

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE CERRADURAS TIPO
POMO**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs: Gil G., Danni J.
Peña D., José G.
Para optar por el Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE CERRADURAS TIPO POMO

Tutor Académico: Prof. Manuel Martínez

Tutor Industrial: Ing. Celestino Peraza

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs: Gil G., Danni J.
Peña D., José G.
Para optar por el Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010



Caracas, 05 de noviembre de 2.010

ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

DANNI GIL y JOSÉ PEÑA

Titulado:

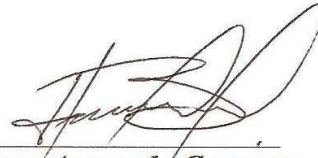
**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE
CERRADURAS TIPO POMO”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Fausto Carpentiero
Jurado



Prof. Manuel Martínez
Tutor


Prof. Hugo Armando Guerrero
Jurado

Gil G., Danni J. y Peña D., José G.

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE CERRADURAS TIPO
POMO**

**Tutor Académico: Prof. Manuel Martínez. Tutor Industrial: Ing. Celestino
Peraza. Tesis. Caracas. Universidad Central de Venezuela, Facultad de
Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2010**

Palabras Claves: Cerradura tipo pomo, Fatiga, Torsión, Diseño Conceptual,
Puerta.

RESUMEN

Las cerraduras son elementos de seguridad para el resguardo del inmueble, por lo tanto es necesario mejorar o perfeccionar las piezas y mecanismos que la integran. Partiendo de esto se diseñó una máquina para ensayos de cerraduras tipo pomo aplicando las fases del diseño conceptual, iniciando con el planteamiento del problema hasta la matriz de decisión, donde se obtuvo la mejor propuesta que cumple con las condiciones requeridas. Posteriormente se determinó la fuerza necesaria para rotar el pomo utilizando un dinamómetro. Luego se diseñaron los mecanismos que permiten girar sucesivamente el seguro, la llave y el pomo; realizando los cálculos de las piezas a través de las teorías de fallas para garantizar que las dimensiones y el material establecido eran los más óptimos. Estos mecanismos están integrados por rodamientos los cuales fueron seleccionados a través del manual SKF y para simular la fuerza que aplica una persona se utilizaron dispositivos neumáticos rotatorios y dispositivos neumáticos lineales. Finalmente se estableció un procedimiento para su operación y se estimó el costo correspondiente.

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado especialmente a Dios por permitirme estar en este mundo, en segundo lugar a mi mamá, papá y mis hermanos, así como al resto de mi familia y a la memoria de mi Hermano Deivi José Gil González.

Danni J. Gil González

Este trabajo va dedicado especialmente a la memoria de mi Madre, la cual ha sido un motivo de inspiración para realizar todos mis proyectos, a mis hermanos y a mi novia que me ha acompañado incondicionalmente en todos mis logros.

José G. Peña D.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por brindarme salud y bienestar tanto físico como espiritual.

A mis padres Marcela González y Eriberto Medina, por darme todo el apoyo necesario para enfrentar los obstáculos y salir adelante en todo momento.

A mi hermana Erimar Medina, por compartir alegrías y ser parte de mi vida.

Al Prof. Ramón Sánchez, un especial agradecimiento por brindarme su ayuda y dedicación en la realización de mi trabajo especial de grado y por tener la paciencia de atendernos cada vez que lo buscábamos.

Al Prof. Manuel Martínez, por brindarme la oportunidad de realizar este trabajo, el cual es una base primordial para mi formación profesional como ingeniero, y por su ayuda cada vez que lo necesité.

Al Prof. Crisanto Villalobos, por la asesoría brindada cada vez que tuvimos dudas.

A Gleidys Vieras por su apoyo, colaboración, y cariño inseparable que siempre me ha acompañado durante mi carrera.

A mis amigos y compañeros Andrés Marcano, Anyelo Salazar, Jorge Morales, Jenny Briceño, Johan Vargas, Edhiño Urbina, Eliexer Rojas, José Gómez y Anaska Cordoba, por su apoyo y ayuda en todo momento, así también por sus constantes estímulos.

A la Sra. Hamyit Blanco, por prestarnos siempre su ayuda cada vez que la necesitamos durante toda la carrera.

A la Srta. Isibit Gracias, por su asesoría incondicional para seleccionar todos los componentes neumáticos.

A la empresa TRANSFO-METAL S. A. por la oportunidad brindada para realizar este trabajo.

Para todos ellos mi más sincero agradecimiento.

Danni J. Gil González

AGRADECIMIENTOS

Al Prof. Ramón Sánchez, un especial agradecimiento por brindarme su ayuda y dedicación en la realización de mi trabajo especial de grado y por tener la paciencia de atendernos cada vez que lo buscábamos.

Al Prof. Manuel Martínez, por brindarme la oportunidad de realizar este trabajo, el cual es una base primordial para mi formación profesional como ingeniero, y por su ayuda cada vez que lo necesité.

Al Prof. Crisanto Villalobos, por la asesoría brindada cada vez que tuvimos dudas.

A Thaidenor Ortuño, por su apoyo incondicional y siempre haber estado a mi lado.

A mi hermana Irma Peña, por haberme apoyado en este y en otros proyectos.

A mis amigos y compañeros Andrés Marcano, Anyelo Salazar, Jorge Morales, Jenny Briceño, Johan Vargas, Edhiño Urbina, Eliexer Rojas, José Gómez y Anaska Cordoba, por su apoyo y ayuda en todo momento, así también por sus constantes estímulos.

A la Sra. Hamyit Blanco, por prestarnos siempre su ayuda cada vez que la necesitamos durante toda la carrera.

A la Srta. Isibit Gracia, por su asesoría incondicional para seleccionar todos los componentes neumáticos.

A la empresa TRANSFO-METAL S. A. por la oportunidad brindada para realizar este trabajo.

José G. Peña D.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
-------------------	---

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

I.1.- Reseña histórica.....	3
I.2.- Transfo-Metal S.A.....	3
I.3.- Objetivo.....	4
I.4.- Descripción del problema.....	4
I.5.- Objetivos y alcances.....	5
I.5.1.- Objetivo general.....	5
I.5.2.- Objetivos específicos.....	5
I.5.3.- Alcances.....	5

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

II.1.- Generalidades.....	6
II.2.- Cerraduras.....	6
II.2.1.- Partes de una cerradura.....	7
II.2.2.- Clases de cerraduras.....	8
II.2.3.- Cerradura tipo pomo.....	9
II.2.4.- Cilindro de cerradura.....	11
II.3.- Principios básicos de la neumática.....	12
II.3.1.- Componentes neumáticos.....	13
II.3.1.1.- Producción de aire comprimido.....	13
II.3.1.2.- Distribución de aire comprimido.....	13
II.3.1.3.- Preparación de aire comprimido.....	17
II.3.1.4.- Elemento de trabajo y mando.....	19
II.3.1.5.- Válvulas.....	22

II.3.2.- Accesorios.....	24
II.4.- Fatiga.....	26
II.4.1.- Reseña histórica.....	26
II.4.2.- Origen de la falla por fatiga.....	28
II.4.3.- Esfuerzo cíclico en fatiga.....	30
II.4.4.- Diagrama S-N.....	33
II.4.5.- Resistencia a la fatiga en zona de bajo ciclaje.....	35
II.4.6.- Resistencia a la fatiga en zona de alto ciclaje.....	35
II.4.7.- Límite de resistencia a la fatiga.....	36
II.4.8.- Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	37
II.4.8.1.- Factor de superficie.....	37
II.4.8.2.- Factor de tamaño.....	38
II.4.8.3.- Factor de carga.....	39
II.4.8.4.- Factor de temperatura.....	40
II.4.8.5.- Factor de esfuerzos diversos.....	41
II.5.- Flexión.....	43
II.5.1.- Flexión pura.....	43
II.5.2.- Flexión simple.....	44
II.6.- Torsión.....	44
II.6.1.- Torsión uniforme.....	45
II.6.2.- Torsión no uniforme.....	46
II.7.- Esfuerzos combinados.....	46
II.7.1.- Ecuación para determinar esfuerzos en cualquier dirección.....	47
II.7.2.- Método grafico para la obtención de esfuerzos.....	49
II.7.3.- Criterios de falla.....	51
II.8.- Control lógico programable (PLC).....	52
II.8.1.- PLC como herramienta de control.....	54
II.8.2.- Fuentes de alimentación.....	54
II.9.- Metodología del diseño.....	55
II.9.1.- Identificación del problema.....	56
II.9.2.- Tormenta de ideas.....	56

II.9.3.- Perfeccionamiento de las ideas.....	58
II.9.4.- Análisis.....	58
II.9.5.- Decisión.....	58
II.9.6.- Construcción.....	59

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA DEL DISEÑO

III.1.- Identificación del problema.....	60
III.2.- Tormenta de ideas.....	61
III.3.- Perfeccionamiento de las ideas.....	62
III.4.- Análisis de ideas.....	65
III.5.- Matriz de decisión.....	68
III.6.- Construcción.....	69

CAPÍTULO IV

DESARROLLO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS

IV.1.- Máquina de ensayo.....	70
IV.2.- Determinación de los componentes de la máquina para ensayos.....	79
IV.3.- Cálculo de la carga necesaria para accionar el pomo.....	79
IV.4.- Cálculo de cada uno de los componentes.....	82
IV.4.1.- Cálculo del eje para ensayar la llave y el pomo.....	82
IV.4.2.- Cálculo del eje para ensayar el botón.....	88
IV.4.3.- Cálculo del anillo para accionar el pomo.....	91
IV.4.4.- Cálculo del anillo para accionar el botón.....	92
IV.4.5.- Cálculo de la placa de acople.....	94
IV.4.6.- Brida de acople entre el actuador y eje del pomo.....	95
IV.4.7.- Brida de acople entre el actuador y eje de la llave.....	96
IV.4.8.- Eje para la bisagra.....	98
IV.4.9.- Unidad de rodamiento en Y para el eje de la bisagra.....	99
IV.4.10.- Estructura de montaje.....	100
IV.4.11.- Pernos.....	103

CAPITULO V

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

V.1.- Manual de operación.....	107
V.2.- Costos.....	110
V.3.- Manual de mantenimiento.....	115
V.3.1.- Mantenimiento de los componentes neumáticos.....	115
V.3.2.- Mantenimiento de los componentes electrónicos.....	116
V.3.3.- Mantenimiento general.....	116
 CONCLUSIONES.....	 117
RECOMENDACIONES.....	119
BIBLIOGRAFÍA.....	120
APÉNDICES.....	124

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.- Equivalente de pérdidas de singularidades en metros.....	14
Tabla 2.2.- Resumen de componentes neumáticos.....	25
Tabla 2.3.- Constante de acabado superficial.....	38
Tabla 2.4.- Parámetro del factor de carga.....	40
Tabla 2.5.- Efecto de la temperatura de operación de la resistencia a la tensión de acero	41
Tabla 3.1.- Criterios de selección.....	68
Tabla 3.2.- Matriz de decisión.....	69
Tabla 5.1.- Costo de los elementos que integran la máquina.....	114
Tabla 5.2.- Costo de la mano de obra.....	114

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.- Cerradura de construcción tubular.....	9
Figura 2.2.- Elementos de pomo interior.....	10
Figura 2.3.- Elementos de pomo exterior.....	10
Figura 2.4.- Elementos del pestillo.....	11
Figura 2.5.- Cilindro de cerradura.....	11
Figura 2.6.- Nomograma para el cálculo de tubería neumática.....	15
Figura 2.7.- Curvatura tubería de salida.....	16
Figura 2.8.- Redes de aire comprimido.....	18
Figura 2.8.- Filtro de aire comprimido.....	18
Figura 2.9.- Unidad de mantenimiento combinada.....	18
Figura 2.10.- Cilindro de embolo de simple efecto.....	20
Figura 2.11.- Cilindro de doble efecto.....	21
Figura 2.12.- Cilindro de giro.....	22
Figura 2.13.- Electroválvula.....	23
Figura 2.14.- Simbología de los principales componentes neumáticos.....	24
Figura 2.15.- Superficie en la etapa de nucleación.....	29
Figura 2.16.- Estriaciones o líneas de playa.....	29
Figura 2.17.- Superficie de fractura con sollicitación de carga variable suave.....	30
Figura 2.18.- Ciclo de inversión completa.....	31
Figura 2.19.- Ciclo de tensión repetida.....	31
Figura 2.20.- Ciclo de tensión irregular o aleatoria.....	32
Figura 2.21.- Curva S-N representativa.....	34
Figura 2.22.- Diagrama S-N o curva de Wohler.....	34
Figura 2.23.- Placa sometida a flexión.....	43
Figura 2.24.- Flexión pura.....	44
Figura 2.25.- Flexión simple.....	44
Figura 2.26.- Cilindro sometido a torsión.....	45

