



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE SISTEMA DE DESCARGADO
AUTOMATIZADO PARA PRENSAS
HIDRÁULICAS DE INTEGRACIÓN DE
PASTILLAS DE FRENOS ALTECH
ENGINEERING DE LA EMPRESA
MAMUSA CAGUA**

Autores:

Alirio Sánchez

Jesús Hernández

Urb. Yuma II, calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394



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

**DISEÑO DE SISTEMA DE DESCARGADO AUTOMATIZADO PARA
PRENSAS HIDRÁULICAS DE INTEGRACIÓN DE PASTILLAS DE FRENOS
ALTECH ENGINEERING DE LA EMPRESA MAMUSA CAGUA**

**Proyecto del Trabajo de Grado presentado como requisito para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO**

Autores: Alirio Sánchez CI: 25066992
Jesús Hernández CI: 18180918

Tutor Académico: Giovanni Pizzella CI: 4455859

San Diego, Mayo de 2019



FI-N -002-2019-2CR (TG)

Valencia, 02 de Julio de 2019

Ciudadanos:
Alirio Sánchez
C.I:25.066.992
Jesús Hernández
C.I:18.180.918
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2019 de fecha 02-07-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **DISEÑO DE SISTEMA DE DESCARGADO AUTOMATIZADO PARA PRENSAS HIDRÁULICAS DE INTEGRACIÓN DE PASTILLAS DE FRENOS ALTECH ENGINEERING DE LA EMPRESA MAMUSA CAGUA** presentado por usted(es) como requisitos para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizzella, C.I:4.445.859 y la Ing. Alicia De Pizzella, C.I: 4.598.880 como Tutores Académico y Metodológico que los asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente

Prof. Luis Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería



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

L/le.



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

San Diego, Octubre 2019

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Giovanni Pizella., portador(a) de la cédula de identidad N° V-4455859 , hace constar que he leído el Proyecto del Trabajo de Grado, presentado por el ciudadano (a)ALIRIO ANTHONY, SANCHEZ RAMIREZ portador(a) de la cédula de identidad N° V-25.066.992, y JESÚS ALBERTO HERNÁNDEZ MÁRQUEZ portador(a) de la cédula de identidad N° V-18.180.918 titulado **DISEÑO DE SISTEMA DE DESCARGADO AUTOMATIZADO PARA PRENSAS HIDRÁULICAS DE INTEGRACIÓN DE PASTILLAS DE FRENOS ALTECH ENGINEERING DE LA EMPRESA MAMUSA CAGUA** presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero MECÁNICO , y acepta la tutoría del mencionado Proyecto durante su etapa de desarrollo hasta su elaboración y evaluación; según las condiciones de la Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad José Antonio Páez y sus correspondientes Reglamentos.

Prof. Ing. Giovanni Pizella.

Tutor Académico



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

San Diego, 28 Octubre 2019

ACTA DE REVISIÓN DEL PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO

Quienes suscriben esta Acta, dejan constancia que el Proyecto de Trabajo de Grado:
**DISEÑO DE SISTEMA DE DESCARGADO AUTOMATIZADO PARA
PRENSAS HIDRÁULICAS DE INTEGRACIÓN DE PASTILLAS DE
FRENOS ALTECH ENGINEERING DE LA EMPRESA MAMUSA CAGUA.**
Ha sido revisado y, cumpliendo con los requisitos exigidos para su aprobación,
recomiendan su tramitación ante el organismo académico correspondiente.

Prof. Ing. Giovanni Pizzella.

Tutor Académico

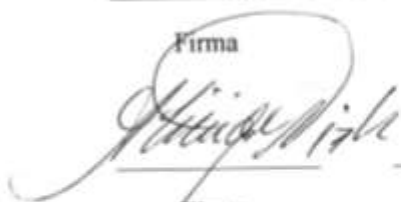
 20-10-19

Firma

Fecha

Prof. Ing. Alicia de Pizzella

Tutora Metodológica

 20-10-19

Firma

Fecha

Dedicatoria

Mi más sincero dedicatoria primeramente a Dios, por ser la fuerza y guía esencial que provee de resiliencia, esperanza y fe de las cuales me mantenido en pie durante toda mi carrera universitaria.

A mis padres ALIRIO SANCHEZ Y SILVIA RAMIREZ por haberme dado la vida, forjarme y acompañarme en este largo camino que hoy es una meta cumplida un logro lleno de éxitos. Sin ustedes nada de esto fuese sido posible.

A mis familiares y amigos por creer en mí, por ser parte de mi vida y permitirme ser parte de su orgullo.

A la UNIVERSIDAD JOSE ANTONIO PAEZ por abrir sus puertas y permitirme formarme como profesional capacitado para ejercer la carrera que he cursado.

Al tutor académico ING. GIOVANNI PIZZELLA, por formar parte primordial de este trabajo especial de grado.

Alirio Sánchez

AGRADECIMIENTOS

Primordialmente mis más grandes agradecimientos a Dios, por otorgarme la bendición de estar en este mundo para alcanzar mis sueños

A mi madre Silvia Ramírez, no solo por traerme al mundo sino también por su amor incondicional, enseñarme que se debe tener fe en uno mismo y por enseñarme que a pesar de los retos las aspiraciones hay que alcanzarlas porque para eso se llegó a este mundo. Por eso y mucho más Te amo mamá!

A mi padre Alirio Sánchez, por enseñarme los valores que constituyen a un hombre útil, disciplina, temple, respeto además de perseverar en su paciencia y sacrificio para que yo pudiera alcanzar este sueño, todo lo que logre a futuro y toda retribución, sé que se quedaría corto con el gran sacrificio y apoyo dado de tu parte.

A mis tíos, Rociel Ramírez y Domingo D`Andrea gracias por su apoyo, cariño y estar en los momentos más importantes de mi vida. Este logro también es de ustedes.

A La Ing. Neudyws Castillo por todo el apoyo provisto y por emplazarme en el espacio correcto para la idealización de este trabajo de grado

A mis más cercanos amigos que siempre estuvieron al tanto, alentándome a seguir adelante.

Le agradezco a mi compañero de tesis Jesús Hernández momentos alegría que hemos compartido en este trayecto que ha sido de constancia, el que persevera alcanza ya hemos cumplido con el objetivo, gracias por confiar en mí y ser tu compañero de tesis.

Mis agradecimiento a mi tutor de tesis ING. Giovanni Pizzella por su dedicación, paciencia, por sus conocimientos y ayuda para que este trabajo especial de grado fuese posible.

*Y para todos aquellos que creyeron en mí..... **Muchísimas gracias.***

Alirio Sánchez

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico primeramente a dios, ya que sin el nada de esto podía ser posible él es el que nos concede la vida y nos ofrece lo necesario para cumplir nuestras metas.

A mis padres JUAN HERNANDEZ Y MARCOLINA MARQUEZ por haberme dado la vida y acompañarme en este largo camino que hoy es una meta cumplida un logro lleno de éxitos. Sin ustedes nada de esto fuese sido posible.

A mi familia por creer en mí. Gracias por ser parte de mi vida y permitirme ser parte de su orgullo.

A la UNIVERSIDAD JOSE ANTONIO PAEZ por abrir sus puertas y dejarme cursa esta carrera, por formar profesionales para el futuro.

Al tutor académico ING. GIOVANNI PIZZELLA P., por formar parte primordial de este trabajo especial de grado.

Jesús Hernández

AGRADECIMIENTOS

A mis hijos, Juan Andrés y Fabián José son mi orgullo y mis ganas de vivir, gracias por impulsarme a seguir mi carrera sé que no es fácil pero tal vez si no te tuviera no habría logrado tan grandes cosas. El hecho de que existas en mi vida me ayuda a levantarme cada mañana para darte una vida mejor. LOS AMO

A mi Papá, Juan Hernández no tengo palabras para agradecerte todo lo que has hecho por mí, la vida no me alcanzara para reponértelo pero sé que este logro te llena de felicidad, gracias por tu apoyo moral y económico. ¡Este éxito es gracias a ti;

A mi Mamá, Marcolina Márquez gracias por tu apoyo y tus consejos, eres mi ejemplo a seguir gracias por enseñarme que la vida me pone obstáculos y que lo limites me lo coloco yo. Nunca tendré las mejores palabras para agradecerte el hecho de que me hayas traído a este mundo gracias y mil gracias. TE AMO MAMA.

A mis hermanos, gracias por su apoyo, cariño y estar en los momentos más importantes de mi vida. Este logro también es de ustedes.

Mi esposa, verónica montesinos gracias por tu apoyo incondicional, la ayuda que me has brindado ha sido sumamente importante, incluso en los momentos más fuertes de nuestra vida. TE AMO

Gracias a la familia Montesinos rodríguez por su apoyo y colaboración.

A mi compañero de tesis Alirio Sánchez gracias por todos los momentos alegría que hemos compartido en este trayecto que ha sido de constancia, el que persevera alcanza ya hemos cumplido con el objetivo, gracias por confiar en mí y ser tu compañera de tesis.

Gracias a mi tutor de tesis ING. Giovanni Pizzella por su dedicación, paciencia, por sus conocimientos y ayuda para que este trabajo especial de grado fuese posible.

A todos los que algunas vez creyeron en mi..... GRACIAS.

Jesús Hernández

ÍNDICE GENERAL

CONTENDIO	pp.
INDICES DE FIGURAS	xiii
INDICES DE CUADROS	xvi
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
RESUMEN INFORMATIVO	xvii
INTRODUCCION	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Formulación del Problema.....	7
1.3 Objetivos de la Investigación.....	7
1.3.1 Objetivo General.....	7
1.3.2 Objetivos Específico.....	7
1.4 Justificación.....	7
1.5 Limitaciones.....	6
1.6 Alcance.....	8
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	10
2.2 Bases Teóricas.....	14
2.2.1 Control de Calidad.....	14
2.2.2 Diagrama de Causa y Efecto.....	15
2.2.3 Escala de Likert.....	16
2.2.4 Matriz de Análisis DAFO o FODA.....	16
2.2.5 Técnicas de las Construcción.....	18
2.2.6 Sistemas de accionamiento para sistemas neumáticos.....	13
2.2.7 Algunas normas y códigos de la ingeniería mecánica....	19
2.2.7.1 American Society of Mechanical Engineers (ASME).....	20
2.2.8 Factor de seguridad.....	21
2.2.9 Esfuerzo.....	21
2.2.9.1 Esfuerzos uniformemente distribuidos.....	22
2.2.9.2 Esfuerzo normales en flexión.....	23
2.2.9.3 Esfuerzo de torsión.....	23

2.2.10	Análisis de piezas largas sometidas a compresión.....	27
2.2.11	Pandeo lateral de viga.....	33
2.2.12	Consideración constructiva.....	39
2.2.13	Tipos de uniones mecánicas.....	43
2.2.14	Concepto de soldadura.....	43
	2.2.14.1 Soldadura con arco eléctrico	43
	2.2.14.2 Método de cálculo de la soldadura.....	45
2.2.15	Tornillos.....	49
	2.2.15.1 Tornillo de unión o sujetadores.....	50
2.2.16	Resortes.....	54
	2.2.16.1 Resortes helicoidales sometidos a compresión	54
2.2.17	Software de diseño y simulación.....	63
2.2.18	Automatización industrial.....	64
2.3	Definición de términos básicos.....	67

III MARCO METODOLÓGICO

3.1	Modalidad de la Investigación.....	69
3.2	Nivel de Investigación.....	70
3.3	Diseño de investigación.....	70
3.4	Población y muestra.....	71
3.5	Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.....	72
3.6	Fases Metodológicas.....	74

IV RESULTADOS

4.1	Diagnóstico de la situación actual de descarga de las pastillas de frenos de los moldes.....	78
	4.1.1 Maquinaria actual.....	78
	4.1.2 Entrevista al personal.....	80
4.2	Determinar los distintos dispositivos de descarga de pastillas.....	81
	4.2.1 Características y limitaciones del sistema a diseñar.....	81
	4.2.2 Función principal del descargador de pastillas de frenos.....	82
	4.2.3 Restricciones.....	82
	4.2.4 Lista de criterios.....	82
	4.2.5 Búsqueda de soluciones.....	82
4.3	Seleccionar el dispositivo adecuado de descarga considerando rapidez y eficacia.....	85
	4.3.1 Aplicación de las restricciones a las probables soluciones ...	88
	4.3.2 Ponderación de criterios.....	88
	4.3.3 Descripción del funcionamiento del sistema diseñado.....	91
	4.3.4 Dimensionamiento de las partes del sistema diseñado.....	94

4.4	Diseñar el dispositivo de descarga seleccionado.....	97
4.4.1	Cálculo de la estructura de la mesa de desplazamiento del descargador.....	97
4.4.2	Estudio de pandeo de la mesa de desplazamiento.....	107
4.4.3	Diseño del resorte a compresión.....	108
4.4.4	Selección de los actuadores neumáticos.....	111
4.4.5	Cálculo de Pandeo del Actuador FESTO SLM.....	117
4.5	Estudio de la factibilidad técnico económico del diseño propuesto	121
IV CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		
5.1	Conclusiones.....	125
5.2	Recomendaciones.....	127
BIBLIOGRAFÍA.....		128
APÉNDICES		
1	Estudio de pandeo de la mesa de desplazamiento.....	131
2	Estudio de impacto para punzón.....	132
3	Estudio de pandeo del armazón trasero.....	133
4	Planos del dispositivo.....	134
		135
ANEXOS		
A	Cortante, momento y deflexión de vigas.....	136
B	Propiedades de materiales estructurales.....	138
C	Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.....	142
D	Clasificación de los electrodos según A.W.S.....	144
E	Propiedades mecánicas de algunos aceros.....	146
F	Actuador lineal modelo Festo DNC.....	149
G	Actuador lineal SMC CP96.....	151
H	Actuador lineal Festo SLM.....	153
I	Actuador Festo DSBG.....	155
J	Catálogo de resortes Lee Spring.....	157

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA		pp.
1	Prensa hidráulica Altech Engineering.....	4
2	Cilindro neumático doble efecto y sus componentes.....	11
3	Cilindro neumático de impacto.....	11
4	Cilindro neumático sin vástago.....	12
5	Simbología de válvulas distribuidoras.....	14
6	Símbolos básicos de las válvulas distribuidoras.....	16
7	Válvula distribuidora 3/2(3 vías, dos posiciones) manual, actuando sobre válvula neumática todo-nada y cilindro con retorno por muelle (simple efecto).....	17
8	Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) y cilindro de doble efecto.....	17
9	Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) de simple y doble bobina.....	18
10	Válvula distribuidora 4/2 (4 vías, 2 posiciones) accionando un cilindro de doble efecto.....	18
11	Válvula rotativa 4/3 (4 vías, 3 posiciones).....	19
12	Factores que deben tomarse en cuenta durante el diseño.....	18
13	(a) Barra de sección circular, con uno de los extremos empotrado, sometida en el otro a la acción Momento Torsor , (b) Representación gráfica de la tensión de corte producida en su sección transversal....	23
14	Expresión de K y Q de algunas expresiones trasversales en torsión...	25
15	Elementos de máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga.....	28
16	Representación de un elemento de máquina largo sometido a compresión, o ambos extremos libre de girar.....	29
17	Elemento de máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial f de compresión	29
18	: Representación de elementos de maquina largos sometidos a carga axial de compresión.....	30
19	Representación de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquinas largos sometidos a compresión	31
20	Pandeo lateral en una viga	32

21	Curvas del coeficiente pandeo con respecto a la esbeltez reducida....	33
22	Esquemas de impactos axiales, con una carga que se desplaza a una velocidad V: (a) vertical y (b) horizontal.....	34
23	Soldaduras a Tope, sometidas a tracción o compresión: (a) tope con extremos rectos; (b) bisel a 60°; (c) doble bisel a 60°; (d) bisel simple a 45°.....	35
24	Soldadura a tope, de dos láminas de distinto espesor, sometidas a tracción.....	35
25	Resorte helicoidal a compresión; a) Vista lateral; b) con los extremos abiertos; c) con extremos abiertos; d) con extremos doblados; y e) con extremos doblados y devastados.....	37
25	Soldadura a tope con bisel, con seis extremos en el cordón.....	38
26	a) Se muestra como las cargas actúan halando los dos cuerpos unidos por la soldadura en sentido contrario, afectando a la misma. b) Se muestra en este caso que los dos cuerpos se le aplican las cargas paralelas.....	42
27	(a) representación de un tipo de sistema de carga sobre un resorte helicoidal sometido a fatiga; (b) tensiones asociados a ese mismo sistema de cargas.	42
28	Ejemplo de tensiones presentes en un ensayo de resorte helicoidal a fatiga, para determinar el límite de fatiga S_{n_0} del material usado en su fabricación.	43
29	Ejemplo de Soldadura en ángulo, para láminas gruesas sometidas a tracción; b = ancho del cordón.	43
30	En esta representación, se observan diferentes tipos de tornillos clasificados por el tipo de cabeza	46
31	Tensiones presentes en una unión no permanente sujeta con un perno, con apriete inicial.....	51
32	Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a acción de carga P de corte.....	52
33	Resorte helicoidal a compresión; a) Vista lateral; b) con los extremos abiertos; c) con extremos abiertos; d) con extremos doblados; y e) con extremos doblados y devastados.....	53
34	Cortes de resorte helicoidal que actúa la carga axial P; a) vista latera..	55
35	Representación gráfica de un resorte helicoidal a compresión como el utilizado por las válvulas de admisión.....	58
36	a) representación de un tipo de sistema de carga sobre un resorte	

	helicoidal sometido a fatiga.....	59
37	Ejemplo de tensiones presentes en un ensayo de resorte helicoidal a fatiga,.....	59
38	Representación gráfica del criterio de Wall para el diseño de resortes helicoidales a compresión.....	60
39	Representación gráfica del criterio de Wall para el diseño de resortes helicoidales a compresión.....	63
40	Diagrama de flujo del arrancador estrella triángulo.....	67
41	Descargador actual.....	79
42	Molde de 8 pastillas.....	80
43	Molde de 12 pastillas.....	80
44	Alternativa 1.....	83
45	Alternativa 2.....	84
46	Alternativa 3.....	85
47	Vista explosionada de proyecto.....	94
48	Armazón trasero (vista lateral).....	94
49	Armazón trasero (vista frontal).....	95
50	Vista superior del armazón.....	95
51	Ángulo 50x50 de 5 mm ASTM 36.....	96
52	Viga UPN 80 acero ASTM 36.....	96
53	Planos frontal y lateral de la mesa de descargador.....	97
54	Planos frontal de la mesa de descargador.....	97
55	Dispositivo descargador seleccionado.....	98
56	Diagrama de fuerzas que actúan en la barra.....	98
57	Fuerzas que actúan en la columna de la mesa.....	100
58	Perfil de la viga HEB 100.....	102
59	Soldadura en el perfil de la viga HEB 100.....	102
60	Longitud de la soldadura Perfil de la viga HEB 100.....	103
61	Cuñas de intercambio.....	106
62	Área de impacto de los punzones.....	106
63	Constantes A y m de $S_{ut} = A/dm$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes.....	110
64	Factores de pandeo.....	113
65	Factores de imperfección con respecto a sus elementos y límites.....	120
66	Diagrama de momentos flectores con condiciones de apoyo.....	120

ÍNDICE DE CUADROS

CUADROS		pp.
1	Distribución de la población.....	71
2	Entrevista al personal.....	81
3	Partes y componentes del dispositivo seleccionado.....	92

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA		pp.
1	Características y limitaciones del mecanismo a diseñar.....	81
2	Restricciones y posibles soluciones.....	88
3	Ponderación de criterios.....	88
4	Ponderación de criterios, columna 2.....	88
5	Ponderación de criterios, columna 3.....	89
6	Ponderación de criterios, columna 4.....	89
7	Resultado de la ponderación lógica de criterios.....	89
8	Ponderación de alternativa según criterio C1.....	90
9	Ponderación de alternativa según criterio C2.....	90
10	Ponderación de alternativa según C3.....	90
11	Ponderación de alternativa según C4.....	91
12	Ponderación de alternativa según C5.....	91
13	Ponderación final, Criterios vs Soluciones.....	91

ÍNDICE DE GRÁFICA

GRÁFICA		pp.
1	Respuestas del personal entrevistado.....	80



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

**DISEÑO DE SISTEMA DE DESCARGADO AUTOMATIZADO PARA
PRENSAS HIDRÁULICAS DE INTEGRACIÓN DE PASTILLAS DE
FRENOS ALTECH ENGINEERING DE LA EMPRESA MAMUSA CAGUA.**

Autor:

Sánchez, Alirio

Hernández, Jesús

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P

Fecha: Octubre, 2019

RESUMEN INFORMATIVO

El objetivo del presente proyecto de investigación, consiste en diseñar un sistema de descarga automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos de la empresa MAMUSA Cagua, con el propósito de que dicha planta mejore el ritmo de descarga de pastillas de frenos y preservar la integridad física de los operadores, para ello, se realizó un estudio en modalidad proyecto factible, tipo de campo, nivel descriptivo y diseño no experimental. La población de estudio estuvo conformada por la totalidad de 11 operadores del departamento de mantenimiento mecánico, en la empresa. En relación a las técnicas de análisis de datos, se aplicó una entrevista no estructurada dirigida a los operadores que integran la muestra. La investigación se desarrolló en cuatro fases: en la primera, se diagnosticó la situación actual de descarga de las pastillas de frenos de los moldes, en la segunda, se presentaron los distintos dispositivos de descarga de pastillas, en la tercera se seleccionó el dispositivo de descarga considerando rapidez y eficacia, para la cuarta se diseñó el dispositivo de descarga seleccionado y en la quinta fase, se estudió la factibilidad técnico económico del diseño propuesto, con la finalidad, proveer a la empresa un dispositivo funcional y rentable, con el cual permita realizar el descargado de pastillas de manera eficiente y segura.

Palabras clave: sistema de descarga automatizado, prensas hidráulicas, integración de pastillas de frenos

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo especial de grado, se propone un diseño para la automatización de la descarga de pastillas de frenos para prensas Altech Enginnering de la empresa MAMUSA Planta Cagua. Desde la revolución industrial, las fábricas se han provisto de métodos y técnicas que mejoren los procesos de fabricación, disminuyendo la interacción humana, desarrollando máquinas que posean la capacidad de realizar tareas que para el hombre le resultarían engorrosas y riesgosas que a la larga pueden ser perjudiciales tanto como para los trabajadores y las mismas empresas. Dicho esto, también cabe mencionar que el automatizado de los procesos conlleva a tener los productos que se deseen fabricar con la disponibilidad que se requiera para satisfacer las demandas de los clientes, coadyuvando con los procesos productivos de las empresas y así generar mayores ganancias gracias a la eficiencia con que se ejecutan las funciones de sus procesos de fabricación.

Con el avance del tiempo la tecnología no solo se ha basado en la idea de diseñar máquinas que realicen tareas difíciles para el hombre, sino que también, se ha enfatizado en realizar tareas que requieran de mayor velocidad y de manera más exacta contribuyendo al incremento de la competitividad y renombre de la industria.

El objetivo principal a alcanzar es el diseño de un sistema automatizado de descarga para prensas de integración Altech Enginnering de la empresa MAMUSA planta Cagua con el propósito de que dicha planta mejore el ritmo de descarga de pastillas de frenos y preservar la integridad física de los operadores.

Este proyecto de investigación, en su primera fase, estará estructurado en cuatro capítulos, a saber:

- Capítulo I: Se expone el problema del método actual, justificación del problema, alcance y las limitaciones del proyecto
- Capítulo II: Se expondrán los antecedentes que resulten de provecho en la presente investigación, seguidamente se da a conocer el marco teórico con sus

respectivos términos con respecto o todo lo referente al diseño del proyecto, sus componentes y las definiciones del funcionamiento.

- **Capítulo III:** En este capítulo se expondrán las fases metodológicas, que dará a conocer los procedimientos a seguir para el cumplimiento de los objetivos trazados en el trabajo
- **Capítulo IV:** Por último en este capítulo se expondrán los resultados con los que contarán los investigadores para realizar el proyecto.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

Los diseños y mejoras con respecto a la automatización de equipos son necesarios para optimizar y agilizar los procesos productivos que se realizan dentro de una empresa ya que al requerir menor esfuerzo y aumentar las horas de fabricación de productos resulta mucho más eficiente y evita la fatiga de los empleados

Desde 1960 en Venezuela se comenzaba la expansión del uso de frenos de disco tal cual como en el resto de las naciones que en esa época ya se estaban adaptando a dicha tecnología. Al inicio de dicha década, MAMUSA S.A se fundó con el objetivo de fabricar diversos productos para frenos de disco y de tambor, tales como pastillas, bandas, bloques para vehículos de diversas marcas y tamaños además de producir rollos de material para fricción, químicos para vulcanizado y liga de frenos los cuales le permitieron a la empresa diversificarse en el mercado nacional, produciendo productos de alta calidad, los cuales son muy comercializados a nivel nacional e internacional.

Para el cumplimiento de las tareas de fabricación, la planta Mamusa Cagua, dispone de una considerable variedad de máquinas herramientas (ver figura 1) cuales son las garantes esenciales para producción de la variedad de artículos que ofrece la empresa. Tales máquinas que emplea la planta son las siguientes: Taladros múltiples, mezcladoras, pesadoras, prensas de preformado, prensas de integración, empaquetadoras, hornos de vulcanizado. La máquinas en las cuales se basa este trabajo de grado son prensas hidráulicas de integración Altech Engineering modelo C403E-84 empleadas en el departamento de pastillas.



Figura 1 Prensa hidráulica Altech Engineering modelo C403E-84 en la empresa MAMUSA

Estas fueron adquiridas por la empresa en el año 1982 y siguen siendo usadas actualmente para cumplir con el rol de realizar el prensado para integrar la preforma con la placa de hierro.

Debido a que la empresa por razones económicas no cuenta con el capital suficiente para remplazarlas por otras de reciente generación, esta se ve en la necesidad de adaptarles +mejoras que puedan incrementar el rendimiento y eficiencia en la fabricación de pasillas de frenos, así como brindarle a los operadores la seguridad y facilidad con que se ejecuta el trabajo.

Con respecto a las prensas hidráulicas de integración que son utilizadas en la empresa, estas se encargan principalmente de pegar presionando los moldes que contienen placas base de hierro con las preformas de material de fricción mediante un material de relleno hecho a base de polímeros. Después del proceso de prensado se procede al desprendimiento de las pastillas de los respectivos moldes para ello los empleados que se encargan de la operación de descarga mediante un dispositivo de prensas neumáticas.

La operación de dicho dispositivo se ejecuta de manera manual, al conjunto de moldeado se le debe retirar la plancha superior para poder ser insertada entre unos tenedores de acero, uno fijo que mantendrá la base sobre el dispositivo descargador y otro móvil que despega el molde sobre la base. Durante esta operación comúnmente se presentan atascamientos dentro del molde, esto hace que el operador empujar el molde hacia la otra sección del dispositivo descargador, que mediante un embolo con punzones adosados se acciona para desprender las pastillas remanentes que quedan atascadas en el molde

Luego de que se procede a descargar las pastillas que quedan en el molde el operador se encarga de descargar el resto de las pastillas que quedan adosadas en la base, para ello procede a voltear la misma usando el esfuerzo manual para después desprenderlas golpeando por debajo de la base usando martillo y cincel haciendo caer las pastillas a un bajante.

Con el método actual de desprendimiento de pastillas de frenos antes mencionados queda demostrado la gran cantidad de esfuerzo manual que se necesita para realizar dicha tarea y requiriendo más tiempo de lo necesario.

También cabe mencionar que la tarea que se ejecuta actualmente para el desprendimiento de pastillas de frenos pueden ocasionar además de la fatiga y sobreesfuerzo para la ejecución del procedimiento, enfermedades laborales por la falta de ergonomía y lesiones que afectan a los operadores a largo plazo dando así suficientes evidencias que pueden ser objetos de demanda en contra de la empresa ocasionando situaciones legales contraproducentes derivando así las pérdidas económicas por indemnizaciones y asesorías legales que se requieran para la defensa de la empresa.

1.2 Formulación del problema

¿Cómo se podrían facilitar las descargas de pastillas de manera que los moldes que se utilizan en las prensas de integración Altech Engineering sea una operación segura y rápida?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de descarga automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos de la empresa MAMUSA Cagua

1.3.2 Objetivos específicos

- Diagnóstico de la situación actual de descarga de las pastillas de frenos de los moldes.
- Determinar los distintos dispositivos de descarga de pastillas.
- Seleccionar dispositivo adecuado de descarga considerando rapidez y eficacia.
- Diseñar el dispositivo de descarga seleccionado.
- Estudiar la factibilidad técnico económica del diseño propuesto.

1.4 Justificación del problema

El diseño del proyecto expuesto ayudara a aumentar el ritmo de producción y descarga de las pastillas, en la empresa MAMUSA planta Cagua, así como proporcionara un método de trabajo mucho más cómodo para el los operadores que hacen uso de las prensas hidráulicas ya que les ahorrara esfuerzo físico al momento de descargar las pastillas, evitar accidentes laborales al ejecutar el proceso de la descarga ya que será automatizado como también permitirá tener los moldes previamente usados en un menor tiempo para la producción de nuevas pastillas, contribuyendo así a optimizar el rendimiento de producción de la planta MAMUSA Cagua.

1.5 Limitaciones

En las instalaciones de la empresa MAMUSA planta Cagua en el área de integración es el lugar donde se proyecta proponer el diseño del dispositivo de descarga de pastillas de frenos acoplado a las prensas de integración Altech Engineering constituyendo así un espacio limitado para emplear dicho proyecto.

En cuanto a la información técnica disponible de las cuales se obtiene los métodos de ensamblaje, despiece y diseño de las piezas, estas son de acceso limitado.

También se debe considerar el itinerario de trabajo del personal de la empresa debido a que deben cumplir sus labores determinadas estableciendo así un límite de tiempo disponible para el estudio de las prensas que se utilizan en espacio de trabajo.

Por último, el transcurso de tiempo establecido para el desarrollo de la investigación y diseño está pautado en ocho meses, considerando también que durante la elaboración de los mismos pueden presentarse variaciones con el objetivo de perfeccionar y adicionar ideas con el fin de contribuir la optimización de las soluciones a alcanzar pudiendo así extender un poco más el proceso de investigación y diseño

1.6 Alcance

El diseño del sistema automatizado de la descargas de pastillas se realizará mediante programas de diseño tales como Solidworks será indispensables para las simulaciones de componentes que conformaran el diseño, esto será propuesto a la empresa MAMUSA planta sucursal Cagua como una propuesta de mejora para las prensas de integración Altech Engineering.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Ferrer C. (2012) en su trabajo de grado titulado **“Diseño de banco para armado, desarmado y prueba de cilindros hidráulicos en la empresa Transporte Urdacol.”**, realizado en la Universidad José Antonio Páez, para optar al título de Ing. Mecánico, la cual tuvo como objetivo permitir generar los procesos adecuados para el armado y desarmado de cilindros hidráulicos según los estándares nacionales e internacionales, elevando así los niveles de eficiencia y desempeño del proceso de trabajo.

Los puntos resaltantes de este trabajo fueron los parámetros de diseño de la máquina, basándose en una alternativa más económica y funcional que permita realizar el ensamblaje de cilindros hidráulicos sin la necesidad de esfuerzo sobrehumano.

El diseño que se realizó en este trabajo fue modelado mediante el software Soliworks. Con este programa se determinó las dimensiones y materiales con los cuales se estructuró el armazón de la máquina, tomando en cuenta los cálculos de esfuerzo y dimensiones.

Además González J. (2015) en su trabajo de grado titulado **“Diseño de un mecanismo sujetador para retirar los separadores de cartón y marcos alineadores de paletas de botellas de entrada de la línea de ketchup.”**, realizado en la Universidad José Antonio Páez, para optar por el título de Ing. Mecánico, la cual tuvo como meta la propuesta de diseño de sistema de sujeción para retirar elementos en las paletas de botellas de ketchup con la finalidad de adoptar una nueva forma de realizar dicha actividad y evitar que el operador realice esfuerzos adicionales y repetitivos.

Como resultado de esta tesis, se determinó el modelado del dispositivo usando los métodos de cálculo estructural y neumáticos.

De este trabajo de grado se sustrajo información sobre la los esquemas de instalación de los sistemas neumáticos y métodos de cálculo para usarlos como referencia la implantación de dicho sistema al proyecto que se está planteando en este trabajo de grado.

Por último **Becerra R., Vargas J** (2009) en su tesis de grado sobre **“Automatización de Prensa Hidráulica. Pastillado con Aspirina Integrada”**, realizado en el Instituto Politécnico Nacional (México), para optar por el título de Ing. electromecánico se toma como referencia la implementación el sistema automatizado de la prensa hidráulica de formado de pastillas.

El objetivo alcanzado de esta tesis es la explicación de las instalaciones de los dispositivos de automatización en una prensa hidráulica, llegando como conclusión la factibilidad del proyecto, debido a que permite resaltar los beneficios del mismo.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Neumática

Según Solé, A. (2007), redacta que la neumática es el estudio de la manipulación del aire y su movimiento para el aprovechamiento como herramienta de trabajo para transmitir fuerza y energía necesaria para el accionamiento de dispositivos mecánicos. A partir de 1950 es que la tecnología de la neumática empieza a tomar más vigencia a nivel industrial por lo que se hizo indispensable el uso de dispositivos como los sensores que pudiesen regular y manejar el funcionamiento de dicha tecnología.

Además. Los sistemas neumáticos hacen el aire comprimido tenga la capacidad de provocar movimientos inducidos mediante el accionamiento de unos cilindros y motores neumáticos cuales pueden ser aplicados en para diversas necesidades gracias a que el empleo de los mismos presenta una gran ventaja debido a los bajos costes de sus componentes y su relativa facilidad de diseño e instalación.

Algunas de estas ventajas que se pueden mencionar son: el muy bajo riesgo de explosión, su conversión sencilla al movimiento lineal y giratorio y su capacidad de proyectar su energía a largas distancias.

2.2.2 Diversas aplicaciones de la neumática

Los sistemas de aire comprimido se aprovechan para diversos mecanismos que son utilizados tanto a nivel doméstico como en la industria. Por ejemplo: 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.

- Cilindros neumáticos de movimiento lineal

Según Solé, A. (2007) “El cilindro neumático consiste en un cilindro cerrado con un pistón en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago” (pág. 26).

- Tipos de cilindros neumáticos de movimiento lineal

- **Cilindro neumático de doble efecto:** el aire a presión ingresa por el orificio ubicado en la cámara posterior del cilindro ocasionando que al llenarse de aire en su interior, este empuje el vástago hacia al otro extremo y que a su vez, comprime la cámara delantera del cilindro. (Ver figura 2).

