.	Vida útil (n_u) en años.	Depreciación en Bs. /Año.
Procesador	1.178,14	300	15	58,54
Fuente de poder	1.795,56	500	8	162,00
Cilindro de doble efecto	4.608,95	1.000	10	360,90
Válvula distribuidora	1.456,24	500	5	191,25
Motor reductor	44.811,00	15.000	8	3.726,38
Cadena	12.900,00	5.000	10	790,00
Tensor	18.590,00	10.000	15	572,67

Fuente: Estimaciones propias de acuerdo a la información suministrada por los proveedores.

Valor residual de los activos tangibles al final del periodo de estudio:

La remuneración neta que se obtiene por la venta de cada uno de los activos fijos tangibles al final del período de estudio ($n = 5$) se determina a partir de la ecuación N° 4.49.

$$VRn = cf - n \times Dp \quad (\text{Ecuación N° 4.49})$$

Procesador ML 1.500 RS - 232. $cf = 1.178,14Bs.$, $n = 5$ años y $Dp = 58,54Bs./año$ (Tabla N° 4.11). Se aplica la ecuación N° 4.49 para obtener el valor residual del activo. Entonces:

$$VRn = 1.178,14Bs. - 5años \times 58,54Bs./años \longrightarrow VRn = 885,44Bs.$$

Se realiza esta operación para los activos mencionados. Los valores se resumen en la Tabla N° 4.14.

Tabla N° 4.14. Valor residual de los activos fijos tangibles en el año 5 ($n = 5$ años).

Activo fijo tangible.	Costo (cf) en Bs.	Depreciación en Bs. /Año.	Valor residual (VRn) en Bs.
Procesador	1.178,14	58,54	885,44
Fuente de poder	1.795,56	162,00	985,84
Cilindro de doble efecto	4.608,95	360,90	2.804,48
Válvula distribuidora	1.456,24	191,25	500,00
Motor reductor	44.811,00	3.726,38	26.179,13
Cadena	12.900,00	790,00	8.950,00
Tensor	18.590,00	572,67	15.726,67
Total. Valor residual del proyecto (VRn)			56.031,53

4.8.3. Estimación de los flujos monetarios netos.

Todo costo o ingreso que ocurre como consecuencia del estudio, implantación y operación del proyecto se considera como un flujo monetario, por ejemplo: inversión inicial, costos operacionales, etc. Los flujos monetarios netos se obtienen con la sumatoria algebraica de los flujos monetarios del proyecto al final de cada año.

Los flujos monetarios que se toman en cuenta son: el capital fijo (CFi y CFt), capital de trabajo (CT), costos operacionales ($\sum COP$) y el valor residual (VRn).

En general para cada año, el flujo monetario neto es:

$$Fmt = IB - \sum COP - CFt - CFi \mp CT + VRn \quad (\text{Ecuación N}^\circ 4.50)$$

Para el año cero (2.008) el único flujo monetario neto esta representado por la inversión inicial, es decir por el capital fijo y el capital de trabajo. Se sustituye en la ecuación N° 4.50 y se obtiene:

$$Fmt_{2.008} = 0 - 0 - 207.975,51Bs. - 25.941,15Bs. - 5.160,45 + 0$$

$$Fmt_{2.008} = -239.077,11Bs.$$

Desde el año uno (2.009) hasta el año cinco (2.013) los flujos monetarios netos están representados por los costos operacionales, es decir:

$$Fmt_{2.009} = \sum COP = -3.237,96Bs./ \text{año.}$$

$$Fmt_{2.010} = \sum COP = -3.237,96Bs./ \text{año.}$$

$$Fmt_{2.011} = \sum COP = -3.237,96Bs./ año.$$

$$Fmt_{2.012} = \sum COP = -3.237,96Bs./ año.$$

$$Fmt_{2.013} = \sum COP = -3.237,96Bs./ año.$$

En el año 5 también (2.013, final de periodo de estudio) se obtiene la remuneración neta por la venta de activos (Valor residual del proyecto *VRn*) el cual se obtiene de la tabla N° 4.12. En este mismo año, también se recupera en capital de trabajo. En la figura N° 4.61 se representan los flujos monetarios en la escala de tiempo.