Figura 2.27.- Torsión uniforme.....	45
Figura 2.28.- Torsión no uniforme.....	46
Figura 2.29.- Diagrama de esfuerzos combinados.....	48
Figura 2.30.- Circulo de Mohr.....	50
Figura 2.31.- Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.....	51
Figura 2.32.- Control lógico programable (PLC).....	53
Figura 3.1.- Propuesta numero 1.....	62
Figura 3.2.- Propuesta numero 2.....	63
Figura 3.3.- Propuesta numero 3.....	64
Figura 3.4.- Propuesta numero 4.....	64
Figura 3.5.- Propuesta numero 5.....	65
Figura 3.6.- Propuesta numero 6.....	65
Figura 3.7.- Propuesta numero 7.....	66
Figura 4.1.- Eje para ensayar la llave y el pomo.....	70
Figura 4.2.- Anillo para accionar el pomo.....	71
Figura 4.3.- Rodamiento para el eje y anillo de la llave.....	71
Figura 4.4.- Actuador rotatorio para girar la llave y el pomo.....	72
Figura 4.5.- Placa de acople.....	72
Figura 4.6.- Eje para ensayar botón del seguro.....	73
Figura 4.7.- Anillo para abrir y cerrar la puerta.....	73
Figura 4.8.- Rodamiento para el eje y anillo del botón.....	74
Figura 4.9.- Actuador rotatorio para girar el botón.....	74
Figura 4.10.- Actuador lineal.....	75
Figura 4.11.- Bridas de acople.....	75
Figura 4.12.- Retenes.....	76
Figura 4.13.- Puerta.....	76
Figura 4.14.- Eje para bisagra de puerta.....	77
Figura 4.15.- Rodamiento para bisagra.....	77
Figura 4.16.- Estructura de la máquina.....	77
Figura 4.17.- Pernos y tornillos.....	78

Figura 4.18.- Prueba de la cerradura	79
Figura 4.19.- Prueba de la cerradura 2.....	80
Figura 4.20.- Dinamómetro.....	80
Figura 4.21.- Peso necesario para accionar el pomo.....	81
Figura 4.22.- Elementos del experimento.....	81
Figura 4.23.- Diagrama de Fuerzas.....	85
Figura 5.1.- Dirección de apertura de la puerta.....	108
Figura 5.2.- Acople de la llave al eje de la máquina.....	108
Figura 5.3.- Acople del botón al eje de la máquina.....	109
Figura 5.4.- Tablero de operación.....	109

ABREVIATURAS Y SIMBOLOS

ASTM	American Society of Testing Material
AISC	American Institute Steel Construcction
Aw	Relación de geometría del cordón de soldadura
Ar	Área al diámetro menor
At	Área de esfuerzo a la tensión
c	Fibra más alejada del centroide de la sección transversal
D	Diámetro
E	Modulo de elasticidad
e	Espesor
F	Fuerza
Fp	Fuerza de presión
g	Gravedad
I	Momento de Inercia
J	Momento polar de Inercia
Ka	Factor de superficie
Kb	Factor de tamaño
Kc	Factor de carga
Kd	Factor de temperatura
Ke	Factor de modificación por concentración de esfuerzos
M	Momento
n	Factor de seguridad
N	Número de ciclos
P	Paso de rosca
r	Fibra mas esforzada para esfuerzos de torsión
Se	Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
S'e	Limite de resistencia a la fatiga experimental
S _{ut}	Esfuerzo último a la tracción
S _y	Esfuerzo de fluencia

T	Torsión
X_c	Coordenada X del centroide
σ	Esfuerzo normal
σ_a	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio
σ_l	Esfuerzo longitudinal
σ_r	Esfuerzo radial
σ_t	Esfuerzo tangencial
$\sigma_{\text{flexión}}$	Esfuerzo de flexión
τ	Esfuerzo cortante
τ_a	Esfuerzo cortante alternante
τ_m	Esfuerzo cortante medio
π	Pi
φ	Factor de seguridad para cargas estáticas
ϕ	Factor de seguridad para columnas

INTRODUCCIÓN

En la tecnología de las construcciones civiles se han desarrollado nuevos elementos y se han ido mejorando los ya existentes, para elevar la calidad de vida, entre estos están; los sistemas de seguridad para el resguardo de los mismos. Uno de los implementos más importantes para la seguridad son las cerraduras, los cuales son mecanismos de metal que se incorporan a puertas y cajones de armarios, cofres, arcones, entre otros, para impedir que se puedan abrir sin la llave y así proteger su contenido, para esto es necesario implementar productos de excelente calidad y duración [22].

Transfo-metal es una empresa dedicada al desarrollo de tecnologías para la fabricación de cerraduras e implemento de seguridad para las diferentes aplicaciones a inmueble. La misma tiene necesidad de certificar la calidad de sus productos, entre los cuales están las cerraduras tipo pomo. Para tal fin han decidido diseñar una máquina para determinar el tiempo de vida útil de la misma y a su vez mejorar la calidad de los materiales y de la producción.

Cuando una cerradura tipo pomo se somete a fuerzas constantes aplicadas sobre sus mecanismos, es de esperarse que la misma pueda fallar, debido a que son sistemas que poseen vida finita y si no se usan correctamente su durabilidad disminuye. Por lo tanto es necesario realizar ensayos para determinar el tiempo de duración de los pomos y así mejorar la calidad de los elementos que integran al mismo.

Si la cerradura es sometida a esfuerzos alternativos, sus propiedades mecánicas cambian progresivamente a medida que se aumenta la cantidad de tiempo en que se aplican las fuerzas. Esto trae como consecuencia pérdidas de rigidez, agarre y sujeción debido a que se dañan sus componentes internos tales como: el eje de accionamiento del pestillo, el resorte de posición, el elevador del cilindro, entre otros.

Nuestro principal objetivo, está referido al diseño de una máquina de ensayos para determinar y certificar el tiempo de vida útil de las cerraduras tipo pomo, simulando los movimientos que realiza una persona para abrir y cerrar una puerta.

Para el desarrollo de la máquina es necesario la aplicación de métodos de diseño, estableciendo criterios de carácter técnico- económicos como: Adquisición de los componentes, confiabilidad, operabilidad, traslado, costo de manufactura, ruido, tamaño, mantenimiento, seguridad y versatilidad. Además debe incluir un estudio de materiales capaces de resistir y tolerar las cargas aplicadas por el equipo de torsión alternativa y la cantidad de tiempo a invertir en el uso de este sistema.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

I.1.- RESEÑA HISTORICA

Un grupo de empresarios, en el año 1974, haciendo uso de una experiencia adquirida formaron una pequeña empresa; pequeña por su capital inicial, por su estructura física, por su capacidad de producción, pero muy grande en sus propósitos, así nace TRANSFO-METAL, S.A. El producto principal sería cerraduras, allí nació la marca VENLOCK, de la cual sus creadores se sienten muy orgullosos, pues no existe en el mercado un producto netamente nacional que, en esta rama, haya desplazado a otras marcas de prestigio internacional, como lo ha hecho VENLOCK. Para finales del año 2006 TRANSFO-METAL, S.A cambia de dueños, es adquirida por un grupo de tres empresarios, trayendo grandes proyectos, nuevas estrategias para una mayor competitividad dentro del mercado ferretero y muchos avances en cuanto a su personal se refiere. De esta manera la empresa amplía su red de comercialización y su prestigio cada vez es mayor [32].

I.2.- TRANSFO-METAL S.A.

La empresa TRANSFO-METAL S.A., perteneciente a la Corporación CETESA, se dedica a la fabricación e importación de artículos de seguridad para hogares, oficinas, establecimientos comerciales, entre otros.

Esta empresa, produce cerraduras para interiores y exteriores, como también cerraduras de baño; hay diferentes modelos, estilos y colores. Además importa las marcas reconocidas a nivel mundial en materia de seguridad, como lo son: TESA y YALE. Sus ventas se enfocan más en la distribución al mayor de estos productos a proveedores a nivel nacional.

En esta empresa se encuentra todo tipo de maquinaria, desde maquinaria pesada, hasta liviana, por lo cual se deben aplicar diversas normas de seguridad, para evitar todo tipo de accidentes en sus diferentes talleres [12].

I.3.- OBJETIVOS

Fabricar productos de alta calidad y utilidad general, con mano de obra venezolana, creando fuentes de trabajo que contribuyen al progreso de la comunidad nacional [32].

I.4.- DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

La empresa Transfo-Metal, S.A., ubicada en la Zona Industrial de Las Minas de Baruta, tiene una producción diaria promedio de mil cerraduras de pomo, las cuales requieren que se le hagan pruebas a una muestra, para saber el tiempo de vida útil.

Estas cerraduras se clasifican en:

- Cerraduras para habitación.
- Cerraduras para baño.
- Cerraduras para hotel.
- Cerraduras de Paso.

El presente trabajo está referido al diseño, de una máquina de ensayos para determinar el tiempo de vida útil de las cerraduras tipo pomo, simulando los movimientos que realiza una persona para abrir y cerrar una puerta.

I.5.-OBJETIVOS Y ALCANCES.

I.5.1.- Objetivo general.

Diseñar una máquina de ensayos para determinar la duración de las cerraduras de pomo.

I.5.2.- Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica en literaturas especializadas acerca del tema de investigación.
- Estudiar diferentes tecnologías en el diseño de máquinas similares.
- Aplicar la metodología de diseño conceptual para poder seleccionar una mejor solución.
- Estimar las cargas para las cuales estará solicitada la máquina.
- Seleccionar los materiales a utilizar en la fabricación de la máquina.
- Realizar el diseño detallado de la máquina y todos sus elementos.
- Seleccionar un sistema de automatización adecuado.
- Elaborar los planos de la máquina y de todos sus elementos.
- Estimar costos de fabricación de la máquina.
- Elaborar un manual de operación y mantenimiento.

I.5.3.- Alcances.

- Diseñar una máquina para realizar el ensayo de fatiga evaluando cinco aspectos en la cerradura (el pomo interior, el pomo exterior, el botón del seguro, la llave y el pestillo).
- Seleccionar un sistema de automatización factible que permita la operación de la máquina.
- Elaborar el manual de operación y mantenimiento de la máquina.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

II.1.- GENERALIDADES

En los últimos tiempos a habido un aumento del crecimiento demográfico, lo que conlleva a un incremento de la demanda de inmuebles y la creación de un mejor confort, originando que las empresas dedicadas al ramo mejoren la calidad de sus productos en pro de los beneficios de la humanidad. Lo que impone a los trabajadores de todo el mundo un ritmo frenético de producción.

En la tecnología de la construcciones civiles se han desarrollado nuevos elementos y se han ido mejorando los ya existentes, para mejorar la calidad de vida, entre estos están; los sistemas de seguridad para el resguardo de los mismos. Uno de los implementos más importantes para la seguridad son las cerraduras, para esto es necesario implementar productos de excelente calidad y duración.

II.2.- CERRADURAS

Una cerradura es un mecanismo de metal que se incorpora a puertas y cajones de armarios, cofres, arcones, etc., para impedir que se puedan abrir sin la llave y así proteger su contenido. Este mecanismo se puede accionar mediante una llave de metal, normalmente acero [22]. En la actualidad, aparte de las cerraduras mecánicas, existen otras como las electro-mecánicas o las electrónicas, en las que la llave puede ser una tarjeta de plástico o PVC. La llave encaja en la cerradura por el llamado "ojo", que es un agujero situado normalmente en la parte central del cilindro de la cerradura [21].

Los primeros antecedentes básicos de la cerradura de tambor de pines pueden fecharse sobre el 2000 A. C. en Egipto; la cerradura consistía en un poste pegado a la puerta, y un cerrojo que se mete en el poste. El cerrojo tenía unas

aperturas verticales en las que había una serie de pines. La llave adecuada colocaba cada pin a altura necesaria para que el cerrojo pudiera moverse y así abrir la puerta [24].

Según algunos la cerradura fue inventada en China hace cerca de 4000 años y rápidamente se empezó a usar en Egipto y Babilonia. El inventor Linus Yale, patentó una cerradura de tambor de pines en 1848, un diseño que ha sido posteriormente modificado por su hijo, Linus Yale junior, en 1861. El diseño de Yale junior es muy similar a las cerraduras de tambor de pines que se hacen hoy en día [25].