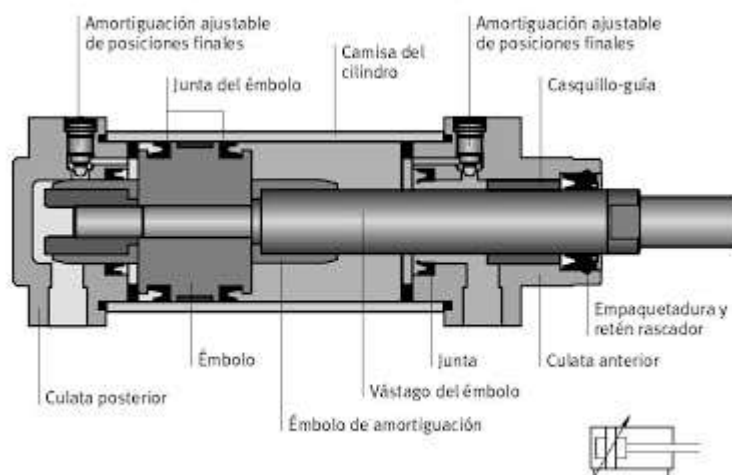


Figura 2 Cilindro neumático doble efecto y sus componentes

Fuente: <http://industrial-automatizada.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>

- **Cilindro neumático de simple efecto:** El funcionamiento de este tipo de cilindro es muy parecido al que se nombró en el anterior tópico, salvo que la única diferencia de esta variación es que la carrera inversa que se lleva al embolo a su posición inicial es mediante el accionar de un muelle o resorte
- **Cilindro neumático de guiado:** Según Antonio Creus Solé en su libro de Neumática e Hidráulica, “Este se compone de dos o más vástagos rígidos guiados proporcionan una antirotación al mecanismo acoplado al cilindro, evitando las fuerzas radiales y de torsión que la carga ejercería en un cilindro normal”.
- **Cilindro neumático de impacto:** Este tipo de cilindro se utiliza más que todo en los trabajos de remachado y embutición debido a la alta velocidad en que es accionado el vástago que son aproximadamente 10 m/s.(Ver figura 3).



Figura 3 Cilindro neumático de impacto

Fuente: <http://www.belneumatica.com.ar/producto/cilindro-impacto/>

- **Cilindro neumático sin vástago:** Cuando el espacio disponible para el cilindro es limitado, el cilindro neumático sin vástago es la elección. Puede tener una carrera relativamente larga de unos 800mm y mayor. El arrastre del carro portacargas exterior puede hacerse de forma mecánica o magnética (Ver figura 4).



Figura 4: Cilindro neumático sin vástago

Fuente: <http://industrial-automatizada.blogspot.com/2010/09/elementos-de-fuerza-cilindros-y-motores.html>

2.2.3 Elección del cilindro neumático

La selección correcta del cilindro neumático es crucial, ya que esto depende del correcto desempeño de los sistemas a poner en funcionamiento. Los factores fundamentales que se deben tomar en cuenta son los siguientes:

- Fuerza del cilindro: Esta es la característica más fundamental debido a que es una función entre el diámetro de cilindro, la presión del aire y del roce de embolo de los cuales también se hace énfasis la dependencia de velocidad del embolo cual es tomado desde el instante del arranque
- Consumo de aire del cilindro: Consiste en una función entre la relación de compresión, de la carrera y del área de pistón
- Velocidad del pistón: La velocidad promedio del pistón estándar de un actuador esta situado entre 0.1 y 1.5 m/s.
- Amortiguamiento del cilindro: Esto es necesario para la reducción de velocidad del pistón al final de su carrera gracias a que evita los golpes del pistón contra el cilindro

2.2.4 Consideraciones para el mantenimiento de los cilindros neumáticos

Para proceder a realizar un correcto mantenimiento a los cilindros neumáticos, este debe hacer en lugares apropiados tales como talleres y salas de mantenimiento, que dispongan de las herramientas y dispositivos adecuados.

También cabe destacar que el mantenimiento debe ser realizado por personal que tenga conocimiento en el área

A continuación, se nombraran algunas recomendaciones que se deben tomar al proceder con la tarea de mantenimiento:

- Proteger los componentes con roscas, evitando que los mismos sufran impactos por golpes
- Proteger las superficies que posean un alto grado de terminación
- No permitir que las piezas nuevas se mezclen con las viejas a la vez evitando que se extravíen
- No permitir que las piezas de goma sufran cortes o rasgaduras
- Para desmontar los cilindros, no es recomendable el uso de martillos de metal o herramientas con superficies cortantes
- Durante el montaje, todas las piezas del cilindros deben estar limpias y lubricadas
- Deben ser tomados en cuenta lo cuidados especiales para el montaje del sistemas de amortiguación

2.2.5 Fuerza del cilindro

Esto corresponde a la función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del embolo, que gracias de la velocidad del embolo al que es aplicado, este se toma en el momento de arranque. La fuerza aplicada sobre el pistón es:

$$F = P_{aire} * Area\ pistón$$

2.2.6 Sistemas de accionamiento para sistemas neumáticos

Estos sistemas son imprescindibles, debido a que gracias a ellos, se permite el control del arranque, parada y sentido del cilindro, así como la presión o el caudal necesario de aire comprimido desde o hacia los mismos. Es importante mencionar que hay una diversidad de tipos de sistemas de accionamiento, tales como neumáticos, hidráulicos, eléctricos, mecánicos y electromecánicos. Las válvulas

distribuidoras, son aquellas que se encargan de orientar el aire comprimido hacia diferentes vías de diversos elementos tales como el arranque, la parada y el cambio de sentido de movimiento del pistón que se encuentra alojado en el cilindro del actuador.

Para la identificación de estas válvulas, se utilizan diferentes nomenclaturas y símbolos. Estas denominaciones son provistas por estas dos normas: DIN-ISO 1219 (International Standard Organization) y la CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas). Estas son mostradas en la figura 5 de la siguiente manera:

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

Figura 5: Simbología de válvulas distribuidoras.

Fuente: Solé A. (2011).

Es importante mencionar los siguientes puntos:

- **Válvula normal cerrada:** En esta posición, restringe el paso del aire que se encuentra en reposo. Si este se excita (acciona), se libera la circulación el aire
- **Válvula normal abierta:** Mientras esta en reposo, el paso de aire está libre y al momento de excitarla (accionarla) esta tiende a cerrarse.
- **Posición de partida:** En este estado, las partes móviles de la válvula al estar instalada en un equipo y está siendo alimentada por el aire a presión del sistema neumático, estos tenderán a moverse.

Los cilindros neumáticos que son accionados gracias a las válvulas, se representan por letras las cuales son A, B, C, etc. En las posiciones ubicadas al inicio y final del vástago están identificadas con códigos alfanuméricos.

Un ejemplo en el cual se puede demostrar, es el que se presenta a continuación:

Cilindro A

a0 = Final retracción (posición inicial del vástago con pistón completamente retraído)

a1 = Final de extensión (posición final del vástago con el pistón completamente extendido)

Cilindro B

a0 = Final de retracción (posición final del vástago con el pistón completamente retraído)

b1 = Final extensión (posición final del vástago con el pistón completamente extendido)

Para comprender las distintas funciones de las válvulas distribuidoras, estas se representan por simbologías que indican la cantidad de posiciones, el número de vías de la válvula y su funcionamiento.

La cantidad de posiciones está mostrada por una cantidad de cuadros juxtapuestos e los cuales en su interior, se dibuja el respectivo esquema de funcionamiento. Las líneas que se encuentran en el interior indican el número de tuberías o conductos, los cuales sus uniones están representadas por puntos.

Los trazos externos que se representan unidos a los cuadros, indican las conexiones de entrada y salida de la válvula distribuidora en el momento que esta no se encuentre excitada. En el momento que la válvula tome una posición inicial, se está estableciendo la presión y conexión eléctrica establecida. (ver figura 6)

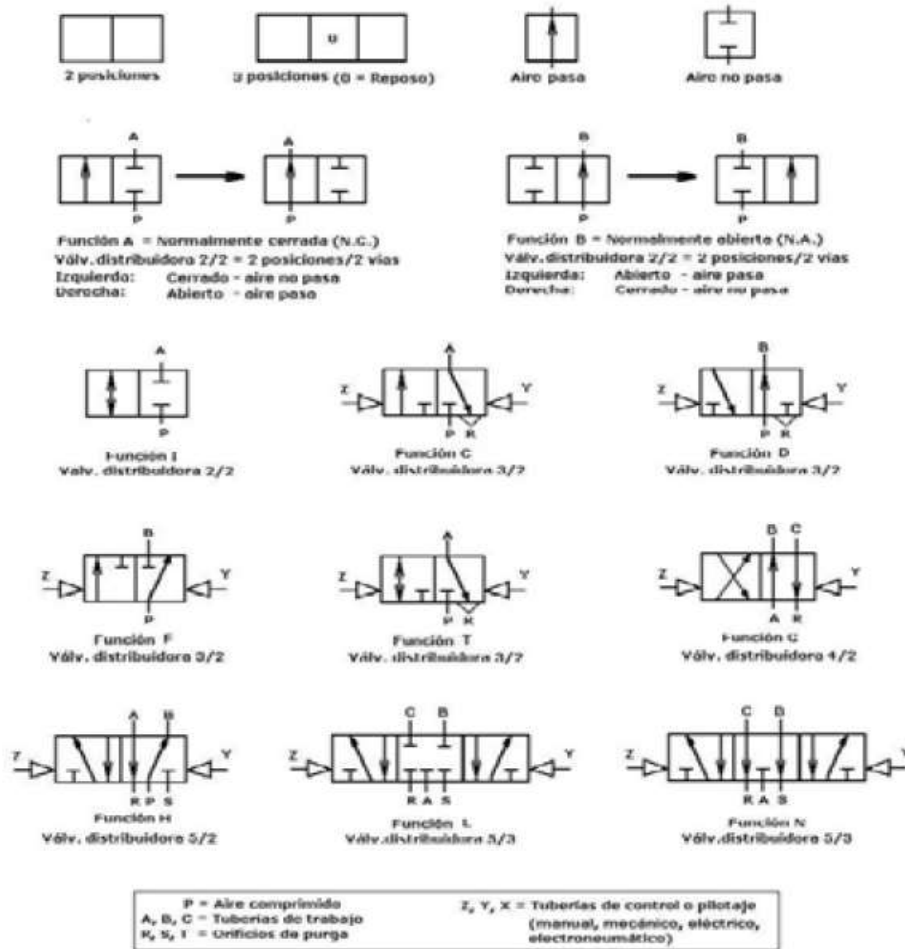


Figura 6: Símbolos básicos de las válvulas distribuidoras
Fuente: Solé A. (2007)

En la figura 7 se muestra una válvula distribuidora 3/2 la cual dispone de 3 vías y 2 posiciones que acciona una válvula todo-nada y un cilindro de simple efecto.

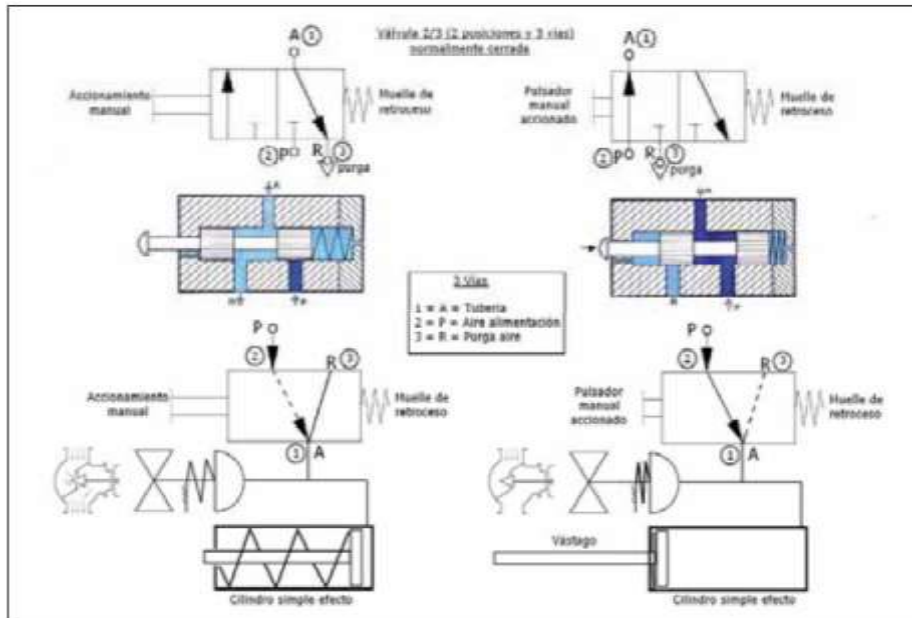


Figura 7: Válvula distribuidora 3/2(3 vías, dos posiciones) manual, actuando sobre válvula neumática

Fuente: Solé A. (2007).

En las figuras 8 y 9 se puede observar una válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) que acciona un cilindro de doble efecto.

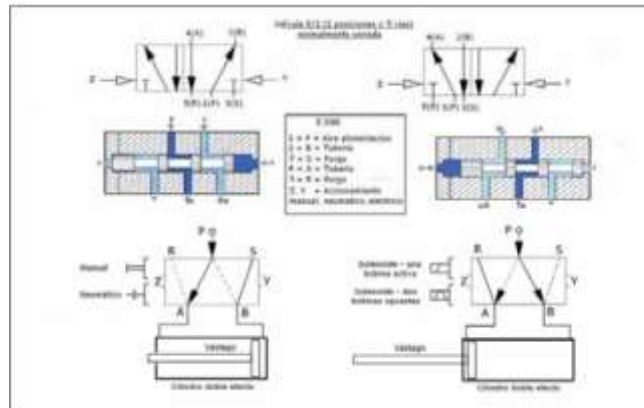


Figura 8: Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) y cilindro de doble efecto.

Fuente: Solé A. (2007)



Figura 9: Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) de simple y doble bobina.
Fuente: Bosch

Para el caso de las válvulas de 4 vías y 2 posiciones (4/2), estas son similares a las de 5 vías, con la única diferencia en que estas disponen de un solo orificio de escape con lo cual solo admiten una regulación de aire con respecto a la velocidad en la entrada y la salida.(ver figura 10)

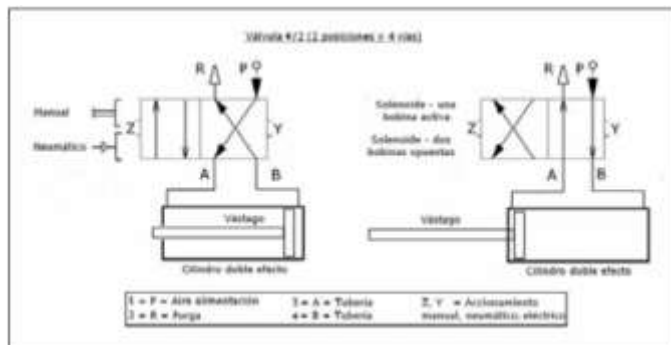


Figura 10: Válvula distribuidora 4/2 (4 vías, 2 posiciones) accionando un cilindro de doble efecto.
Fuente: Solé A. (2007)

En el caso de las válvulas neumáticas manuales, estas con frecuencia son de 4/3 (4 vías y 3 posiciones) accionadas por el operador por la acción de un pedal o una palanca perpendicular o rotativa. (Ver figura 11)

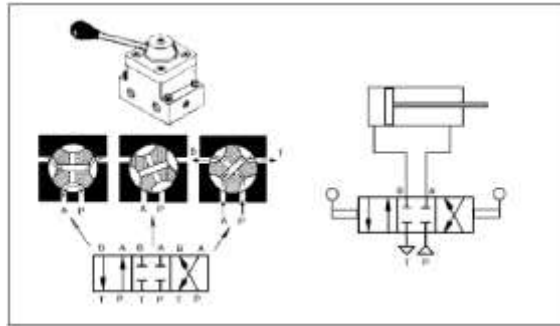


Figura 11: Válvula rotativa 4/3 (4 vías, 3 posiciones).
Fuente: Solé A. (2007)

- **Criterios de diseño tomados de elementos de máquinas**

Las consideraciones con respecto a la resistencia de los materiales y componentes mecánicos a utilizar son fundamentales debido a que se deben tomar en cuenta el diseño de las dimensiones físicas del proyecto y las piezas que lo conforman. En resumen, se nombrarán los siguientes criterios notables que se toman en cuenta para la consideración del diseño mecánico. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008) (Ver figura 12)

2.2.7 Algunas normas y códigos de la ingeniería mecánica

Todo proyecto mecánico que se pretenda desarrollar, deben estar estandarizadas por normas que exijan los requerimientos necesarios que estas estipulan, ya que al seguir todas las recomendaciones que están preestablecidas se garantiza la calidad y seguridad que necesitan aquellos que harán uso de los elementos creados. Las normas en cuales se basaran este diseño son las siguientes:

- American National Standard Institute (ANSI): Organización sin fines de lucro fundada en 1966 en Washington D.C. EEUU. Institución encargada de velar el cumplimiento de los estándares de fabricación de producto, servicios y procesos en territorio estadounidense. Esta organización se mantiene a la par de los estándares internacionales ya que de esta manera, los productos hechos en territorio estadounidense se puedan ser empleados en otras partes del mundo garantizado el nivel de calidad y seguridad del mismo.

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

Figura 12: Factores que deben tomarse en cuenta durante el diseño

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

2.2.7.1 American Society of Mechanical Engineers (ASME): Asociación fundada en 1880 en Nueva York. EEUU por los ingenieros mecánicos Alexander Lyman Holley (1832-1882), Rossiter Worthington (1817-1880) y Edison (1832-1916). Esta organización profesional sin fines de lucro que conglomerada a ingenieros mecánicos, es la encargada de crear códigos cuales regulen la manera que se crea, inspecciona y se prueba equipos mecánicos, calderas, recipientes a presión, entre otros.

ASME ofrece a su personal como al público en general una gran variedad de cursos especializados que se ajustan a la realidad industrial.

- **American Society for Testing and Materials (ASTM):** Organización fundada en 1898 por Charles Benjamin Dudley en West Conshohocken, EEUU. Esta asociación es la encargada de desarrollar y publicar una gran cantidad de normas técnicas referente a materiales, productos, sistemas y servicios que se dispongan para la sociedad.

- **American Welding Society (AWS):** Organización fundada en 1919 en Miami, EEUU. Esta es la encargada de emitir códigos y certificaciones que garantizan la aplicaciones estandarizadas de los diversos tipos de soldadura, proveyendo así la calidad y seguridad demandada a nivel industrial

2.2.8 Factor de seguridad

Es el cálculo imprescindible que se obtiene para la reducción de riesgo del proyecto a diseñar debido a que la incertidumbre de determinar con una completa certeza los niveles de fallas que pudiese presentar los elementos mecánicos, por ende es importante que la estructura pueda superar la tendencia al colapso debido a las cargas y esfuerzos aplicados.

Para poder determinar el factor de seguridad se debe tener en cuenta que se obtiene del cociente de la condición de falla, entre la condición de trabajo tal como se muestra en la siguiente formula:

$$N = \frac{\text{Condición de Falla}}{\text{Condición de Trabajo}} > 1.0 \quad (1)$$

Normalmente, el coeficiente mínimo para evitar fallas es de 1.0. Esto varía dependiendo de las condiciones de diseño de cada pieza, este puede escalar desde un poco más de 1.0 hasta 10.

2.2.9 Esfuerzo

Este efecto de la física mecánica se le nombra de esta manera a toda fuerza aplicada sobre un área determinada. También hay que tomar en cuenta diversos factores que se pudiesen presentar debido al efecto del esfuerzo, tales como la variación de temperatura, tolerancias y fatigas presentes en cada pieza. Budynas R. y Nisbett J. (2.008) afirman:

Cabe destacar que hay varios tipos de esfuerzos que pueden fluctuar en una sola pieza y en un mismo punto sobre la superficie es única y tendrá componentes en las direcciones normal y tangencial llamados *esfuerzo normal* y *esfuerzo cortante tangencial*, respectivamente. Los esfuerzos

normales y cortantes se identifican con las letras griegas σ (sigma) y τ (tau), respectivamente. Si la dirección de σ es saliente de la superficie se considera un *esfuerzo de tensión* y es un esfuerzo normal positivo. Si σ entra hacia la superficie es un esfuerzo compresivo y comúnmente se considera una cantidad negativa. (p.75)

Cuando en un área determinada está sometida a esfuerzo, la misma tendrá varias vertientes en múltiples direcciones que afectaran el estado físico de la pieza mecánica.

La fórmula general utilizada para calcular esfuerzo es la siguiente:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2)$$

Donde podemos identificar cada variable:

σ : Esfuerzo

P: Carga

A: Área transversal

2.2.9.1 Esfuerzos uniformemente distribuidos

Este tipo de esfuerzo se produce debido a que a la pieza está siendo sometida a unas direcciones de esfuerzo unitario paralelas, gracias a las cargas externas que afectan a la misma. Este variante de esfuerzo de segregan en *tensión pura*, *compresión pura* o *cortante puro*, dependiendo de cómo sea aplicada la carga

- Tensión pura: Este efecto es producido a que un pieza generalmente una barra es sometida a una carga de estiramiento gracias a la acción de unos pasadores ubicados a cada extremo de la misma provocando así que el esfuerzo aplicado sea distribuido uniformemente. Está representado con la letra griega σ (sigma).

Para que se pueda determinar este tipo de esfuerzo se debe tener en cuenta los siguientes parámetros:

- La pieza debe ser recta y de material homogéneo.

- La línea de acción de la fuerza debe pasar por el centroide de la sección de la barra.
- La sección se debe tomar lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio abrupto en la sección transversal de la pieza.
- Compresión pura: Posee las mismas características del esfuerzo anteriormente nombrado, lo único que difiere de este es el sentido opuesto.
- Cortante puro: La dirección de las fuerzas es paralelo a la sección transversal de la pieza, este accionar de fuerzas produce torsión la cual se generan deformaciones angulares de la pieza.

2.2.9.2 Esfuerzo normales en flexión

Este tipo de esfuerzo ocurre por la deformación de una viga homogénea mediante la aplicación de un momento flexionante puro.

La fórmula implementada para el cálculo de esfuerzo flexor es:

$$\sigma_f = \frac{M_f \times c}{I} \quad (3)$$

Cuales cada variable significa:

M_f : Momento flector

c : Distancia a la fibra más alejada

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

σ_f : Esfuerzo de flexión máximo

2.2.9.3 Esfuerzo de Torsión

Este tipo de esfuerzo ocurre debido a que el momento aplicado provoca un torcimiento de la pieza con respecto a su eje. Al momento de que se ejerce la torsión se produce un ángulo de giro. (Ver figura 13).

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad (4)$$

Donde cada variable significa:

T = par de torsión

ρ = radio en cualquier punto

J = momento de inercia polar del área de la sección transversal.

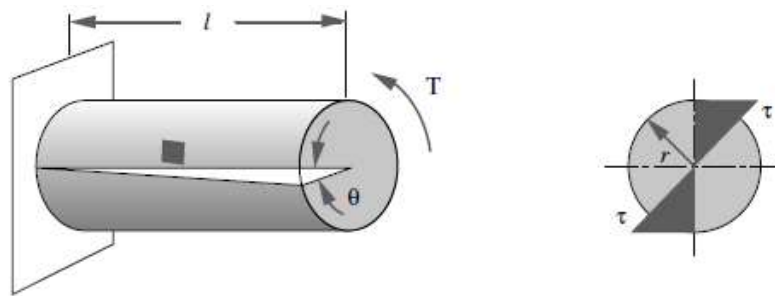


Figura 13: (a) Barra de sección circular, con uno de los extremos empotrado, sometida en el otro a la acción Momento Torsor , (b) Representación gráfica de la tensión de corte producida en su sección transversal.

Fuente: Norton R. (2011)

El esfuerzo es máximo en la superficie exterior, en el radio r .

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} \quad (6)$$

El torque que se aplica produce una deflexión angular y se calcula mediante la siguiente formula:

$$\theta = \frac{Tl}{JG} \quad (7)$$

Dónde:

T = par de torsión.

l = longitud.

G = módulo de rigidez.

J = segundo momento polar del área.

Con respecto a las secciones no circulares sometidas a torsión, estas no permanecen planas el momento del torcimiento además de las líneas radiales no permanecerán rectas y la distribución del esfuerzo cortante no siempre es lineal a través de su sección.

Este tipo de esfuerzo torsional para este tipo de secciones es llamado *esfuerzo cortante máximo debido a la torsión en secciones no circulares*.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T}{Q} \quad (8)$$

Dónde:

Q = función de la geometría de la sección transversal.

Para determinar los diferentes perfiles para la deflexión angular torsional se emplea la siguiente expresión:








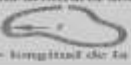
$$\theta = \frac{Tl}{KG} \quad (9)$$

Dónde:

K = función de la geometría de la sección transversal.

Cabe destacar que la fórmula antes mencionada tiene cierta analogía con la única diferencia es el reemplazo de la variable de momento de inercia polar (J) por la variable de función geométrica de sección transversal (K). Según Norton R. (2011) “Para cualquier forma de sección transversal cerrada diferente a la circular, el factor K será menor que J para las mismas dimensiones de la sección, lo cual es una

indicación de lo valioso que resulta usar una sección circular cerrada para cargas de torsión”. Para poder determinar los valores de Q y K es indispensable tomar referencia de la siguiente tabla a mostrar, ya que provee información de algunos perfiles que pueden ser utilizados para el diseño que según Norton R (2011) muestra a continuación en la figura 13:

Perfil	K	Q
 cuadrado sólido	$K = 2.25a^4$	$Q = \frac{a^3}{0.6}$
 cuadrado hueco	$K = \frac{2t^2(a-t)^4}{2at-2t^2}$ las esquinas interiores pueden tener un esfuerzo mayor si el radio de la esquina es pequeño	$Q = 2t(a-t)^2$
 rectángulo sólido	$K = ab^4 \left[\frac{16}{3} - 3.36 \frac{b}{a} \left(1 - \frac{b^4}{12a^4} \right) \right]$	$Q = \frac{8a^2b^2}{3a+1.8b}$
 rectángulo hueco	$K = \frac{2t^2(a-t)^2(b-t)^2}{at+bt-2t^2}$ las esquinas interiores pueden tener un esfuerzo mayor si el radio de la esquina es pequeño	$Q = 2t(a-t)(b-t)$
 elipse sólida	$K = \frac{8a^3b^3}{a^2+b^2}$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2}$
 elipse hueca	$K = \frac{8a^3b^3}{a^2+b^2} \left[1 - \left(1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$
 tubo circular abierto	$K = \frac{2}{3} \pi r^3 t$; $t \ll r$	$Q = \frac{4\pi^2 r^2 t^2}{6\pi r + 1.8t}$; $t \ll r$
 forma arbitraria abierta	$K = \frac{1}{3} U t^3$; $t \ll U$	$Q = \frac{U^2 t^2}{3U + 1.8t}$; $t \ll U$

U = longitud de la mediana; t debe ser mucho más pequeña que el radio de curvatura mínimo

Figura 14: Expresión de K y Q de algunas expresiones transversales en torsión.
Fuente: Norton R. (2011)

2.2.10 Análisis de piezas largas sometidas a compresión

El mismo obedece a la existencia de un llamado equilibrio inestable o inestabilidad elástica. Un ejemplo típico de lo que aquí decimos, son las columnas. La biela de un motor de combustión interna, o, de un compresor; el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo del cilindro hidráulico del freno de un vehículo de pasajeros, etc. Considerando por ejemplo dos elementos que se indican en la figura 15. ¿Cuál es el más crítico? La respuesta a dicha pregunta, resulta muy evidente: sin pensar siquiera en la sección, o en la dimensión de la

sección transversal del elemento, todos concuerdan en afirmar que el más crítico es el más largo, en este caso el de la figura 15.b.

Para visualizar desde un mejor punto de vista esta situación, imagine una regla la antena de un carro, a la cual se le aplica una carga \mathbf{P} que comprime la misma, se observa que la antena se dobla lo que quiere decir es que la pieza se ha pandeado; el pandeo no es la curvatura producida, sino la falla, aun manteniendo la carga \mathbf{P} . si quitamos la carga \mathbf{P} la antena se endereza, Porque? Un pequeño desplazamiento lateral, producto de la deformación genera una reacción interna que se opone a \mathbf{P} , debido a un momento elástico interno. A desaparecer \mathbf{P} , este momento es suficiente para que la pieza recobre su forma recta, esto se denomina “estabilidad elástica”.

La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, no el hecho de que la pieza se endereza, ya que la estabilidad elástica lo explica, el verdadero problema es explicar cuando la pieza no se endereza o llegará a la “*inestabilidad elástica o geométrica*”, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de \mathbf{P} , ¿y qué ocurre? Pues, la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso. Euler, poco antes de morir, en 1.780, completó su largo trabajo, con la propuesta que lleva su nombre, analizando la forma de una columna sometida a carga axial, como lo demostró en la siguiente ecuación.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad (10)$$

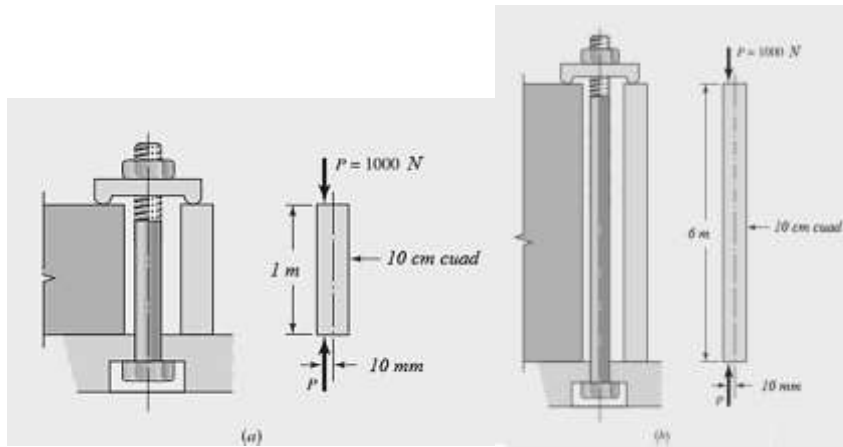


Figura15: Elementos de máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a sus longitudes:

Fuente: Tassoni D. (2.007)

Esta expresión es conocida como la “*fórmula de EULER*”, para columnas con extremos libres de girar, en la cual tenemos las siguientes magnitudes:

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

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

h = longitud de la pieza [**m**]

El subíndice **cr** que se asocia a la carga **P**, indica el carácter crítico de la carga de compresión aplicada, la cual es la carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla. Otra utilización sencilla que permite realizar la ecuación de Euler, consiste en aplicar directamente la LONGITUD DE PANDEO, sustituyéndola en las expresiones (1) (2) ó (2a), a la longitud del elemento con extremos libres de girar. La longitud de pandeo depende de la fijación de los extremos de la columna. Un ejemplo de esta aplicación se presenta a continuación considerando que la pieza de la figura 15, que es la representación de una pieza larga, con extremos libres y el otro empotrado.

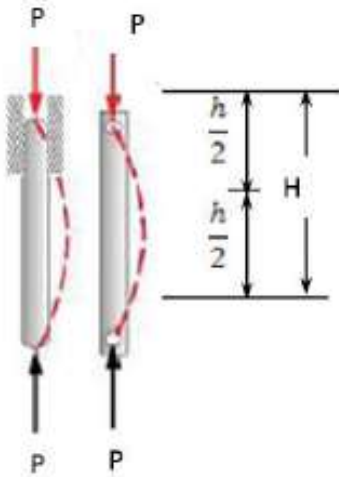


Figura 16: Representación de un elemento de máquina largo sometido a compresión, o ambos extremos libre de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar sometido a una carga axial P de compresión (la deformación del elemento ha sido magnificada).

Fuente: Tassoni D. (2.007)

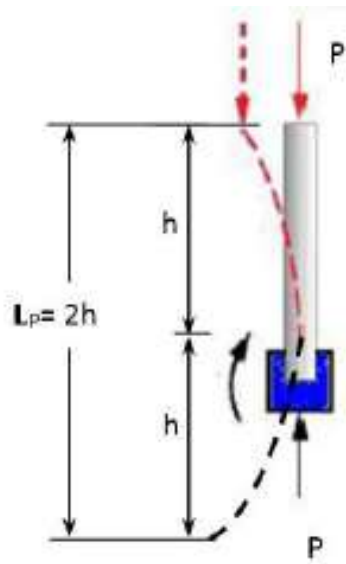


Figura 17: Elemento de máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial P de compresión

Fuente: Tassoni D. (2.007)

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2}$$

Aplicando esto a la pieza de la figura 17 se tiene

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(2h)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4h^2}$$

Si se analiza la geometría que adoptan distintas piezas largas, sometidas a compresión, en función de la manera de fijación de sus extremos, podremos tratar de generalizar esta posibilidad que nos brinda la ecuación de Euler. Observemos, para ello, la figura 17; en a tenemos una pieza con ambos extremos empotrados; geoméricamente para este elemento se tiene entonces que su longitud de pandeo L_P es $2h$. Haciendo esta sustitución en la expresión (3) obtenemos



Figura 18: Representación de elementos de maquina largos sometidos a carga axial de compresión F;(a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. 2.007

La pieza representada en la figura 17-b, nuevamente, en forma geométrica se obtiene una longitud de pandeo L_P igual a $0,707 h$; la expresión (3) se convierte.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(0,707h)^2} = \frac{2\pi^2 EI}{h^2}$$



Figura 19: Representación de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquinas largos sometidos a compresión
Fuente: Tassoni D. (2.007).

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R}\right)^2 \quad (11)$$

La ecuación 11, es una expresión parabólica tangente al punto $\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp}$.