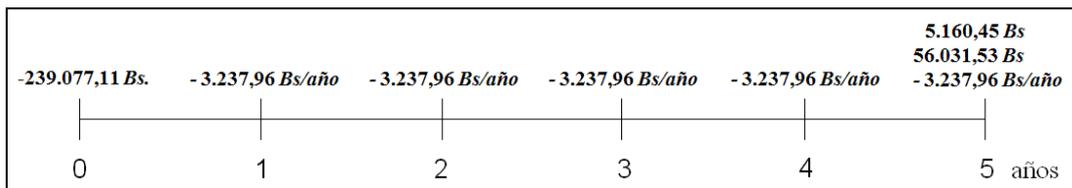


Figura N° 4.61. Escala de tiempo y flujos monetarios.

4.8.4. Rentabilidad del proyecto (Valor actual).

El valor actual expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero en el presente, que es equivalente a los flujos monetarios netos del proyecto a una determinada tasa mínima de rendimiento. En otras palabras el valor actual representa el beneficio o pérdida equivalente en el año cero de la escala de tiempo.

De acuerdo con la definición anterior el valor actual se calcula actualizando todos los flujos monetarios netos del proyecto. Si el valor actual resulta negativo el proyecto es no rentable, mientras que si resulta positivo el proyecto es rentable. (De Alvarado et al, 2.007). Con la ecuación N° 4.51 se determina el valor actual del proyecto.

$$VA = \sum_{t=0}^n Fmt \times (P/S_{i,n})$$

Donde:

VA : Valor actual.

$P/S_{i,n}$: Factor de actualización (0,49718). (De Alvarado, 2.007)

i : tasa minima de rendimiento (15%).

Debido a que existe una cuota constante a lo largo del período de estudio se usa adicionalmente otro factor de actualización relacionado con la cuota; esto es:

$P/R_{i,n} = 3,352155$ (De Alvarado, 2.007). El valor actual es:

$$VA = [-239.077,11 - 3.237,96 \times (3,352155) + [(56.031,53 + 5.160,45) \times 0,49718]]Bs.$$

$$VA = -219.507,83Bs.$$

Debido a que el valor actual es negativo, se concluye que el proyecto no es rentable.

A pesar de que el proyecto no es rentable, existen otros beneficios que no son cuantificables, pero son de gran importancia ya que justifican la implementación del proyecto (seguridad, ergonomía, eficiencia, condiciones laborales adecuadas, entre otros).

CAPITULO V

CONCLUSIONES

En el sistema actual de traslado existen condiciones no ergonómicas e inseguras para los operarios lo que genera enfermedades ocupacionales y riesgos de lesiones.

La línea de transferencia nunca fue automatizada debido a que el recorrido de las carrocerías atraviesa un pasillo de vital importancia para el traslado de materia prima. El diseño del nuevo sistema permite la transferencia de de carrocerías de forma automatizada sin interferir con el paso de vehículos que trasladan la materia prima.

En comparación con el sistema actual el diseño propuesto brinda la ventaja de que ya las unidades no tendrán que desplazarlas manualmente y no requiere la presencia de un operario adicional para que el sistema funcione

Con la implementación del nuevo sistema de transferencia se logrará disminuir el uso de personal y aumentar las condiciones ergonómicas y de seguridad en el área.

Debido a los sistemas de seguridad y mecanismos de control de movimientos adoptados en el diseño, la posibilidad de riesgo de accidentes o incidentes laborales dentro de la línea de producción se disminuye considerablemente.

En razón de la versatilidad y tareas definidas para los controles y operaciones de traslado desarrolladas por el sistema se plantean de forma practica y sencilla, permitiendo que los elementos mecánicos y sistema eléctricos involucrados sean de

fácil construcción y adquisición en el mercado nacional, además de que la frecuencia de mantenimiento corresponda con las condiciones de producción de la línea.