II.2.1- Partes de una cerradura

Todas las cerraduras son diferentes unas de otras, cosa que las hacen especiales, ya que solamente se puede abrir con una llave especial cada una de ellas.

Una vez dicho esto, hay que decir que cada cerradura es distinta como podríamos decir en su contraseña pero es realmente parecida en su interior, es decir, en su mecanismo, el cual es el que hace funcionar a la cerradura. Ahora vamos a comenzar a nombrar las diferentes partes principales de una cerradura para familiarizarnos con ellas y así comprender algo mejor el funcionamiento de las mismas.

El palastro: El palastro es la caja de hierro que guarda el mecanismo de la cerradura para que esta funcione perfectamente. Sin el palastro, el mecanismo se saldría de su posición fácilmente.

El pestillo: El pestillo de la cerradura es el cerrojo que es movido por la llave. Este se divide en dos partes, la cabeza que es la parte del pestillo que sale al exterior, es decir, la parte que podemos ver cuando abrimos una puerta, y la interior, que es la

parte que no vemos y que conduce las órdenes del mecanismo hasta la cabeza del pestillo. Este a su vez es accionado cuando la llave clave de la cerradura lo acciona para que funcione, bien sea para abrir la cerradura o para cerrarla.

Embelledor: es la parte exterior que destaca por dar un toque decorativo a la cerradura, ya que sin él la cerradura sería un elemento realmente feo.

II.2.2- Clases de cerraduras

- Cerradura de bombillo: La que abre con llave que tiene hendiduras longitudinales en su tija actuando como el émbolo de una bomba.
- Cerradura de combinación: La que solo se puede abrir de un modo determinado.
- Cerradura de dos pestillos: La que los tiene, uno de llave y otro de picaporte.
- Cerradura de dos vueltas: Aquélla en que sale el pestillo en dos veces, cada una a cada vuelta de la llave.
- Cerradura de golpe: La de resorte que cierra con solo empujar la puerta.
- Cerradura de guardas movibles: La que para mayor seguridad tiene estos accesorios.
- Cerradura de loba: Aquélla en que los dientes de las guardas son semejantes a las del lobo.
- Cerradura de llave de pezón: La común de llave maciza que se puede abrir por los dos lados.
- Cerradura de molinillo: Antiguamente, la que tenía el caño por donde entra la tija de la llave, movable y giratorio sobre el palastro de la cerradura.
- Cerradura de secreto: La que una vez cerrada solo se puede abrir de una manera determinada.
- Cerradura de vuelta y media: La que primero actúa como llave y luego como picaporte.

- Cerradura empanada: La que resulta introducida en una caja en el grueso de larguero de la hoja en que se coloca.
- Cerradura guarnecida al revés: La más ordinaria que deja ver su mecanismo después de montada.
- Cerradura recercada: La que oculta su mecanismo dejando ver el pestillo cuando sale hacia el cerradero [24].

II.2.3- Cerradura tipo pomo

Cerradura que se emplea en puertas interiores, carece de llave y posee un pequeño dispositivo, a modo de cerrojo, que se acciona mediante un botón situado en el pomo. También llamada cerradura tubular [22].

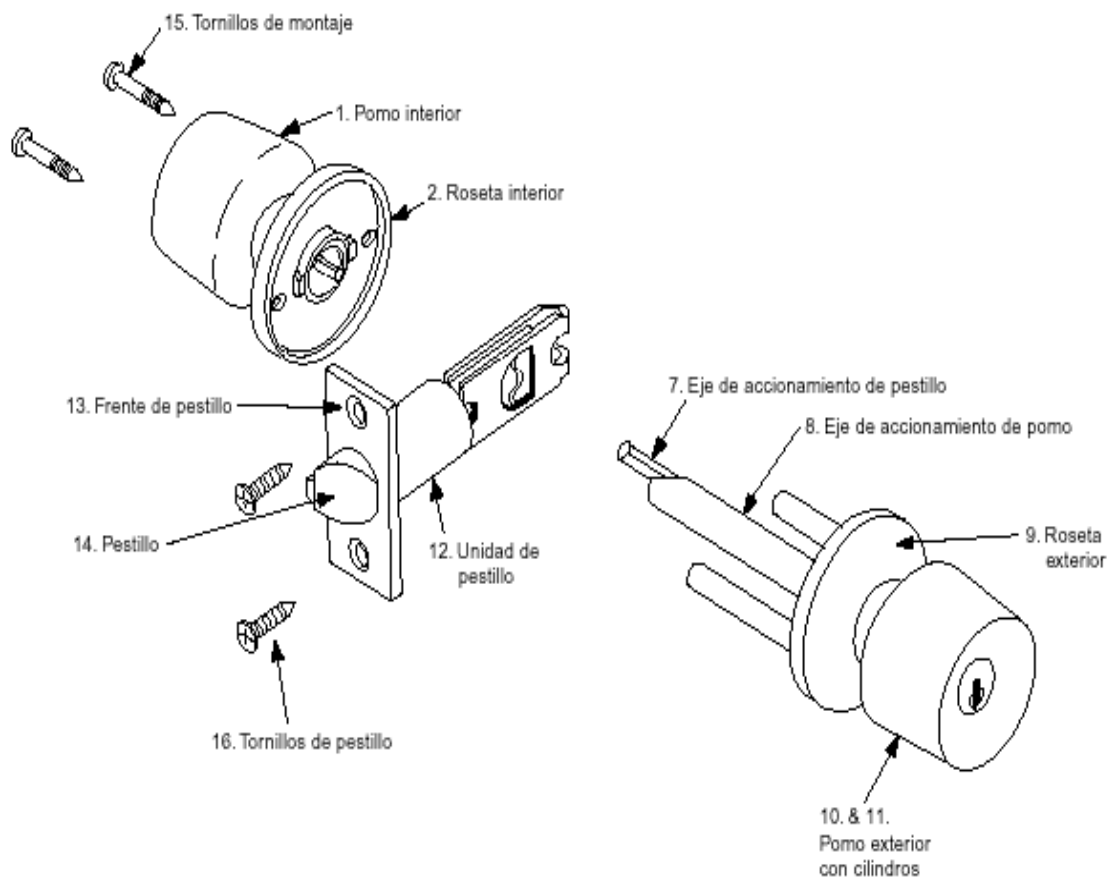


Figura 2.1.- Cerraduras de construcción tubular.



Figura 2.2.- Elementos del pomo interior



Figura 2.3. Elementos del pomo exterior



Figura 2.4. Elementos del pestillo

II.2.4- Cilindro de cerradura

Uno de los elementos importantes de la cerradura es el cilindro, sobre esta pieza existen diversos tipos de ellos, sin embargo para la explicación que detallaremos a continuación sólo estamos considerando el cilindro de pines.

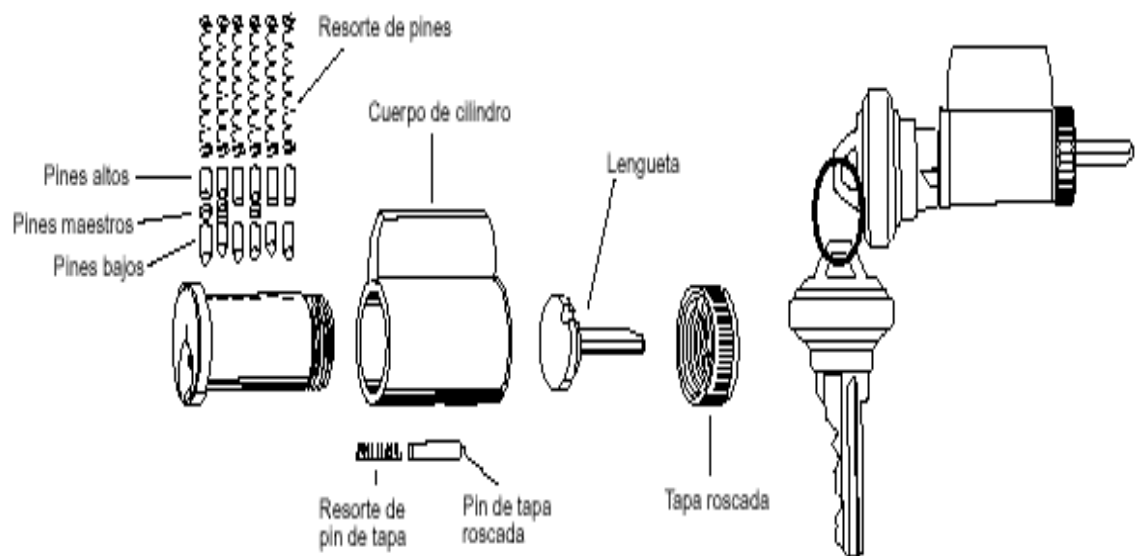
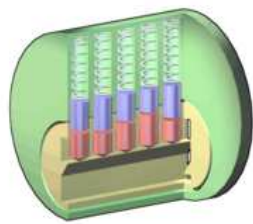
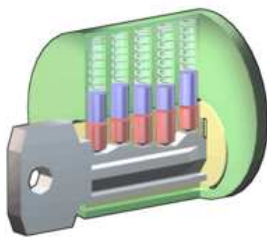


Figura 2.5.- Cilindro de cerradura

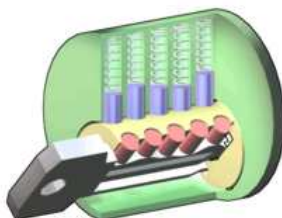
Cilindro de pines: Es un mecanismo que usa pines de distintas longitudes para evitar que el cerrojo se abra sin la llave correcta. Las cerraduras de tambor de pines se suelen usar en candados cilíndricos, pero también pueden verse en candados tubulares o radiales.



Sin una llave en la cerradura, los pines de control (azules) son empujados hacia abajo, evitando que el tambor (amarillo) gire.



Cuando se inserta la llave correcta, los espacios entre los pines-llave (rojos) y de control (azules) quedan alineados con el borde del tambor (amarillo).



Cuando los espacios entre los pines están alineados con la línea de corte, el tambor (amarillo) puede girar libremente [24].

II.3.- PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA NEUMÁTICA

Las instalaciones neumáticas son máquinas y aparatos que trabajan con aire comprimido o con aire aspirado. La neumática abarca la totalidad de las aplicaciones de las instalaciones neumáticas. Entonces para poder realizar aplicaciones neumáticas es necesario comprender los sistemas desde la generación de aire comprimido, hasta el correcto funcionamiento del componente motriz a

utilizar. De acuerdo con lo anterior, la neumática se puede dividir en componentes y mandos o controladores, los cuales se describen a continuación:

II.3.1- Componentes neumáticos

II.3.1.1- Producción de aire comprimido

Para el funcionamiento correcto de las máquinas neumáticas debe garantizarse un caudal suficiente y una presión determinada de aire, y para ello se utilizan compresores los cuales mueven caudales desde 1 [Nm³//min] hasta más de 50.000 [Nm³/min] (N indica que el aire se encuentra en condiciones normales de presión y temperatura), a presiones que van desde algunos [kp/cm²] hasta más de 100 32 [kp/cm²]. El rango de presiones generales de trabajo en neumática está entre 3 y 15 [kp/cm²], pero por lo general se trabaja en torno a los 6 [kp/cm²]. Para aplicaciones neumáticas principalmente se utilizan los compresores de émbolo y rotativos. La selección del compresor se realiza mediante la presión y caudal de aire requerido. La instalación es especificada por el fabricante. Es necesario determinar la cantidad de agua que se genera producto de la compresión del aire, lo cual se puede realizar utilizando una carta sicrométrica. Para la selección del compresor se debe determinar el consumo total de todos los equipos, sobredimensionándolo entre 10 y 30 % por pérdidas a causa de fugas y la presión final no debe exceder a la presión necesaria [6,13].

II.3.1.2- Distribución del aire comprimido

La distribución del aire comprimido se realiza a través de acumuladores, tuberías exteriores (red) y tuberías interiores de las máquinas. Los depósitos acumulados son estanques que almacenan aire comprimido, y se encuentran entre el compresor y los componentes de trabajo, su principal función es compensar las fluctuaciones de presión y separar el agua condensada. Su tamaño depende del consumo de aire comprimido y la potencia del compresor. Las tuberías pueden

variar en diámetro desde algunos [mm] hasta varios centímetros, pudiendo ser de goma, plástico o metal. El criterio de determinación de la red está dado por la velocidad de circulación, la caída de presión y la estanqueidad de la red en el conjunto. Para determinar el diámetro interior hay que considerar el consumo requerido más una reserva extra en caso de requerir una expansión de la red en el futuro. El diámetro interior también está determinado por la velocidad admisible, las pérdidas admisibles, la presión P de trabajo, el número de puntos de estrangulación existentes en la tubería y la longitud de esta. Si aumenta la velocidad de circulación se presentará una mayor caída de presión entre el compresor y la toma [6, 13, 18].