Y la parábola de Euler $\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$. Entonces se obtiene

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{h}{R}\right)^2} = S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R}\right)^2$$

Haciendo los cambios de variable

$$S_{ycomp} = b; \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{nE} = a; \left(\frac{h}{R}\right)^2 = x; n\pi^2 E = c$$

Con los cuales nos queda:

$$b - ax = \frac{c}{x}$$

es decir la expresión:

$$ax^2 - bx + c = 0$$

Cuyas raíces son:

$$x = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

Al devolver los cambios se tiene:

$$x = \frac{Sy_c \pm \sqrt{Sy_c^2 - 4 \frac{Sy_c^2 n \pi^2 E}{4 \pi^2 n E}}}{2 \frac{Sy_c^2}{4 \pi^2 n E}}$$

Finalmente:

$$x = \frac{2 \pi^2 n E}{Sy_c}$$

Siendo: $x = \left(\frac{h}{R}\right)^2$ se obtiene

$$\left.\frac{h}{R}\right|_{\text{lim}} = \sqrt{x} = \pi \sqrt{\frac{2nE}{Sy_c}} \quad (12)$$

Éste es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto $\frac{P}{A} = \frac{Sy_{comp}}{2}$ es decir ambos criterios son válidos. La parábola de Johnson es válida hasta los valores de esbeltez que igualan la expresión 11. Para los valores mayores a este, debe utilizarse la fórmula de Euler. Para los valores inferiores a una esbeltez de 20, se utilizará el criterio de falla por fluencia pues se trata de elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

2.2.11 Pandeo lateral de viga

Al someter una chapa delgada a flexión recta en el plano de mayor rigidez, antes de colapsar en la dirección de carga lo hace en la transversal por su flexibilidad. Esta situación puede darse en perfiles en doble T si tienen una inercia mucho mayor en uno de sus planos principales que en el otro. De manera análoga a lo que sucede con las barras comprimidas, en las flectadas se puede hablar de un momento crítico de gran analogía con la carga crítica de Euler y que corresponde a aquel valor del momento flector para el cual el plano

medio de la viga pierde su posición inicial, presentándose un desplazamiento lateral y un giro, tal y como se indica en la figura

La justificación de este fenómeno de inestabilidad es fácil de comprender si se tiene en cuenta que el cordón superior de la viga queda comprimido por las tensiones de compresión derivadas de la flexión, motivo por el cual esta zona puede pandear lateralmente (en el plano perpendicular al plano medio de la barra), oponiéndose a ello el cordón inferior de la viga que está traccionado. Por este motivo el pandeo lateral va acompañado de torsión. (Ver figura 20).

Aunque esta situación es propia de vigas sobre las que normalmente sólo actúa flexión, también puede producirse en soportes por la acción simultánea de axil y momento. Verificación de la inestabilidad por pandeo lateral en barras sometidas a flexión. La comprobación de pandeo lateral en barras sometidas a flexión viene recogida en el CTEDB SE-A. Acero, en su artículo 6.3.3.

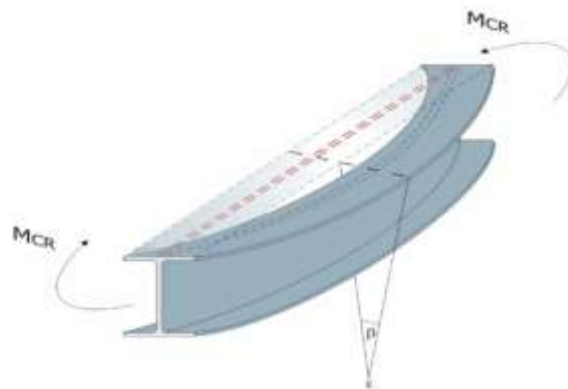


Figura 20: Pandeo lateral en una viga

Fuente: Arguelles Á. (1.996)

Si existe la posibilidad de que una viga pandee lateralmente, debe comprobarse donde $M_{Ed} \leq M(b, Rd)$ Es el valor de cálculo del momento flector y Mb, Rd el valor de cálculo de la resistencia frente a pandeo lateral

A partir del estudio teórico de la viga columna, particularizado a vigas de sección constante, con doble simetría y momentos exteriores sólo en sus extremos o

cargas transversales aplicadas en el centro de esfuerzos cortantes, resulta como valor del momento crítico para el que puede producirse pandeo lateral,

$$M_{cr} = C_1 \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{(K \cdot L_c)^2} \sqrt{\frac{(K \cdot L_c)^2 \cdot G \cdot I_t}{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}} + \sqrt{\left(\frac{K}{K_w}\right)^2 \left(\frac{I_w}{I_z}\right)} \quad (13)$$

I_t = Módulo de torsión. En una sección rectangular, $I_t = \frac{1}{3} h b^3$ es una sección en una sección T, $I_t = \frac{1}{3} (2 \cdot b \cdot T f^3 + H w \cdot T w^3)$.

Donde:

I_w = Módulo de alabeo. En secciones rectangulares y en doble T, $I_w = \frac{1}{4} \cdot h^2 \cdot I_z$;

I_z = Momento de inercia de la sección transversal respecto al eje débil z; L_c = Longitud de pandeo lateral (distancia entre puntos de la viga que tengan coacción lateral); K = Coeficiente de longitud eficaz (similar a β para longitud de pandeo en piezas comprimidas) referido al giro de la viga en el plano perpendicular al de flexión (plano de pandeo lateral). Para vigas con enlaces en dos extremos se adopta: $k=0,5$ para empotramiento perfecto en los dos extremos. $k=1$ para extremos articulados. $k=0,7$ para un extremo articulado y otro empotrado. $k=2,0$ para viga en ménsula. K_w = Coeficiente de longitud eficaz por alabeo de los extremos de la pieza. Se toma 1,0 salvo que se adopten precauciones especiales para coaccionar el alabeo. C_1 = Coeficiente de momento equivalente, que depende de las cargas y las condiciones de apoyo. G = Módulo de elasticidad transversal. E = Módulo de elasticidad.

Por la dificultad que conlleva el obtener el valor del momento crítico M_{cr} , para la aplicación práctica se aceptan algunas simplificaciones válidas en la mayor parte de los casos. Para ello se admite: $K = 1$. Equivale a suponer la viga biarticulada en sus dos extremos a efecto de pandeo lateral, lo que resulta ser una hipótesis bastante aproximada, ya que normalmente en esta dirección la viga está orientada según su eje débil, con una rigidez a flexión muy pequeña. Esto no es aplicable a

voladizos, donde hay que considerar $K=2$, o lo que es lo mismo; L_c el doble de la longitud del voladizo. $K_w=1$. Equivale a suponer que los extremos de la viga carecen de rigidez al alabeo, como sucede en la mayor parte de las uniones habituales.

Con estas simplificaciones, la expresión anterior queda:

$$M_{cr} = C_1 \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{(L_c)^2} \sqrt{\frac{(L_c)^2 \cdot G \cdot I_t}{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}} + \sqrt{\left(\frac{I_w}{I_z}\right)} \quad (14)$$

$$M_{cr} = \sqrt{M_{Lv}^2 + M_{Lw}^2} \quad (15)$$

Siendo:

M_{Lv} = Componente de M_{cr} que representa la resistencia por torsión uniforme de la barra (Saint Venant).

M_{Lw} = Componente de M_{cr} que representa la resistencia por torsión no uniforme de Barra.

La componente $M_{LT,v}$ del momento crítico elástico de pandeo lateral se podría determinar a partir de la ecuación.

$$M_{LT} = W_{el} \frac{\pi^2 \cdot E}{L_c^2} C_1 \cdot I_f^2 \quad (16)$$

Para vigas con secciones esbeltas se adoptará $M_{LT} = 0$.

Teniendo en cuenta que π , G , H , I_T , I_z son constantes para un perfil dado y para facilitar los cálculos se ha definido $b_{lt} = \pi \sqrt{G \cdot I_T \cdot E \cdot I_z}$ de modo que la expresión anterior

se escribe:
$$M_{LT} = \frac{C_1}{L_c} b_{LT}$$

La componente $M_{LT,w}$ del momento crítico elástico de pandeo lateral viene determinada por la carga crítica elástica de pandeo del soporte comprimido del perfil.

Este soporte está formado por el ala comprimida y la tercera parte de la zona comprimida del alma, adyacente al ala comprimida. La componente M_{LT} se podrá determinar a partir de la ecuación:

$$M_{LT} = W_{el} \frac{\pi^2 \cdot E}{L_c^2} C_1 \cdot I_f^2 \quad (17)$$

W_{el} = Módulo resistente elástico de la sección, según el eje fuerte de inercia, correspondiente a la fibra más comprimida.

I_f = Radio de giro, con respecto al eje de menor inercia de la sección, del soporte formado por el ala de la sección, la tercera parte del ala comprimida y la tercera parte de la zona comprimida del alma, adyacente al ala comprimida.

Del mismo modo que en la expresión anterior W_{el} , π , e , i_f son constantes para un perfil dado. Para facilitar cálculo se ha definido b_{lt}^2 como $b_{lt} = W_{el} \cdot \pi^2 \cdot E \cdot i_f^2$ de modo que la expresión anterior se escribe:

$$M_{lt} = \frac{C_1}{L_c^2} b_{lt} \quad (18)$$

A partir de la expresión del momento crítico M_{cr} , se obtiene la esbeltez reducida frente a pandeo lateral:

$$\lambda_L = \sqrt{\frac{W_y S_y}{M_{cr}}} \quad (19)$$

Dónde:

W_y = Módulo resistente de la sección, acorde con el tipo de ésta. Es decir:

W_{PL} = Para secciones de clase 1 y 2

W_{el} = Para secciones de clase 3

W_{eff} = Para secciones de clase 4

En el caso de perfiles laminados o de perfiles armados equivalentes, cuando $\lambda_{LT} \leq 0,4$ se podrá utilizar un valor de $\chi = 1$

El factor de reducción χ_{LT} se podrá determinar a partir de la expresión:

$$\chi_L = \frac{1}{\phi_L + \sqrt{\phi_L^2 - \lambda_L^2}} \quad \phi_L = 0,5 [1 + \alpha_L(\lambda_L - 0,2) + \lambda_L^2]$$

Con α_L como el factor de imperfección según tabla

$$M_{b,Rd} = X_{LT} \cdot W_Y \frac{f_y}{\gamma_{m1}} \quad (20)$$

Y así realizar la comprobación de pandeo lateral,

$$M_{ED} \leq M_{b,Rd}$$

El factor de reducción χ_{LT} también puede determinarse a partir de las curvas de pandeo (ver figura 20.)

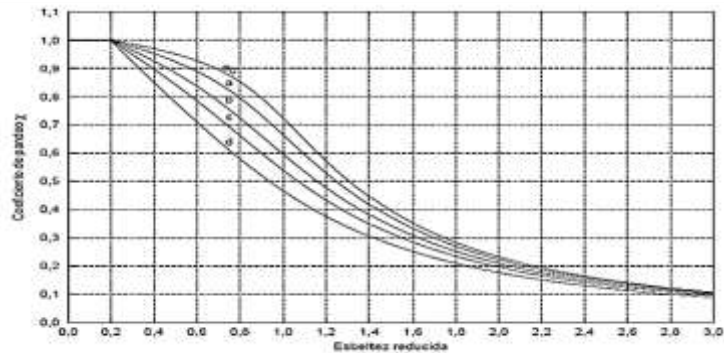


Figura 21: Curvas del coeficiente pandeo con respecto a la esbeltez reducida
Fuente: Arguelles Á. (1.996)

◦ **Consideración constructiva**

No será necesaria la comprobación a pandeo lateral cuando el ala comprimida de la barra se arriostra de forma continua (por la presencia de un

forjado) o bien de forma puntual a distancias menores de 40 veces el radio de giro mínimo del perfil. El pandeo lateral puede limitarse por elementos constructivos, mediante arriostramientos que reducen la longitud de pandeo, siempre que estén vinculados al cordón comprimido de la barra. En el caso de posibilidad de inversión de esfuerzos (en dinteles y correas de cubierta), hay que vincular las dos caras del perfil al arriostramiento. En perfiles cerrados (por ejemplo 2UPN soldados a tope), no se verifica el pandeo lateral por la gran resistencia a torsión de la pieza, que hace mínima la Posibilidad de pandeo latera

2.2.12 Tensiones de impacto

Todo elemento de máquina, y todo cuerpo, posee un periodo de oscilación que depende de su geometría, de la distribución de sus masas y del material con el que ha sido fabricado. Propiamente, se indica que existe impacto cuando el tiempo que transcurre desde la aplicación de la carga súbita, hasta la aparición de la tensión máxima correspondiente en el elemento, es menor que su PERIODO DE OSCILACIÓN. La determinación del valor de este parámetro es más o menos compleja, hay que aplicar cálculo de vibraciones y oscilaciones armónicas de un cuerpo sólido. Para nuestros efectos, consideraremos que se presenta impacto cuando ocurre choque entre elementos.

Se debe recordar que cuando se intenta deformar un material, este aumenta su resistencia a la deformación, proporcionalmente a la velocidad con la cual tratamos de hacerlo. Es por esto, que al utilizar los valores de resistencia a la fluencia de los materiales, obtenidos en ensayos estáticos, realmente estamos introduciendo un factor de seguridad adicional en los cálculos de impacto. El método que utilizaremos, será el de conservación de la energía (recordemos el teorema de Castigliano). Las simplificaciones para el análisis son: en primer lugar, nuevamente estamos operando en la zona elástica del material; en segundo lugar, vamos a desprestigiar la inercia del sistema, esto es, las masas involucradas

- **Impacto Axial.**

Considerando el caso presentado en la figura 22, en la cual se indica una barra de sección circular constante, empotrada a un soporte rígido, la cual posee en su extremo una pieza, también rígida, que será impactada por un sistema de carga P, al ser dejada caer libremente desde la altura h. Al indicar que tanto el soporte, como la pieza en el extremo de la barra son rígidos, nos referimos a que únicamente se considerará el efecto del impacto sobre la barra misma.

$$U = P(h + \delta_i) \quad (21)$$

La expresión (2) brinda la relación de la energía de deformación asociada al impacto, estamos en un caso de tensiones de tracción, y sustituyendo en ella los valores del presente caso, se obtiene

$$U = \frac{\sigma^2 AL_o}{2E} \quad (22)$$

Igualando (1) y (2) tenemos que:

$$U = P(h + \delta_i) = \frac{\sigma^2 AL_o}{2E} \quad (23)$$

En esta expresión, en la (21), la (22) y en las siguientes, el subíndice **i** indica que las magnitudes a las cuales se aplica se refieren a valores correspondientes de impacto.

Como estamos en la zona de comportamiento elástico del material, la deformación unitaria es

$$D_u = \frac{\delta_i}{L_o} \quad \text{ó} \quad \sigma_i = D_u E$$
$$\sigma_i = \frac{\delta_i}{L_o} E \quad (24)$$

Despejando δ_i de la ecuación (4) y sustituyendo en la ecuación (3), se tiene que:

$$\left[\frac{\sigma_i^2 AL_0}{2E} \right] - P \left[h + \left(\frac{\sigma_i L_0}{E} \right) \right] = 0 \quad (25)$$

Ecuación de 2do grado que al resolverla arroja:

$$\sigma_i = \frac{P}{A} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_e}} \right) \quad (26)$$

De la expresión (8) se concluye que, si logramos efectuar el cálculo de las dos magnitudes involucradas, σ_e y δ_e , considerando el sistema de carga como si fuera estático, basta conocer la altura h de caída de la carga para conocer el valor de la tensión producida por el impacto.

Sin embargo, las ecs. (27) y (28) se pueden simplificar aún más al considerar cuál de las dos raíces es más lógica, veamos. Supongamos que la carga P se mantiene en contacto con el extremo rígido, pero una carga externa la soporta ¿Cómo se soportaría? Con las manos sostenemos el peso del cilindro que aplica P . En el caso que se retiren las manos para que P actúe, entonces $h = 0$ en este caso y momento, si tomamos el signo “-” el valor de σ_i sería cero y esto es absurdo; mientras si el “+” el valor sería $\sigma_i = 2\sigma_e$, que es más lógica. Este factor igual a 2, es entre otras, una razón por la cual se toma un factor de seguridad $N \geq 2$ y nos dicen lo mayores que son las tensiones producidas súbitamente, en comparación con las generadas por cargas estáticas. Así:

$$\sigma_i = \sigma_e \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_e}} \right) \quad (27)$$

Si el impacto no es producido por la caída libre de una carga \mathbf{P} ; sino más bien porque el choque es producto de que la carga se desplaza a una velocidad determinada \mathbf{V} , estaremos considerando un impacto en cualquiera de las direcciones. La relación entre la altura de caída libre y la velocidad está dada por:

$$h = \frac{v^2}{2g} \quad (28)$$

Sustituyendo la Ec. (28) en la ec. (27) se obtiene:

$$\sigma_i = \sigma_e \left(1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{2\delta_e}} \right) \quad (29)$$

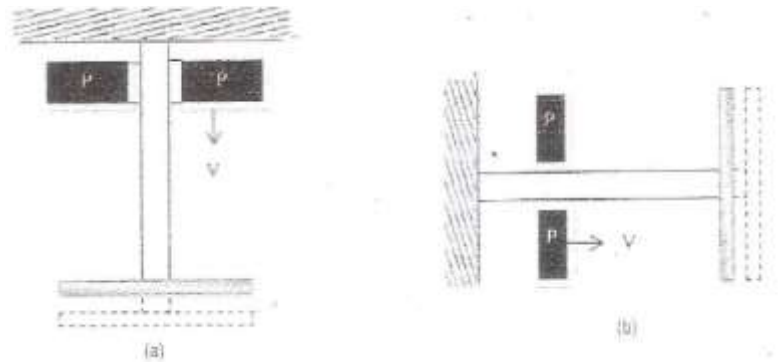


Figura 22: Esquemas de impactos axiales, con una carga que se desplaza a una velocidad V : (a) vertical y (b) horizontal

Fuente: Tassoni D. (2.007)

Igualmente se puede determinar la deformación del elemento

$$\delta_i = \delta_e \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_e}} \right) = \sigma_i \frac{L_0}{E} \quad (30)$$

O si se considera la velocidad

$$\delta_i = \delta_e \left(1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{2\delta_e}} \right) = \sigma_i \frac{L_0}{E} \quad (31)$$

2.2.13 Tipos de uniones mecánicas

Existen varios métodos de uniones tanto fijas como desmontables las cuales permiten acoplar piezas entre sí para la construcción de una estructura metálica

Entre los diversos tipos de unión se pueden mencionar:

- *Uniones rígidas:* Fijas, Soldaduras, Clavos
- *Uniones desmontables:* Tornillos, Pasadores, nachas vetadas

2.2.14 Conceptos de Soldadura

Las uniones por soldadura son un tipo de unión permanente empleado en la construcción de estructuras metálicas para múltiple tipos de máquinas, soportes como también para la reparación de los mismos. Esta consiste en la unión de dos o más componentes de un material sólido mediante un proceso de fusión en cuales las mismas se van fundiendo entre si y que en ocasiones se le proporciona material de aporte al proceso el cual es aplicado gracias al calentamiento por un flujo de corriente eléctrica lo cual forma un cordón de soldadura. Hay varios tipos de soldadura que son actualmente utilizado en la industria, estos son aplicados dependiendo de las necesidades que se requieran.

2.2.14.1 Soldadura con arco eléctrico

Este tipo de soldadura se es implementada mediante un arco eléctrico sostenido que genera calor suficiente para fundir el material de la pieza de trabajo ademas de aplicar material de aporte. Este método puede ser usado por corriente alterna (AC) como por corriente directa (DC) y que a su vez puede implementar electrodos consumibles que tienen un periodo de tiempo útil corto y no consumible que son más duraderos y no se consumen a corto plazo por las altas temperaturas producidas.

En el caso que se empleen electrodos consumibles, están son sus variantes:

- Soldadura por arco metálico y gas (GMAW): Este tipo de electrodo metálico consumible, es alimentado mediante una pistola utilizada para la tarea de soldar y que a su vez de esta emana un gas inerte que protege al electrodo. Las principales ventajas que ofrece son la nula formación de escoria, se pueden acumular varias capas sin necesidad de una limpieza intermedia y la gran adaptabilidad a la mayoría de los metales. Los gases preferiblemente utilizados para este tipo de soldadura son el argón que es un gas adecuado para todos los materiales, el helio debido a su mayor capacidad de ionización y mayor rapidez de generación de calor y el arcón entre 2 y 30 % de CO₂ usado para emplearse en aceros al carbono.

◦ Soldadura con arco metálico protegido (SMAW): Este tipo de soldadura con arco se diferencia debido a que la varilla de aporte está protegida por un recubrimiento aplicado al exterior de alambre, cual cumple varias funciones tales como son la combustión y descomposición con el calor con el calor del arco produciendo así una atmosfera protectora; el recubrimiento proporciona una cubierta de escoria fundida a la soldadura debido a la fusión; el recubrimiento se ioniza con facilidad debido al contenido de Na o K que proporciona estabilidad al arco.

◦ Soldadura de arco con núcleo fundente (FCAW): Esta variante se obtiene resultado igual solo con la diferencia de que proporciona una penetración profunda con el fundente dentro del tubo. También el alambre para soldar posee la característica de poder enrollarse favoreciendo la implementación de la soldadura automática. En algunas ocasiones se implementa una protección adicional.

◦ Soldadura de arco sumergido (SAW): En este caso, el electrodo consumible está compuesto de un alambre de aporte sin recubrimiento y la zona donde se aplica la soldadura está protegida por un fundente granular que se proporciona a parte gracias a un alimentador, creando una capa gruesa que protege al arco. El fundente que se aplica protege el arco, permitiendo que se provea una gran eficiencia y alta penetración de la soldadura. Cabe destacar también que este método solo se realiza en posición horizontal para evitar el de derramamiento del fundente.

Después de estas necesarias generalidades, se van a considerar los casos típicos de uniones permanentes soldadas, producto de la inclusión de material de aporte.

2.2.14.1 Soldadura a Tope.

Este tipo de soldadura se utiliza en casos de tensiones de tracción o de compresión: la figura 23 señala algunas de las formas típicas de esta soldadura.

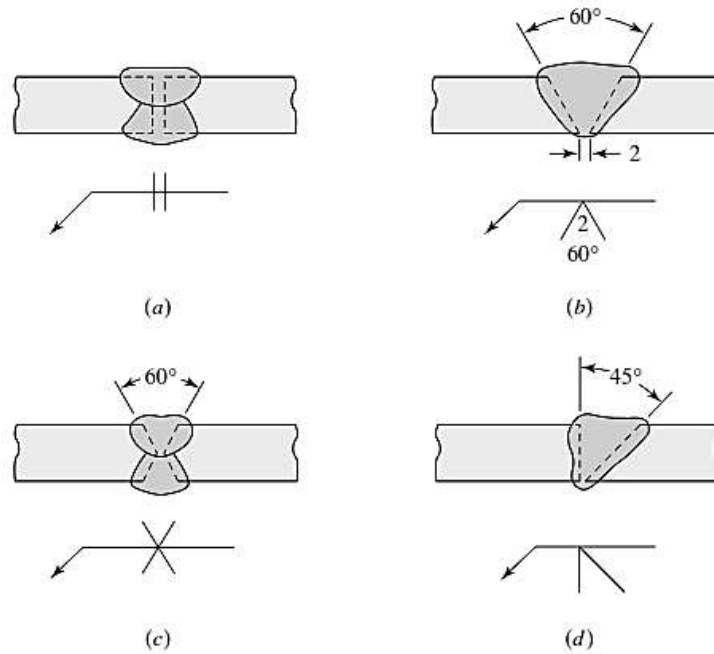


Figura 23: Soldaduras a Tope, sometidas a tracción o compresión: (a) tope con extremos rectos; (b) bisel a 60°; (c) doble bisel a 60°; (d) bisel simple a 45°.

Fuente: Tassoni D. (2.007)

a) Para el caso más general de soldadura a tope sometida a tensiones de tracción o de compresión, consideraremos el caso representado en la figura 24 en el cual se señala la existencia de cargas de tracción; se puede realizar un estudio análogo, para cargas de compresión. Para el sistema de cargas indicado en la figura 24 se obtiene una tensión aplicada dada por la expresión

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (32)$$

Para este cálculo es necesario determinar el valor real del área **A**, el cual estará determinado por el espesor de garganta que se tomará, en este caso, como el espesor más delgado de las láminas (en la fig.24 **esp.< ESP.**), multiplicado por la longitud efectiva del cordón de soldadura **Le**: para este caso, y para todos los casos que se

(33)

consideren en adelante, esta longitud efectiva del cordón de soldadura será el expresado por

$$L_e = L - [n \text{ (esp.)}]$$

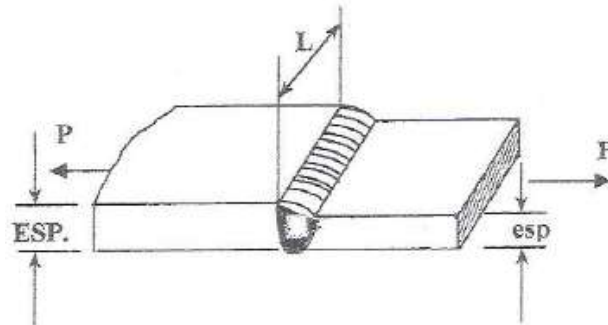


Figura 24: Soldadura a tope, de dos láminas de distinto espesor, sometidas a tracción.
Fuente: Tassoni D. (2007)

En la expresión (33), el valor de la variable **n** es el número de extremos en la soldadura. Por ejemplo, si se observa lo señalado en la figura 25, el cordón de soldadura tiene seis extremos por lo que la longitud efectiva sería $L_e = (L_1 + L_2 + L_3) - 6 \text{ (esp.)}$.

La tensión presente en un cordón de soldadura como el considerado en la figura 24, sometido a tracción o a compresión, es la indicada en la expresión:

$$\sigma = \pm \frac{P}{L_e \text{ (esp.)}} \quad (34)$$

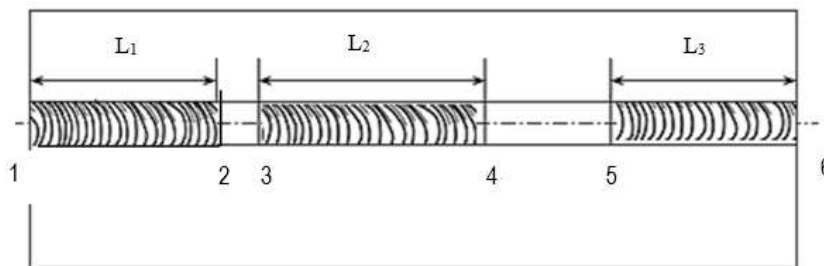


Figura 25: Soldadura a tope con bisel, con seis extremos en el cordón.
Fuente: Tassoni D. (2007)

b) Para el caso de soldaduras a tope, sometidas a tensiones de corte, como las que se indican en la figura 26-b, el valor de la tensión de corte presente viene dado por

$$\tau = \frac{P}{L_e(\text{esp.})} \quad (35)$$

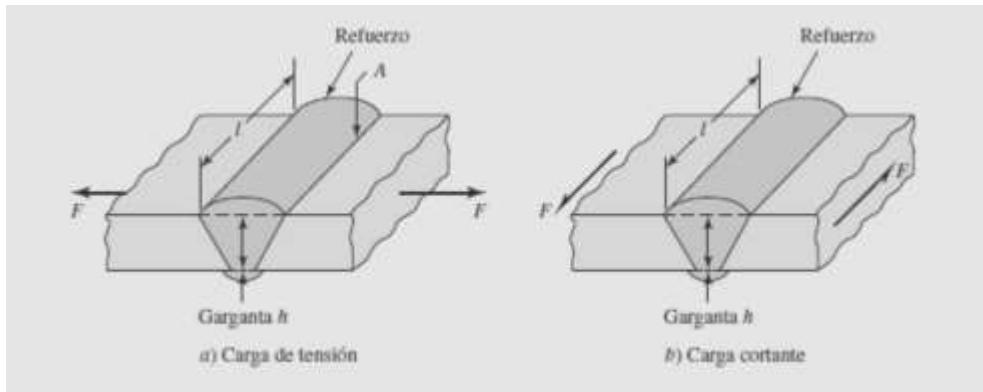


Figura 26: a) Se muestra como las cargas actúan halando los dos cuerpos unidos por la soldadura en sentido contrario, afectando a la misma. b) Se muestra en este caso que los dos cuerpos se le aplican las cargas paralelas al cordón de soldadura pero en sentidos opuestos.

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

2.2.14.2 Soldadura en ángulo.

Este tipo de soldadura, se utiliza para múltiples sistemas de carga, y distintas geometrías de las piezas a unir: consideraremos los casos más frecuentes.

A) Para las soldaduras en ángulo sometidas a tensiones de tracción o de compresión, consideraremos el caso representado en la figura 27 en el cual se señala la existencia de cargas de tracción **P**; debemos considerar que el área efectiva que resiste esta acción es la indicada por el área de la garganta **G** de dicha figura.

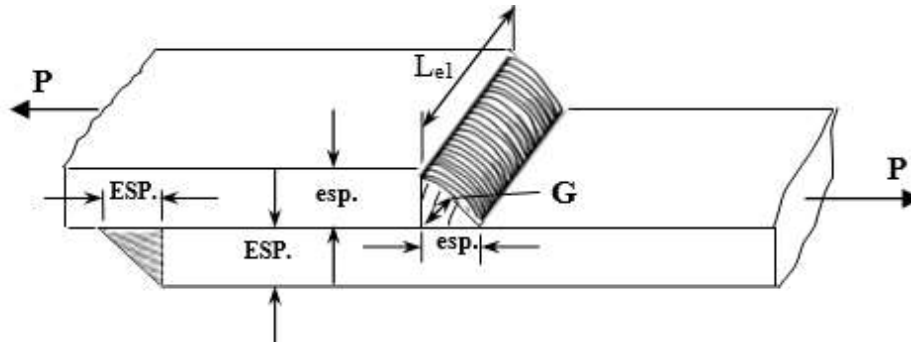


Figura 27: Soldaduras en ángulo, sometida a tracción, entre dos láminas de distinto espesor ($ESP. > esp.$); G es el área de garganta de cada cordón de soldadura, tomado en cada caso particular.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Según esta afirmación, al considerar los dos cordones de soldadura de la figura 27, el valor de la tensión viene dado por

$$\sigma = \pm \frac{1,414P}{L_{e1}(esp.)+L_{e2}(ESP.)} \quad (36)$$

B) Para las soldaduras en ángulo, conocidas como soldaduras en “T” para láminas gruesas, tales como se indica en la figura 28, para dos cordones de soldadura de igual sección transversal, y de igual longitud, nuevamente el área resistente se considera como el área de la garganta (para cada cordón, $AG = \cos 45^\circ b L_e$); al ser los dos cordones iguales (Ver fig. 28), la tensión de tracción viene dada por

$$\sigma = \frac{P}{[2\cos 45^\circ(bL_e)]} = \frac{0,707P}{bL_e} \quad (37)$$

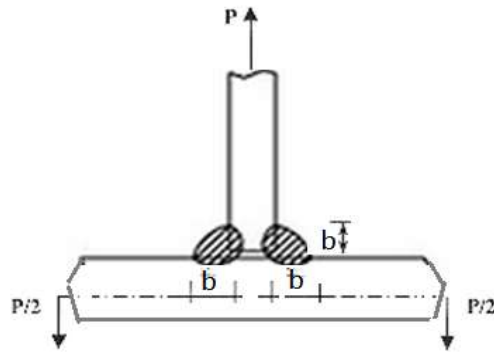


Figura 28: Ejemplo de Soldadura en ángulo, para láminas gruesas sometidas a tracción; **b** = ancho del cordón.

Fuente: Tassoni D. (2007)

C) Para las soldaduras en ángulo, tales como la indicada en la figura 29, que se encuentran sometidas a corte, se tiene que la tensión presente viene dada por

$$\tau = \frac{P}{[2 \cos 45^\circ b(L_{e1} + L_{e2})]} = \frac{0,707P}{b(L_{e1} + L_{e2})} \quad (38)$$

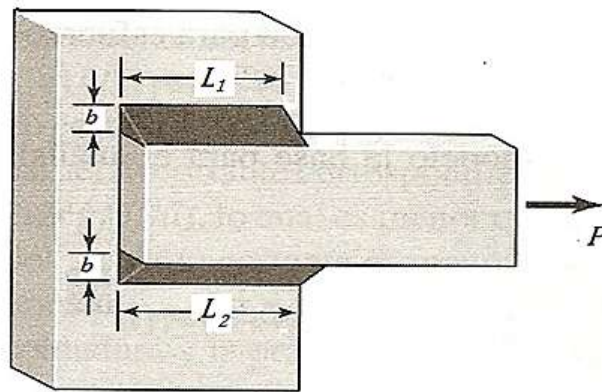


Figura 29: Ejemplo de Soldadura en ángulo, para láminas gruesas sometidas a tracción; **b** = ancho del cordón.

Fuente: Tassoni D. (2007)

2.2.15 Tornillos

Son elementos mecánicos de unión no permanente para el acoplamiento de dos o más piezas. Estos están formados por un cuerpo de forma cilíndrica y que a su vez están dotados de una rosca de sección triangular que rodea al cuerpo además que posee una cabeza que dispone de ranuras o biseles a la medida, que permiten calzar un destornillador o una llave que cumpla con la función de enroscar y desenroscar el tornillo. (Ver figura 28).

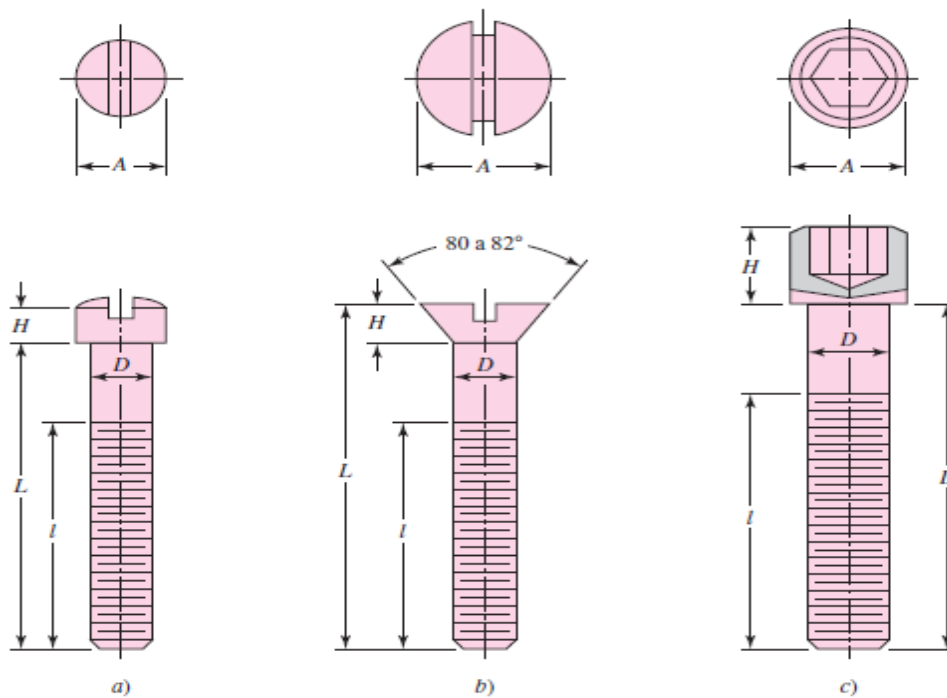


Figura 30: En esta representación, se observan diferentes tipos de tornillos clasificados por el tipo de cabeza, por ejemplo: a) Cilíndrica ranurada; b) Plana; C) Hueca hexagonal.