Con la automatización del sistema de transferencia desde el final de la línea de tapicería hasta el inicio de la línea de chasis, se eliminan las condiciones no ergonómicas presentes, así como también se incrementa el nivel tecnológico de la línea de producción reduciendo el tiempo no productivo, los riesgos de accidentes y elevando la competitividad de la empresa en el mercado.

Los elementos mecánicos que componen el sistema fueron diseñados y seleccionados tomando en cuenta factores de seguridad aceptables para garantizar la durabilidad y confiabilidad del diseño.

El estudio económico realizado determinó la no rentabilidad del proyecto, resultando como inversión inicial un costo de 192.061,25 Bs., monto que de implementarse la propuesta no será recuperado, pero la empresa obtendrá ahorros en indemnizaciones a los operarios que pudieran lesionarse si se continua con el sistema actual.

RECOMENDACIONES

De implantarse esta propuesta la construcción de la misma debe ser realizada basados en las especificaciones de diseño de los sistemas mecánicos, sistema eléctricos, controles y mecanismos de alarmas descritos anteriormente, tomando en cuenta los planos y soluciones planteadas.

Disponer de un plan de mantenimiento preventivo para cada uno de los sistemas diseñados, abarcan desde chequeo de los sistemas eléctricos, hasta la lubricación necesaria para los elementos mecánicos y demás accesorios seleccionados en la propuesta.

Es recomendable un variador de frecuencia al motor de transportador en caso de que se disminuir o aumentar la velocidad del mismo. El motor seleccionado porta una base para colocar un variador y tiene la ventaja de soportar dicho dispositivo electrónico.

Señalizar correctamente el sistema de transferencia para que las condiciones de seguridad el área sean elevadas.

Colocar ayudas visuales en la que se indique que acciones tomar en caso de de una parada de emergencia.

Con el fin de disminuir costos se recomienda dismantelar con recuperación el sistema actual de traslado. Utilizar material reciclado ayuda a disminuir costos y además contribuye con un mejor ambiente.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Allen – Bradley (2.000). *Fundamentos del sensado o detección de presencia*. Rockwell Automation. Disponible en <http://www.ab.com>.

Allen – Bradley (2.004). *Controladores programables MicroLogix 1.500*. Rockwell Automation. Disponible en <http://www.ab.com/manuals/es/cp/1761/>.

Allen – Bradley (2.007). *Componentes esenciales*. Rockwell Automation. Caracas.

Beltrán, J. y Luque, A. (2.005). *Rediseño de una línea de transporte aéreo de carrocerías de una empresa automotriz*. No publicado. Universidad de Carabobo: Valencia.

Chrysler (2.008). *Manual de especificaciones K1/W2/P3*. Venezuela.

Creus, A. (2.007). *Neumática e Hidráulica*. México: Alfaomega.

Croser, P., Thomson, J. y Ebel, F (2.000). *Fundamentos de neumática*. Disponible en <http://www.festo.com/didactic>.

Ddexter (2.008). Transportadores de cadena. Disponible en <http://www.ddexter.com/tcadena.htm>

De Alvarado, L., De Betancourt, C., et al. (2.007). *Evaluación de proyectos de inversión*. Venezuela: Universidad de Carabobo.

Eleval (2.008). *Marco de regulación. Tarifas de C.A. electricidad de Valencia*. Disponible en http://www.eleval.com/elevalweb/reg_tarifas.asp?sec=11.

Enep.festo (2.008). *Productos*. Disponible en <http://enep.festo.com/irj/servlet/prt/portal/prtroot/festo.framework>.

Festo (1.998). *Catálogo de neumática* (2^{da} ed.). Maracaibo.

Festo – didactic (2.008). *Símbolos*. Disponible en <http://www.festo-didactic.com/int-es/servicios/s-mbolos>.

Hicks, T. (1.998). *Manual de cálculos para ingenierías tomo II* (3^{ra} ed.). México: Mc Graw Hill.

Hoerbiger – Origa (2.008). *Cilindros especiales*. Disponible en <http://www.hoerbigeroriga.com/catrodless.html>.