Dispositivo	Longitud equivalente de tubería en m						
	Diámetro interior de tubería en mm						
	25	40	50	80	100	125	150
Válvula de asiento	6	10	15	25	30	50	60
Válvula de cierre	3	5	7	10	15	20	25
Válvula de compuerta	0,3	0,5	0,7	1	1,5	2	2,5
Manguito acodado	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Manguito acodado	1	2	2,5	4	6	7,5	10
Manguito acodado $r = d$	0,3	0,5	0,6	1	1,5	2	2,5
Manguito acodado $r = 2d$	0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1	1,5
Empalmes de tuberías, tubo en T	2	3	4	7	10	15	20
Pieza reductora	0,5	0,7	1	2	2,5	3,5	4

Tabla 2.1.- Equivalente de pérdidas de singularidades en metros.

Para determinar el diámetro interior de la tubería se utiliza el nomograma presentado en la figura 2.6, en el cual se entra con el consumo [Nm^3/min], la

presión de trabajo [kp/cm^2], la longitud de la tubería [m] y la caída de presión admisible, y se determina con ello el diámetro interior de la tubería.

La instalación de las tuberías deben ser en lugares accesibles, no empotradas o galerías de tubos demasiado estrechas de modo que sea fácil su inspección. La instalación de las tuberías deben hacerse con una inclinación de entre 1 y 2 [%] en el sentido de circulación. Las derivaciones verticales hacia abajo no deben terminar directamente en la toma por el consumidor, ello debido a la posible acumulación de agua de condensación (hay que instalar un pequeño acumulador con una purga [13]).

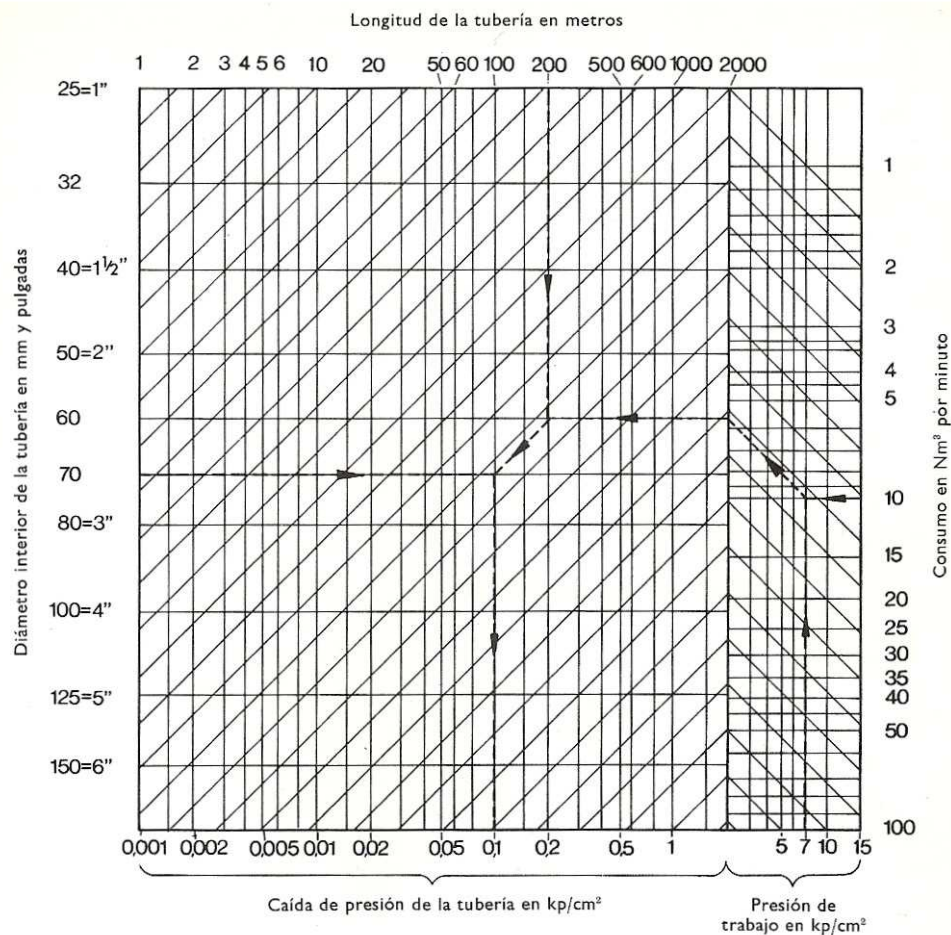


Figura 2.6.- Nomograma para el cálculo de tuberías neumáticas.

Las tuberías que salen de la línea principal deben salir hacia arriba con un radio de curvatura igual a dos veces el diámetro exterior de la tubería de salida (figura 2.7).

$$r = 2 * D$$

Ecuación 2.1

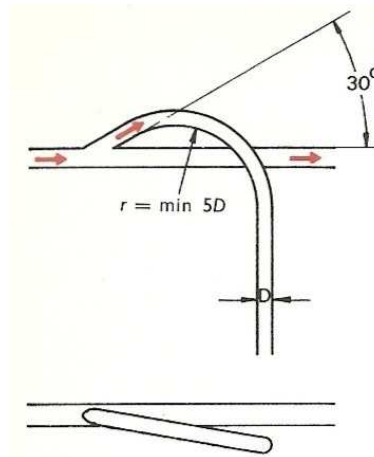


Figura 2.7.- Curvatura tubería de salida.

Es conveniente instalar las tuberías de abastecimiento en anillos con acumulador intermedio, ya que debido a ello se reduce en un tercio la sección de la tubería comparada con la línea normal abierta.

Los tubos de la red se pueden unir mediante uniones soldadas o uniones atornilladas (acoples rápidos). La ventaja de las uniones soldadas es su buena estanqueidad, pero presenta oxidación y pérdidas de material que se acumulan en los componentes. La red de aire comprimido debe subdividirse en secciones mediante válvulas de bloqueo, con el fin de que en los trabajos de mantenimiento y reparaciones no se pierda aire y que evacuada la red en su totalidad. El tamaño de las secciones viene determinado por los consumidores a ella conectados. Todas las naves o salas de producción que están conectadas a la red de aire comprimido deben poderse aislar [6].

Las tuberías interiores más utilizadas son las de acero con paredes delgadas, cobre, plástico y mangueras de goma o plástico. La selección está dada por el ambiente al que estarán en contacto, las cargas que deberán resistir y la frecuencia de maniobra a las que estarán sometidas. Las tuberías interiores se unen mediante racones (acoples) [13].

II.3.1.3- Preparación del aire comprimido

Luego del compresor y acumuladores el aire comprimido debe ser preparado para que ingrese en óptimas condiciones a los componentes generadores de trabajo. La unida de mantenimiento está compuesta por un filtro, un regulador de presión y un engrasador del aire. Las partículas finas que no caen en el condensador son abrasivas para los elementos neumáticos. Las partes móviles de los sistemas neumáticos necesitan lubricación. La función del filtro es liberar las impurezas y el agua contenida en el aire comprimido, su funcionamiento es mediante la inducción de rotación del aire para generar fuerzas centrífugas y lograr la separación. También sirve para enfriar el aire comprimido. El cartucho de filtro poroso (0.02-0.05 [mm]) debe limpiarse y cambiarse periódicamente. La purga del condensado puede ser de forma manual o automática [13]. A continuación se presenta una figura descriptiva:

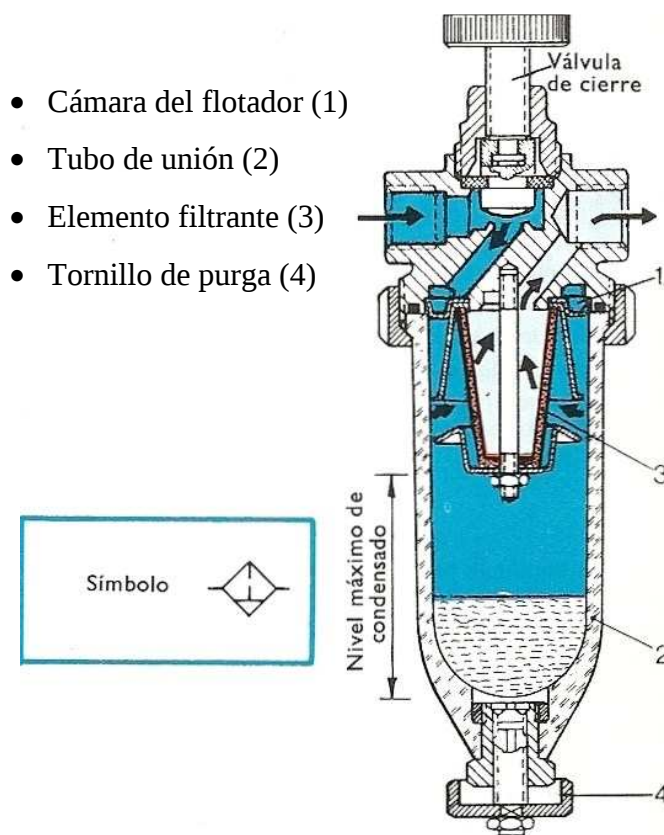


Figura 2.8.- Filtro de aire comprimido.

La unidad de mantenimiento no debe estar a más de 5 [m] del último consumidor, para evitar la precipitación de las partículas de aceite.

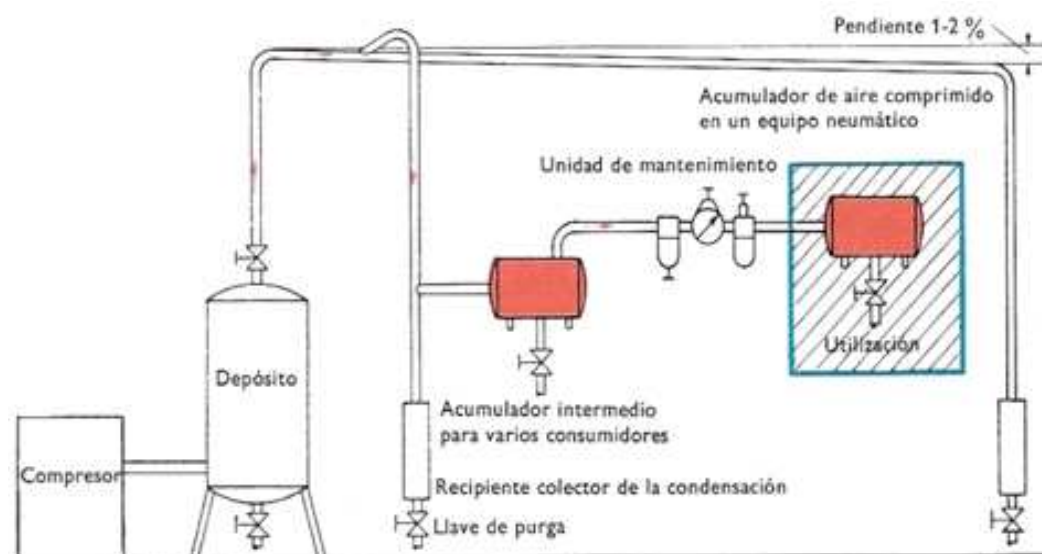


Figura 2.9.- Esquema de una instalación de distribución de aire comprimido

II.3.1.4- Elementos de trabajo y mando

Los principales elementos neumáticos son los cilindros neumáticos, las válvulas, los dispositivos hidroneumáticos y los accesorios. Los cilindros neumáticos se utilizan como productores de trabajo para generar movimientos rectilíneos. Realizan la conversión de energía estática en forma de presión de aire en trabajo mecánico realizado por el vástago de un cilindro. El cilindro de aire comprimido es un dispositivo motor en el que la energía estática (energía neumática del aire comprimido) se transforma en trabajo mecánico mediante la reducción de la sobrepresión hasta la presión atmosférica exterior. Los cilindros se pueden clasificar de acuerdo a su funcionamiento, siendo estos de simple efecto, doble efecto y rotación [18].

Los cilindros de simple efecto: Los cilindros de émbolo de simple efecto tienen una sola entrada de aire comprimido y una cámara que recibe el aire a presión, realizando la fuerza en el sentido de la salida del vástago. El retorno se realiza por la fuerza que realiza un muelle incorporado y prácticamente no realiza fuerza de retroceso.