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

2.2.15.1 Tornillos de unión o sujetadores.

Esta familia de tornillos es usado para la unión de dos piezas. Cabe mencionar que estos varían dependiendo de sus aplicaciones y estos son divididos por sus diversas características tales como su uso esperado, estilo de cabeza resistencia y

su material. Para proceder al cálculo de estos tipos de tornillos se determina al área donde se emplaza en conjunto al esfuerzo que sea capaz de soportar además de la cantidad de carga a la que deben ser tensados los mismos. Cada criterio mencionado es empleado para calcular el esfuerzo de tensión que se produce para la unión correcta de las piezas. En la figura 31 se muestra un ejemplo del esfuerzo mencionado y la expresión que determina dicha tensión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (39)$$

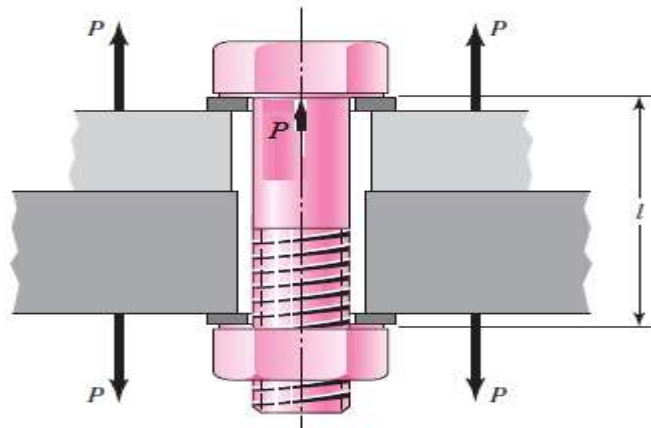


Figura 31: Tensiones presentes en una unión no permanente sujeta con un perno, con apriete inicial.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Este método de carga, al momento de la unión de los dos elementos, produce importantes tensiones en la base de los filetes de la rosca del tornillo. La siguiente expresión muestra como es determinada

$$\tau_{\text{Tornillo}} = \frac{P}{\pi r L} \quad (40)$$

En la misma porción de la tuerca, tal y como se señaló anteriormente, se encuentra que:

$$\tau_{tuerca} = \frac{P}{\pi r L} \quad (41)$$

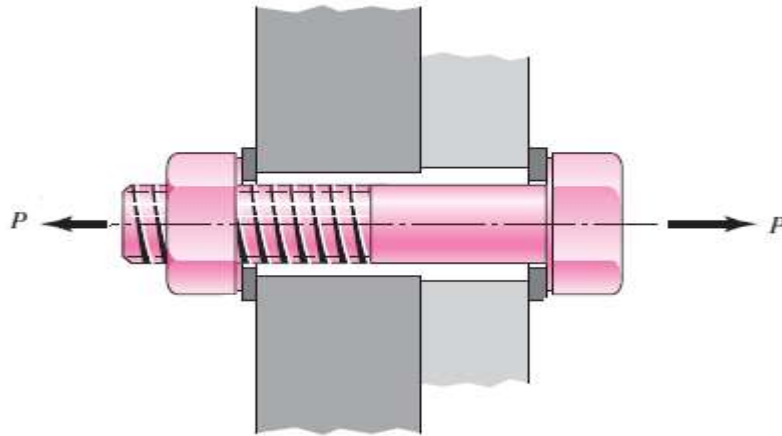


Figura 32: Unión no permanente sujeta a un perno, sometida a la acción de una carga.
Fuente: Tassoni D. (2007)

Si se presenta más de un perno resistente a la carga P de la figura antes mostrada, para las formulas anteriores se debe tomar en consideración el aporte de cada perno, tomando en cuenta que en la formula, el área es el producto del área neta por el número de tornillos, tal como se expresa de la siguiente manera.

$$A = \text{área neta} \times n^{\circ} \text{ de tornillos} \quad (42)$$

En este mismo caso (más de un perno resistente), los valores anteriores de las tensiones de corte en la base de los filetes, tanto de cada tornillo (τ_{TORNILLO}), como de cada una de las tuercas (τ_{Tuerca}), deberá verse modificado por ese número de elementos de unión presentes, estas tensiones vienen dadas por las siguientes expresiones:

$$\tau_{\text{tornillo}} = \frac{P}{n \pi r L} \quad (43)$$

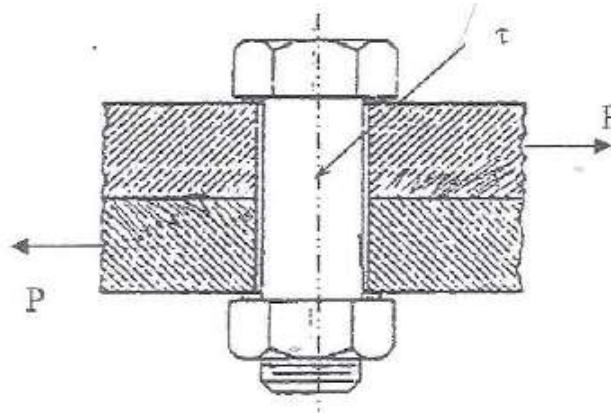


Figura 33: Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a acción de una carga P de corte.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Y también

$$\tau_{tuerca} = \frac{P}{n\pi RL} \quad (44)$$

Para determinar los criterios de diseño, es indispensable obtener el mínimo resultado que deben ofrecer entre las expresiones :

$$\sigma < \frac{S_y}{N} \quad (45)$$

Utilizada para las tensiones de tracción del núcleo del tornillo y la expresión:

$$\tau_i < \frac{S_{ycorte}}{N} \quad (46)$$

La expresión (45) es para las tensiones de tracción en el núcleo del tornillo; la expresión (46) corresponde a las tensiones de corte en la base de los filetes de las roscas en el (o los) tornillo(s), con el subíndice i = tornillo, o en la(s) tuerca(s), con i = tuerca. Deberá utilizarse el criterio según el cual, el valor correspondiente de tensiones resulta crítico. En las expresiones anteriores, se tiene que el factor de seguridad N debe ser tal que cumpla:

$$3 < N < 4$$

(47)

Con el valor indicado en la expresión (47), se puede despreciar cualquier factor de concentración de tensiones, producto de la presencia de los filetes de la rosca.

2.2.16 Resortes

Es un elemento mecánico constituido como un alambre de metal con forma de espiral cilíndrico con la capacidad de almacenar energía elástica comprimiéndose y estirándose cuando una fuerza igual o mayor de le aplica sin sufrir deformación permanente en su estructura.

2.2.16.1 Resortes helicoidales sometidos a compresión

Este tipo de resorte proporciona fuerza de empuje y una gran capacidad de deflexión. Gracias a estas características, este tipo de muelle es utilizado comúnmente para el retorno de válvulas en motores de combustión interna, resortes para troqueles, suspensiones para vehículos, etc. En este tipo de resortes, cabe mencionar que mientras mayor son las dimensiones de la maquina u objeto a sostener, mayor será la deformación que sufrirá dicho resorte. (Ver figura 33).

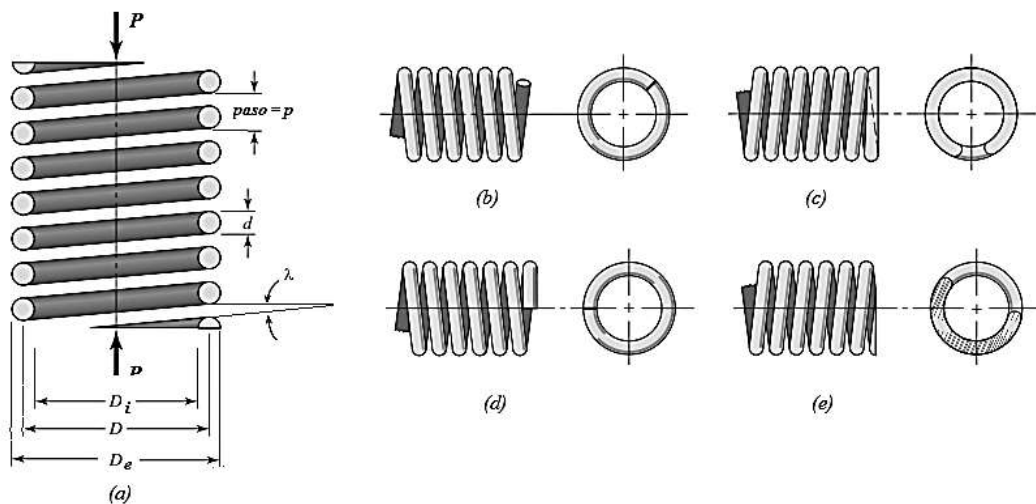


Figura 34: Resorte helicoidal a compresión; a) Vista lateral; b) con los extremos abiertos; c) con extremos abiertos; d) con extremos doblados; y e) con extremos doblados y devastados.

Fuente: Tassoni D. (2007)

En dicha figura, las variables que constituyen al resorte son: d = diámetro del alambre del resorte; D_i = diámetro interno de resorte; D_e = diámetro externo del resorte; D = diámetro del resorte; h = paso del resorte; λ = ángulo de la hélice de la espira o ángulo de espaciamento. Sabiendo que para la obtención de D se usa las expresiones:

(48)

$$D = D_e - h \quad \text{y} \quad D = \frac{D_i - D_e}{2}$$

Para determinar el estudio de las tensiones que se presentan en un resorte helicoidal a compresión, sometido a una carga P ejerciendo compresión sobre el mismo, se debe tomar en cuenta una sección de corte, en la presentación de vista lateral como se muestra en la figura 34- a:

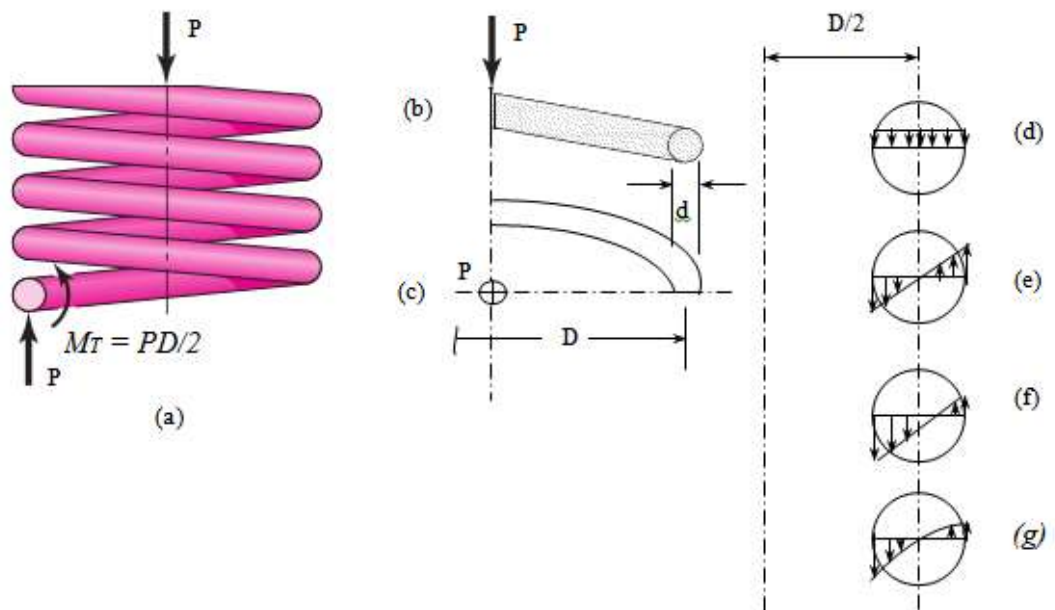


Figura 34: Cortes de resorte helicoidal que actúa la carga axial P ; a) vista lateral; b) vista en planta y representación gráfica de las tensiones presentes ; c) expresión 1; d) expresión 4; e) expresión 5 y f) expresión 5 más el efecto de la curvatura.

Fuente: Tassoni D. (2007).

En dicha figura se muestra que actúa una carga P de compresión, esta misma se ve reflejada en la figura 34 – b.

Según lo que se analiza en la figura 34 – a, las tensiones provocadas se denota que:

- i) Tensión cortante gracias a la acción directa de la carga P expresada por:

$$\tau_P = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2} \cong 1,27 \frac{P}{d^2} \quad (a)$$

- ii) Tensión de corte debido a la acción de un momento torsor Mt, gracias a la acción de la carga P que da como resultado

$$M_T = P \cdot \frac{D}{2} \quad (b)$$

Para determinar la tensión de corte gracias al momento torsor provisto por la expresión antes mencionada, se obtiene

$$\tau_{Mt} = \frac{Mtd/2}{\pi d^4/32} = \frac{16Mt}{\pi d^3} \quad (c)$$

Ya con esto se puede sustituir la ecuación (b) en la expresión (c) dando como resultado la formula siguiente:

$$\tau_{Mt} = \frac{8PD}{\pi d^3} \quad (d)$$

Para la obtención de la tensión de corte máxima, se procede a la suma de los esfuerzos de la tensión de corte por acción directa de la carga y la tensión de corte producido por el momento torsor:

$$\tau_{RES_i} = \tau_P + \tau_{M_T} = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{8PD}{\pi d^3} \quad (e)$$

Dando como resultado de ambas sumas, la siguiente expresión:

$$\tau_{RES_i} = \frac{8PD}{\pi d} \left(1 + \frac{d}{2D} \right) \quad (f)$$

Pero, en (a), en (d) y en (e), aún no se ha considerado el efecto de la curvatura del alambre sobre la tensión que realmente se produce, y, en consecuencia si se utiliza cualquiera de ellas para determinar dicha tensión, se estaría cometiendo un error, por una formula inexacta. A.M. Wahl, en Cleveland, USA, en el año de 1.944 fue el primero en hacer una propuesta, con extraordinarios resultados prácticos, con medios muy sencillos. Por medio de sus trabajos, Wahl encontró que para el punto de máxima tensión de corte por efecto de M_T (acción secundaria de P), la acción directa de la carga produce una tensión de corte un poco menor que la señalada por la expresión (a), y esta disminución se debe a la curvatura misma de la hélice del resorte.

Para corregir este defecto, Wahl, en primer lugar, introduce un factor nuevo, conocido como índice del resorte, que es

$$C = \frac{\text{Diametro medio del resorte}}{\text{Diametro del alambre}} = \frac{D}{d} \quad (49)$$

En segundo lugar, y cuando solo se toma en cuenta el efecto del corte directo, gracias a la acción de la carga P , propone un factor de concentración de tensiones ***Kwcorte***, cuyo valor es expresado de la siguiente manera

$$K_{wcorte} = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (50)$$

Con el que modifica la expresión (e), haciendo:

$$\tau_{RES_i} = \frac{8PD}{\pi d^3} K_{w_{corte}} \quad (51)$$

En tercer lugar, tomando en cuenta los efectos de la doble curvatura de la hélice del resorte, propone un factor de concentración de tensiones para alambres de sección circular (para alambres de sección diferente, no existe información, y por lo tanto no es recomendable diseñar los resortes con una sección distinta a la circular)

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (52)$$

Finalmente la tensión de corte máxima en el alambre del resorte será:

$$\tau_{max} = \frac{8PD}{\pi d^3} K_w \quad (53)$$

Antes de determinar las deformaciones que se producen en el resorte, tales como: altura libre (H_L); altura de montaje (H_M), altura mínima ($H_{mín}$); altura de trabajo (H_{trab}) y altura sólida (H_s). (Ver figura 35), se verá primero el estudio verdadero de Wahl.

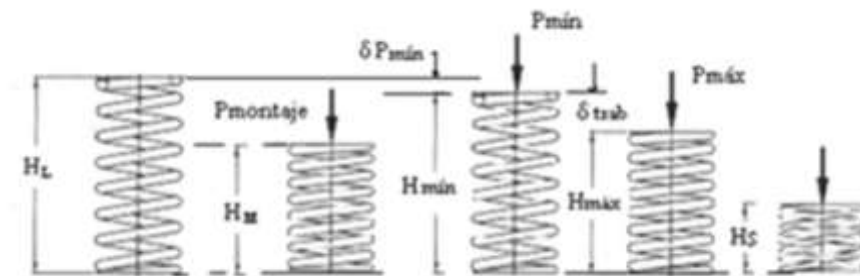


Figura 35: Representación gráfica de un resorte helicoidal a compresión como el utilizado por las válvulas de admisión y escape de un motor de combustión interna de 4 tiempos.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Un resorte helicoidal a compresión, trabaja normalmente con cargas variables, es

decir, sometido a fatiga, la figura 36 recuerda lo que ocurre. Así como se habla de un límite de fatiga S_n para materiales ferrosos; para resortes (considerando que casi la totalidad de estos se fabrican con materiales ferrosos), se obtiene experimentalmente, un equivalente, que se denomina por S_{n_0} , este valor del límite de fatiga se obtiene del fabricante, que ha ensayado con esfuerzos repetidos con el material del alambre de fabricación de los resortes (ver figura 37); pero si no se tiene información del fabricante podemos emplear lo siguiente

$$S_{n_0} = 0,3 S_u \quad o \quad S_{ycorte} = 0,6 S_u \quad (54)$$

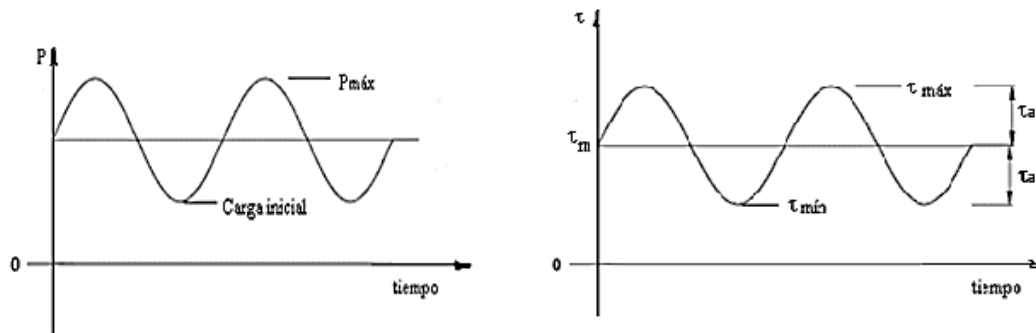


Figura 36: (a) representación de un tipo de sistema de carga sobre un resorte helicoidal sometido a fatiga; (b) tensiones asociados a ese mismo sistema de cargas.

Fuente: Tassoni D. (2007).

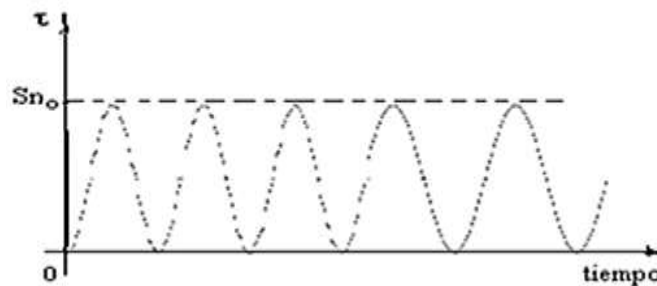


Figura 37: Ejemplo de tensiones presentes en un ensayo de resorte helicoidal a fatiga, para determinar el límite de fatiga S_{n_0} del material usado en su fabricación.

Fuente: Tassoni D. (2007).

El criterio de diseño, propuesto por Wall, es similar al de Soderberg, y es representado en la figura 38.

$$\frac{S_{ycorte}}{N} = (\tau_m + \tau_a) + 2\tau_a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{n0}} \right) = \tau_m + \tau_a \left(1 + 2 \frac{S_{ycorte}}{S_{n0}} \right) \quad (55)$$

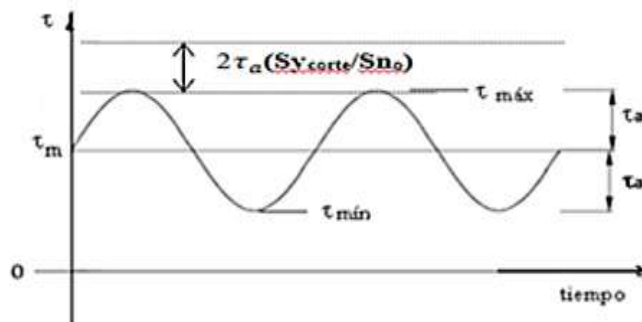


Figura 38: Representación gráfica del criterio de Wall para el diseño de resortes helicoidales a compresión.

Fuente: Tassoni D. 2007

Wahl sugiere hacerlo así, con las cargas variables aplicadas al resorte, obtener

$$P_m = \frac{P_{máx} + P_{mín}}{2} \quad y \quad P_a = \frac{P_{máx} - P_{mín}}{2} \quad (56)$$

Empleando las Ec. 53, junto con la 50 y la 52, calcular τ_m y τ_a para trabajar con la Ec. 55

$$\tau_m = \frac{8P_mD}{\pi d^3} K_w \quad y \quad \tau_a = \frac{8P_aD}{\pi d^3} K_{w_{corte}} \quad (57)$$

El índice del resorte **C**, puede designarse de varias formas

$$C = \frac{D}{d} = \frac{D_i}{d} + 1 = \frac{D_e}{d} - 1 \quad (58)$$

Recordando que: $\frac{S_{ycorte}}{N} = \tau_{adm} \geq \tau_e = \tau_{trab}$ y un valor práctico del factor de seguridad en los resortes es, $1,5 < N < 2$.

Volviendo a las deformaciones; el resorte debe poder generar las cargas que se desean, en las condiciones a las cuales debe trabajar; esto es, debe tener la constante elástica deseada

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{\Delta P}{\Delta \delta} \quad (58)$$

Para un resorte como el utilizado en los motores de combustión interna de 4 tiempos, para abrir y cerrar la válvula de admisión y escape, como el representado en la figura 35

$$K = \frac{P_{\min}}{\delta_{P_{\min}}} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\delta_{\text{trab}}} = \frac{P_{\min}}{H_L - H_{\min}} = \frac{P_{\max}}{H_L - H_{\max}} \quad (59)$$

Para determinar la deformación que el resorte ha sufrido, en el sentido y dirección de la carga \mathbf{P} aplicada, se hará uso de la Energía de Deformación. Primero se debe determinar el tipo de tensiones presentes en un resorte de este tipo, las tensiones de compresión producen en todas las espiras del resorte, un efecto de torsión cuya energía almacenada viene dada por la expresión

$$U = \frac{M_T^2 L}{2GI_P} \quad (60)$$

En (60), \mathbf{G} es el módulo elástico a torsión del material de fabricación de la pieza a diseñar; \mathbf{L} es la longitud total del elemento e \mathbf{I}_P es el momento polar de inercia de la sección transversal del elemento. Para el caso de resortes, \mathbf{L} viene expresada en función del número de espiras activas, designado por \mathbf{n} , y que se relaciona con el número total de espiras, y con el tipo de extremos que presenta el resorte, según lo indicado en la Figura 39, de esta manera se tiene que

$$L = \pi D n \quad (61)$$

Así mismo, se sabe que el momento polar de una sección circular es

$$\mathbf{I_P} = \frac{\pi \mathbf{d}^4}{32} \quad (62)$$

Si sustituimos, en la expresión (60) los valores correspondientes de $\mathbf{M_T}$, \mathbf{L} e $\mathbf{I_P}$ dados según las expresiones (b), (61) y (62), se tiene

$$\mathbf{U} = \frac{\mathbf{P}^2 \mathbf{D}^2 \pi \mathbf{D} \mathbf{n}}{4(2\mathbf{G}) \frac{\pi \mathbf{d}^4}{32}} = \frac{4\mathbf{P}^2 \mathbf{D}^3 \mathbf{n}}{\mathbf{G} \mathbf{d}^4} \quad (63)$$

Si a esta expresión (63), se le aplica el Teorema de Castigliano, derivando parcialmente respecto de \mathbf{P} , se obtiene la deformación δ que ha sufrido el resorte, según el sentido y dirección de aplicación de esa carga \mathbf{P} , la cual es

$$\delta = \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \mathbf{P}} = \frac{8\mathbf{P} \mathbf{D}^3 \mathbf{n}}{\mathbf{G} \mathbf{d}^4} \quad (64)$$

En la última expresión, al sustituir el índice del resorte $\mathbf{C} = \mathbf{D}/\mathbf{d}$, se tiene:

$$\delta = \frac{8\mathbf{P} \mathbf{C}^3 \mathbf{n}}{\mathbf{G} \mathbf{d}} \quad (65)$$

En la ecuación (65), si se sustituye el valor de la constante elástica dado en (58), se tiene que se puede obtener ese valor de la constante \mathbf{K} por

$$\mathbf{K} = \frac{\mathbf{G} \mathbf{d}}{8\mathbf{n} \mathbf{C}^3} \quad (66)$$

La expresión (66), permite determinar el número de espiras activas \mathbf{n} , si se conoce \mathbf{K} de la (58) o de la (59).

\mathbf{G} es el módulo elástico a torsión del material de fabricación de la pieza a diseñar; \mathbf{L} es la longitud total del elemento. Para el caso de resortes, \mathbf{L} viene expresada en función del número de espiras activas, designado por \mathbf{n} , y que se relaciona con el número total de espiras, y con el tipo de extremos que presenta el resorte, según lo indicado en la Figura 33.

Extremos del Resorte	Número de Espiras Activas (n)	Altura Libre (H_L)	Altura Sólida (H_S)
Extremos abiertos	$n_t - 0,5$	$(p n) + d$	$(n + 1) d$
Extremos abiertos y desbastados	$n_t - 0,5$	$p n$	$n d$
Extremos doblados	$n_t - 1$	$(p n) + 2d$	$(n + 2) d$
Extremos doblados y desbastados	$n_t - 2$	$(p n) + 1,75d$	$(n + 1,75) d$

Figura 39: Algunas relaciones entre parámetros y dimensiones geométricas, en Resortes Helicoidales a compresión; n_t = número total de espiras; p = paso de la hélice del resorte; d = diámetro del alambre..

Fuente: Tassoni D. (2.006)

En la Ec. 57, si se sustituye el valor de la constante elástica dado en la Ec. 25, se tiene que ese valor de la constante K es

$$K = \frac{Gd}{8nC^3} \quad \text{Ec.32}$$

Con el valor de la constante elástica “ K ”, se pueden calcular diversas magnitudes asociadas con la elongación del resorte, como se puede ver en

$$K = \frac{P_{\min}}{\delta P_{\min}} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\delta_{\text{trab}}} = \frac{P_{\min}}{H_L - H_{\min}} = \frac{P_{\max}}{H_L - H_{\max}} \quad \text{Ec.33}$$

2.2.17 Software de diseño y simulación (Solidworks 2013)

Es un software de diseño CAD 3D cual permite el moldeado de componentes 3D y 2D cual ofrece una gran cantidad de método de solución para poder ejecutar los diversos criterios que permiten el desarrollo de productos.

Las ventajas de este software que se pueden mencionar son las siguientes: reducción de tiempo en los ciclos de diseño, permite un ahorro de tiempos y costes, se incrementa la calidad de los productos diseñados, permite generar menor número de prototipos gracias a la posibilidad de configurar y probar los prototipos simulando

un entorno real evitando de esta forma errores que pueden ser contraproducentes económicamente.

2.2.18 Automatización industrial

- Definición de automatización industrial

Consiste en la utilización de sistemas e implementos mecánicos o electromecánicos para adaptarlos a los procesos de manufactura en los procesos industriales, con la finalidad de realizar y facilitar las tareas que estas conlleven con la menor interferencia del operador en los mismos. Sanchis R.; Romero J. y Ariño C. (2010) afirman: “En las últimas décadas se ha seguido la tendencia de automatizar de manera progresiva procesos productivos de todo tipo. Esta tendencia ha sido y sigue siendo posible gracias al desarrollo y abaratamiento de la tecnología necesaria” (p.5). Como se mencionó anteriormente, al desempeñarse mejor el sector de la maquinaria gracias a la automatización, trayendo como beneficios tales factores como:

- Permite a las empresas a disminuir los costos de fabricación
- Establece la producción de cantidades necesarias en lapsos de tiempos precisos
- Flexibilizar el sistema de producción
- Fomenta el auge de su competitividad y calidad
- **Niveles de automatización**

Dependiendo de los procesos productivos de la industria, hay niveles en lo que se dividen cada uno de ellos. Estos son los siguientes:

- 1 Nivel de máquina: Se considera la implementación de la automatización de una máquina que tiene como tarea la ejecución de una tarea productiva simple
- 2 Nivel de célula: Con respecto a este nivel se resalta el control automatizado de un grupo conformado por máquinas que operan en conjunto y de manera sincronizada para la realización de una tarea de producción de mayor complejidad.

- 3 Nivel de planta: Es menester destacar que en este nivel la operación de forma coordinada de una planta que haya tomado el control automatizado con el objetivo de realizar una producción general de fábrica.
- 4 Nivel de empresa: Para este nivel se resalta el conglomerado de la empresa (ventas, gestión, etc.).

- **Clasificación tecnológica**

Automatismo cableado: Este tipo de automatismo se constituyen por medio de uniones físicas que conforman un sistema de control, varios elementos que ejecutan una función lógica que son capaces de emitir señales de salida, dependiendo de las señales de entrada. Se pueden identificar las siguientes tecnologías diferentes, tales como:

- Fluidica (neumática o hidráulica)
- Eléctrica (relés o contadores)
- Electrónica estática (puertas lógicas y biestables)

Este tipo de tecnología cuenta con sus principales ventajas, cuales son:

- Pueden ser de constitución robusta
- Posee bajos costes para sistemas simples
- Es de fácil entendimiento para el operar
- **Seguridad en los sistemas automatizados**

Este punto es un aspecto de principal importancia, debido a que es un factor que pone de primer lugar la integridad física del operario al momento de hacer uso de la máquina que esta automatizada. Según Sanchis R.; Romero J. y Ariño C. (2010) afirman:

Se debe definir la secuencia de operaciones del proceso de forma que se garantice en todo momento la seguridad de los operarios. Por ejemplo, una prensa en la que el operario introduce una chapa para después darle al pulsador de marcha. La secuencia del automatismo debería permitir la puesta en marcha de la prensa solo cuando el operario pulsa de forma simultánea dos pulsadores

separados. De esta forma se garantiza que las dos manos quedan fuera de la prensa cuando esta actúa.

Dando como ejemplo, que los métodos para garantizar la seguridad del operario, es frecuentemente utilizado en este tipo de tecnologías

- **Representación de los sistemas de automatización**

Las representaciones graficas en los que se puede representar los sistemas de automatización, consisten en la lógica de contactos y las puertas lógicas. En el caso de un nivel de representación superior cual consiste en diagramas de flujo.

- **Diagrama de flujo**

Es un método de representación categorizado como de alto nivel. Este se conforma en dos tipos de elementos, nodos de decisión, nodos de actuación y tratamientos. (Ver figura 40).

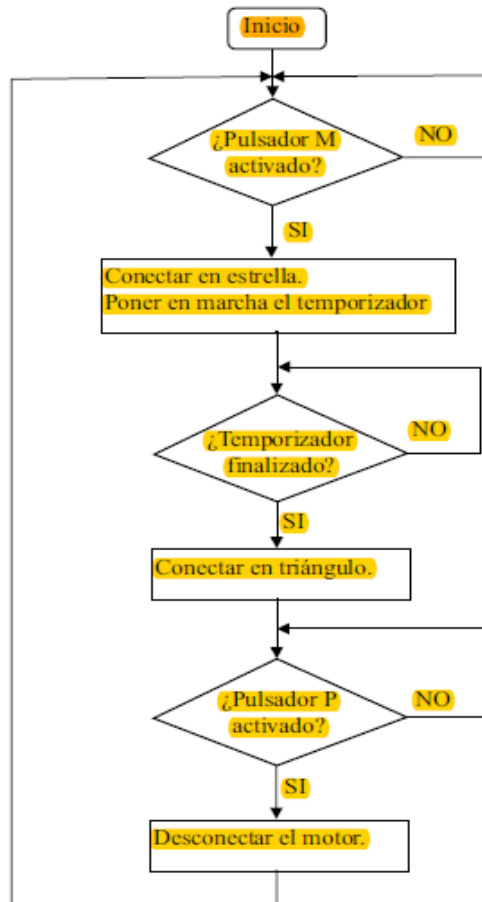


Figura 40: Diagrama de flujo del arrancador estrella triángulo.
Fuente: Sanchis R.; Romero J. y Ariño C. (2010).

- **Descripción tecnológica de la automatización**

En este caso son los conjuntos físicos que lo conforman, tales como actuadores sensores y sistemas de control

Con respecto a los actuadores, estos son elementos que son capaces de captar las señales eléctricas para luego transformarlas en actuaciones físicas que afectan al proceso. Estos actuadores pueden ser neumáticos, hidráulicos o eléctricos.

En el caso de los sensores, estos son componentes que son capaces de captar información de lo que sucede en el proceso. Estos los podemos clasificar como:

- Detectores: Son los que proveen una salida binaria. Este tipo de sensores son los más utilizados para los casos de automatización secuencial tales como los detectores de proximidad, detectores de nivel y los detectores de presión.
- Captadores: Son aquellos tipos de sensores que proveen una salida continua razonable a una magnitud física. Tal tipo de salida que proporciona pueden ser análogas o digitales. Estos son utilizados en los sistemas de control continuos por ejemplo: los PID.

2.3 Definición de términos básicos.

- **Automatización industrial:** Consiste en la utilización de sistemas e implementos mecánicos o electromecánicos para adaptarlos a los procesos de manufactura en los procesos industriales, con la finalidad de realizar y facilitar las tareas que estas conlleven con la menor interferencia del operador en los mismos

-**Módulo elástico:** Es un tipo de constante que relaciona una medida que tiene que tiene como referencia la deformación que es la que produce la ruptura del material.

-**Amperaje:** Es la magnitud de corriente eléctrica que pasa a través de un conductor.

-**Tensiones residuales:** Son tensiones de tracción y compresión que quedan almacenadas en un cuerpo después que se le remueva la causa que las había producido

-**Electrodo:** Es un elemento que conduce electricidad cual es utilizado en los labores de soldadura, con el fin de un circuito eléctrico para calentar una pieza o el mismo electrodo, y fusionar las piezas que se pretensan unir.

-**Fusión:** Es un proceso físico en donde la temperatura en la que un material cambia de fase sólida a líquida. En los metales, esta temperatura en el cual se produce es a partir de 300°C (con excepción del mercurio debido que a temperatura ambiente es liquido).

Pastilla de frenos: Están diseñadas para producir una alta fricción con el disco

Moldes o Troqueles: Un molde es una pieza, o un conjunto de piezas acopladas, interiormente huecas pero con los detalles e improntas exteriores del futuro sólido que se desea obtener.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se describirá el diseño y tipo de investigación, la población y muestra de estudio, así como también las técnicas e instrumentos de recolección de información, el procedimiento de recolección de información, y las técnicas de recolección y análisis de información. A través de esto se pretende enmarcar la modalidad de investigación que rige las acciones para obtener los resultados de acuerdo a los objetivos planteados. Cabe citar a Sabino (2002), quien señala que el marco metodológico:

Es una fase mecánica, que conduce al ser humano a penetrar en el manejo de una serie de métodos y técnicas no comunes, por cuanto la investigación científica, así como las otras investigaciones que se lleven a cabo: pura, aplicada, descriptiva, exploratoria, predictiva, de campo y también la bibliográfica o documental (propia de una monografía), llevan al investigador a utilizar o emplear los aspectos metodológicos, debiendo explicar cómo tendría que hacer en esa investigación en particular (pág. 89).