Rivas, Y. y Zambrano, J. (2.001). *Rediseño de una línea de ensamblaje de automóviles*. No publicado. Universidad de Carabobo: Valencia.

Salcedo, S. y Pérez, J. (2.006). *Rediseño y automatización del sistema de traslado de las cabinas de vehículos de carga en una empresa automotriz*. No publicado. Universidad de Carabobo: Valencia.

Suministros Industriales JL (2.004). *Ultraleno*. Disponible en <http://www.suministrosjl.com/uhtm.htm>.

Lavin, J. (2.003). *Seguridad con los montacargas*. Disponible en http://www.2illinoisbiz.biz/osha/PDF/Books/02%20Full%20Sp_Forklift.pdf.

Norton, R. (1.999). *Diseño de máquinas*. México: Pearson Prentice Hall.

Prieto, C. (1.992). *Fundamentos y metodología para el proyecto de cintas y cadenas transportadoras*. Valencia: Universidad de Carabobo.

Shigley, J. y Mischke, C. (2.002). *Diseño en ingeniería mecánica* (6^{ta} ed.). México: Mc Graw Hill.

Welle (2.008). *Catalogo de productos siderúrgicos*. Puerto Ordaz.

Wilkiebros (2.008). *Drop – Forged rivet less chain*. Disponible en <http://www.wilkiebros.com/chain.htm>.

Gipuzkoa (2.008). *El PLC*. Disponible en <http://www.sc.ehu.es/sbweb/webcentro/automatica/WebCQMH1/PAGINA%20PRINCIPAL/PLC/plc.htm>

Elementos de conexión de entrada y salida del Controlador Lógico Programable

Elemento	Dirección	Símbolo	Función
Interruptor selector	I: 0/0	IS 00	Seleccionar el modo de funcionamiento del sistema.
Sensor magnético	I: 0/1	SM 01	Detecta que el vástago del cilindro se encuentra completamente retraído.
Sensor magnético	I: 0/2	SM 02	Detecta que el vástago del cilindro se encuentra completamente extendido.
Final de C. eléctrico	I: 0/3	FC 03	Detecta la presencia de una carrocería en la posición 1 del sistema.
Final de C. eléctrico	I: 0/4	FC 04	Detecta la presencia de una carrocería en la posición 2 del sistema.
Final de C. eléctrico	I: 0/5	FC 05	Detecta la presencia de una carrocería en la posición 3 del sistema.
Final de C. eléctrico	I: 0/6	FC 06	Detecta la presencia de una carrocería en la posición 4 del sistema.
Final de C. eléctrico	I: 0/7	FC 07	Detecta la presencia de una carrocería en la posición 5 del sistema.
Botón pulsador N.O.	I: 0/8	BP 08	Culminación de operación en la estación CH – 09.
Sensor de barrera	I: 0/9	SB 09	Detecta la presencia de un objeto o persona en el área de desplazamiento de la plancha metálica.
Sensor de barrera	I: 0/11	SB 11	Detecta la presencia de un objeto o persona en el área de desplazamiento de la plancha metálica.
Contacto	I: 0/13	BPE 118	Contacto asociado a la bobina de parada de emergencia.
Bobina de la E.V.	O: 0/0	BE 18	Extender el vástago del cilindro neumático.
Bobina de la E.V.	O: 0/1	BE 19	Retraer el vástago del cilindro neumático.
Luz indicadora	O: 0/2	LI 20	Señal luminosa de color verde la cuál indica que se puede atravesar el sistema de transferencia.
Luz indicadora	O: 0/3	LI 21	Señal luminosa de color amarilla la cuál indica que el sistema está próximo a iniciarse.
Luz indicadora	O: 0/4	LI 22	Señal luminosa de color roja la cuál indica que el sistema se encuentra en funcionamiento.
Bobina del motor	O: 0/5	BM 23	Energiza los contactos asociados al motor.
Alarma	O: 0/6	A 25	Indica que el sistema de transferencia se encuentra en movimiento.
Alarma	O: 0/8	A 27	Indica una parada de emergencia del sistema de transferencia.