En los cilindros de simple efecto con muelle incorporado (figura 2.14), la longitud de este limita la carrera. Por eso, estos cilindros no sobrepasan una carrera de unos 100 mm. La estanqueidad de la cámara de presión se logra con un retén de hermeticidad, montado en el pistón. Durante el movimiento del émbolo, los labios de junta se deslizan sobre la pared interna del cilindro. La fuerza del resorte debe estar entre 10 y 15 [%] de la fuerza del émbolo a 6 [kp/cm²] [13].

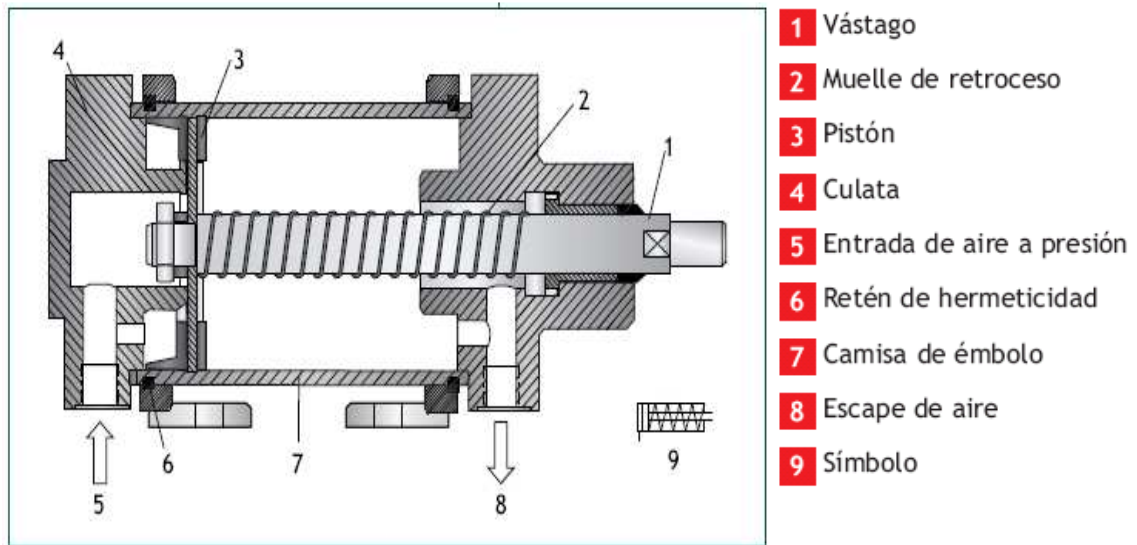


Figura 2.10.- Cilindro de émbolo de simple efecto seccionado.

Cilindro de émbolo de doble efecto: Los cilindros de doble efecto disponen de dos entradas de aire y dos cámaras receptoras. Cuando el cilindro se alimenta con presión por una entrada, por la otra se realiza el escape del aire, sin presión, que contiene la cámara opuesta.

Los cilindros de doble efecto realizan fuerza en la salida del émbolo o avance y en el retorno o retroceso. La superficie útil de las dos cámaras de un cilindro de doble efecto no son iguales, el diámetro del pistón es igual en las dos cámaras, pero la superficie que ocupa el vástago disminuye la superficie útil de la cámara de retroceso.

Los cilindros disponen de un dispositivo de amortiguación neumática que permite reducir los golpes al final del recorrido (figura 4.29). La regulación de la amortiguación se realiza con un tornillo que estrangula el paso del aire desde la cámara de amortiguación al exterior [6].

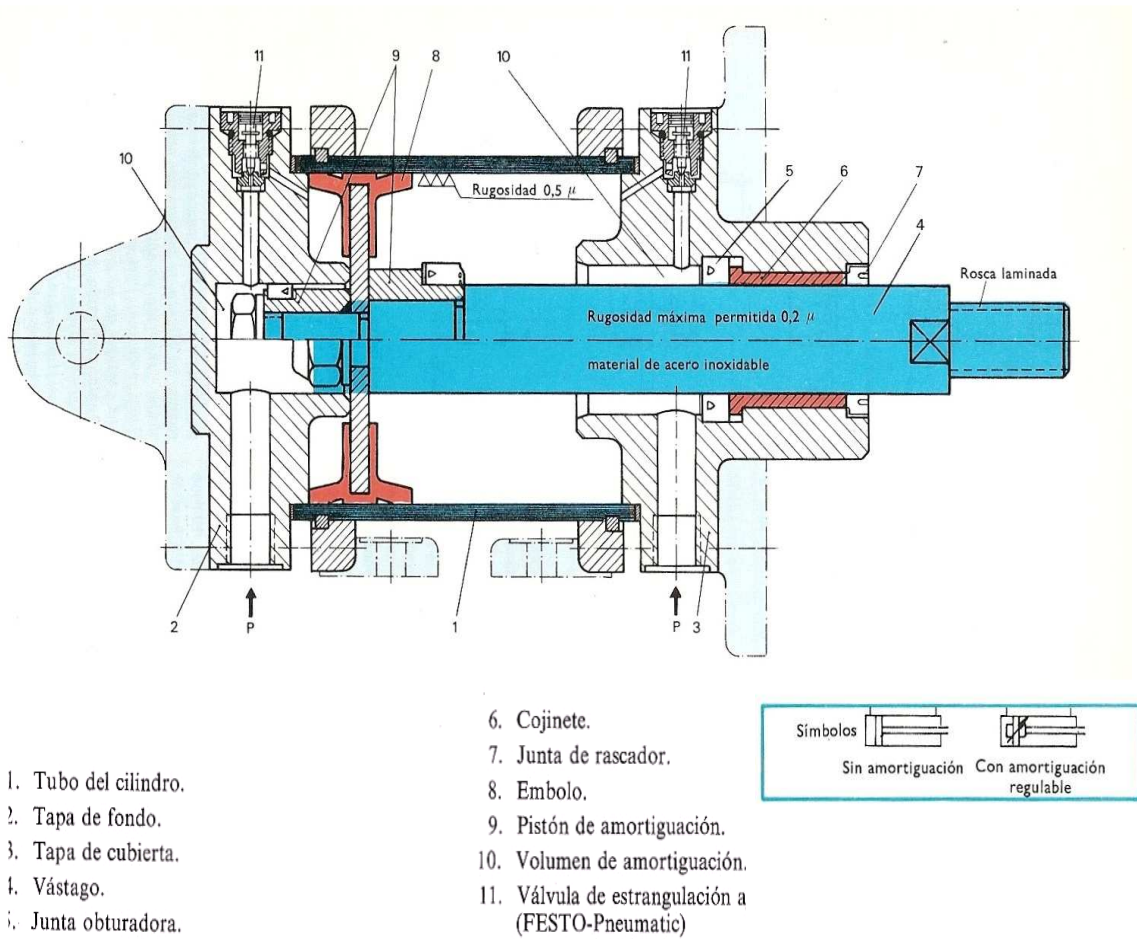


Figura 2.11.- Cilindro de doble efecto.

Cilindro de giro o rotatorio: En esta ejecución de cilindro de doble efecto, el vástago es una cremallera que acciona un piñón y transforma el movimiento lineal en un movimiento giratorio hacia la izquierda o hacia la derecha, según el sentido del émbolo. Los ángulos de giro corrientes pueden ser de 45°, 90°, 180°, 290° hasta 720°. Es posible determinar el margen de giro dentro del margen total por medio de un tornillo de ajuste.

El par de giro es función de la presión, de la superficie del émbolo y de la desmultiplicación. Los accionamientos de giro se emplean para voltear piezas,

doblar tubos metálicos, regular acondicionadores de aire, accionar válvulas de cierre, válvulas de tapa, entre otro [5, 6, 13, 18].

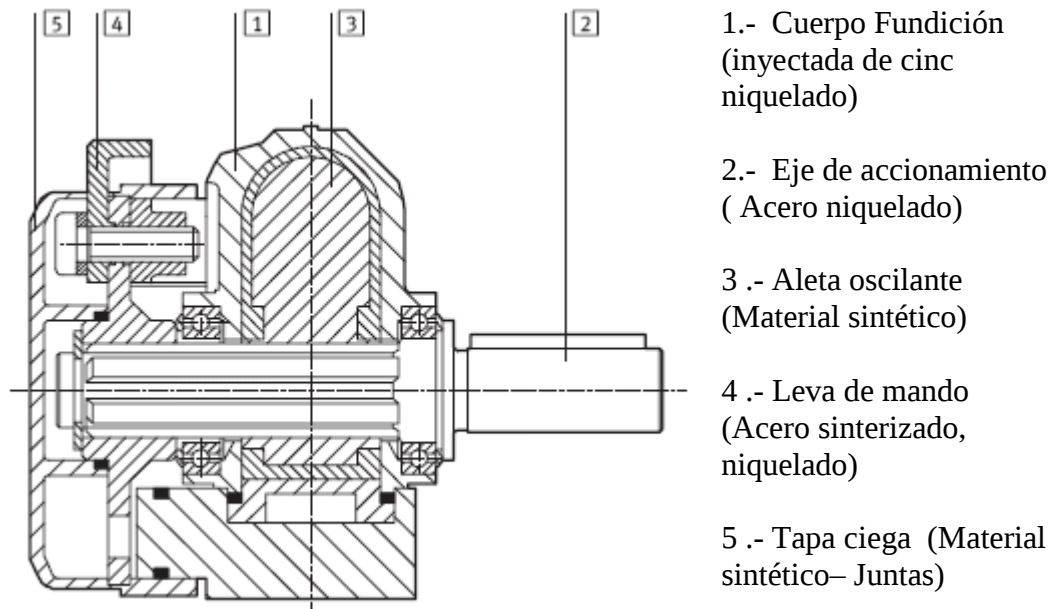


Figura 2.12.- Cilindro de giro.

II.3.1.5- Válvulas

Las válvulas son dispositivos para regular el arranque, parada y sentido así como la presión o flujo del medio de presión, impulsado por una bomba hidráulica, un compresor, una bomba de vacío o un depósito acumulador. Como principales características se encuentra la definición de su función, su forma de accionamiento y los tamaños de sus roscas de conexión. La forma de accionamiento de las válvulas puede ser manual, mecánica, eléctrica, hidráulica o neumática. Las válvulas principales son las válvulas distribuidoras o de vías, las válvulas antiretorno o de bloqueo, las válvulas reguladoras de presión y las reguladoras de flujo o de velocidad. Las válvulas distribuidoras influyen en el camino del aire comprimido (de manera preferente arranque, parada y sentido de paso). Dentro de las vías están consideradas las conexiones de entrada de aire

comprimido, las conexiones de alimentación para el consumidor, y los orificios de purga o escape (aunque fuesen varios se cuentan como uno).

La nomenclatura en diagramas para las vías de las válvulas son las siguientes:

- La conexión del aire comprimido (alimentación) se designa con la letra P.
- Las tuberías de trabajo con letras mayúsculas en la secuencia A, B, C,...
- Los orificios de purga con R, S, T,...
- Las tuberías de control o accionamiento con Z, Y, X,...
- Válvula normal cerrada: no permite el paso en posición de reposo, si se acciona permite circular el aire comprimido.
- Válvula normal abierta: en reposo el paso está libre y accionada está cerrada.

Electroválvulas: Se utilizan cuando la señal procede de un final de carrera eléctrico, de un presostato o de un dispositivo eléctrico. A través de este tipo de mando la señal eléctrica es transformada en una señal neumática destinada a accionar el mecanismo de cierre o apertura de las distintas vías de las válvulas [13].