3.1 Modalidad de la Investigación

Según el nivel de estudio, la investigación estará concebida dentro de la modalidad general de estudio como Proyecto Factible. Por lo antes expuesto, cabe citar a la Universidad Pedagógica Experimental Libertador (UPEL, 2011), quien en su Manual de Trabajos de Grado de Especialización, Maestría y Tesis Doctorales, define esta modalidad investigativa como:

“la elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales; puede referirse a la formulación de políticas, programas, tecnologías, métodos o procesos. El proyecto debe tener apoyo en una investigación de tipo documental, de campo o un diseño que incluya ambas modalidades” (Pág. 16)

Un proyecto factible se enfoca en desarrollar posibles soluciones de problemas planteados, basándose en la operatividad de las propuestas de las necesidades y así cumplir el propósito fundamental. La investigación estará dirigida a diseñar un sistema de descarga automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos de la empresa MAMUSA Cagua.

3.2 Nivel de la Investigación

En torno en el tipo de investigación, la misma quedará concebida dentro de la modalidad general de estudio como una investigación diagnóstica descriptiva con diseño de campo. Es descriptiva, debido a que describirá, analizará e interpretará la situación actual de descarga de las pastillas de frenos de los moldes, según Stracuzzi y Pestana (2006: 67), indica que “Un estudio descriptivo selecciona una serie de cuestiones y se mide a cada una de ellas independientemente, describe lo que se investiga” Adicionalmente, Hernández, Fernández y Baptista (2006), explica que las investigaciones de tipo descriptivo:

Buscan especificar las propiedades importantes de personas, grupos, comunidades o cualquier otro fenómeno que sea sometido a análisis”. Complementariamente, agrega que “desde el punto de vista científico, describir es medir... En un estudio descriptivo se selecciona una serie de cuestiones y se mide cada una de ellas independientemente, para así, describir lo que se investiga. (p.60).

3.3 Diseño de la Investigación

Según Ramírez (2006: 19), señala que el diseño de campo “consiste en la recolección de datos directamente de la realidad donde ocurren los hechos, sin manipular o controlar variables”. Balestrini (2002), define la investigación de campo como:

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


experimental. El trabajo de investigación, se apoya en una investigación de campo ya que recoge la información directa de la realidad, referida en fuentes primarias y los datos se obtienen a través de la aplicación de técnicas de recolección de referencias, a través de la aplicación de un instrumento, para lograr seleccionar datos importantes para el desarrollo de la investigación. (p.31).

3.4 Población y Muestra

Balestrini M. (2002), establece que la población es cualquier conjunto de elementos de los que se quiere conocer e investigar alguna o algunas de sus características. Asimismo, define a la Muestra como un subconjunto de elementos que pertenecen a ese conjunto definido en sus características al que llamamos población. De igual forma Balestrini M (2002), establece que para seleccionar la muestra, que se define como una parte representativa de una población, cuyas características deben reproducirse en ella lo más exactamente posible. Es obtenida con el fin de investigar a partir del conocimiento de sus características particulares.

La población de estudio estará conformada por la totalidad de 10 operadores del departamento de mantenimiento mecánico, en la empresa MAMUSA planta Cagua, para recopilar la información necesaria en relación al diagnóstico y pronóstico del problema. La muestra de estudio es directamente proporcional a la población, evidenciando un muestreo intencionado, donde la población es pequeña y existe la posibilidad de estudiar a todos los integrantes de la misma. (Ver cuadro 1).

Cuadro 1 Distribución de la Población

	ESTRATOS	SUJETOS
	Supervisor	2
	Operadores del departamento de mantenimiento mecánico	9
	TOTAL	11

Fuente: Recursos Humanos en la empresa MAMUSA planta Cagua. Ubicada en Cagua Edo. Aragua.

De manera tal que, la aplicación de dicha muestra quedará comprendida en su totalidad por un universo de población de diez (10) operadores, de la empresa

MAMUSA planta Cagua. Ubicada en Cagua Edo. Aragua, de los cuales representan la muestra intencional por ser una población pequeña y estar relacionados directamente con el tema en estudio.

3.5 Técnicas e Instrumento de recolección de datos

- Técnica

Las técnicas de recolección de datos proporcionan al investigador la información necesaria, oportuna y verdadera sobre el problema planteado. A través de la recolección, no sólo se observa la realidad, sino que se fijan los lineamientos con los cuales se puede dar soluciones a los objetivos de la investigación.

En consideración a este punto, Arias (2006), plantea que “Las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener información.”, (p.53). Las técnicas de recolección de datos que se utilizarán en la presente investigación serán la observación directa, la revisión documental y la entrevista no estructurada:

- Observación directa.

Según Tamayo y Tamayo, M. (2004), la observación directa puede describirse como “Aquella en la cual el investigador puede observar y recoger datos mediante su propia observación” (p.18). Esta técnica es muy útil para el investigador ya que, con ella, identifica y analiza la ejecución de un proceso en específico, permite establecer que se está haciendo, como se está ejecutando, quien lo realiza, en qué momento y cuánto tiempo se toma, donde se hace y porque se realiza.

La observación tiende a obtener mayor sentido al nivel técnico del procesamiento de datos, donde las tareas se cuantifican y describen más fácilmente. Los requisitos que se deben cumplir al realizar la observación son los siguientes:

- Tener propósitos claros y bien definidos.
- Preciar el tiempo necesario de la observación.
- Controlar los resultados sistemáticamente o por escrito.

En la presente investigación, se aplicará para describir cada uno de los elementos que integran la muestra bajo estudio (fluido, dispositivos a utilizar). Se observará cada

elemento en acción, para con ello obtener la información necesaria que requiere la simulación y lograr así el objetivo buscado.

- **Revisión documental**

Es una técnica de observación complementaria, que se utiliza en caso de que exista algún registro de acciones, programas y data histórica. La revisión documental permite hacerse una idea del desarrollo y las características de los procesos y también de disponer de información que confirme o haga dudar de lo que el grupo entrevistado ha mencionado.

Para Hurtado, J (2006), “Es una técnica en la cual se recurre a información escrita, ya sea bajo la toma de datos que pueden haber sido producto de mediciones hechas por otros o como texto que en sí mismo constituyen los eventos de estudio” (p.53). En esta investigación se aplicará la técnica de revisión documental, consultando textos asociados a los sistemas de información digital en forma de presentaciones y manuales; y de forma física mediante la clasificación de documentos involucrados con los elementos bajo estudio.

- **Entrevista no estructurada**

Sabino, (2006) comenta que “la entrevista, desde el punto de vista del método es una forma específica de interacción social que tiene por objeto recolectar datos para una investigación” (p.116). El investigador formula preguntas a las personas capaces de aportarle datos de interés, estableciendo un diálogo peculiar, asimétrico, donde una de las partes busca recoger informaciones y la otra es la fuente de esas informaciones. La ventaja esencial de la entrevista reside en que son los mismos actores quienes proporcionan los datos relativos a sus conductas, opiniones, deseos, actitudes y expectativas y experiencias, cosa que por su misma naturaleza es casi imposible de observar desde fuera. Nadie mejor que la misma persona involucrada para hablarnos acerca de todo aquello que piensa y vive, de lo que ha experimentado o proyecta hacer.

La entrevista no estructurada, según Arias, F (2006); “más que un simple interrogatorio es una técnica basada en un dialogo o conversación “cara a cara”, entre

el entrevistador y el entrevistado acerca de un tema previamente determinado, de tal manera que el entrevistador pueda obtener la información requerida” (p.73).

- **Instrumentos de Recolección de Datos.**

En cuanto a los instrumentos, Arias (2006), establece que los instrumentos de recolección de datos pueden definirse como “cualquier recurso, dispositivo o formato (en papel o digital), que se utiliza para obtener, registrar o almacenar información”. (p.68). Los instrumentos de recolección de datos que se emplearán en esta investigación son los siguientes:

- **Ficha de Observación**

Para la observación directa, se hará uso de la ficha como material de recolección de datos para la observación, dado que es un instrumento de la investigación de campo. Este instrumento se utilizará para conocer y documentar los elementos bajo estudio y para registrar, mediante un orden cronológico, práctico y concreto; datos importantes que deberán ser analizados y verificados para el logro del objetivo propuesto.

- **Ficha bibliográfica**

Se utilizará para registrar las características técnicas y operativas de las máquinas bajo estudio, basados en los manuales técnicos de las mismas, así como las características físico químicas del fluido utilizado en la investigación.

3.6 Fases de la investigación

Para que los datos a recolectar tengan algún significado dentro de la investigación, será necesario introducir un conjunto de operaciones en la fase de investigación o procedimientos, con el propósito de organizarlos y dar respuestas a los objetivos planteados, evidenciar los principales hallazgos encontrados, conectándolos de manera directa con las bases teóricas que sustentaron la misma y las variables delimitadas, así como, con los conocimientos que se disponen en relación al problema estudiado.

Fase I, Diagnóstico de la situación actual de descarga de las pastillas de frenos de los moldes

Para el cumplimiento de esta fase, se procederá inicialmente a solicitar la autorización del supervisor y operadores de maquinarias y equipos del departamento de mantenimiento de la MAMUSA Cagua, para la obtener información y evidencias, confiable a través de la aplicación de técnicas como la observación directa y como instrumento la lista de cotejo, estructurado en ocho aspectos relacionados a al procedimiento actual o tradicional aplicado para descarga de las pastillas de frenos de los moldes, con la finalidad de obtener información sobre el procedimiento para realizar dicha tarea que se lleva a cabo dentro de la empresa a objeto de recopilar los datos referidos al tema planteado. Cada uno de los análisis mencionados anteriormente se realizó por triplicado para su posterior tratamiento estadístico de los datos.

Fase II, Determinar los distintos dispositivos de descarga de pastillas, y Seleccionar dispositivo adecuado de descarga considerando rapidez y eficacia.

En esta etapa, se aplicarán los guiones de encuesta tipo cuestionario a la muestra seleccionada, con la finalidad de recabar sus opiniones respecto a los distintos tipos de pastillas de descarga existente según su importancia y característica, con la finalidad de dar a conocer cada uno de los procesos que se involucran para de esta manera escoger el más adecuado y que se adapte a las exigencias del proceso y la máquina de descarga de pastillas.

Fase III, Seleccionar dispositivo adecuado de descarga considerando rapidez y eficacia.

Por otro lado, se seleccionará el dispositivo acorde a la descarga, que esté acorde a las exigencias planteadas en el proceso de descarga según la rapidez y confiabilidad, para mejorar el proceso de selección de personal. De igual forma, se elaborará un cuestionario como instrumento de recolección de datos, con el objeto de conocer las opiniones de los empleados del departamento de mantenimiento mecánico que estarán involucrados en la fase investigativa. El cuestionario que se construiría constará de un aproximado de treinta (30) preguntas.

Fase IV, Diseñar el dispositivo de descarga seleccionado.

Para esta etapa, teniendo como soporte los resultados del instrumento aplicado, así como los fundamentos teóricos consultados, se diseñará la propuesta, con la finalidad de dar vida al producto que se desea desarrollar contando con todas las características para su completo funcionamiento e importancia, adaptado a las exigencias de la empresa, cuya estructura preliminar sería: definición de la propuesta, justificación, objetivos, factibilidad y desarrollo.

Fase V, Estudiar la factibilidad técnico económico del diseño propuesto.

En esta fase, se determinará la factibilidad para realizar diseñar un sistema de descarga automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos de la empresa MAMUSA Cagua, donde se evaluarán los costos para el diseño y la capacidad técnica y profesional, en esta fase se especificó la factibilidad técnica tomando en consideración con que se cuenta técnicamente para el completo desarrollo del proyecto factible, del mismo modo la factibilidad económica el cual calculo los gastos o costos al que fue sometido el diseño del sistema de descarga automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos de la empresa MAMUSA Cagua, y por último la factibilidad del personal involucrado contando con los conocimientos indispensables para lograr cumplir con los objetivos propuestos.

Para el completo desarrollo de todas estas fases nombradas, implicará seleccionar las técnicas que se emplearán para la recolección de datos que confeccionaron los instrumentos que se utilizaran para recabar información acerca del diseño del sistema de descarga automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos de la empresa MAMUSA Cagua, el cual tendrá como propósito la concientización y capacitación de la importancia de desarrollar nueva alternativas de diseños automatizados que sean capaces de realizar actividades con la finalidad de evitar lesiones que afectan a los operadores a largo plazo además de evitar a gran

medida las demanda en contra de la empresa impidiendo situaciones legales contraproducentes.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

Para la realización del presente trabajo de grado se llevaron a cabo varias fases que están relacionadas con el cumplimiento de los objetivos específicos los cuales se describen a continuación:

4.1 Diagnóstico de la situación actual de descarga de las pastillas de frenos de los moldes.

4.1.1 Maquinaria actual

En la actualidad en la empresa MAMUSA C.A, con sede en Cagua, existe un dispositivo manual de descarga de pastillas de freno, tal como se muestra en la Figura 41 ,con el cual el operador se encarga primero de extraer de manera manual el conjunto de moldeo (base, molde y plancha) de prensa hidráulica Altech Engineering, para luego colocarla sobre una mesa plataforma autoelevable hidráulica, hasta el nivel de un armazón con forma de mesa en el cual el operador pondrá el conjunto y lo rodara manualmente sobre unos rodillos que están instalados a la mesa. Luego, el operador, en el momento que el conjunto de moldeo se encuentra a medio camino de la mesa de transporte, remueve la plancha superior para después mediante el uso de una espátula, remover la escoria que se encuentra sobre el molde, para después llevar lo que queda del conjunto (molde, base) al extremo izquierdo de la mesa acoplándolo a una uñas metálicas que están soldadas en el marco.

Seguidamente, el operador, eleva el molde separándolo de su base mediante el uso de una horquilla improvisada acoplada a un actuador neumático ubicado debajo de la mesa, para después ser llevada por acción manual hacia un segundo armazón ubicado en la parte posterior de la mesa donde se procederá a desprender las pastillas mediante el punzonado de un actuador ubicado en la parte superior del mismo armazón. Cabe destacar que, desplazar el conjunto de moldeo manualmente exige esfuerzo físico por parte del operador. Además para el desprendido de las pastillas, la placa de punzonado por estar fija, no posee la capacidad de intercambiar sus

punzones por lo que se limita solo al uso de moldes de 8 cavidades y por lo tanto los moldes de 12 deben ser desprendidos de manera manual. (Ver Figuras 42 y 43).

Entre las principales fallas de este dispositivo se pueden mencionar:

- El actuador superior, no dispone de la suficiente fuerza para desprender las pastillas de los moldes.
- Los punzones son fijos por lo que solo pueden operar para moldes de 8 cavidades.
- Para mover los moldes se requiere de esfuerzo manual provocándole al operador lesiones que con el tiempo pueden desencadenar patologías.



Figura 41: Descargador actual

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)



Figura 42: Molde de 8 pastillas.
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)



Figura 43: Molde de 12 pastillas.
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

4.1.2 Entrevista al personal

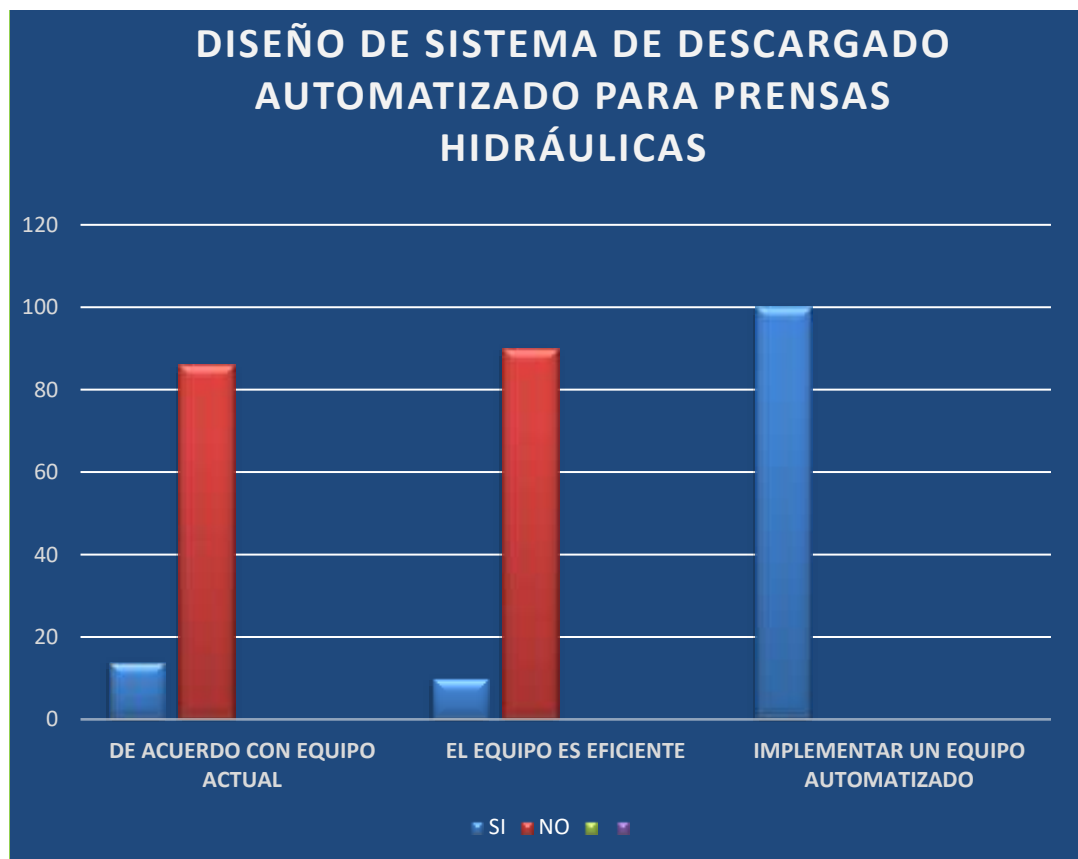
Se realizaron varias visitas a la empresa logrando entrevistar al personal que labora y algunos supervisores. A continuación, en el Cuadro 2, se muestra el resultado de la entrevista y las respuestas obtenidas de los entrevistados.

Cuadro 2: Entrevista al personal

PREGUNTAS	SI	NO
¿Considera usted que el dispositivo de descarga utilizado de forma tradicional es el adecuado para el proceso productivo?	3	8
¿Considera usted que el manejo del dispositivo de descarga tradicional utilizado genera rapidez en el proceso?	2	9
¿Estaría de acuerdo con la implementación de un equipo automatizado para el proceso de descarga de las pastillas?	11	

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

A continuación la gráfica 1 muestra el porcentaje de respuestas, lo que sirve de sustenta para la realización de la propuesta



Gráfica 1 Respuesta del personal esntevistado

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

4.2 Determinar los distintos dispositivos de descarga de pastillas.

Según los distintos tipos de descarga de pastilla observados en la web, se plantearon tres sistemas de descargado automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos altech engineering de la empresa MAMUSA Cagua.

4.2.1 Características y limitaciones del sistema a diseñar.

Las características que deben presentar los mecanismos de descarga de pastillas, así como las limitaciones, se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Características y limitaciones del mecanismo a diseñar

V.F	Limitaciones
S.B.	Moldes para pastillas
E.I.S.B.	Desprendimiento de pastillas de manera semimanual
E.F.S.B.	Desprendimiento de pastillas de manera automatizada
S. a D.	Descargador automatizado
S.A.	MAMUSA S.A planta Cagua

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Dónde:

V.F.: Variables fundamentales.

S.B: Sistema básico.

E.I.S.B.: Estado inicial del sistema básico.

E.F.S.B.: Estado final del sistema básico.

S. a D.: Sistema a diseñar.

S.A.: Sistema Ambiental.

4.2.2. Función principal del descargador de pastillas de frenos.

La función principal del mecanismo es la de mejorar el proceso con el fin de adecuar el ambiente de trabajo del operador que estará en el área y automatizar la actividad de descargado de pastillas evitando que realice esfuerzo físico excesivo y eliminando los accidentes laborales que se relacionen con dicho proceso, a su vez acelerando el ritmo de la operación.

4.2.3 Restricciones

Las alternativas propuestas deberán cumplir con las siguientes restricciones:

R1: Que pueda ser modular para utilizar moldes de 8 y 12 troqueles.

R2: Capacidad para desplazar 332,50 N.

R3: No debe ocupar mucho espacio.

R4: No debe tener componentes eléctricos.

R5: Tener la menor cantidad de componentes móviles.

4.2.4 Lista de criterios

C1: Mayor grado de innovación, con el fin de mejorar el funcionamiento.

C2: Mayor seguridad de operación.

C3: Mayor facilidad del mantenimiento del descargador.

C4: Mayor facilitación del proceso de descargado y eficiencia del mismo.

C5: Menor costo de fabricación y adquisición de componentes.

4.2.5. Búsqueda de soluciones

- **Probable solución N°1 (PS)1:**

En este se propone un emplazamiento lateral de la mesa de desplazamiento del descargador, tal como puede verse en la Figura 44. El mecanismo se describe por medio de 5 pasos: (1) Se procede a poner el molde de pastillas sobre la cinta transportadora (2) el molde ingresa al armazón donde se procederá al descargado (3) el actuador inferior procede a accionarse hacia arriba para separar el molde de su base (4) accionado por el actuador inferior, la horquilla procede a accionar los balancines que empujaran hacia abajo los punzones (5) se vierte las pastillas de freno hacia atrás de la maquina mediante un actuador lineal.

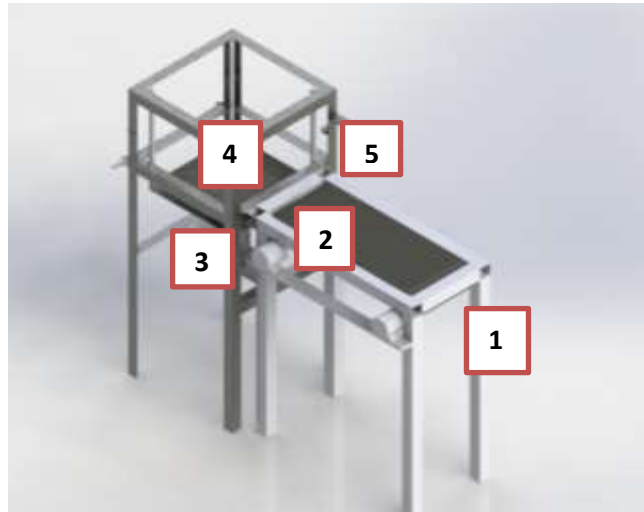


Figura 44: Alternativa 1
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

- **Probable solución N°2 (PS)2:**

Esta alternativa dispone de una disposición recta de la estructura. (Ver Figura 45).

(1) El molde es desplazado hacia el primer armazón mediante un primer actuador sin vástago (2) en esta fase el molde es separado de su base mediante una horquilla elevadora gracias a un actuador (3) este paso el molde es llevado hacia la siguiente etapa (4) en esta etapa el actuador superior cual tiene acoplado un conjunto de punzones, se acciona hacia abajo expulsando las pastillas hacia abajo.

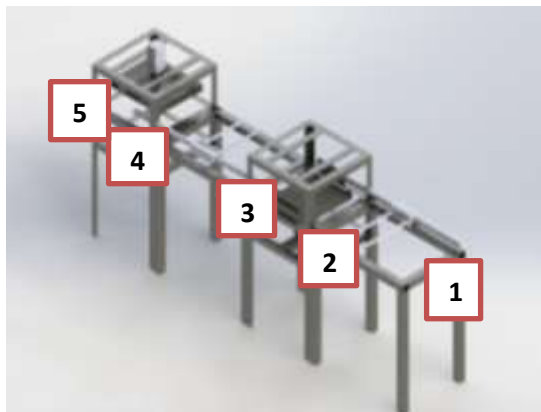


Figura 45: Alternativa 2
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

- **Probable solución N°3 (PS)3.**

En esta última alternativa se disponen las estructuras una frente a la otra: (1) El molde es sacado de la prensa hidráulica y es ubicado sobre el adaptador el cual esta acoplado al carro del mismo, (2) el carro desplaza el molde pasándolo debajo de una hoja de acero cual remueve la placa superior y la escoria, (3) luego de llegar al otro extremo la horquilla elevada por un actuador inferior sube separando el molde de su base y a su vez desprendiendo las pastillas que quedan en la misma (4) el molde es arrastrado hacia el armazón posterior alado por un marco cual esta acoplado a un actuador en la parte trasera a su vez, arrastra las pastillas que quedan rezagadas sobre la base (5) el actuador superior cual tiene acoplado a un extremo un conjunto de punzones modulares procede a desprender las pastillas que quedan atrapadas en el molde y las deja caer a un bajante.(Ver Figura 46).

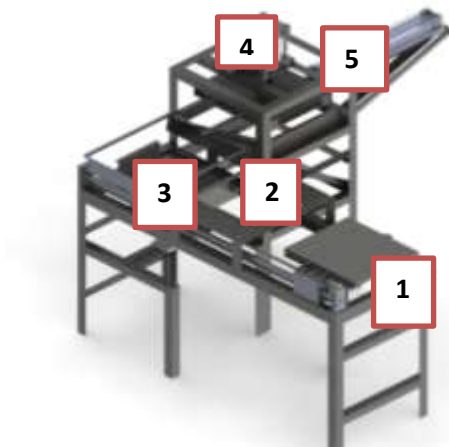


Figura 46: Alternativa 3

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

4.3 Seleccionar el dispositivo adecuado de descarga considerando rapidez y eficacia.

Para la selección del posible mejor mecanismo de descarga, se van a considerar en conjunto los tres propuestos, para describir sus ventajas y desventajas de tal manera que al aplicar los criterios de selección y las restricciones poder seleccionar el que se considera mejor.

Posible solución 1 (PS1):

Descargador de pastillas de freno con disposición lateral de armazones: Este dispositivo ideado para trasladar el molde a una sola dirección usando una banda transportadora hacia el armazón ubicado al otro extremo donde se aloja los mecanismos que realizaran el desprendimiento de las pastillas en un solo movimiento accionado por un actuador neumático en la parte inferior, y luego el molde es expulsado por otro actuador neumático.

- Ventajas:
 - a) La trayectoria la cual el molde es trasladado es menor
 - b) El dispositivo es de menor tamaño
 - c) Para descargar las pastillas del molde requiere un solo movimiento del actuador inferior
- Desventajas:
 - a) Al disponer de una cinta transportadora, requiere mayores costos de mantenimiento debido a que dispone de un motor eléctrico
 - b) Al ser un mecanismo compacto, requiere mayor cantidad de fabricación de piezas únicas para el adecuado funcionamiento
 - c) Es más difícil aplicarle un mantenimiento correctivo debido a que los componentes estarían superpuestos uno al otro disminuyendo el espacio de maniobra para el mantenedor

Posible solución 2 (PS2):

Descargador de pastillas de freno de disposición de tres etapas lineal: Este

dispositivo está ideado de manera que el molde de pastillas al ser sacado de la prensa hidráulica, este es llevado por el primer actuador sin vástago hacia un armazón primario, el cual se encarga de desprender el molde de su base media un actuador en su parte inferior acoplado a una horquilla elevadora, después un segundo actuador sin vástago lleva el molde hacia un último armazón, el cual, tiene en la parte superior un actuador punzador que descargara las pastillas para que caigan a un bajante. Luego de dicha operación, el molde es llevado de nuevo a su posición original mediante los actuadores sin vástago hacia al frente de la prensa hidráulica.

- Ventajas:
 - a) Las etapas están por separado, facilitando su mantenibilidad
 - b) Posee una trayectoria lineal
- Desventajas
 - a) Mayor tamaño, por lo que requiere de mayor espacio
 - b) Requiere mayor cantidad de material para la estructura
 - c) Trayectoria más alargada

Posible solución 3 (PS3):

Descargador de pastillas de freno de disposición con mesa de desplazamiento en frente del armazón de punzonado: Este dispositivo fue pensado debido a que es el más parecido a la disposición original cual cuenta la empresa, por lo que el operario se le hará más fácil adaptarse a su funcionalidad, con la diferencia que este automatizado permitiéndole al operador accionar pulsadores que pondrán en funcionamiento los actuadores neumáticos los cuales uno de ellos es sin vástago y está ubicado en la mesa frontal de manera que pueda desplazar los moldes desde enfrente de la prensa hidráulica de integración pasando por una hoja de separación que retira la tapa del molde y las escorias que se encuentran encima para luego llevarlos hacia en frente del armazón de punzonado de manera mucho más cómoda para luego despegar el molde de su base mediante el accionamiento de un actuador inferior cual tiene acoplado una horquilla de elevación con pequeños tacos alternables para bases de 8 y 12 orificios para facilitar el desprendimiento de las pastillas las

bases, luego mediante otro actuador que está ubicado en la parte posterior del armazón, jala el molde introduciéndolo al mismo para luego mediante el uso de un actuador superior, cual tiene acoplado un conjunto de punzones alternables para la expulsión de pastillas molde de 8 y 12 cavidades. Por ultimo estas pastillas caerán hacia un bajante ubicado en la parte inferior vaciando las pastillas hacia una banda transportadora.

- Ventajas:
 - a) Es automatizada, el operador no requiere realizar esfuerzo manual garantizando la seguridad física de mismo
 - b) Es modular, puede emplearse para moldes de 8 y 12 cavidades
 - c) La disposición de la estructura es muy parecida a la original, por lo tanto evitara confusiones a los operadores
 - d) De fácil mantenimiento, debido a que los componentes son de fácil instalación y reemplazo
- Desventajas:
 - a) Contiene 4 componentes que se deben fabricar
 - b) La parte posterior del armazón ocupa más espacio

4.3.1 Aplicación de las restricciones a las probables soluciones.

Basado en la lista de restricciones mencionadas en el apartado 4.2.3 se procedió a elaborar la Tabla 2 para la revisión de todas las probables soluciones.

Tabla 2: Restricciones y posibles soluciones

	PS1	PS2	PS3
R1	NO	SI	SI
R2	SI	SI	SI
R3	NO	SI	SI
R4	SI	NO	SI
R5	NO	NO	SI

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

4.3.2 Ponderación de criterios

Aplicación del criterios mencionados a soluciones, se hace uso de la lista de criterios sé que establecieron en el apartado 4.2.4.

En la Tabla 3 se realiza una comparación entre el criterio 1 (C1) y cada uno de los restantes criterios para otorgarles un orden de relevancia al criterio 1 con respecto a los demás.

Tabla 3: Ponderación de criterios

	C1	C2	C3	C4	C5
	Innovación	Costo	Seguridad	Mantenimiento	Rapidez y eficacia
C1					
C2	C2				
C3	C3	C3			
C4	C4	C4	C4		
C5	C5	C5	C5	C5	

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Se procede a la verificación lógica por medio de las Tablas 4, 5, 6 y 7.

Tabla 4: Ponderación de criterios, columna 2

Columna 2		
-2.3	$C2 > C1 < C3$	C2 o C3
-2.4	$C2 > C1 < C4$	C2 o C4
-2.5	$C2 > C1 < C5$	C2 o C5

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 5: Ponderación de criterios, columna 3

Columna 3		
-3.4	$C3 < C2 > C4$	C3 o C4
-3,5	$C3 < C2 > C5$	C3 o C5
-3,4	$C3 > C1 < C4$	C3 o C4
-3,5	$C3 > C1 < C5$	C3 o C5

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 6: Ponderación de criterios, columna 4

Columna 4		
-4,5	$C4 < C3 < C5$	C5
-4,5	$C4 < C4 > C5$	C4 o C5
-4,5	$C4 > C1 < C5$	C4 o C5

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 7: Resultado de la ponderación lógica de criterios

	C1	C2	C3	C4	C5	Nº Veces	PCx
C1						0	1
C2	C2					3	4
C3	C3	C2				1	2
C4	C4	C2	C4			2	3
C5	C5	C5	C5	C5		4	5
Orden de importancia	5º	2º	4º	3º	1º		

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Según los valores obtenidos en la Tabla 7, se destaca que el criterio con mayor puntuación fue el **C5** (Rapidez y eficacia). Otorgándosele un valor de 5. El criterio **C2** (Menor costo de fabricación), con un valor de 4. El criterio **C4** (Mayor facilidad de mantenimiento), obtiene un valor de 3. El criterio **C3** (Mayor seguridad de operación), se valora en 2. Y por último, el criterio **C1** (Mayor grado de innovación) obtiene un valor de 1.

Ponderación con respecto a los criterios

En esta sección, se le otorga un valor a cada solución con respecto a cada criterio establecido con el fin de saber cuan buena es dicha solución empezando por un criterio específico. A continuación el procedimiento de ponderación, explicado con la realización de las Tablas 8, 9, 10, 11, 12 y 13:

Tabla 8: Ponderación de alternativa según criterio C1

C1	A1	A2	A3	Nº de veces	PC1
A1				0	1
A2	A2			1	2
A3	A3	A3		2	3
Orden					
De	3ero	2do	1ro		
importancia					

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 9: Ponderación de alternativa según criterio C2

C2	A1	A2	A3	Nº de veces	PC2
A1				1	2
A2	A1			0	1
A3	A3	A3		2	3
Orden de importancia	2do	3ro	1ero		

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 10: Ponderación de alternativa según C3

C3	A1	A2	A3	Nº de veces	PC3
A1				1	2
A2	A1			0	1
A3	A3	A3		2	3
Orden de importancia	2ro	3ro	1ro		

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 11: Ponderación de alternativa según C4

C4	A1	A2	A3	Nº de veces	PC4
A1				2	3
A2	A1			0	1
A3	A3	A3		1	2
Orden de importancia	1ero	3ro	2do		

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 12: Ponderación de alternativa según C5

C5	A1	A2	A3	Nº de veces	PC5
A1				1	2
A2	A1			0	1
A3	A3	A3		2	3

Orden de importancia	2do	3ro	1ero
----------------------	-----	-----	------

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Tabla 13: Ponderación final, Criterios vs Soluciones

PCx	P1x	PCx.P1x	P2x	PCx.P2x	P3x	PCx.P3x
1	1	1x1=1	2	1x2=2	3	1x1=1
4	2	4x2=8	1	4x1=4	3	4x3=12
2	2	2x2=4	1	2x1=2	3	2x3=6
3	3	3x3=9	1	3x1=3	2	3x2=6
5	2	5x2=10	1	5x1=5	3	5x3=15
Total	$\sum (PCx.P1x) = 32$		$\sum (PCx.P2x) = 16$		$\sum (PCx.P3x) = 40$	



Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019).

Según la tabla 13, de criterios vs soluciones, la opción favorable con la mayor puntuación es la alternativa 3 con un total de 40 puntos.