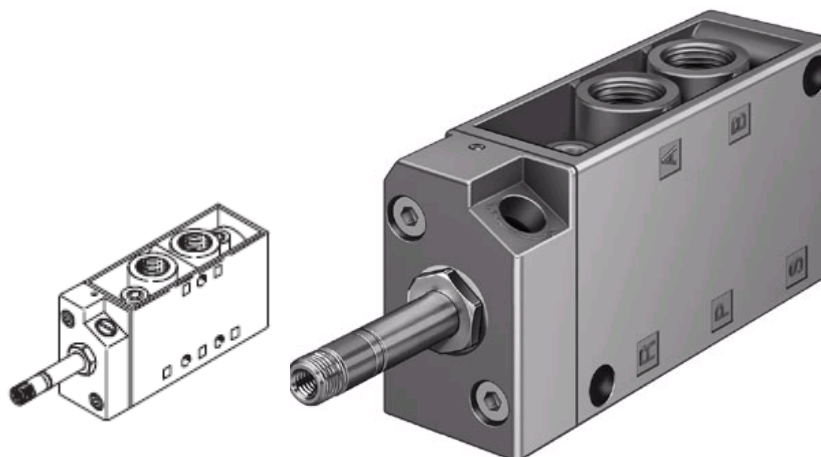


Figura 2.13.- Electrovalvula 5/2

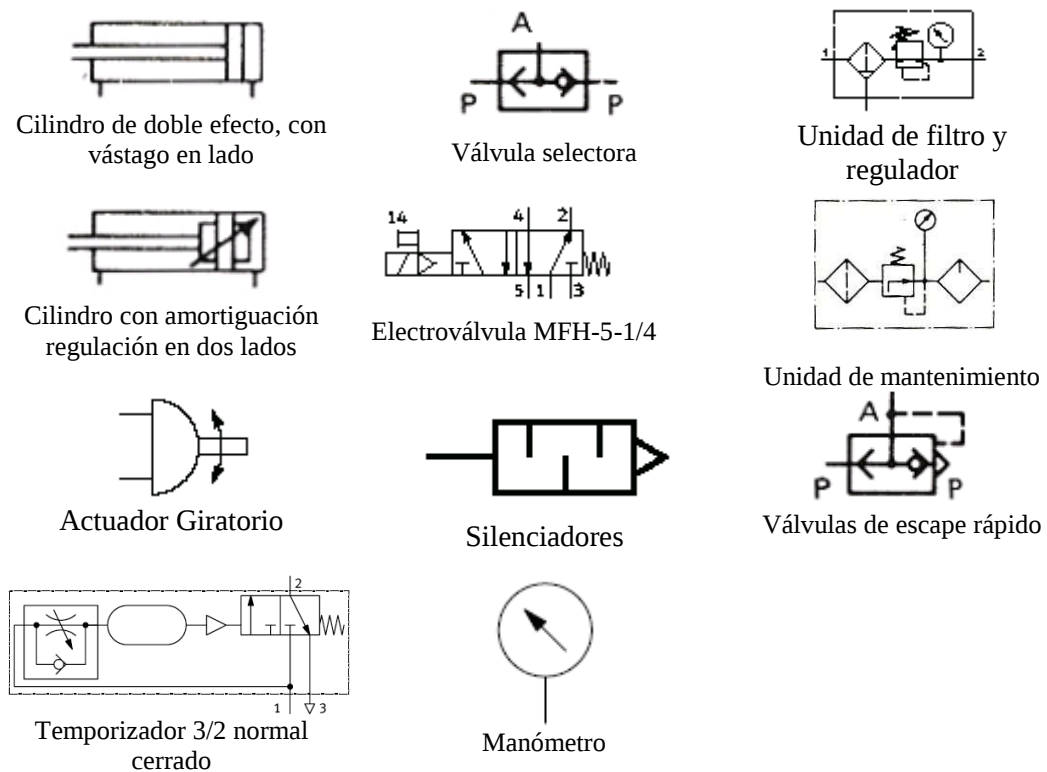


Figura 2.14.- Simbología principales componentes neumáticos

II.3.2.- Accesorios

Son todos los elementos que no pertenecen al mando ni al trabajo, tales como las placas de montaje de las válvulas, los silenciadores y los acoples flexibles por rótulas.

A continuación se presenta una tabla resumen donde se consideran los elementos antes mencionados con sus respectivas clasificaciones y unas figuras con las simbologías de los principales componentes neumáticos.

Producción de aire comprimido	Compresor	Embolo			
		Rotativo			
Distribución de aire comprimido	Depósitos, acumuladores				
	Tuberías (red)				
	Tuberías interiores para equipos				
Preparación de aire comprimido	Unidad de mantenimiento	Filtro			
		Regulador de presión			
		Engrasador			
		Unidad combinada			
Unidad de trabajo y mando	Cilindros		Membrana		
			Membrana arrollable		
		Simple efecto	Embolo		
		Doble efecto	Con amortiguación		
			Sin amortiguación		
			Tendem		
		Especiales	Impacto		
Característica de los cilindros	Fuerza de cilindro				
	Consumo de aire				
	Velocidad del embolo				
	Pandeo				
Válvulas	Distribuidoras	Función	"2/2"		
			"3/2"		
			"4/2"		
			"4/3"		
		Construcción	Asiento	Bola	
				Disco	
				Distribuidor axial	
				Cursos plano axial	
		Corredera	De disco		
		Accionamiento	Directo	Muscular	
				Mecánico	
				Neumático	
	Indirecto		Eléctrico		
	De bloqueo	De retención			
					Selectora
					Estranguladora de retención (velocidad)
					Purga rápida
					Simultanea
		De presión	Limitadora (seguridad)		
		De flujo	secuencia (presión mínima)		
		Estrangulación			
	Diafragma				
Dispositivo hidroneumáticos	Convertidor oleohidraulico				
	Cilindro freno de aire				
	Multiplicador de presión				
Dispositivos combinados	Unidad neumática de avance				
	Unidad oleoneumatica de avance				
	Unidad de avance con sistema de retorno				
	Unidad de avance rítmico				
	Unidad talladradora de avance				
Accesorios	Placas	Suelta			
	Silenciador	Baterías			
	acoplamiento flexible por rotula				

Tabla 2.2.- Resumen de componentes neumáticos.

II.4.- FATIGA

Se entiende por fatiga de un componente mecánico, a su fallo originado por una sollicitación variable con el tiempo. Dicha sollicitación es relativamente baja, de forma que no se alcanzan las tensiones de rotura del material en ninguno de los ciclos de carga. Sin embargo, el efecto repetitivo de la sollicitación aplicada da lugar a fallo del componente aunque las tensiones nominales alcanzadas en servicio no sean elevadas.

Según la norma ASTM el fenómeno de fatiga es: “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos (ASTM-1979).

La acción de la fatiga se puede observar en diferentes piezas mecánicas, pero sobre todo en partes móviles como son: componentes de máquinas rotativas (sometidos a tensiones alternas); resortes (deformaciones en cantidades variables) [7, 10, 14, 15];

II.4.1- Reseña Histórica

Para explicar el fenómeno se propusieron teorías que justificaban la pérdida de resistencia mecánica en la alteración de la estructura interna del acero por campos magnéticos o por el propio giro del eje. Por absurdas que puedan parecer estas teorías, hay que tener en cuenta que por entonces los conocimientos relativos a la estructura interna de los materiales eran muy limitados, aunque se sabía que el proceso de fabricación condicionaba la textura del material confiriéndole unas determinadas propiedades [8].

No es extraño entonces que se razonara que la rotura inesperada se produjera por la transformación de la estructura «fibrosa» del acero en una estructura «cristalina», sin que los mismos que defendían estas teorías supieran muy bien a qué se referían.

Hacia 1845, Rankine demostró que la reducción de las concentraciones de tensiones alargaba la vida del eje. Posteriormente, hacia 1860, Wöhler desarrolló diversas máquinas de ensayo para el estudio sistemático del fenómeno, una de las cuales, la probeta rotatoria, inspira los actuales ensayos de fatiga de materiales férricos [16].

Wöhler extrajo dos conclusiones de aquellos ensayos: la primera, que las fuerzas necesarias para provocar la rotura con cargas dinámicas son muy inferiores a las necesarias en el caso estático, y la segunda, que existe un umbral por debajo del cual las probetas no se rompían (límite de fatiga) [16].

Ya en el siglo XX, Humfrey y Ewing observaron que, bajo cargas dinámicas, aparecían deformaciones por deslizamiento similares a las obtenidas en el caso estático, de modo que el progreso de dichas líneas era el que conducía a la rotura. Posteriormente, Hanson y Gough introdujeron la hipótesis del endurecimiento por deformación (acritud) para explicar la existencia del límite de fatiga, de modo que con cargas pequeñas el endurecimiento llegaba a compensar y detener el avance del deslizamiento [16].

Actualmente, aunque se acepta la teoría del endurecimiento/deslizamiento, no existe una formulación cuantitativa que permita realizar un cálculo fiable. No obstante, la multitud de datos disponibles, especialmente para materiales férricos y otros materiales metálicos, ha permitido desarrollar métodos de cálculo para el diseño de piezas confiables. Este no es el caso de materiales de aparición reciente, para los que es necesaria la fabricación y el ensayo de prototipos [8].

II.4.2- Origen de la falla por fatiga

Aunque no se ha encontrado una respuesta total al fenómeno de rotura por fatiga, que podríamos llamar “prematura”, cuando se somete a un metal a tensiones cíclicas o vibratorias, y son varias las teorías que tienden a ello, se puede aceptar que la fractura por fatiga se debe a deformaciones plásticas de la estructura, en forma análoga (iguales planos y direcciones cristalográficas), que en los casos vistos para deformaciones monodireccionales producidas por cargas estáticas, a diferencia que bajo tensiones repetidas en algunos cristales se generan deformaciones residuales [16].

Al analizar una pieza que ha estado sometida un esfuerzo aplicado por fatiga, se detectan unas zonas bien definidas que se pueden estudiar al momento de verificar la pieza, estas zonas son:

1.- Nucleación: Es una fisura minúscula o microgrieta, tan diminuta que no se puede detectar a simple vista llegando en algunos casos a ser muy difícil de registrar incluso mediante el uso de rayos X. La iniciación de esta fisura ocurre principalmente por el rompimiento de los planos de deslizamiento debido a las inversiones repetidas de cargas, lo cual genera deformaciones plásticas en las piezas. Estas inversiones acaban por formar protuberancias o entrantes en la superficie. A menudo, la microgrieta se detiene debido a la dificultad que presenta en atravesar los bordes de granos, pero si la carga es más alta o con un número suficiente de ciclos, ésta reinicia la propagación en el grano adjunto [17].



Figura 2.15.- Superficie en la etapa de nucleación

2.- Propagación: La superficie de la fractura de una falla por fatiga se caracteriza por la presencia de las llamadas líneas de playa formadas por estrías observables mediante una gran aplicación (generalmente mas de 1000X). Abarca la mayor parte de la duración del proceso de fatiga y se extiende desde el momento en que se produjo la deformación generalizada hasta la aplicación de una grieta visible. Las cuales son un registro visual de la posición del frente de la grieta durante la propagación de la misma a través del material [17].



Figura 2.16.- Estríaciones o líneas de playa

3.- Fractura: Es el momento en donde el avance de la propagación genera una ruptura en el material, y es el instante en donde la formación de estríaciones es progresivamente desplazado por el modo de fractura estática, a partir de aquí la

velocidad de avance de la grieta aumenta y el esfuerzo producido sobre la pieza aumenta como consecuencia de la disminución del área sobre el cual actúa, hasta que el material no es capaz de soportarlo y es en este momento cuando se produce la ruptura repentina del material [17].



Figura 2.17.- Superficie de fractura con sollicitación de carga variable suave.

II.4.3- Esfuerzos cíclicos en fatiga

Los esfuerzos fluctuantes capaces de producir fatiga en los materiales, se dividen de la siguiente manera:

1.- Ciclo de inversión completa constante: este es el caso más común que ocurre en una máquina de eje rotatorio. Es un ciclo periódico de forma sinusoidal o triangular de amplitud de frecuencia constante, en donde el esfuerzo máximo es igual a la amplitud del esfuerzo mínimo, es decir, $\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma_a$ y dando como resultado un esfuerzo promedio igual a cero $\sigma_m = 0$.

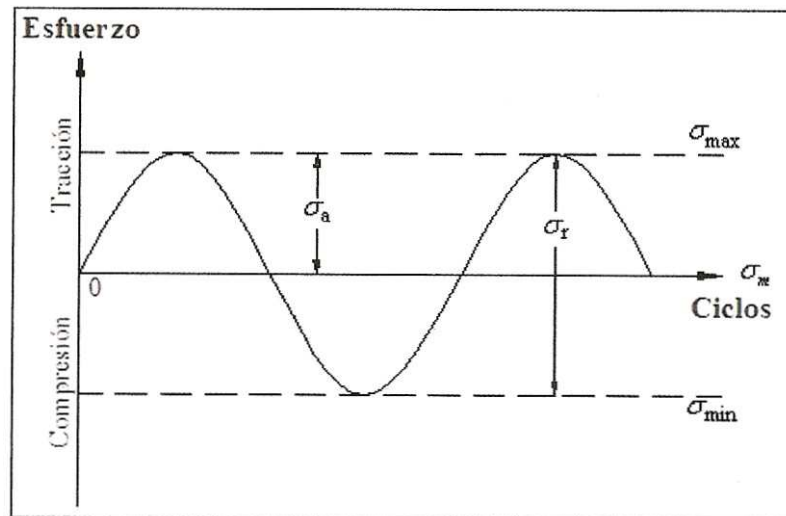


Figura 2.18.- Ciclo de inversión completa

2.- Ciclo de inversión repetida constante: este ciclo es similar al de inversión completa constante, pero la pieza lleva además una precarga inicial constante. La tensión alternada o esfuerzo alterno se supone a la tensión constante que resulta de la carga aplicada, por lo tanto, la tensión media deja de ser igual a cero. Este ciclo se caracteriza porque el esfuerzo máximo no es igual al esfuerzo mínimo pero sigue siendo periódico.