4.3.3 Descripción del funcionamiento del sistema diseñado.

Para una mejor descripción del sistema o dispositivo seleccionado se mostraran sus componentes en el Cuadro 3 y en una vista explosionada con la Figura 47.

Cuadro 3: Partes y componentes del dispositivo seleccionado

Partes y componetes del dispositivo		
1	Armazón trasero	
2	Mesa de desplazamiento	

3	Actuador sin vástago Festo SLM de 32mm de diámetro de embolo y 1350mm de carrera	
4	Acoplamiento para carro de actuador SLM	
5	Marco de arrastre	
6	Punzonadora modular para moldes de 8 y de 12 troqueles	
7	Actuador Festo DNC de 100mm de diámetro de embolo y 70mm de carrera	
8	Acoplamiento KSG para actuador DNC	
9	Horquilla de elevación	
10	Actuador Festo DSBG de 160mm de diámetro de embolo y 40mm de carrera	
11	Actuador SMC CP96 de 80mm de diámetro del embolo y 700mm de carrera	

12	Escuadras de actuador SMC	
13	3 válvulas de accionamiento de palanca manual H - 5¼-B	
14	Válvula de pulsador VHEM-PTC...32...G18	

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

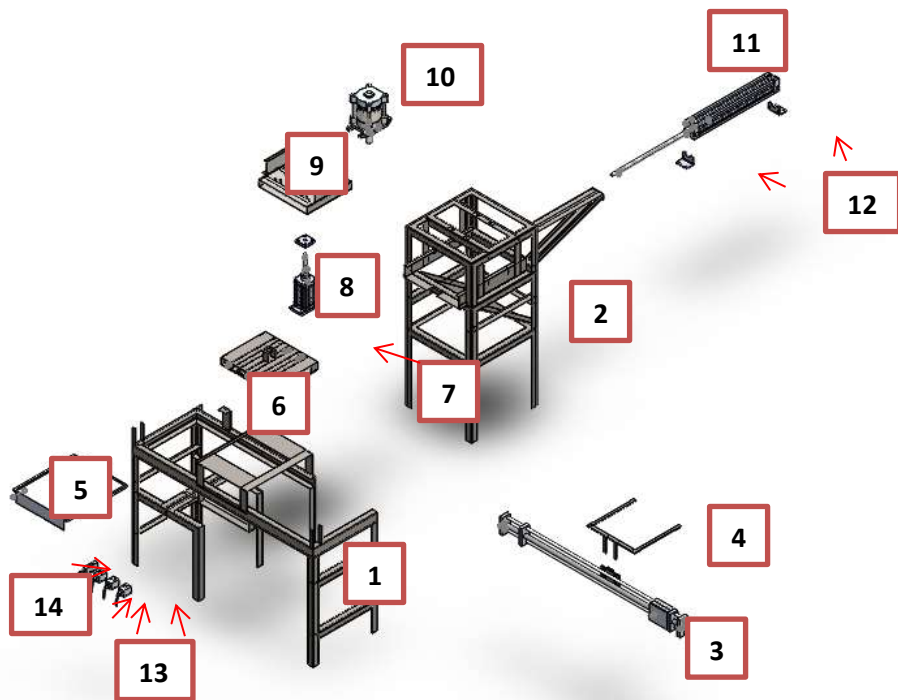


Figura 47: Vista explosionada de proyecto

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

4.3.4 Dimensionamiento de las partes del sistema diseñado

1. Armazón posterior

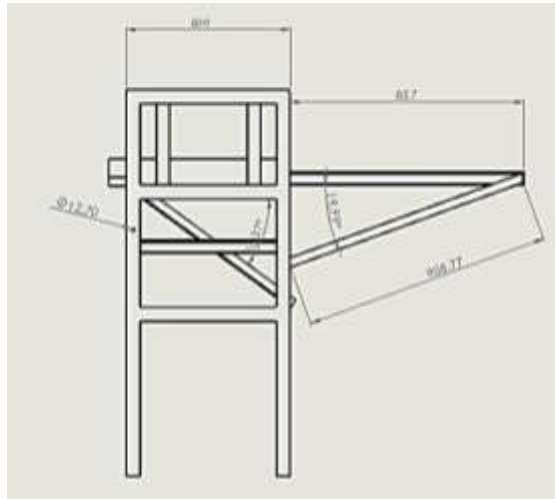


Figura 48: Armazón trasero (vista lateral)
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019).

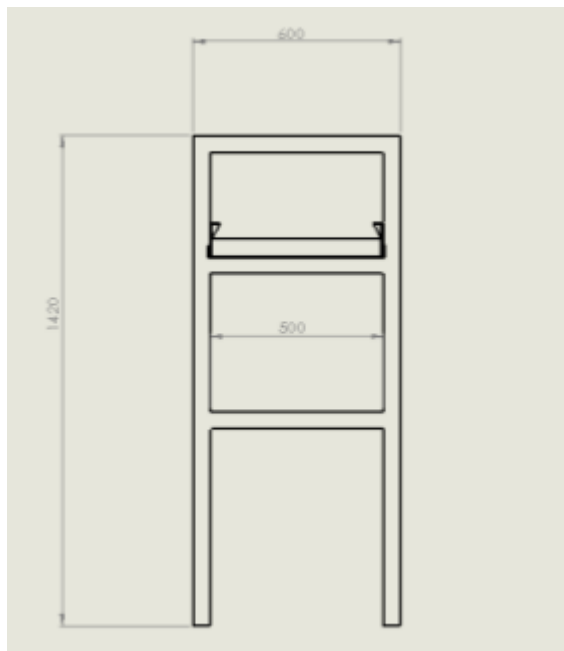


Figura 49: Armazón trasero (vista frontal)
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

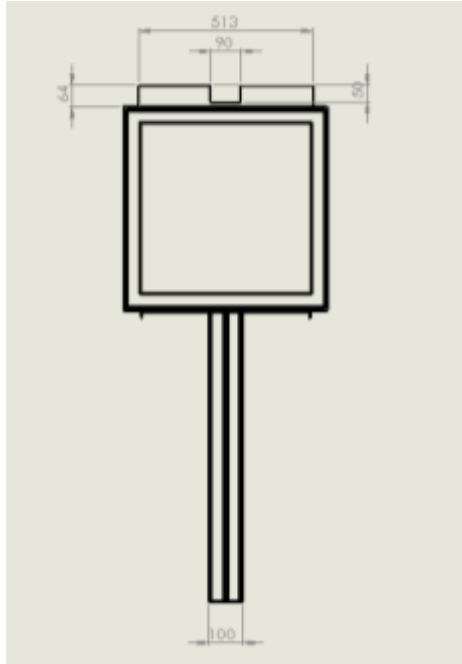


Figura 50: Vista superior del armazón
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

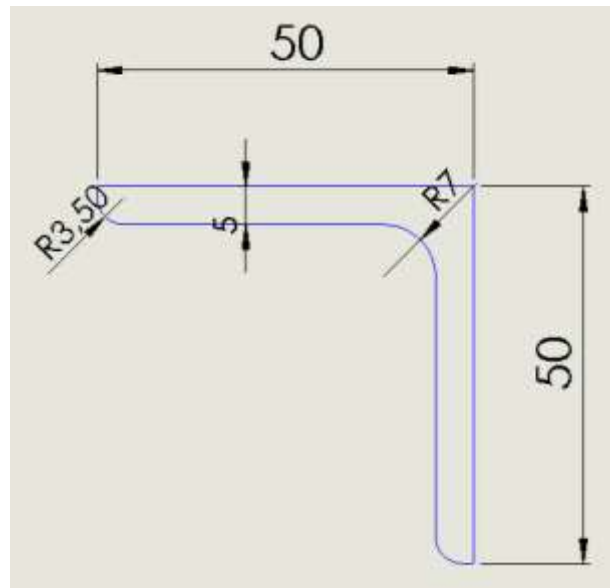


Figura 51: Angulo 50x50 de 5 mm ASTM 36
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

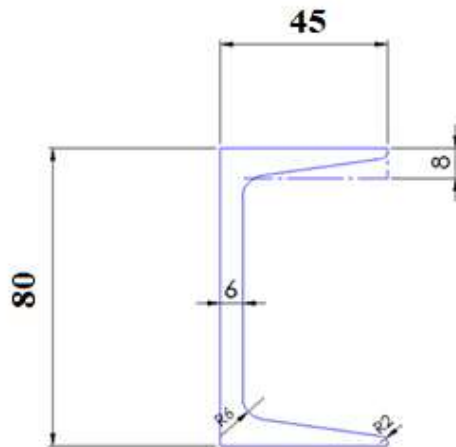


Figura 52: Viga UPN 80 acero ASTM 36
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

2. Mesa de desplazamiento

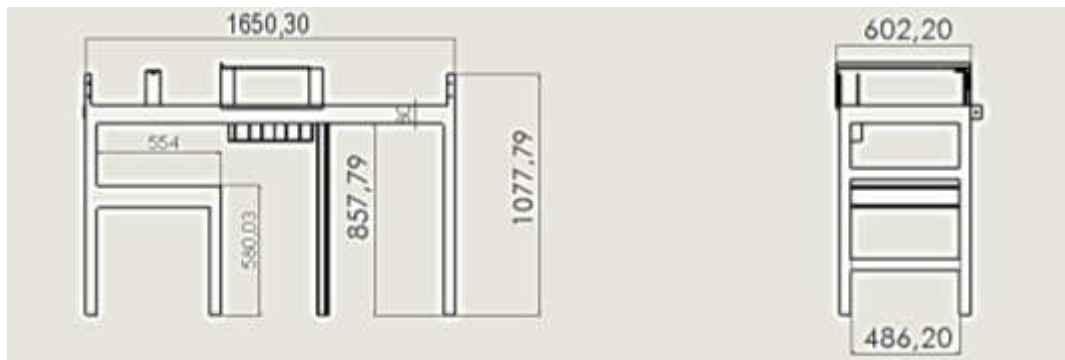


Figura 53: Planos frontal y lateral de la mesa de descargador
Fuente: Sánchez A. Hernández J (2019)

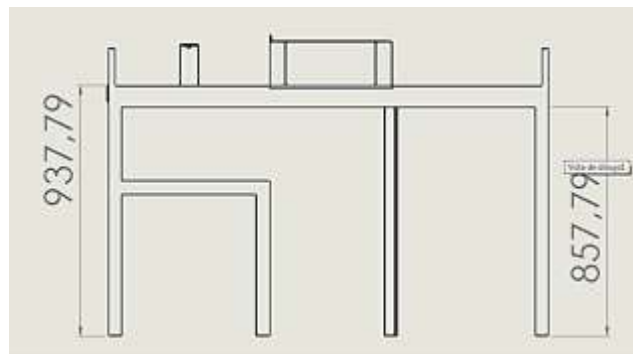


Figura 54: Planos frontal de la mesa de descargador
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

4.4 Diseñar el dispositivo de descarga seleccionado.

La figura 55 muestra una vista del dispositivo tal como será diseñado.

Se analizan los esfuerzos presentados en las estructuras del armazón posterior y mesa de desplazamiento lo cual están constituidos de acero A36 debido a que es el más comercial en el país que esta mostrado en el anexo (E) del cual se toma el valor de $S_y = 250\text{MPa}$.

4.4.1 Cálculo de la estructura de la mesa de desplazamiento del descargador.

- Viga de apoyo de los tubos.

Se diseñó la mesa de desplazamiento según las medidas del plano de la misma que se encuentra en la figura 53. Para una barra doblemente empotrada como la que soporta las vigas UPN 80, y según la Figura 56:



Figura 55: Dispositivo descargador seleccionado.

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

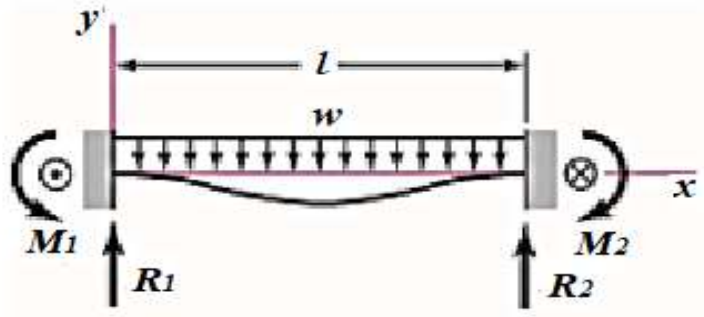


Figura 56: Diagrama de fuerzas que actúan en la barra.
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

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

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

Siendo $l = 1650.30 \text{ mm}$ y como la viga frontal pesa 13,92 kgf y el peso de los componentes que están sobre ella 54,90 kgf

$$w = ((13,92 \text{ kgf} + 54.9 \text{ kgf}) \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) / 1,6503 \text{ m} = 409.09 \text{ N/m}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{409.09(1,6503)}{2} = 337,562 \text{ N}$$

$$M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12} = \frac{409.09(1,6503)^2}{12}$$

$$M_1 = M_2 = 557,076 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Del mismo apéndice 1 la deformación máxima viene dada por

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

Del Anexo B una viga UPN 80 nacional $I = 1,06 \text{ m}^4$. Del Anexo B el módulo de elasticidad de un acero al carbono, como el A-36 de la viga UPN utilizada, es $E = 206,8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, luego:

$$y_{\text{máx}} = -\frac{409.09(1,6503)^4}{384(206,8 \times 10^9)(1.06)} = -3,6048 \times 10^{-11} \text{ m} = -3,6048 \times 10^{-8} \text{ mm}.$$

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

$$\delta_{permisible} = \frac{l}{360} = \frac{1.6503 \times 1000}{360} = 4.58 \text{ mm} > -0,004669.33\text{m}$$

Entonces $y_{m\acute{a}x} \leq \delta$ se puede constatar que la viga no se deformara deformaran más de lo permisible debido a su longitud.

- **Diseño de las columnas de soporte de la mesa de desplazamiento.**

En la figura 57 se pueden observar las cargas que inciden en cada columna que se usan como patas de la mesa de desplazamiento las cuales están doblemente empotradas dando como condiciones de extremo $C = 4$.

Se calcula la relación de esbeltez real y la esbeltez límite para conocer el tipo de columna, para un ángulo de acero ASTM A36 con límite elástico de 320 MPa y esfuerzo ultimo de 400 MPa de sección 50 mm x 50 mm de espesor de 5 mm (Ver Anexo B), área $A = 4.80\text{cm}^2 (4.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2)$, inercia del eje es $I = 17.40 \text{ cm}^4 (1.74 \times 10^{-7} \text{ m}^4)$ con lo que la relación de esbeltez limite es:

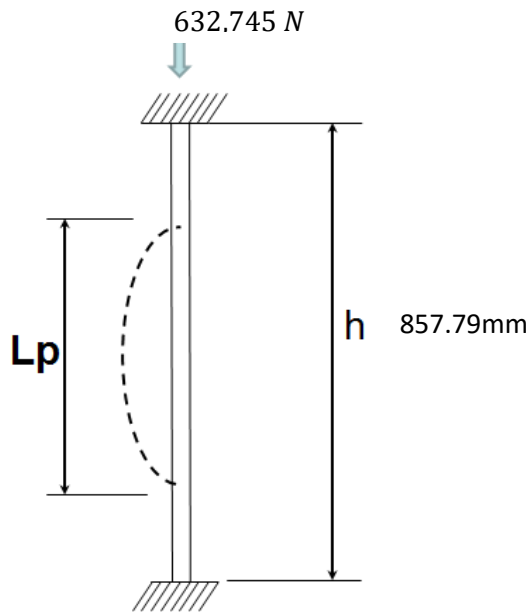


Figura 57: Fuerzas que actúan en la columna de la mesa.

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

$$\frac{h}{R} \Big| \lim \sqrt{\frac{\pi^2 * 2 * 4 * 206,8 \times 10^9 Pa}{400 \times 10^6 Pa}} = 202,041$$

Y, el radio de giro que se determina es

$$R = \sqrt{\frac{I}{A}} = 0,0194, \text{ para obtener la relación de esbeltez real, la cual es:}$$

$$\frac{l}{R} = \frac{0.8578}{0.0194} = 44,21$$

Debido a que $20 < \frac{l}{R} < \frac{h}{R} \Big| \lim$ se tratan como elementos de máquina intermedios, sometidos a compresión.

Considerando que la carga de 632,745 N esta aplicada en el centro de la barra de la mesa a 0,775 m de cada columna, se puede suponer como un puntal intermedio sometido a compresión. Para resolverlo, se debe aplicar la fórmula de Johnson para columnas con ambos extremos empotrados.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R} \right)^2$$

$$P_{cr} = 4.8 \times 10^{-4} m^2 \left[320 \times 10^6 Pa - \left(\frac{320 \times 10^6 Pa}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{4 * 206.8 \times 10^9 Pa} \left(\frac{0.8578 m}{0.0194} \right)^2 \right]$$

$$P_{cr} = 150649.26 N \rightarrow P_{cr} \geq P$$

Debido a que la carga crítica, carga que provoca la falla, es mucho mayor que la carga aplicada, se garantiza que la estructura no fallará por pandeo.

- Cálculos de la soldadura.

En las estructuras formadas por perfiles unidos entre sí con enlaces capaces de soportar los esfuerzos que se transmiten entre las piezas, el objetivo principal de la unión es el de asegurar la mejor continuidad de las piezas, continuidad que será más perfecta cuanto más uniforme sea la transmisión del esfuerzo. La transmisión de esfuerzos en las uniones se hace en muchas ocasiones de modo indirecto, ya que para

pasar el esfuerzo de una pieza a otra se la obliga previamente a desviarse de su trayectoria normal. En el caso de soldadura a tope, la transmisión es directa.

En la alternativa seleccionada existen varios perfiles soldados y debido a la complejidad en el cálculo de todas las uniones soldadas, se procederá a calcular la que por condición de diseño y soporte de cargas, se encuentra en el estado más crítico, de esa manera el espesor y electrodo seleccionado se utilizará para el resto de las uniones permanentes en del acero ASTM A36. Tal es el caso de la viga perfil HEB100 que se muestra en la figura 58 que soporta al actuador inferior que sube separando el molde de su base y a su vez desprendiendo las pastillas que quedan en el molde, el cual ejerce una fuerza de 647,73 N a una distancia excéntrica $e = 243,10$ mm del extremo soldado.

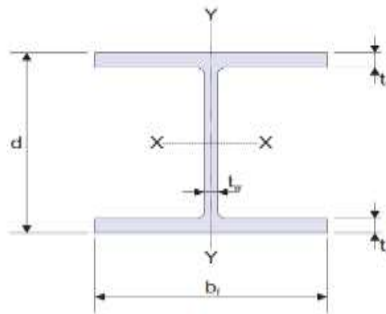


Figura 58: Perfil de la viga HEB 100
Fuente: HIERRO BECO, CA (2019)

Para unir el perfil se utilizan tres cordones de soldadura que se identifican como tipo A, B y C, los cuales se identifican en la Figura 59, las características de los electrodos para cordones se describen en Anexo D.

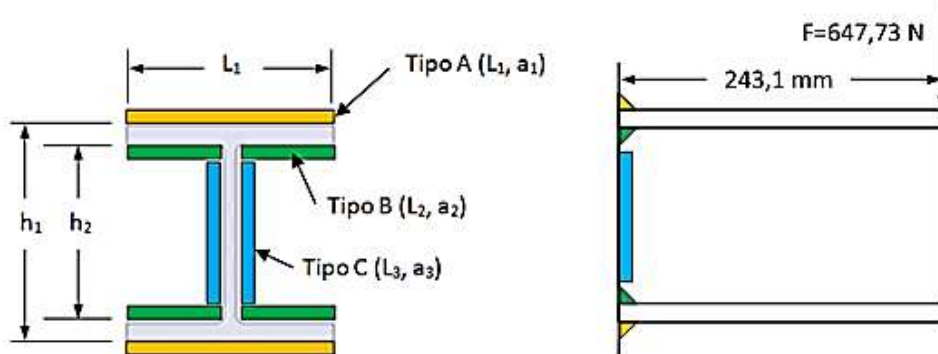


Figura 59: Soldadura en el perfil de la viga HEB 100
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Se procede a calcular el cordón tipo B, con las medidas de la figura 60.

Las tensiones debidas al momento flector se calculan teniendo en cuenta el área total de la sección de la garganta del cordón, abatida sobre el plano de la junta, y para ello se debe calcular inicialmente el momento de inercia del conjunto.

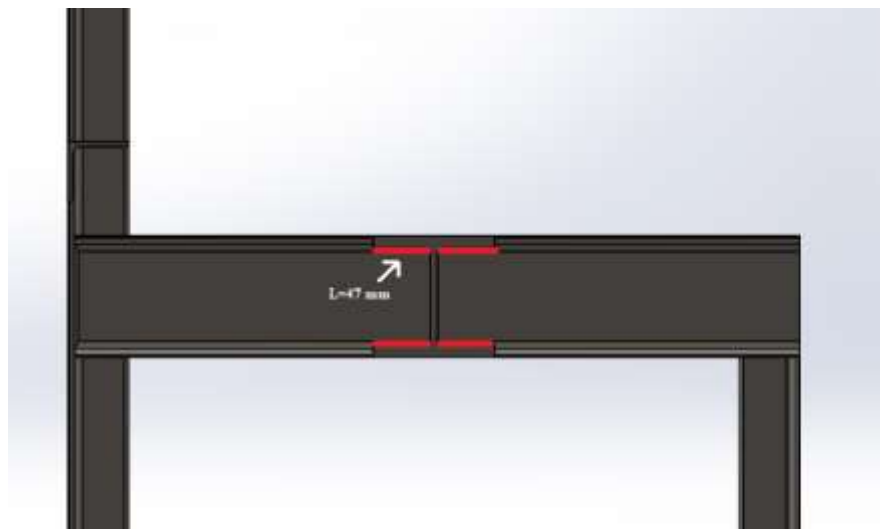


Figura 60: Longitud de la soldadura Perfil de la viga HEB 100
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

$$I_{xx} = 2 \left(\frac{L_1 a_1^3}{12} + L_1 a_1 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{a_1}{2} \right)^2 \right) + 4 \left(\frac{L_2 a_2^3}{12} + L_2 a_2 \left(\frac{h_2}{2} - \frac{a_2}{2} \right)^2 \right) + 2 \left(\frac{L_3 a_3^3}{12} \right)$$

$$I_{xx} = 2 \left(\frac{(100 \text{ mm})(6 \text{ mm})^3}{12} + (100 \text{ mm})(6 \text{ mm}) \left(\frac{100 \text{ mm}}{2} + \frac{6 \text{ mm}}{2} \right)^2 \right) \\ + 4 \left(\frac{(47 \text{ mm})(6 \text{ mm})^3}{12} + (47 \text{ mm})(6 \text{ mm}) \left(\frac{47 \text{ mm}}{2} - \frac{6 \text{ mm}}{2} \right)^2 \right) \\ + 2 \left(\frac{(68 \text{ mm})(5 \text{ mm})^3}{12} \right) = 5181042,67 \text{ mm}^4$$

Luego el módulo resistente M_R es:

$$M_R = \frac{I_{xx}}{\frac{h_1}{2} + \frac{a_1}{2}} = \frac{5181042,67 \text{ mm}^4}{\frac{100 \text{ mm}}{2} + \frac{6 \text{ mm}}{2}} = 97755,52 \text{ mm}^3$$

Ahora utilizando la configuración en el plano abatido:

$$Tn_1 = \frac{F \times e}{M_R} = \frac{(541,487N) (243,1 \text{ mm})}{97755,52 \text{ mm}^3} = 1,347 \text{ MPa}$$

$$Tn_2 = 1,347 \text{ MPa} \left(\frac{80 - 6}{100 + 6} \right) = 0,940 \text{ MPa}$$

$$t_{n1} = 0 \text{ MPa}$$

$$t_{n2} = 0 \text{ MPa}$$

Y los esfuerzos principales son:

$$\sigma_2 = \frac{Tn_2 + t_{n2}}{\sqrt{2}} = \frac{0,940 \text{ MPa} + 0}{\sqrt{2}} = 0,666 \text{ MPa}$$

$$\tau_{n2} = \frac{t_{n2} - Tn_2}{\sqrt{2}} = \frac{0 - 0,940 \text{ MPa}}{\sqrt{2}} = -0,666 \text{ MPa}$$

$$\tau_{a2} = t_{a2} = 0 \text{ MPa}$$

Combinando las tensiones obtenidas:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3(\tau_{n2}^2 + \tau_{a2}^2)}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(0,666 \text{ MPa})^2 + 3((-0,666 \text{ MPa})^2 + (0 \text{ MPa})^2)} = 1,332 \text{ MPa}$$

Ahora para comprobar la calidad de los cordones de soldadura se compara el esfuerzo combinado de Von Misses con el esfuerzo de ruptura modificado por el factor de seguridad y el coeficiente geométrico β (ver Anexo D) que es función de la posición angular del cordón.

$$C1 = \frac{\sigma_{VM}}{\frac{S_u}{FS \beta}} = \frac{1,332 \text{ MPa}}{\frac{427 \text{ MPa}}{(2,5) (0,85)}} = 0,00662 \ll 1$$

Y haciendo lo mismo pero comparando el esfuerzo normal σ_2 , sin el factor geométrico, resulta;

$$C2 = \frac{\sigma_2}{\frac{S_u}{FS}} = \frac{0,666 \text{ MPa}}{\frac{427 \text{ MPa}}{(2,5)}} = 0,003899 \ll 1$$

- Cálculo de impacto de la punzonadora modular

La carga de impacto puede ser cualquier aplicación repentina de la carga y no necesariamente envuelve movimientos de una masa a través de una gran distancia. Este es el caso del componente que consiste en expulsar las pastillas de freno de sus moldes, está conformado por conjuntos de cuñas las cuales son desplazables para el intercambio de uso entre cuñas de 8 y 12 punzones, dependiendo del requerimiento del trabajo, esto conlleva a que dicho elemento se someta a impactos directos que

pueden ocasionar deformaciones, por choques entre los punzones y las pastillas de freno.

Se sabe que en numerosos casos es difícil determinar la fuerza de impacto sobre un elemento debido a que ni se sabe que tan bien el elemento absorberá esta energía. Sin embargo, existen métodos generales para el diseño de elementos que deben soportar cargas de impacto. Para la alternativa seleccionada, se procedió a estimar la energía que absorbe el elemento resistente en este caso es el juego de cuñas de ocho punzones desplegados los cuales su material está constituido de acero AISI 1045, debido a que al tener menor área de distribución, la carga se concentra con mayor incidencia, que con la configuración de doce punzones, con el objetivo de determinar las deformaciones mediante fórmulas de carga de impacto.

Cabe destacar que tanto como los juegos de cuñas y los punzones están constituidos de acero AISI 1045 los cuales tiene como propiedades físicas $S_y = 531$ MPa, $S_u = 627$ MPa y $E = 206,8$ GPa, (Ver Anexo E).

En el Apéndice 2 se tiene un modelado en solidworks de la punzonadora a impacto.

- **Cálculo realizado para el módulo de 8 cuñas**

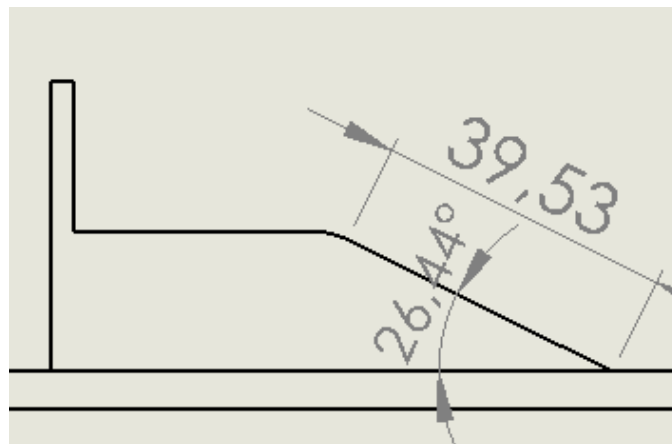


Figura 61: Cuñas de intercambio.
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

Calculo del área de impacto

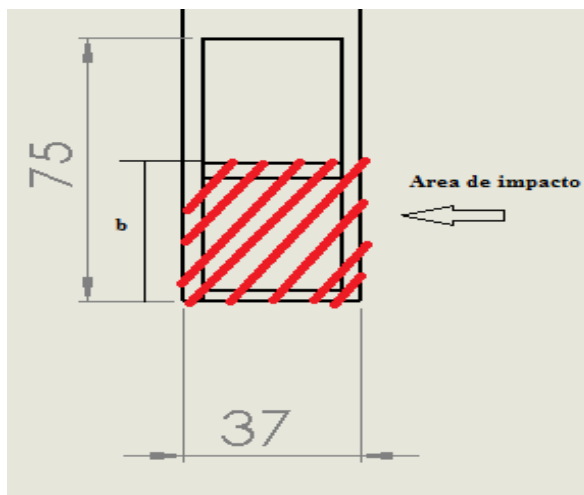


Figura 62: Área de impacto de los punzones.
Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

$$a = ancho = 37mm$$

$$b = largo = 75 - 39,53 \cos 26,44^\circ = 39,604 mm$$

$$A = ab = (37mm)(39,604mm) = 1465,34mm^2$$

Se procede al cálculo de la deformación dinámica

$$\delta_d = \delta_{est} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{est}}} \right)$$

Dónde:

$h =$ altura desde donde se aplica gradualmente la carga

$$\delta_{est} = \frac{P_{est}}{\frac{EA}{l}}$$

$l =$ Longitud del punzon = 44,02mm

Sustituyendo

$$\delta_{est} = \frac{398.675N}{\frac{2,05 \times 10^5 MPa (1465,34 mm^2)}{44,02 mm}} = 5.842 \times 10^{-5} mm$$

Quedando la deformación dinámica

Con $h = 27.20 mm$

$$\delta_d = 5.842 \times 10^{-5} mm \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2(27,20 mm)}{5.842 \times 10^{-5} mm}} \right) = 5,6 \times 10^{-2} mm$$

Luego se procede a calcular la deformación unitaria

$$D_u = \frac{\delta_d}{l} = \frac{5,6 \times 10^{-2} mm}{44.02 mm} = 1,3 \times 10^{-3}$$

$$\delta = D_u E = 1,3 \times 10^{-3} (2,05 \times 10^5 MPa) = 262,533 MPa$$

Comprobación:

$$C = \frac{\delta}{S_u} = \frac{262,533 MPa}{625 MPa} = 0.420 < 1 ; (42\%). \text{ Si cumple el diseño propuesto.}$$

4.4.2 Estudio de pandeo de la mesa de desplazamiento

Haciendo uso del software Solidworks, se reforzó lo calculado anteriormente simulando la mesa, no obteniendo mayor deformación. En el Apéndice 1 se muestra la simulación.

4.4.3 Diseño del resorte a compresión

El diseño del resorte helicoidal es necesario para el sistema que confirme el punzón y la cuña, debido a que el elemento que permite la retracción del mismo al momento de alternar la configuración de la punzonadora. Con el uso de la Figura 39 y de la Ec. 66 y proponiendo las dimensiones del resorte se procede a hacer el cálculo de la constante “K” del resorte, la cual es un parámetro importante para el posterior cálculo de las fuerzas del resorte.

Utilizando las dimensiones del resorte del catálogo Lee Spring para carga ligera con numero de parte LP 063V 01 unicado en el Anexo J

Obteniendo el número de espiras activas

$$H_s = (n+1) d$$

$$n = \frac{Hs}{d} - 1 = \frac{11.59}{1,60} - 1 = 6.24 \text{ vueltas}$$

$$K = \frac{d^4}{8nD^3}$$

$$K = \frac{(0.0016)^4 * 74,1 \times 10^9}{8(6,24)(0,0339)^3} = 249,36 \frac{N}{m}$$

Para determinar la fuerza del resorte se utiliza la ecuación de la Ley de Hooke, en la cual K es la constante del resorte calculada anteriormente y el desplazamiento del resorte viene dado por la máxima carga del resorte que ocurre en el máximo punto de la curva de desplazamiento, es decir, cuando el seguidor está en contacto con el máximo radio de la leva. Para esta condición, la longitud del resorte es 21,48 mm la cual es su longitud para carga máxima. (La longitud del resorte es 43.13 mm). De esta manera el valor de la fuerza máxima viene dado por la ecuación

$$F_{r\text{máx}} = K \cdot h_{\text{máx}}$$

$$F_{r\text{máx}} = 249,36 \frac{N}{m} (0,04313\text{m} - 0,02148\text{m}) = 5,391 \text{ N}$$

La fuerza mínima del resorte ocurre en el mínimo punto de la curva de desplazamiento

$$F_{r\text{mín}} = K \cdot h_{\text{mín}}$$

$$F_{r\text{mín}} = 249,36 (0,0076\text{m}) = 1,89 \text{ N.}$$

Para del resorte, es necesario saber cuál será material propuesto para la fabricación del mismo. Con la utilización de la tabla de la Figura63 que muestran materiales con los cuales se elaboran los resortes dependiendo de sus dimensiones geométricas y de su aplicación . Según dicha tabla el material que se va a utilizar para este resorte será el alambre de acero inoxidable (ASTM 313), el posee un diámetro de 1,60 mm un diámetro exterior de 35.56 mm , números de espiras activas igual a 6,24 y una longitud libre de 59,5 mm .