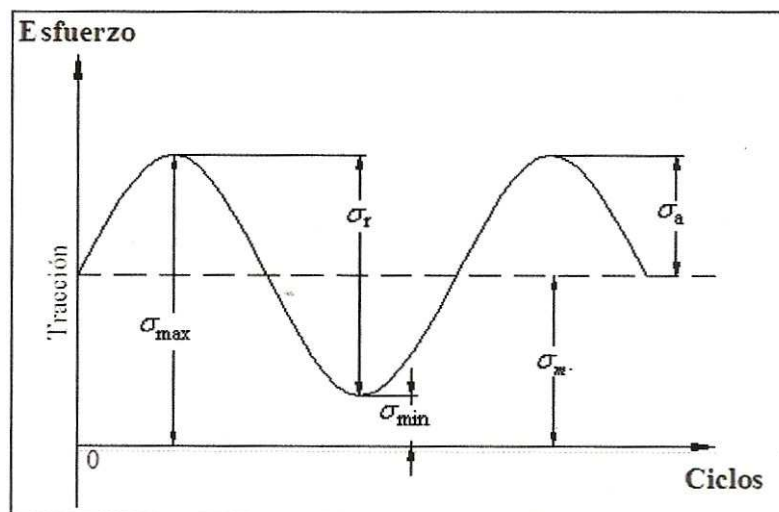


Figura 2.19.- Ciclo de tensión repetida

3.- Ciclo de tensión irregular o aleatoria: en este caso, los esfuerzos producidos para un ciclo de carga no siguen una periodicidad como en los casos previos, generalmente son producidos por carga y descarga de forma aleatoria, como por ejemplo en una aeronave, en donde la variación de tensión durante el vuelo no es constante.

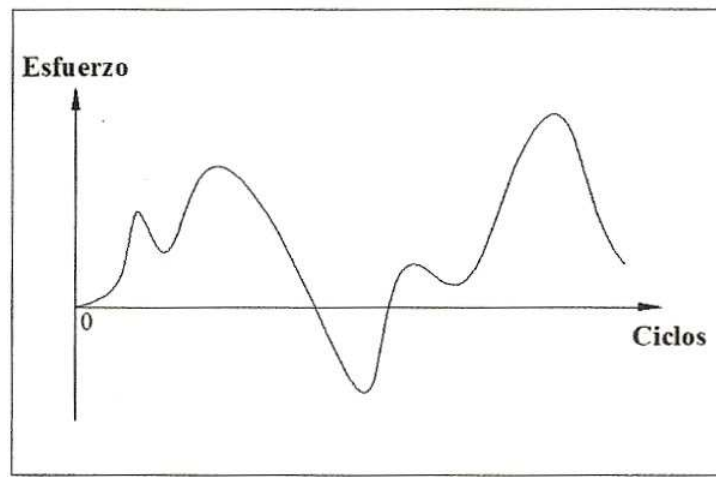


Figura 2.20.- Ciclo de tensión irregular o aleatoria

Estos ciclos de esfuerzos tienen dos componentes importantes, uno es el esfuerzo medio o estacionario (σ_m) que se define como el esfuerzo constante sobre la que se superpone la tensión oscilante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

El otro esfuerzo es el alternativo o variable (σ_a), que se define como la amplitud de la tensión oscilante superpuesta.

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|}{2} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde σ_{max} , es el valor algebraico más alto de tensión durante el ciclo y σ_{min} es el valor más bajo de tensión durante el ciclo, el valor de σ_r es el intervalo de aplicación del esfuerzo. Otra cantidad que se emplea al representar los datos de fatiga, es la relación de esfuerzos **R**, y se define como:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

nota: Es importante resaltar que estas ecuaciones solo son validas para ciclos con carga periódica, por tanto, no aplica para ciclos aleatorios [16, 17].

II.4.4- Diagrama S-N

Estas curvas se obtienen a través de una serie de ensayos donde una probeta del material se somete a tensiones cíclicas con una amplitud máxima relativamente grande (aproximadamente 2/3 de la resistencia estática a tracción). Se cuentan los ciclos hasta rotura. Este procedimiento se repite en otras probetas a amplitudes máximas decrecientes [10].

Los resultados se representan en un diagrama de tensión, S, frente al logaritmo del número N de ciclos hasta la rotura para cada una de las probetas. Los valores de S se toman normalmente como amplitudes de la tensión σ_a .

Se pueden obtener dos tipos de curvas S-N. A mayor tensión, menor número de ciclos hasta rotura. En algunas aleaciones férreas y en aleaciones de titanio, la curva S-N se hace horizontal para valores grandes de N, es decir, existe una tensión límite, denominada límite de fatiga, por debajo del cual la rotura por fatiga no ocurrirá.

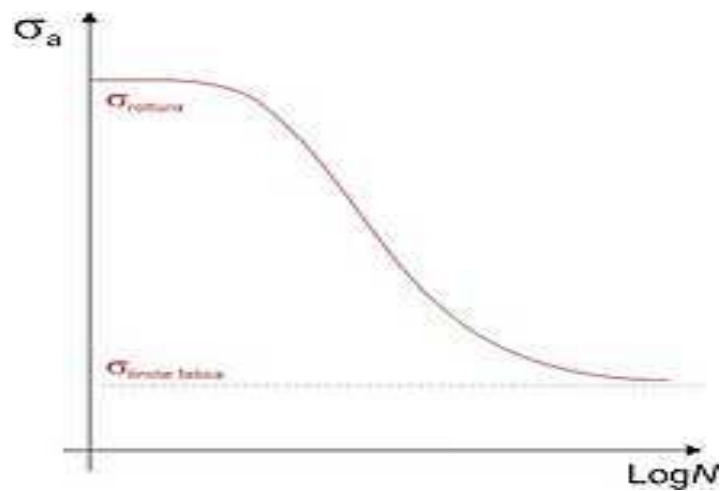


Figura 2.21.- Curva S-N representativa.

La resistencia a la fatiga de un material se puede representar por medio del diagrama S-N o curva generalizada de fatiga, desarrollado por el Ing. A. Wöhler, la cual expresa el número de ciclos que se requiere para producir el fallo versus la carga aplicada con distintos niveles de esfuerzos cíclicos.

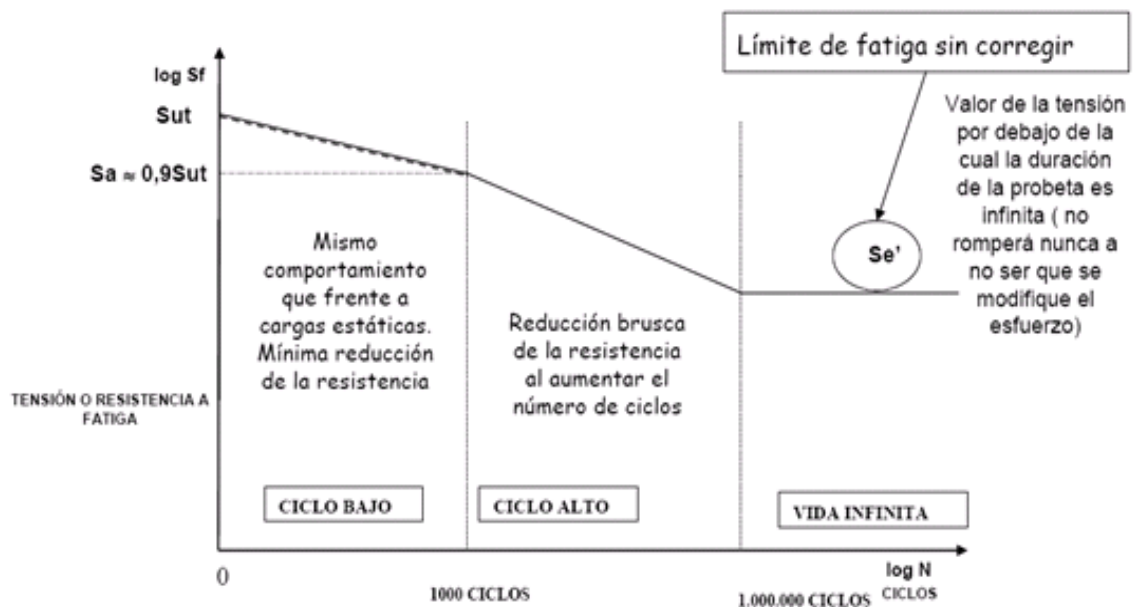


Figura 2.22.- Diagrama S-N o curva de Wöhler.

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde 10^0 , hasta 10^3 ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, donde los esfuerzos se encuentran entre S_{ut} y el S_y del material. La otra zona es la de alto ciclaje tiene que ver con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 10^3 ciclos y los esfuerzos se localizan por debajo del S_y del material.

II.4.5- Resistencia a la fatiga en zonas de bajo ciclaje

Esta corresponde cuando la falla ocurre por debajo de los 1000 ciclos (por ejemplo cerradura de guantera de automóviles, pernos de la llantas de camiones, entre otros.).

Como se muestra en la figura 2.28, la pendiente de la curva es muy pequeña hasta 1000 ciclos. Por lo tanto, para el diseño, en estos casos, se utiliza el concepto estático ignorando el fenómeno de fatiga, dado que en general, en el diseño estático se utiliza la tensión de fluencia S_y y no la de rotura S_{ut} ($S_y < S_{ut}$). Esta diferencia entre S_y y S_{ut} compensa en cierta manera la pequeña variación de S_e a baja cantidad de ciclos.

II.4.6- Resistencia a la fatiga en zonas de alto ciclaje

Esta corresponde cuando el número de ciclos está entre 10^3 y 10^6 o 10^7 (Por ejemplo bisagras de puertas, paneles de aeronaves, etc). La idea es desarrollar algún método analítico para aproximar el diagrama $S - N$ cuando solo se tengan los resultados de tracción simple del material.

La ecuación de la recta $S - N$ puede ser escrita como:

$$S_f = a * N^b$$
$$\longrightarrow \log S_f = \log a + b \log N$$

Tomando en cuenta que para $S_f = S_e$ $N = 10^6$ ciclos y para 10^3 ciclos es $S_f = 0.9 S_{ut}$ sustituyendo en la ecuación anterior.

$$a = \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Así, si se cuenta con S_e y S_{ut} , se puede obtener la resistencia a la fatiga para un número determinado de ciclos.

Si, en cambio, se tiene un esfuerzo completamente invertido de fatiga σ_a , se puede obtener el número de ciclos de duración con ese esfuerzo despejando de la ecuación 2.12 [16, 17].

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

II.4.7- Límite de resistencia a la fatiga

Es el valor máximo del esfuerzo alternante (o fluctuante) que resistirá sin fallo un material para un número dado de ciclos. El procedimiento para determinar la resistencia a la fatiga es ensayar un número de probetas con características similares, sometido cada una a un valor particular de carga alternante hasta su ruptura. Así se obtiene una relación entre la carga o esfuerzo y el número de ciclos para la fractura.

Para la mayoría de los materiales, existe un esfuerzo limitativo debajo del cual una carga puede repetidamente aplicarse en un número indefinido de veces

sin causar la falla. Este esfuerzo limitativo es denominado limite de fatiga (S_e). La magnitud depende de la clase de variación de esfuerzo al cual ese material sea sometido. Esta no solo depende de las propiedades del material, sino del cambio gradual de la estructura del metal como se mencionó anteriormente, por esta razón, al formarse grietas inducidas por los esfuerzos cíclicos, la magnitud de las tensiones y la leyes de su distribución dentro de la muestra varían en función de las condiciones del desarrollo posterior de la grieta [10].

II.4.8- Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Para predecir límite de fatiga en elementos mecánico, Marín creó un modelo valido que permiten modificar algunos factores, lo cual arroja la siguiente expresión [16]:

$$S_e = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.S'_e \quad \text{Ecuación 2.15}$$

En donde:

S_e = limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = limite de resistencia a la fatiga experimental.

K_a = factor de superficie.

K_b = factor de tamaño.

K_c = factor de carga.

K_d = factor de temperatura.