Los resortes helicoidales de compresión que formen parte de mecanismo de la cuña y punzon, se deben determinar los valores de la fuerza media y la fuerza de alterna empleando la Ec. 56.

$$P_m = \frac{1}{2}(5,391 + 1,89) = 3,6305 \text{ N} \quad \text{y} \quad P_a = \frac{1}{2}(5,319 - 1,89) = 1,715 \text{ N}.$$

Luego por el criterio de Wall, Ec. 55

$$\frac{S_{ycorte}}{N} = (\tau_m + \tau_a) + 2\tau_a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{n_o}} \right) = \tau_m + \tau_a \left(1 + 2 \frac{S_{ycorte}}{S_{n_o}} \right)$$

Utilizando

$$\tau_m = \frac{8P_mD}{\pi d^3} K_w \quad \text{y} \quad \tau_a = \frac{8P_aD}{\pi d^3} K_{w_{corte}}$$

Con los factores de concentración de tensiones **K_{wcorte}** y **K_w**, los cuales son

$$K_{w_{corte}} = 1 + \frac{0,5}{C} \quad \text{y} \quad K_w = \frac{4(C)-1}{4(C)-4} + \frac{0,615}{C}$$

Que para ello primero de debe obtener el índice del resorte C , que es

$$C = \frac{\text{Diametro medio del resorte}}{\text{Diametro del alambre del resorte}} = \frac{34.05\text{mm}}{1.60\text{mm}} = 21,281$$

Sustituyendo en los factores de concentración

$$K_{w_{corte}} = 1 + \frac{0,5}{21,281} = 1,0235 \quad \text{y} \quad K_w = \frac{4(21,281)-1}{4(21,281)-4} + \frac{0,615}{21,281} = 1,067$$

$$\tau_m = \frac{8(3,6305)(0,0340 \text{ m})}{\pi(0,00160)^3} (1,067) \quad \text{y} \quad \tau_a = \frac{8(1,715)(0,03405)}{\pi(0,00160)^3} (1,0235)$$

$$\tau_m = 81,882 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \tau_a = 37,157 \text{ MPa}.$$

Según la Figura 63 de constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros se halla el valor de A y el de m para así luego calcular el valor de resistencia a la tensión *S_{ut}*.

$$A = 2065 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad m = 0,263$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2065}{1,60^{0,263}} = 1824,89 \text{ MPa}$$

Para obtener el cálculo correspondiente del esfuerzo de fluencia a corte con base en la teoría de la energía de distorsión es cual está representada como:

$$S_{n_0} = 0,3 S_u \quad y \quad S_{y_{corte}} = 0,6 S_u$$

$$S_{n_0} = 0,3 (1824,89) = 547,467 \text{ MPa} \quad y \quad S_{y_{corte}} = 0,6 (1824,89) = 1094,93 \text{ MPa}$$

Material	ASTM núm.	Exponente <i>m</i>	Diámetro, pulg	<i>A</i> , kpsi · pulg ^{<i>m</i>}	Diámetro, mm	<i>A</i> , MPa · mm ^{<i>m</i>}
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005
Alambre al cromo silicio [¶]	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932

Figura 63: Constantes *A* y *m* de $S_{ut} = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes

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

Se procede a la sustitución de valores en la ecuación de Wall, de la cual se obtiene:

$$\frac{1094,93}{N} = 81,882 + 37,157 \left(1 + 2 \frac{1049,93}{547,89} \right) \rightarrow N = 1,9$$

Según el criterio de Tassoni D. (2.007) un valor estándar práctico del factor de seguridad para resortes a compresión está entre los límites de 1,5 y 2.

4.4.4 Selección de los actuadores neumaticos

Para proceder a la seleccion de los actuadores neumaticos es necesario calcular el diametro del cilindro en el cual se aloja el embolo y conocer la carga que vaya a soportar, para esto se debe calcular la misma con respecto al peso de los elementos que estará acoplado al actuador. La linea de aire comprimido con la que cuenta la empresa MAMUSA S.A.planta Cagua es de entre 90-120 psi. Se toma el valor minimo para garantizar que el dispositivo trabaje en todo momento.

$$P = 90 \text{ psi} = 620.527,5 \text{ Pa} = 6,21 \text{ bar}$$

Cabe mencionar que dicha presión es el promedio que maneja la línea de aire comprimido que utiliza el departamento de integración de pastillas y que por lo tanto se usa para los actuadores neumáticos del área.

Actuador inferior:

Elementos que soporta:

- c) Horquilla de elevación = $7 \text{ kg} * 9,81 = 68,67\text{N}$
- d) Acoplamiento Festo KSG = $1,14\text{kg} * 9,81 = 11,183\text{N}$
- e) Molde de pastillas = $17,65\text{kg} * 9,81 = 173,145\text{N}$
- f) Base de molde para pastillas = $12,10 * 9,81 = 118,701\text{N}$
- g) Pastillas de freno integradas = $1 \text{ kg} * 8 = 8\text{kg} = 78,48\text{N}$
- h) Total de carga = $450,179\text{N}$

Por lo tanto según la ecuación

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{450,179 \text{ N}}{620527,5 \text{ Pa}} = 0,000725 \text{ m}^2$$

El diámetro del cilindro será:

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,000725 \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,0303 \text{ m} = 30,39 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo comercial es de 32 mm. La carrera que se necesita para elevar el molde, horquilla, acople KSG y pastillas de freno en será de 70 mm, Con estas características se escoge el cilindro del catálogo de la casa FESTO modelo DNC en el Anexo F.

El grupo a la cual se designara el tipo de montaje del cilindro dependiendo de su fuerza de carga, es del grupo 1 debido a que posee montaje fijo que absorbe la fuerza del cilindro en la línea central, fuerzas sobre el vástago están equilibradas y los

elementos de fijación (tornillos) solo están sometidos a una simple tensión o cizalladura además que la fijación es con bridas.

Con respecto a la longitud básica se debe determinar primero el factor de pandeo (ver Figura 64) que para este caso para el grupo 3 de conexión fija y guiada rígida con factor de pandeo de 0,5, para poder determinar dicha longitud

Se procede a calcular su longitud básica según el factor de pandeo a la cual pertenece su grupo que en su caso sería el 1 con factor de 0.5

$$\text{Longitud básica} = \text{Carrera actual} * \text{Factor de pandeo}$$

$$\text{Longitud básica} = 70\text{mm} * 0.5 = 35\text{mm}$$

Fuerza de empuje al cual el cilindro se accionará es:

$$F_{\text{avance}} = P_{\text{aire}} * \frac{\pi * D^2}{40}$$

$$F_{\text{avance}} = 6,21 * \frac{\pi * 32\text{mm}^2}{40}$$

$$F_{\text{avance}} = 433.497 \text{ N}$$

Para calcular la velocidad del cilindro se procede a determinar el consumo de aire, en este caso como es un cilindro de doble efecto se calcula de la siguiente manera.

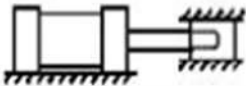



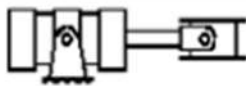
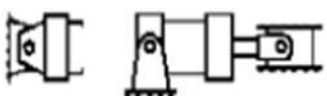
Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Grupos 1 o 3 - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I 	0,5
	Pivote y guiado rígido	II 	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III 	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV 	1
	Pivote y guiado rígido	V 	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI 	2

Figura 64: Factores de pandeo.

Fuente: Creus, A. (2011).

$$Q = 2 * \frac{0,987 + P_{aire}(bar)}{0,987} * \frac{\pi \cdot D^2 \cdot l}{4000000} * n$$

$$Q = 2 * \frac{0,987 + 6.21 \text{ bar}}{0,987} * \frac{\pi \cdot 32^2 \cdot 70 \text{ mm}}{4000000} * 2$$

$$Q = 1.642 \text{ dm/min}$$

Actuador superior:

Elementos que soporta:

- i) Placa de acoplamiento de punzador = $8,4 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 82.404 \text{ N}$
- j) Hilera de cuñas de 8 = $3,3 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 32,373 \text{ N}$
- k) Hilera de cuñas de 12 = $4,8 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 47,088 \text{ N}$
- l) Placa de emplazamiento de punzones = $19 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 186,39 \text{ N}$
- m) Punzones = $0.196 \text{ kg} * 20 = 4 \text{ kg} \times 9,81 = 39,24 \text{ N}$
- n) Placa de acoplamiento KSG = $1.14 \text{ kg} \times 9.81 = 11,18 \text{ N}$

o) Total de carga = 398,675 N

Por lo tanto según la ecuación

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P}$$
$$A = \frac{398,675 \text{ N}}{620527,5 \text{ Pa}} = 6,4247 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El diámetro respectivo es

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{6,4247 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,0286 \text{ m} = 28,601 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo comercial es de 160 mm. La carrera que se necesita para elevar la punzonadora modular es de 40 mm, Con estas características se escoge el cilindro del catálogo de la casa FESTO modelo DSBC en el anexo I

Se procede a calcular su longitud básica según el factor de pandeo a la cual pertenece su grupo que en su caso sería el 1 con factor de 0.5.

Longitud básica = Carrera actual * Factor de pandeo

$$\text{Longitud básica} = 40\text{mm} * 0,5 = 20\text{mm}$$

Consumo de aire

$$Q = 2 * \frac{0,987 + 6,21 \text{ bar}}{0,987} * \frac{\pi * 28,601^2 * 40\text{mm}}{4000000} * 2$$

$$Q = 0,749 \text{ dm}^3/\text{min}$$

Actuador trasero:

Cabe destacar que este actuador se desempeñará en inserción y expulsión del molde de pastillas del armazón trasero por lo que no se someterá a cargas que provoquen al pandeo del vástago. Debido a que la longitud de la estructura la carrera requerida para poder realizar dicha tarea es de 700 mm.

Elementos que manipula:

p) Marco de arrastre: $2,08 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 20,845 \text{ N}$

q) Molde para pastillas de freno: $17,65 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 173,147 \text{ N}$

r) Total de carga: 194 N

Con la respectiva presión de trabajo se procede a calcular la velocidad

$$Velocidad \left(dm^3/min \right) = \frac{0,987+6.21 \text{ bar}}{0,987} * \frac{700*2}{100} = 120,088 \text{ } dm^3/min = 0.170 \text{ m/s}$$

Con la velocidad ya expresada, se procede a obtener la aceleración, cual es la siguiente manera.

$$t = \frac{d}{v} = \frac{700mm}{170mm/s}$$

$$t = 4,11s$$

$$a = \frac{v_o - v_f}{t} = \frac{170mm - 0}{4,11s}$$

$$a = 41.36mm/s = 0,0414 \text{ m/s}$$

Con el valor de la aceleración se procede a obtener la fuerza necesaria para que el actuador pueda desplazar los componentes.

Realizando una sumatoria de fuerzas horizontal obtenemos.

$$\sum Fx = F - Fr_k = m * a$$

$$F = Fr_k + m * a$$

Tomando como coeficiente de fricción $\mu_k = 0.47$ (acero sobre acero) para la fuerza de roce, se obtiene la fuerza de movimiento que realizara el actuador para moverse con conjunto a los componentes acoplados.

$$F = (0.47* 194 \text{ N}) + (19.73 \text{ kg} * 0,0414 \text{ m/s}) = 92 \text{ N}$$

Por lo tanto $F > Fr$ (Se puede mover el actuador).

Ya con la fuerza obtenida se procede a calcular el área

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{92 \text{ N}}{620527,5 \text{ Pa}} = 1.4826 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El cilindro del actuador está dado por

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1.4826 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,0137 \text{ m} = 13.73 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo comercial es de 80 mm ya que es el que se encuentra disponible con carrera requerida de 700 mm. Con estas características se escoge el cilindro del catálogo de la casa SMC modelo CP96 ubicado en el Anexo G.

Para mayor seguridad de este actuador y del armazón trasero se hizo una modelación en solidworks que se muestra en el Apéndice 3, que no arroja ninguna anomalía.

Actuador lineal sin vástago

$$P = 90 \text{ psi} = 620527,5 \text{ Pa} = 6,21 \text{ Bar}$$

El valor del peso a desplazar es:

$$F = 403,19 \text{ N}$$

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{403,19 \text{ N}}{620527,5 \text{ Pa}} = 6,5458 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El diámetro del cilindro será:

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{6.5458 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 4}{\pi}} = 0,0288 \text{ m} = 28.869 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo comercial es de 32 mm. La carrera que se necesita para desplazar el conjunto de moldes desde un extremo a otro es de 1350 mm, Con estas

características se escoge el cilindro del catálogo de la casa FESTO modelo SLM en el anexo H.

Fuerza de empuje al cual el cilindro se accionara es:

$$F_{avance} = P_{aire} * \frac{\pi * D^2}{40}$$

$$F_{avance} = 6.21 * \frac{\pi * 32mm^2}{40}$$

$$F_{avance} = 433.497 N$$

Se procede a calcular el consumo de aire.

$$Q = 2 * \frac{0,987 + 6.21 \text{ bar}}{0,987} * \frac{\pi \cdot 32^2 \cdot 1350mm}{4000000} * 2$$

$$Q = 31.321 \text{ dm}^3/\text{min}$$

Luego se calcula la velocidad del actuador

$$Velocidad \left(\text{dm}^3/\text{min} \right) = \frac{0,987 + 6.21}{0,987} * \frac{1350 * 2}{100}$$

$$= 196.87 \text{ dm}^3/\text{min} = 0,3281 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.4.5 Cálculo de Pandeo del Actuador FESTO SLM

Debido a la falta de literatura especializada y desarrollo teórico del pandeo en las guías del actuador sin vástago, se utiliza una analogía con el criterio desarrollado para el pandeo lateral en perfiles IPN, debido a que son las alas del perfil y no el alma la que contribuye con el material generador del momento de inercia para resistirse al momento flector y al ser dos, se puede hacer la analogía con los dos tubos huecos de 32 mm que especifica el catálogo del actuador.

Inicialmente se determina la función de carga distribuida en las guías

$$q = \frac{F}{L} = \frac{403,19 \text{ N}}{1650,3 \text{ mm}} = 0,2443 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 244,313 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Ahora se determina el momento flector máximo según la condición de apoyo debido a una viga doblemente empotrada en sus extremos:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{1}{8} q L^2 = \frac{1}{8} \left(244,313 \frac{\text{N}}{\text{m}} \right) (1,6503 \text{ m})^2 = 83,173 \text{ Nm}$$

El criterio de pandeo se basa en el hecho de que dicho momento flector máximo debe ser menor que el momento de la resistencia frente al pandeo, esto es:

$$M_{m\acute{a}x} < M_{rp}$$

Donde M_{rp} es:

$$M_{rp} = \chi_L \frac{W_y S_y}{FS}$$

Siendo χ_L el factor de reducción analíticamente está dado por:

$$\chi_L = \frac{1}{\phi_L + \sqrt{\phi_L^2 - \lambda_L^2}}$$

ϕ_L es el factor de imperfección y λ_L la esbeltez reducida según:

$$\phi_L = 0,5 [1 + \alpha_L (\lambda_L - 0,2) + \lambda_L^2]$$

Con $\lambda_L = \sqrt{\frac{W_y S_y}{M_{cr}}}$ y con α_L como el factor de imperfección según la Figura 65.

Con W_y como el módulo resistente de la sección y M_{cr} , el momento flector crítico, representado por la superposición de M_{Lv} que es la resistencia a la torsión de la barra (teoría de Saint Venant) y M_{Lw} , la resistencia por torsión no uniforme, esto es:

$$M_{cr} = \sqrt{M_{Lv}^2 + M_{Lw}^2}$$

El acero con el que están fabricados los cilindros huecos guías es AISI 304 cuyas propiedades metalmecánicas están en el Anexo E, donde se escogió un perfil

circular de 32 mm de diámetro externo y 3 mm de espesor, de allí se procede a realizar los cálculos. Obteniendo el coeficiente de apoyo que se encuentra en la Figura 66 se selecciona el valor de 1,13.

$$M_{Lv} = \frac{C_1}{L_c} \pi \sqrt{GE} I_x = \frac{1,13}{1650,3 \text{ mm}} \pi \sqrt{(85000 \text{ MPa}) (193000 \text{ MPa})} (58100 \text{ mm}^4)$$

$$M_{Lv} = 16007,72 \text{ Nm.}$$

$$\begin{aligned} M_{Lw} &= W_y \frac{C_1}{L_c^2} \pi^2 E r_x^2 \\ &= (1030 \text{ mm}^3) \left(\frac{1,13}{(1650,3 \text{ mm})^2} \right) \pi^2 (193000 \text{ MPa}) (103 \text{ mm})^2 \end{aligned}$$

$$M_{Lw} = 8636,17 \text{ Nm.}$$

Luego se determina el momento crítico, para después encontrar la esbeltez unitaria λ_L :

$$\begin{aligned} M_{cr} &= \sqrt{(16007,72 \text{ Nm})^2 + (8636,17 \text{ Nm})^2} \\ &= 18188,74 \text{ Nm} (18188755,26 \text{ Nmm}) \end{aligned}$$

$$\lambda_L = \sqrt{\frac{W_y S_y}{M_{cr}}} = \sqrt{\frac{(1030 \text{ mm}^3) (460 \text{ MPa})}{18188755,26 \text{ Nmm}}} = 0,161$$

$$\phi_L = 0,5[1 + 0,21 * (0,161 - 0,2) + (0,161)^2] = 0,508$$

Y el factor de reducción

$$\chi_L = \frac{1}{0,508 + \sqrt{(0,508)^2 - (0,161)^2}} = 0,960$$

Finalmente el momento de la resistencia frente al pandeo es:

$$M_{rp} = \chi_L \frac{W_y S_y}{FS} = 0,960 \frac{(1030 \text{ mm}^3)(460 \text{ MPa})}{1,05} = 451238,095 \text{ Nmm} (451,23 \text{ Nm})$$

Ahora comparándolo con el momento flector máximo:

$$83,173 \text{ Nm} < 451,238 \text{ Nm}.$$

Lo que significa que la configuración de las dos guías no sufre de pandeo lateral.

Elemento	Límites	Curva de pandeo	α_{LT}
Perfil laminado con sección en doble T	$h/b \leq 2$	a	0,21
	$h/b > 2$	b	0,34
Elemento armado con sección en doble T	$h/b \leq 2$	c	0,49
	$h/b > 2$	d	0,76
Elementos con otras secciones	-	d	0,76

Figura 65: Factores de imperfección con respecto a sus elementos y límites

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

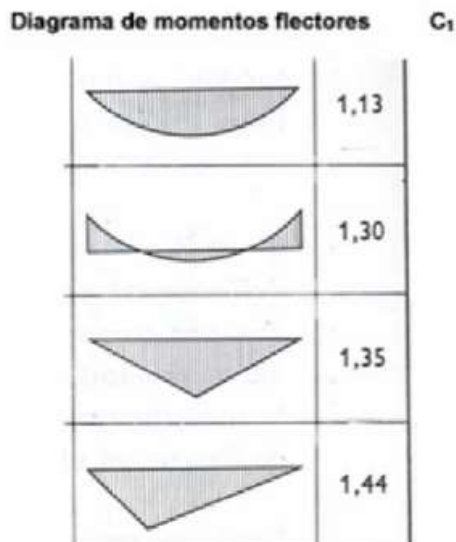


Figura 66: Diagrama de momentos flectores con condiciones de apoyo

Fuente: UCLM (2.017)

4.5 Estudio de la factibilidad técnico económico del diseño propuesto.

Se hizo énfasis en aspecto muy importante el cual consiste en el aprovechamiento de materiales y partes ya existente en la planta, ya sea que se encuentre en stock de almacén o bien equipos fuera de servicio. De este modo se logró conseguir una gran parte de estos materiales para poner en marcha para planificar la mejora en los sistemas de descarga de pastilla de frenos y lograr así que los costos de fabricación sean menores. Actualmente en la empresa MAMUSA un almacén principal donde se encuentra equipos, repuestos y partes totalmente nueva a disposición de mantenimientos preventivo, correctivo y fabricación de aquí se logró conseguir elemento estructurales de diseño como son ángulos de acero tubos 50x50x40 mm, mangueras para aire comprimido, racores o conexión de aire, disco de corte, electrodos y tornillería.

Cuadro 4: Presupuesto

Descripción	Precio (\$)
Fabricación del conjunto de pieza nueva	733\$
Actuador neumático lineal FESTO SLM	630\$
Modificación de la estructura de la mesa	100\$
Marco de arrastre	140\$
Actuador de neumático de SMC serie CP96 de vástago simple de (700mm)	500\$
Otros gastos	100\$
Total de la inversión	2203\$

Fuente: Sánchez A. Hernández J. (2019)

La razón beneficio-costo

$$Rb - c = \frac{\textit{beneficio}}{\textit{costo de la inversión}}$$

$Rb - c \geq 1$ se garantiza la recuperación por empresa

Al realizar la mejor del sistemas de descarga de pastilla de frenos dela empresa MAMUSA se obtienes los siguientes beneficio aumenta la producción y disminuye la mano obrera.

- Aumenta la producción de 50 % por cada maquina

$$666 \text{ juegos de pastilla} \times \frac{50\%}{100\%} = 333 \text{ juego mensual}$$

$$333 \text{ juego pastilla} \times 9 \text{ maquinas} = 2997 \text{ juego mensual}$$

$$\text{Beneficio} = 2997 \times 8\$ = 23.976\$$$

$$\text{Sueldo por persona} = 1.071.428,57 \text{ bs al cambio \$ según tasa de } 19.000 \text{ bs}$$

$$\text{Sueldo por persona} = 56,4\$$$

$$\text{Beneficio} = 56,4\$ \times 9 \text{ personas}$$

$$\text{Beneficio} = 507,6\$ \text{ mensual}$$

$$\text{Beneficio total} = 23.976\$ + 507,6\$ = 24.483,6\$$$

Costo de la inversión

$$\text{Costo} = 2203\$ \times 9 \text{ maquina} = 19.827\$$$

$$Rb - c = \frac{\text{beneficio}}{\text{costo de la inversión}} = \frac{24.483,6\$}{19.827\$} = 1.234$$

La inversión se justifica debido al que los beneficio al aplicar la propuesto de mejora en sistemas de descarga de pastilla de frenos en la empresa MAMUSA es mayor que los costó de implementación de las mejoras lo que indica que el proyecto rentable



RIF: J - 31134663-5 / DECOFER, C.A.
FABRICA DE EQUIPOS EN ACERO INOXIDABLE Y FORMICA
PARA: PANADERIA - FUENTES DE SODA - RESTAURANTES
Y COMEDORES INDUSTRIALES

Rif: J- 31134663-5 Nit. 0327820435.
Valencia, 07 de octubre de 2019.

Señores: Jesús y alirio
Atte. Señor

Por Medio de la Presente, Tenemos el Agrado de Cotizar para
Ustedes las Siguietes piezas:

1. Fabricación de estructura para adaptador para carro de actuador SLM según medidas.
Construcción: tubos en acero inoxidable (1020) de 1" x 1/2"
Precio: 53 \$
2. Fabricación de placa para carro SLM según medidas.
Construcción: placa de acero (1020) con espesor 22 mm
Precio: 60 \$
3. Horquilla de elevación con perforaciones según medidas.
Construcción: en acero (1020) con espesor de 3mm.
Precio: 125 \$
4. Placa de acoplamiento para punzonadora según medidas.
Construcción: acero (1045) con espesor de 3mm
Precio: 120 \$
5. Placa de impacto de la punzonadora según medidas.
Construcción: plancha y pletina en acero (1045)
Precio: 220 \$
6. Pasador de ochos (8) cuñas según medidas
Construcción: plancha y tubos de aceros (1045) espesor 3mm.
Precio: 40 \$

Calle Silva (entre Montaña de Oca y Caribobo) - Edificio Grasas de Valencia Galpón 4 - Teléfono: (0241) 831.27.22 / 836.04.20
Cel: 0414 341.80.15 - 0414 432.26.26 / Valencia Edo. Carabobo / E-mail: decoler.ca@hotmail.com



RIF: J - 31134663-5 / DECOFER, C.A.
FABRICA DE EQUIPOS EN ACERO INOXIDABLE Y FORMICA
PARA: PANADERIA - FUENTES DE SODA - RESTAURANTES
Y COMEDORES INDUSTRIALES

- 7. Pasador de doce (12) cuñas según medidas.
Construcción: planchas y tubos de acero (1045) espesor 3mm.
Precio: 60 \$

- 8. Veinte (20) punzones - según medidas.
Construcción: cabilla de acero (1045) y cortes a la medida.
Precio:..... 55 \$

*.- Total presupuesto: 733 \$

*.- Nota: En estos precios no está incluido el impuesto sobre las ventas (iva). El mismo será cargado al momento de la facturación.



Juan Escalona
Decofer, c.a.

DECOFER, C.A.
RIF: J-31134663-5
TLF: 0241 8312722 / 8380420

CONCLUSIONES

Con la revisión y diagnóstico de la situación actual del proceso de producción de pastillas de freno de la empresa MAMUSA planta Cagua, se concluye en primer lugar que para mover los moldes se requiere de esfuerzo manual provocándole al operador lesiones que con el tiempo pueden desencadenar patologías.

Según los distintos tipos de descarga de pastilla observados en la web, y de la comparación con el sistema actual, se plantearon tres sistemas de descargado automatizado para prensas hidráulicas de integración de pastillas de frenos Altech Engineering de la empresa MAMUSA Cagua.

La función principal del mecanismo es la de mejorar el proceso con el fin de adecuar el ambiente de trabajo del operador que estará en el área y automatizar la actividad de descargado de pastillas evitando que realice esfuerzo físico excesivo y eliminando los accidentes laborales que se relacionen con dicho proceso, a su vez acelerando el ritmo de la operación.

Una vez hecho el análisis comparativo de criterios contra soluciones, la opción favorable con la mayor puntuación es la alternativa 3 con un total de 40 puntos. Cuyas ventajas son: Es automatizada, el operador no requiere realizar esfuerzo manual garantizando la seguridad física de mismo; es modular, puede emplearse para moldes de 8 y 12 cavidades; la disposición de la estructura es muy parecida a la original, por lo tanto evitara confusiones a los operadores; y, es de fácil mantenimiento, debido a que los componentes son de fácil instalación y reemplazo.

La inversión se justifica debido a que los beneficios al implantar la propuesta de mejora en el sistema de descarga de pastilla de frenos en la empresa MAMUSA es mayor que los costos de implementación de las mejoras lo que indica que el proyecto rentable.

El estudio de pandeo para los tubos guías del actuador neumático sin vástago resultó de la comparación entre el momento flector máximo y el momento de la resistencia al pandeo, usando para ello la analogía con el pandeo lateral de los perfiles

IPN, lo que llevó a resultados muy robustos que sugieren, no solo que el método de diseño es correcto, sino también la buena selección del acero para tal fin.

RECOMENDACIONES

A la universidad, un proyecto tan ambicioso como lo fue este, siempre deja abierta la posibilidad de que haya una mejora continua del mismo; por lo tanto se recomienda a los estudiantes que tengan interés en el proyecto, realizar las mejoras aplicando el avance tecnológico.

Extender el análisis y diseño a otros bancos industriales en la empresa.

Extrapolar los resultados a actuadores sin vástago de mayor y menor tamaño a fin de tener la referencia.

Realizar un diagrama o plano del sistema electro-neumático con la finalidad de aportar un material de mucho interés en el campo académico del diseño de sistemas neumáticos.

BIBLIOGRAFÍA

- American Welding Society (AWS). Disponible: www.aws.org
- American National Standards Institute (ANSI). Disponible: www.ansi.org
- American Society of Mechanical Engineers (ASME). Disponible: www.asme.org
- American Society for testing and materials (ASTM). Disponible: www.astm.org
- Arias, Fidas. (2012). El proyecto de Investigación. **Introducción a la Metodología científica**. 6ª edición. Caracas: Episteme.
- Arguelles Álvarez, R; Arguelles Bustillos, R. (1996). **Análisis de estructuras: Teoría, problemas y programas**. Editorial Fundacion Conde del Valle de Salazar. Madrid.
- Balestrini, Miriam (2006). **Cómo realizar un Proyecto de Investigación**. 7ª edición. Caracas, BL Consultores Asociados.
- Budynas Richard G. y J. Keith Nisbett. (2008). **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**. Octava edición. Editorial Mcgraw Hill Interamericana S.A.
- Chiavenato, I. (2008). **Administración de recursos humanos**. Quinta Edición Santa Fé de Bogotá: Editorial McGraw-Hill
- Creus, A. (2011). **Neumatica e Hidraulica**, (2da edición). Barcelona, España: MARCOMBO S.A.
- Galambos, T. &. Lin, F. & Johnsto, B. (1.968). **“Diseño de Estructuras de Acero con LRFD”**. (3era. Ed.).Prentice Hall Hispanoamericana. México.
- Groover, M. (2.007). **“Fundamentos de Manufactura Moderna”**. (3era. Ed.).
- Hernández, R., Fernández, C. y Baptista, P. (2006). **Metodología de la Investigación** (4a. ed.). México: McGraw-Hill Interamericana, S. A.
- Norton R. (2011). **Diseño de máquinas**. Cuarta edición. México. Pearson Educación
- Ramírez, Tulio (2006). Como hacer un proyecto de investigación. Editorial Panapo C.A. Caracas Venezuela. (Libro)
- Sanchis R, Romero J y Ariño C. (2010). **Automatización industrial**. Primera

edición. España. Publicación de la Universitat Jaume I. Editorial Sapiencia

Sabino (2002) **“el proceso de la investigación científica”** Segunda Edición Editorial LIMUSA. Noriega. Editores. México. Pag. 84.

Solé A. (2007). **Neumática e hidráulica**. Primera Edición. España. Editorial Marcombo

Stracuzzi y Pestana (2006) Santa Paella Stracuzzi, FelibertoMartins Pestana. **“Metodología de la Investigación Cuantitativa”**, edit. Fedupel. 2da edición, Caracas 2006. Pág 39.

Tassoni, D. y Pizzella, G. (2006), **Elementos de Máquina**. Universidad de Carabobo. Venezuela.

Tamayo y Tamayo (2004). **El Proceso de la Investigación**. Editorial Limusa. S.A. México. (Libro)

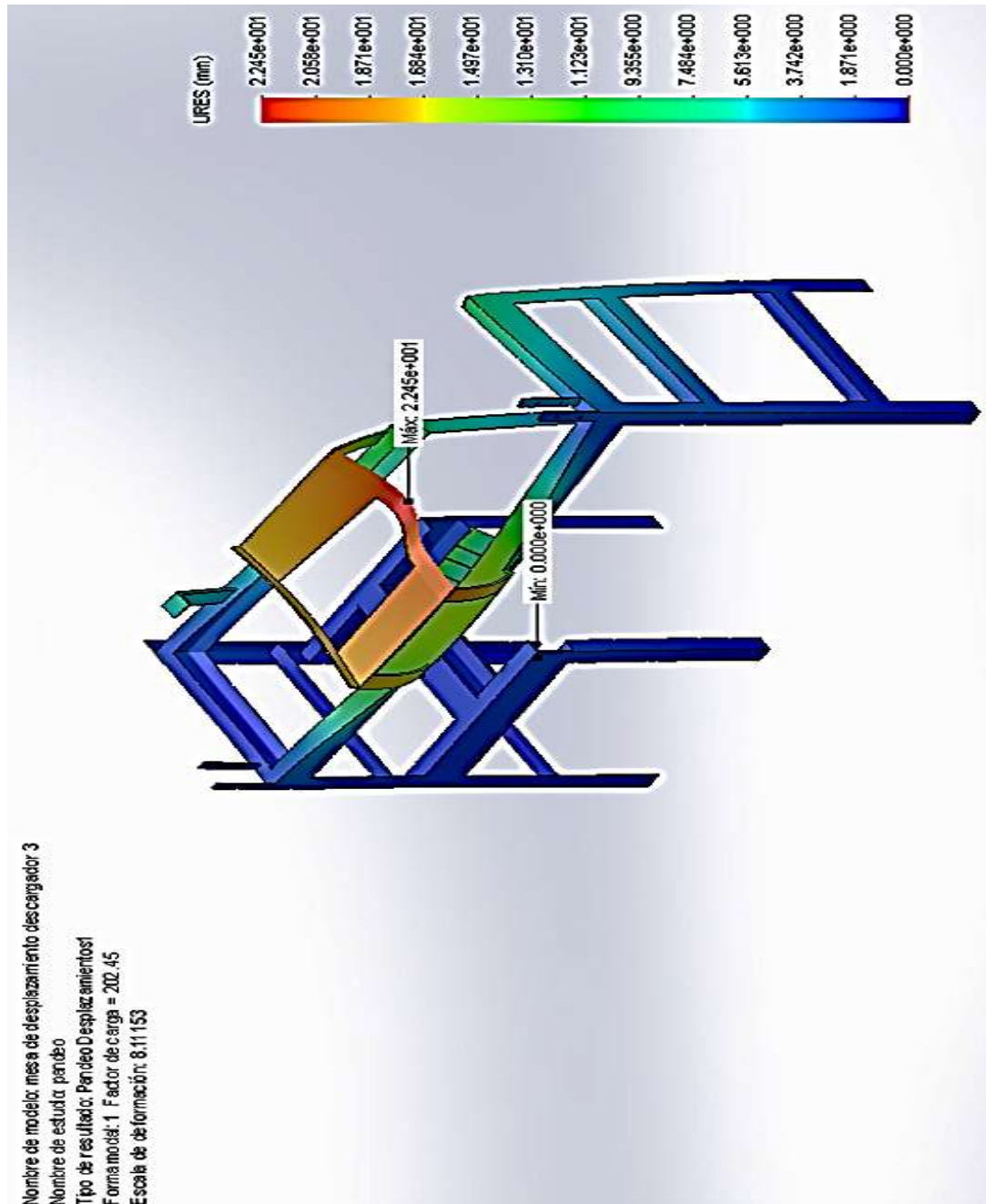
Universidad José Antonio Páez, Coordinación de Pasantías. **“Normas para la elaboración y presentación de los anteproyectos, proyectos y trabajos de grado”**. Valencia. Venezuela.

Universidad Pedagógica Experimental Libertador (UPEL 2011). **Manual de trabajos de grado de especialización y maestría y tesis doctorales**. Caracas FEDUPEL.

APÉNDICES

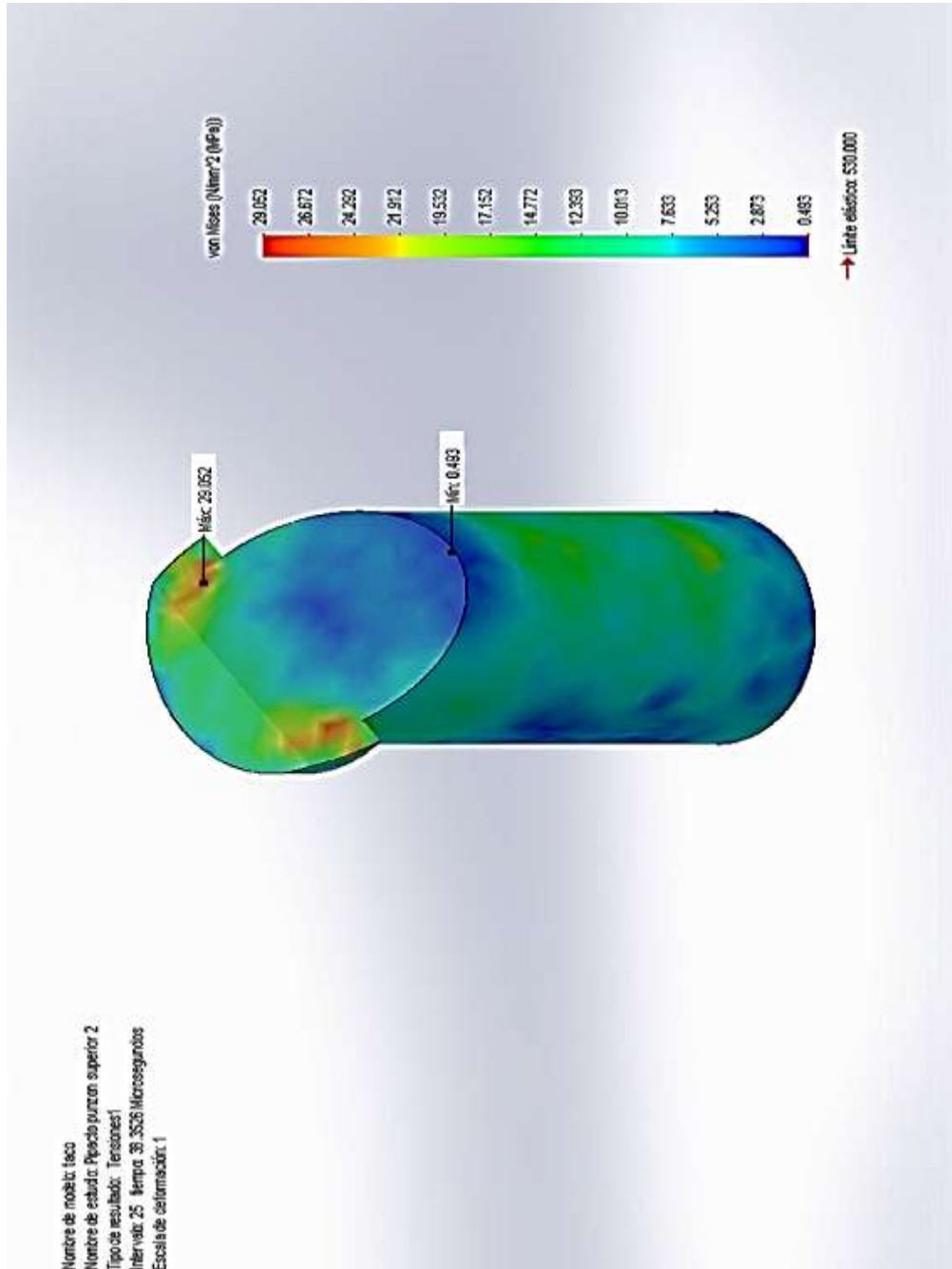
Apéndice 1: Estudio de pandeo de la mesa de desplazamiento

Fuente: Solidworks

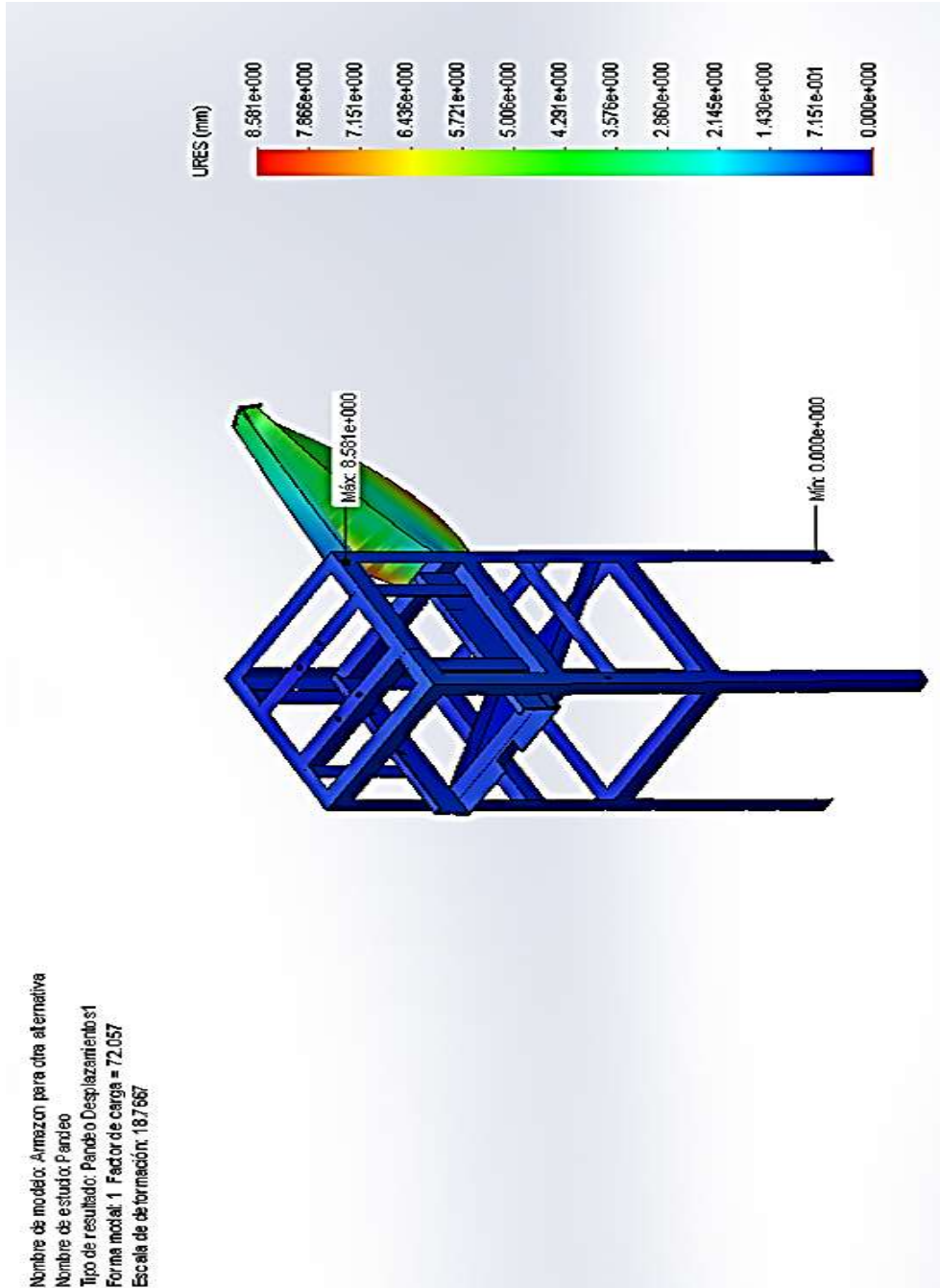


Apéndice 2: Estudio de impacto para punzón

Fuente: Solidworks

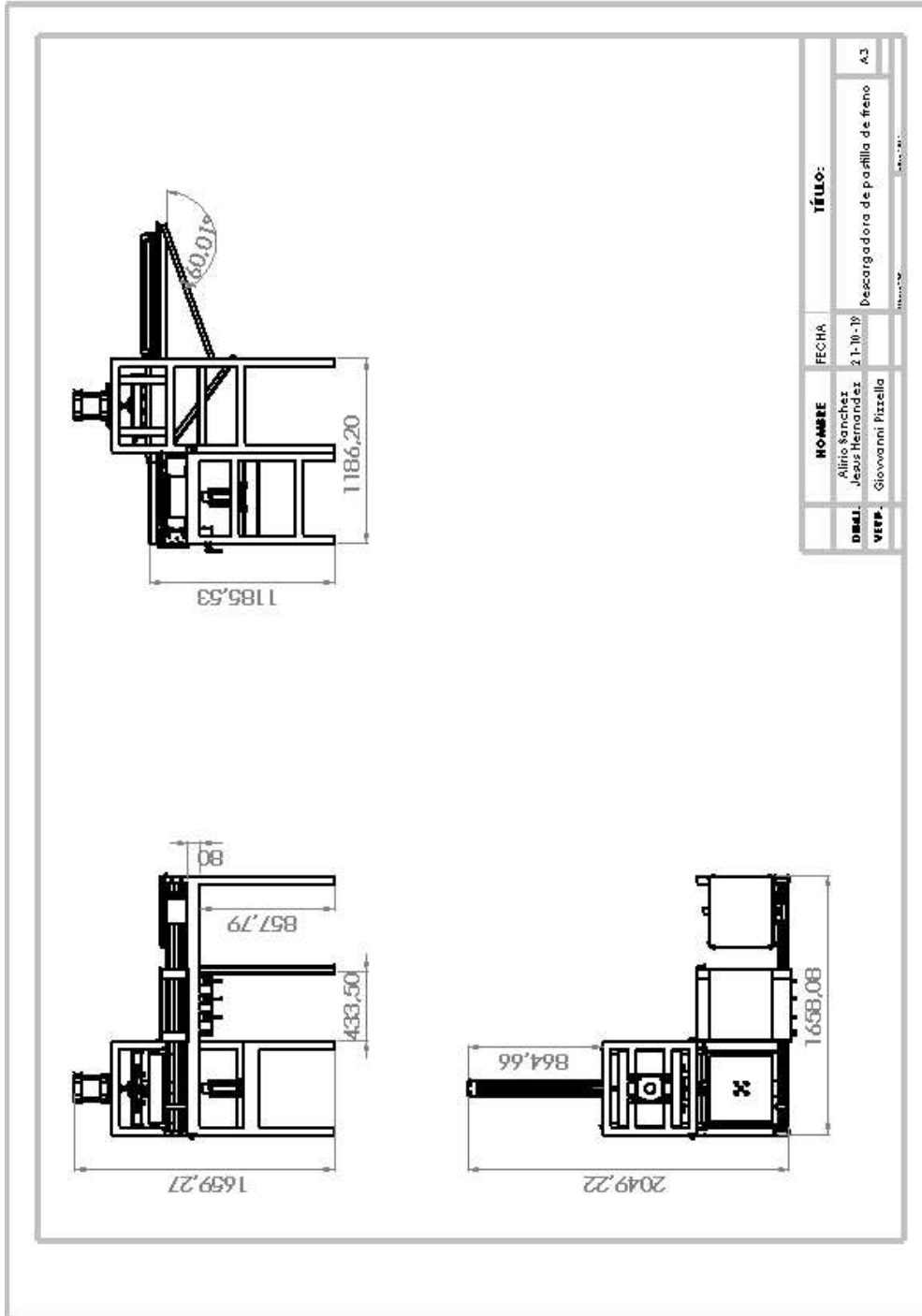


Apéndice 3: Estudio de pandeo del armazón trasero Fuente: Solidworks



Apéndice 4: Planos del dispositivo

Fuente: Solidworks



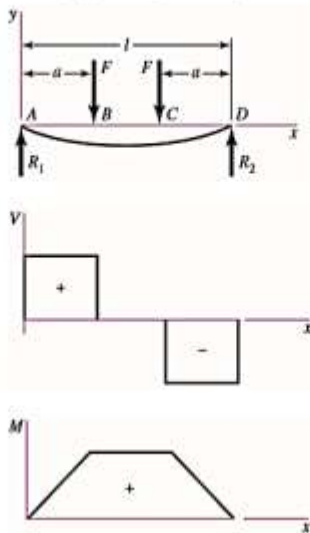
ANEXOS

Anexo A: Cortante, momento y deflexión de vigas

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 [Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.]

9 Apoyos simples: cargas idénticas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

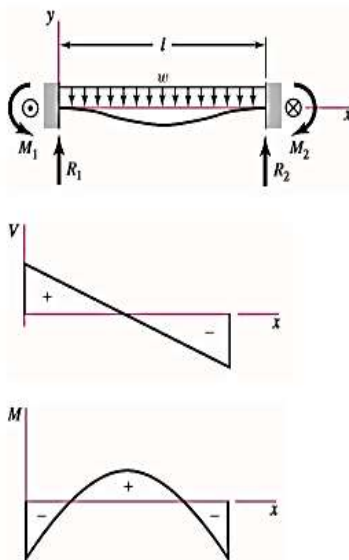
$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

16 Apoyos fijos: carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l-x)^2$$

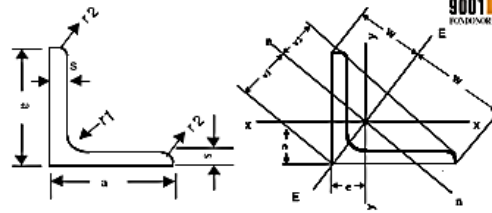
$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

Anexo B: Propiedades de materiales estructurales

HIERROBECO, C.A.
ÁNGULOS (De alas Iguales)

Calidad ⇨ COVENIN 1036 – 2005
 ⇨ ASTM – A – 36. ⇨ ST – 37 – 2
 Longitud de 12 y 6 metros. L= Medida de la ala x medida espesor.

CATALOGO DE PRODUCTOS



✓ **NACIONALES.**

L	DIMENSIONES (mm)				Área cm ²	Peso kg/m	DISTANCIA DE LOS EJES				MOMENTO RESPECTO A LOS EJES							
							x - x = y - y		E-E		n - n							
	a	s	r ₁	r ₂			e	w	v ₁	v ₂	I _x cm ⁴	S _x cm ³	R _x cm	I _E cm ⁴	R _E cm	I _n cm ⁴	R _n cm ³	S _n cm
20 x 3	20	3.0	3.5	2.0	1.12	0.88	0.60	1.41	0.85	0.70	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.18	0.37
25 x 3	25	3.0	3.5	2.0	1.42	1.12	0.73	1.77	1.03	0.87	0.79	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.47
30 x 3	30	3.0	5.0	2.5	1.74	1.36	0.84	2.12	1.18	1.04	1.41	0.65	0.90	2.24	1.14	0.57	0.48	0.57
35 x 4/6	35	4.0	5.0	2.5	2.67	2.10	1.00	2.47	1.41	1.24	2.96	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.68
		6.0			3.87	3.04	1.08		1.53	1.27	4.14	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.16	0.68
40 x 4/6	40	4.0	6.0	3.0	3.08	2.42	1.12	2.83	1.58	1.40	4.48	1.55	1.21	7.08	1.52	1.86	1.18	0.78
		6.0			4.48	3.52	1.20		1.70	1.43	6.33	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77
50 x 4/5/7	50	4.0	7.0	3.5	3.89	3.06	1.36	3.54	1.92	1.75	8.97	2.46	1.52	14.20	1.91	3.73	1.94	0.98
		5.0			4.80	3.77	1.40		1.98	1.76	11.00	3.05	1.51	17.40	1.90	4.59	2.32	0.98
65 x 5/6/7	65	4.5	9.0	4.5	6.35	4.98	1.75	4.60	2.49	2.28	24.96	5.27	1.98	39.91	2.53	10.00	4.00	1.27
		6.0			7.53	5.91	1.80		2.55	2.28	29.20	6.21	1.97	46.30	2.48	12.10	4.74	1.27
75 x 7/8	75	7.0	10.0	5.0	10.10	7.94	2.09	5.30	3.01	2.63	52.40	9.67	2.28	83.60	2.88	21.10	7.15	1.45
		8.0			11.50	9.03	2.13		3.01	2.65	58.90	11.00	2.26	93.30	2.85	24.40	8.11	1.46
90 x 7/8	90	7.0	11.0	5.5	12.20	9.62	2.45	6.36	3.46	3.17	92.50	14.13	2.75	147.0	3.46	38.00	11.00	1.77
		8.0			15.50	12.20	2.74		3.87	3.52	145.00	19.90	3.06	230.00	3.85	59.90	15.50	1.96
100 x 8/10	100	8.0	12.0	6.0	19.20	15.10	2.82	7.07	3.99	3.54	177.00	24.70	3.04	280.00	3.82	73.30	18.40	1.95

✓ **TOLERANCIA**

Tipo de Perfil	Largo (mm)	Ala (mm)	Peso (%)
	"L"	-10 a + 75	± 2,5

✓ **IMPORTADOS.**

120 x	8	8.0	13.0	4.8	18.70	14.70	3.23	8.49	4.56	4.22	255.00	29.10	3.69	405.00	4.65	105.00	23.60	2.37	
	10	10.0		6.5	23.10	18.20	3.31		4.68	4.24	313.00	36.00	3.68	497.00	4.73	129.00	27.60	2.37	
	12	12.0		8.0	27.50	21.60	3.40		4.80	4.26	368.00	42.70	3.65	584.00	4.60	152.00	31.60	2.35	
150 x	12	150	12.0	16.0	8.0	34.80	27.30	4.12	10.60	5.83	5.29	737.00	67.70	4.60	1170.00	5.80	303.00	52.00	2.95

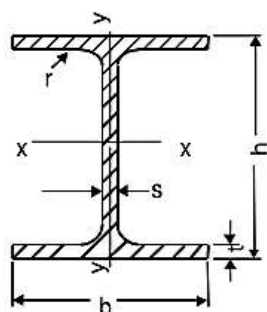
✓ **CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS.**

GRADO NORMA COVENIN	GRADO EQUIV. ASTM	PTO. CEDENTE Fy (min)	PTO. RUPTURA Fu (min)	ALARGAMIENTO (%)
AE – 25	A – 36	2.500 kg/cm ²	3.700 kg/cm ²	21
AE – 35	A – 50	3.500 kg/cm ²	5.200 kg/cm ²	18

✓ **COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA.**

C %	Mn %	Si %	S (max) %	P (max) %
0.12 – 0.20	0.60 – 0.80	0.15 – 0.25	0.05	0.05

F.AVE-140
 EM-0740
 CD-0
 RE-05-07



DIMENSIONES

h: Altura
 b: Ancho del ala
 s: Espesor del alma
 t: Espesor del ala
 r: Angulo

MOMENTO RESPECTO A LOS EJES

I = Momento de Inercia.
 S = Momento de Resistencia
 R = Radio de Inercia, siempre referido al eje
 De reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros

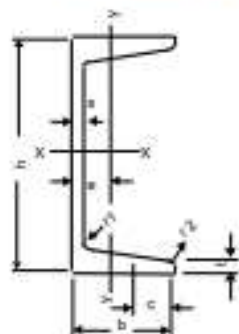
Calidad ⇒ ASTM - A - 36.
 ⇒ ST - 37 - 2.

HEB (I) IPB	DIMENSIONES (mm)					ÁREA cm ²	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
	h	b	s	t	r			EJE X - X			EJE Y - Y		
								Ix cm ⁴	Sx cm ³	Rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	Ry cm
100	100	100	6.0	10.0	12	26.0	20.4	450	89.9	4.15	167	33.5	2.53
120	120	120	6.5	11.0	12	34.0	26.7	864	144	5.04	318	52.9	3.05
140	140	140	7.0	12.0	12	43.0	33.7	1510	216	5.93	550	78.5	3.58
160	160	160	8.5	13.0	15	54.3	42.6	2490	311	6.78	889	111	4.05
180	180	180	8.5	14.0	15	65.3	51.2	3830	426	7.66	1360	151	4.57
200	200	200	9.0	15.0	18	78.1	61.3	5700	570	8.54	2000	200	5.07
220	220	220	9.5	16.0	18	91.0	71.5	8090	736	9.43	2840	258	5.59
240	240	240	10.0	17.0	21	106	83.2	11260	938	10.3	3920	327	6.08
260	260	260	10.0	17.5	24	118	93.0	14920	1150	11.2	5130	395	6.58
280	280	280	10.5	18.0	24	131	103	19270	1380	12.1	6590	471	7.09
300	300	300	11.0	19.0	27	149	117	25170	1680	13.0	8560	571	7.58
320	320	300	11.5	20.5	27	161	127	30820	1930	13.8	9240	616	7.57
340	340	300	12.0	21.5	27	171	134	36660	2160	14.6	9690	646	7.53
360	360	300	12.5	22.5	27	181	142	43190	2400	15.5	10140	676	7.40
400	400	300	13.5	24.0	27	198	155	57680	2880	17.1	10820	721	7.39
450	450	300	13.5	26.0	27	218	171	79890	3550	19.1	11720	781	7.33
500	500	300	14.5	28.0	27	239	187	107200	4290	21.2	12620	842	7.27
550	550	300	15.0	29.0	27	254	199	136700	4970	23.2	13080	872	7.17
600	600	300	15.5	30.0	27	270	212	171000	5700	25.2	13980	902	7.08
650	650	300	16.0	31.0	27	286	225	210600	6480	27.1	14000	932	6.99
700	700	300	17.0	32.0	27	306	241	256900	7340	29.0	14400	963	6.87
800	800	300	17.5	33.0	30	334	262	359100	8980	32.8	14900	994	6.68
900	900	300	18.5	35.0	30	371	291	494100	10980	36.5	15820	1050	6.53
1000	1000	300	19.0	36.0	30	400	314	644700	12890	40.1	16280	1090	6.38



VIGAS >> UPN

VIGAS UPN:



DIMENSIONES

- h: Altura
- b: Ancho del ala
- s: Espesor del alma
- t: Espesor del ala
- r: Angulo

Para $h \leq 300$ inclinación: 8% $C=b/2$
 Para $h \geq 300$ inclinación: 5%
 $C=(b-s)/2$

MOMENTO RESPECTO A LOS EJES

- I = Momento de Inercia
- S = Momento de Resistencia
- R = Radio de Inercia siempre referido al eje de reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros
 Calidad \Rightarrow ASTM - A - 36.
 \Rightarrow ST - 37 - 2.
 Norma \Rightarrow Covenin 2390-86

UPN	DIMENSIONES (mm)						ÁREA cm^2	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
	h	b	s	t	r_1	r_2			EJE X - X			EJE Y - Y		
									I_x cm^4	S_x cm^3	R_x cm	I_y cm^4	S_y cm^3	R_y cm
80	80	45	6.0	8.0	8.0	4.0	11.0	8.65	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33
100	100	50	6.0	8.5	8.5	4.5	13.5	10.60	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47
120	120	55	7.0	9.0	9.0	4.5	17.0	13.40	364	60.7	4.62	43.2	11.10	1.59
140	140	60	7.0	10.0	10.0	5.0	20.4	16.00	605	86.4	5.45	62.7	14.70	1.75
160	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	24.0	18.80	925	116.0	6.21	85.3	18.30	1.89
180	180	70	8.0	11.0	11.0	5.5	28.0	22.00	1350	150.0	6.95	114.0	22.40	2.02
200	200	75	8.5	11.5	11.5	6.0	32.2	25.30	1910	191.0	7.71	148.0	27.00	2.14
220	220	80	9.0	12.5	12.5	6.5	37.4	29.40	2690	245.0	8.48	197.0	33.60	2.30
240	240	85	9.5	13.0	13.0	6.5	42.3	33.20	3600	300.0	9.22	248.0	39.60	2.42
260	260	90	10.0	14.0	14.0	7.0	48.3	37.90	4820	371.0	9.99	317.0	47.80	2.56
280	280	95	10.0	15.0	15.0	7.5	53.3	41.80	6280	448.0	10.90	399.0	57.20	2.74

F-445-180
 DIA: 07/08
 CO: 0
 R: 22-05-08

Anexo C: Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

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

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

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

Anexo D: Clasificación de los electrodos según A.W.S.

Número de electrodo AWS*	Resistencia de tensión (MPa)	Límite elástico kpsi (MPa)	Elongación (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

* Sistema de numeración del código de especificaciones de la *American Welding Society* (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia mínima a la tensión. El último incluye variables en la técnica de soldado, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de soldado, como por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Valores de β	
θ	β
0	0.75
30	0.77
60	0.81
90	0.85

Anexo E: Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono y del Acero inoxidable AISI 304

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

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

Número SAE/AISI	Estado	Limite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	148	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale PA; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE

		304	
DESIGNACIÓN	TIPO ASTM (AISI)		
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,00-20,00 Ni% 8,00-10,50	
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO (g/cm ³)	7,9	
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm ²)	193.000	
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	
	CONDUCTIBILIDAD TÉRMICA (W/m K)	a 100 C	16
		a 150 C	21
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICO MEDIO (x 10 ⁶ C ⁻¹)	0100 C	17,30
		0300 C	17,80
0500 C		18,40	
0700 C		18,80	
INTERVALO DE FUSIÓN (C)	1398-1454		

Características del acero ASTM 304

Anexo F: Actuador lineal modelo DNC

Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Rendimiento

DNC

Sin detección de posiciones



DNC

Con detección de posiciones



Ø Diámetro
32 ... 125 mm

Carros
10 ... 2.000 mm

www.festo.com

Juegos de piezas
de repuesto
→ página 24



• Cilindros según la norma
ISO 15552 (corresponden a las
normas anteriores ISO 6431,
DIN ISO 6431, VDMA 24 562,
NF EA 9 003.1 y IUM 1 029 0)



DIN



Datos técnicos generales		32	40	50	63	80	100	125
Diámetro del cilindro		32	40	50	63	80	100	125
Conexión neumática		G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2
Rosca del vástago		M10x1,5	M12x1,5	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2
	K1	M8	M8	M10	M10	M12	M12	M16
	K5	M10	M12	M16	M16	M20	M20	M27
	Construcción	Estructura Vástago Tubo perforado						
Módulo máximo de giro del vástago [°]	Q	±0,65	±0,6	±0,45	±0,45	±0,45	±0,45	-
Amortiguación		Anillos y discos elásticos en ambos lados Amortiguación neumática regulable en ambos lados						
Carera de amortiguación [mm]	PPV	20	20	22	22	32	32	42
Detección de posiciones		Para detección de posición						
Tipo de fijación		Con rosca interior						
		Con accesorios						
Posición de montaje		Indiferente						

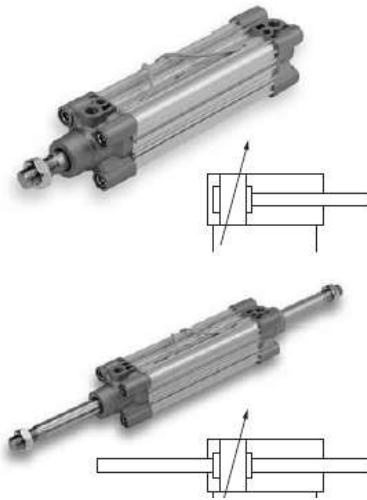
† - Festo y sus productos cumplen con los estándares ISO 14001 e ISO 26001

Anexo F: Actuador DNC

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-ve_ve/products_010300

Anexo G: Actuador lineal CP96

Serie CP96



Características técnicas

Diámetro (mm)	32	40	50	63	80	100	125
Funcionamiento	Doble efecto						
Fluido	Aire						
Presión de prueba	15 bar						
Presión máx. de trabajo	10 bar						
Presión mín. de trabajo	0.5 bar						
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detección: -20 a 70°C* Con detección: -10 a 60°C*						
Lubricación	No necesaria						
Velocidad del émbolo	De 50 a 1.000 mm/s					De 50 a 700 mm/s	
Tolerancia de carrera admisible	Hasta 250 carreras: $^{+1,0}_{-0}$, 251 a 1000 carreras: $^{+1,4}_{-0}$, 1001 a 1500 carreras: $^{+1,8}_{-0}$, 1501 a 2000 carreras: $^{+2,2}_{-0}$						
Amortiguación	Ambos extremos (amortiguación neumática)						
Tamaño de conexión	G 1/8	G 1/4	G 1/4	G 3/8	G 3/8	G 1/2	G 1/2
Montaje	Modelo básico, escuadra, brida de la culata anterior, brida de la culata posterior, fijación oscilante macho, fijación oscilante hembra						

Anexo G: Actuador SMC serie CP96.

Fuente: https://www.smc.eu/smc/ProductsRepository/C96-CP96-ext/catalogues/C96-CP96-ext_cat_es.pdf

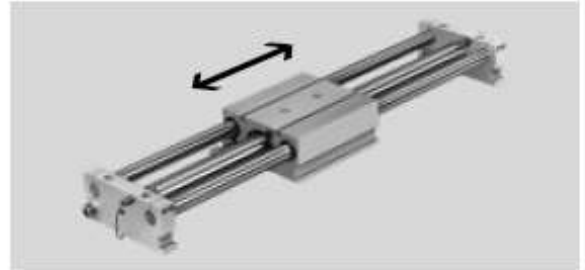
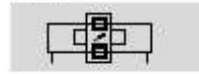
Anexo H: Actuador lineal SLM

Actuadores lineales SLM, con guía

FESTO

Hoja de datos

Función



-  Diámetro
12 ... 40 mm
-  Carrera
10 ... 1500 mm

Datos técnicos generales						
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40
Carrera [mm]	10 ... 500	10 ... 800		10 ... 1500		
Conexión neumática	M5		G1/8		G1/4	
Funcionamiento	Doble efecto					
Construcción	Carro					
	Actuador lineal sin vástago					
Amortiguación en las posiciones finales mediante amortiguadores	Ajuste automático en ambos lados					
	-	-	Regulable en ambos lados			
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad					
Tipo de fijación	Mediante taladros					
	Con rosca interior					
Posición de montaje	Indistinta					
Antigiro/Guía	Barra de guía con carro y guía de bolas					

Anexo G: Actuador lineal Festo SLM.

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-ve_ve/products_010300

Anexo I: Actuador lineal DSBG

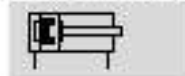
Cilindros normalizados DSBG, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Función

Amortiguación por topes elásticos



Amortiguación PPV



DIN



- Ø - Diámetro
150 ... 320 mm

- I - Carrera
1 ... 2 700 mm

- T - www.festo.com



Datos técnicos					
Diámetro del émbolo		150	200	250	320
Forma constructiva	Émbolo / Vástago / Cámara del émbolo				
Funcionamiento	Doble efecto				
Conexión normalizada	G3/8	G3/4	G2	G1	
Carrera ¹⁾					
DSBG... (mm)	1 ... 2 700		1 ... 2 250		
DSBG...E (mm)	1 ... 2 000				
DSBG...L (mm)	1 ... 2 000				
Amortiguación					
DSBG...P	Amortiguación por topes elásticos (fijada a ambos lados)				
DSBG...PPV	Amortiguación neumática regulable en ambos lados				
Carrera de amortiguación (mm)	48		55	65	
Detección de la posición	Para sensores de proximidad				
Tipo de fijación	Con rosca / Intefor / Casco				
Posición de montaje	Indistinta				

1) En relación con la detección de posición, la carrera mínima es de 20 mm.

Anexo I: Actuador Festo DSBG.

Fuente: https://www.festo.com/cat/es-ve_ve/products_010300

Anexo J: Catalogo de resorte Lee Spring

RESORTES DE COMPRESIÓN: CARGA LIGERA/ LITE PRESSURE™

EXTREMOS SIN RECTIFICAR • Acero Inoxidable 316 (Pasivado y Limpado Ultrasonicamente)

RESORTES DE COMPRESIÓN

NÚMERO DE PARTE	DIÁMETRO EXTERIOR		AGUJERO DE TRABAJO		DIÁMETRO DE POSTE		DIÁMETRO DE ALAMBRE		FLEXIÓN @ 90% DEFL.000N		CARGA A ALTURA SÓLIDA		LONGITUD SIN CARGA		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA		GRUPO PRECIO
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PSI	N%	LIBS.	KG	PULG.	MM	LIBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM	
LP 02T 01													1.500	38.10	7.225	0.129	0.438	11.14	AE
LP 02T 02													1.750	44.45	5.048	0.108	0.482	12.24	AE
LP 02T 03	1.218	30.94	1.250	31.75	1.031	26.19	.072	1.83	5	26	7.670	3.478	2.000	50.80	5.200	0.053	0.525	13.54	AE
LP 02T 04													2.250	57.15	4.561	0.081	0.568	14.44	AE
LP 02T 05													2.500	63.50	4.067	0.073	0.612	15.54	AJ
LP 02T 06													2.750	69.85	3.561	0.065	0.655	16.64	AJ
LP 06V 01													1.500	38.10	1.942	0.026	0.450	11.59	AK
LP 06V 02													1.750	44.45	1.631	0.029	0.507	12.88	AK
LP 06V 03	1.400	35.56	1.437	36.50	1.219	30.96	.063	1.80	1	7	2.007	919	2.000	50.80	1.406	0.025	0.568	14.18	AL
LP 06V 04													2.250	57.15	1.255	0.022	0.609	15.47	AL
LP 06V 05													2.500	63.50	1.102	0.020	0.660	16.77	AM
LP 06V 06													2.750	69.85	0.994	0.018	0.711	18.06	AM
LP 06V 01													1.500	38.10	3.570	0.046	0.395	10.04	AK
LP 06V 02													1.750	44.45	3.078	0.056	0.433	10.99	AK
LP 06V 03	1.400	35.56	1.437	36.50	1.219	30.96	.062	1.70	2	14	4.055	1.833	2.000	50.80	2.650	0.047	0.470	11.54	AL
LP 06V 04													2.250	57.15	2.327	0.040	0.507	12.88	AL
LP 06V 05													2.500	63.50	2.074	0.037	0.545	13.83	AM
LP 06V 06													2.750	69.85	1.870	0.033	0.582	14.78	AM
LP 07V 01													1.500	38.10	5.541	0.059	0.402	10.22	AK
LP 07V 02													1.750	44.45	4.658	0.063	0.439	11.14	AK
LP 07V 03	1.400	35.56	1.437	36.50	1.219	30.96	.072	1.83	3	21	6.062	2.758	2.000	50.80	3.968	0.071	0.475	12.06	AL
LP 07V 04													2.250	57.15	3.498	0.062	0.511	12.99	AL
LP 07V 05													2.500	63.50	3.115	0.056	0.548	13.91	AM
LP 07V 06													2.750	69.85	2.808	0.050	0.584	14.83	AM
LP 08V 01													1.500	38.10	7.849	0.140	0.467	11.86	AK
LP 08V 02													1.750	44.45	6.560	0.117	0.512	13.00	AK
LP 08V 03	1.400	35.56	1.437	36.50	1.188	30.16	.080	2.03	4	28	8.109	3.678	2.000	50.80	5.519	0.100	0.557	14.15	AL
LP 08V 04													2.250	57.15	4.920	0.088	0.602	15.29	AL
LP 08V 05													2.500	63.50	4.376	0.078	0.647	16.40	AM
LP 08V 06													2.750	69.85	3.940	0.070	0.692	17.54	AM
LP 08V 01													1.500	38.10	10.101	0.180	0.496	12.61	AK
LP 08V 02													1.750	44.45	8.412	0.150	0.545	13.64	AK
LP 08V 03	1.400	35.56	1.437	36.50	1.188	30.16	.085	2.16	5	35	10.136	4.537	2.000	50.80	7.207	0.129	0.593	15.07	AL
LP 08V 04													2.250	57.15	6.303	0.113	0.642	16.31	AL
LP 08V 05													2.500	63.50	5.602	0.100	0.690	17.54	AM
LP 08V 06													2.750	69.85	5.040	0.090	0.739	18.77	AM
LP 067W 01													1.625	41.28	1.990	0.036	0.515	13.08	AK
LP 067W 02													1.750	44.45	1.829	0.033	0.542	13.78	AK
LP 067W 03	1.460	37.08	1.500	38.10	1.261	32.54	.067	1.70	1	7	2.209	1.002	2.000	50.80	1.575	0.028	0.597	15.18	AL
LP 067W 04													2.250	57.15	1.385	0.025	0.653	16.57	AL
LP 067W 05													2.500	63.50	1.222	0.022	0.708	17.97	AM
LP 067W 06													2.750	69.85	1.112	0.020	0.763	19.37	AM

INSTRUCCIONES ESPECIALES PARA LOS RESORTES DE COMPRESIÓN LITE PRESSURE™

PRECIO: Para cotizar hasta 1,000 piezas, visita www.leepring.com; para más de 1,000 piezas, contacte a Lee Spring
CÁLCULO: La Constante de los Resortes y la Carga a Altura Sólida son pre-cálculos para Acero Inoxidable 316

Anexo J: Catalogo de resortes Lee Spring.

Fuente: <https://www.leepring.com/>