K_e = factor de modificación por concentración de esfuerzo.

II.4.8.1- Factor de superficie K_a .

Es importante expresar el hecho de que casi todas las grietas comienzan su propagación en la superficie del material, por tanto, se requiere que la

superficie de una probeta este muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

A fin de determinar expresiones cuantitativas para los acabados comunes que se le realizan a probetas de ensayos (esmerilado, máquinado en frío, laminado en caliente, forjado), los valores de Ka se pueden determinar por medio del análisis de Mischke, mediante la ecuación [16]:

$$Ka = a \cdot Sut^b \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Donde a y b son valores constantes que dependen del acabado superficial, varía según la siguiente tabla [16]:

Acabado de superficie	Constante a kpsi	Constante a Mpa	Exponente b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Máquinado	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	227	-0,995

Tabla 2.3.- Constante de acabado superficial

II.4.8.2- Factor de tamaño Kb .

Al momento de realizar ensayos experimentales de fatiga, se ha observado que a medida que la pieza de estudio es más grande, el límite de resistencia a la fatiga disminuye. Los fallos ocurridos en piezas de grandes magnitudes son

atribuidos a concentradores de esfuerzos presentes en la probeta accidentalmente o intencionalmente, lo cual resulta casi imposible de conseguir en probetas de laboratorios de tamaño pequeños. Por otro lado, en las probetas entalladas o lisas sometidas a flexión o torsión, el gradiente de tensiones decrece a través del diámetro y aumenta el volumen del material sometidos a tensiones altas a medida que crece el diámetro.

Existen ecuaciones empíricas que permiten calcular el factor de tamaño K_b que afecta directamente el límite de resistencia a la fatiga, esto es estudiado tanto para torsión como para flexión y viene dado por las siguientes ecuaciones [16]:

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,879 * d^{-0,107} \xrightarrow{\text{diametros}} 0,11" \leq d \leq 2" \\ 0,859 - 0,02125 * d \xrightarrow{\text{diametros}} 2" \leq d \leq 10" \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24 * d^{-0,107} \xrightarrow{\text{diametros}} 2,79mm \leq d \leq 51mm \\ 0,859 - 0,000837 * d \xrightarrow{\text{diametros}} 51mm \leq d \leq 254mm \end{cases} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Para carga axial no existe factor de tamaño, por tanto se toma un valor $K_b=1$.

II.4.8.3- Factor de carga K_c .

En la práctica de los ensayos de fatiga, con carga de flexión o torsional, los límites de fatiga difieren para la carga aplicada, de estos valores no se tiene muchos datos específicos más allá estudiados por Landgraf, Grower, Gordon y Jackson, los cuales recopilaron esa información en la siguiente tabla [16]:

$K_c = \alpha * (S_{ut})^{\beta} * LN(1,C)$					
Modo de carga	α		β	C	Promedio
	Kpsi	Mpa			K_c
Flexión	1	1	0	0	1
Axial	1,23	1,43	-0,078	0,125	0,85
Torsión	0,328	0,258	0,125	0,125	0,59

Tabla 2.4.- Parámetro del factor de carga

II.4.8.4- Factor de temperatura K_d .

Las altas temperaturas reducen la resistencia la fatiga de muchos materiales y movilizan las dislocaciones, estos movimientos originan una conversión en el proceso de falla. Cuando las temperaturas de operación son mayores que las del lugar de la aplicación, hay que tomarse en cuenta al momento de realizar los ensayos la influencia de la temperatura ya que la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura.

La poca disponibilidad de datos disponibles para el estudio, indica que el límite de resistencia a la fatiga para aceros aumenta ligeramente cuando se eleva la temperatura y luego empieza a disminuir en el orden de los 200 °C y los 370 °C; por esta razón es posible que a temperaturas elevadas, el límite de resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión de la misma forma que la temperatura ambiente.

Los valores de K_d para aceros, se puede obtener empíricamente utilizando las siguientes ecuaciones $= S_t / S_{rl}$. Algunos autores como E. Shigley [16], presentan valores de K_d para algunas temperaturas.

Temperatura [°C]	St/Srl
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0.900

Tabla2.5.- Efecto de la temperatura de operación de la resistencia a la tensión de acero

II.4.8.5- Factor de esfuerzos diversos K_e .

Este factor significa que los valores reales de K_e siempre se debe tener en cuenta, para lo esfuerzos residuales al actuar sobre las superficies de la parte a compresión, mejora el límite de resistencia a la fatiga. Por otro lado, cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión, también reducirá la posibilidad de una falla por fatiga.

Los límites de resistencia a la fatiga para placas o barras laminadas, se ven afectadas por las características direccionales de la operación, la parte con endurecimiento superficial, falla en la superficie según sea el gradiente de esfuerzo.

Cuando existe en la pieza algún concentrador de esfuerzos como un granallado, el martillado o un laminado en frío, acumulan esfuerzos de

compresión y un gradiente de esfuerzo más pronunciado, por lo tanto se hace improbable la falla en el núcleo.

Para determinar este factor de esfuerzo, se utiliza la siguiente ecuación [16]:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Donde: $K_f = 1 + q^* (K_t - 1)$ Ecuación 2.19

K_t : factor de concentrador de esfuerzos.

q : Factor de sensibilidad en las entallas.

El factor de concentrador de esfuerzos K_t , es una relación que depende directamente de la geometría de la pieza y se emplea para relacionar el esfuerzo máximo real con el esfuerzo nominal (esta ecuación aplica también para esfuerzos cortantes) de la siguiente manera [17]:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_o} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

El factor de sensibilidad a la entalla, es un valor estadístico obtenido a raíz de investigación y depende directamente del radio de la muesca presente en el material. Para grandes radios de muesca, la sensibilidad no dista mucho de valor de la unidad (1) para la gran mayoría de los aceros.

II.5.- FLEXIÓN

Es un tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. El término "alargado" se aplica cuando una dimensión es dominante frente a las otras. Un caso típico son las vigas, las que están diseñadas para trabajar, principalmente, por flexión. Igualmente, el concepto de flexión se extiende a elementos estructurales superficiales como placas o láminas.

El rasgo más destacado es que un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra tal que la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella no varía con respecto al valor antes de la deformación. El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector.

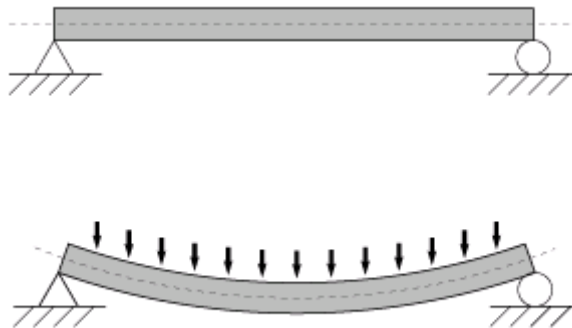


Figura 2.23.- Placa sometida a flexión

II.5.1.- Flexión Pura

La flexión pura se refiere a la flexión de un elemento bajo la acción de un momento flexionante constante. Cuando un elemento se encuentra sometido a flexión pura, los esfuerzos cortantes sobre él son cero.



Figura 2.24.- Flexión pura

II.5.2.- Flexión simple

Se dice que la Flexión es Simple cuando la deformada del eje de la barra es una curva contenida en el plano de las solicitaciones.

Si el plano de las solicitaciones pasa por uno de los ejes principales de inercia de la sección transversal, entonces la Flexión se denomina Simple ó Plana.

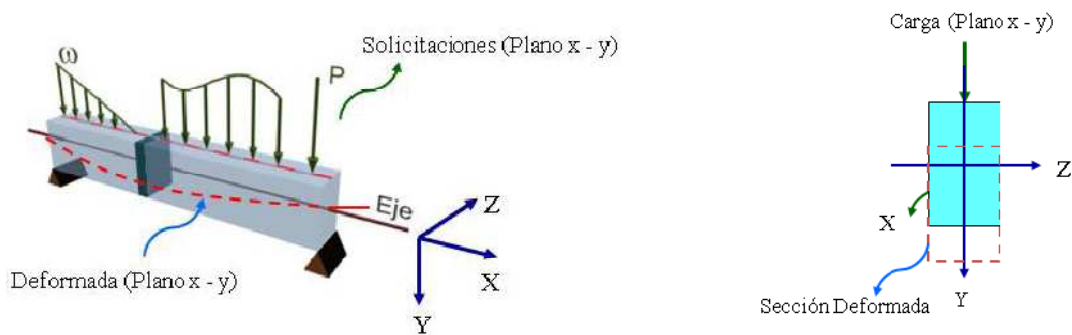


Figura 2.25.- Flexión simple

II.6.- TORSIÓN

Podemos decir que un cuerpo está sujeto en una sección a torsión simple, cuando la reducción de las fuerzas actuantes sobre éste, a un lado de la sección, da como resultado un par que queda contenida en el plano de la misma.

Cualquier vector momento que sea colineal con un eje de un elemento mecánico se llama vector de par de torsión, porque el momento causa que este elemento se tuerza con respecto a ese eje. Una barra sometida a un momento de ese tipo se dice que está sometida a torsión.

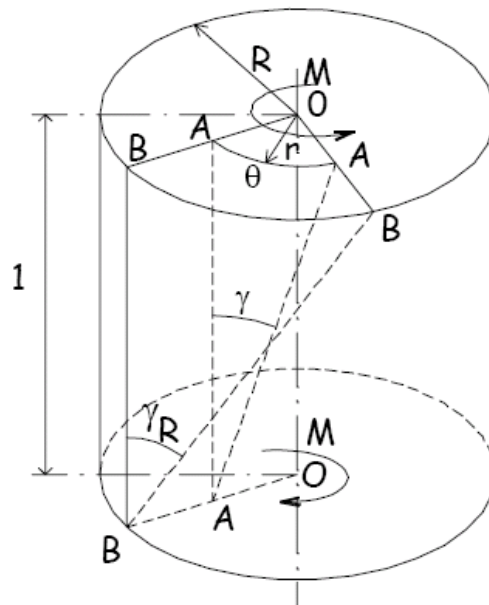


Figura 2.26.- Cilindro sometido a torsión

II.6.1.- Torsión uniforme

Una barra trabaja a torsión uniforme cuando se cumplen las dos condiciones siguientes: el único esfuerzo presente es un momento torsor, que es constante a lo largo de ella y además los extremos de la barra pueden alabea libremente.

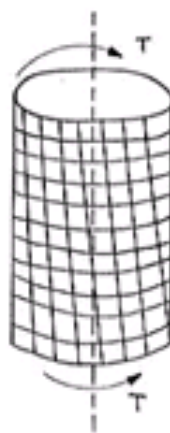


Figura 2.27.- Torsión uniforme

II.6.2.- Torsión No Uniforme

La torsión no es uniforme cuando no se cumplen algunas de las siguientes condiciones: cuando el eje esta empotrado o el momento torsor no es constante a lo largo de la barra.

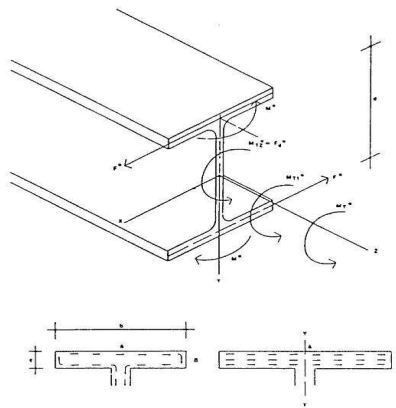


Figura 2.28.- Torsión no uniforme

II.7.- ESFUERZOS COMBINADOS

Teoría básica: Para aplicar la teoría de se determinan dos elementos de esfuerzos. Luego se trazan dos círculos de mohr, uno para cada elemento, y se evalúan los esfuerzos medios principales con un círculo, y los alternantes principales mediante el otro. A continuación se encuentran los esfuerzos de Von Mises, medio y alternante como sigue [8]:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_1^2 m - \sigma_1 m \sigma_2 m + \sigma_2^2 m}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_1^2 a - \sigma_1 a \sigma_2 a + \sigma_2^2 a}$$

Para el estado de esfuerzo biaxial. Alternativamente, el uso de los círculos de mohr puede eliminarse aplicando las ecuaciones

$$\sigma' m = \sqrt{\sigma^2 x m - \sigma x m \sigma y m + \sigma^2 y m + 3 \tau^2 x y m}$$

$$\sigma' a = \sqrt{\sigma^2 x a - \sigma x a \sigma y a + \sigma^2 y a + 3 \tau^2 x y a}$$

En el caso de estado de esfuerzo uniaxial la ecuación se reduce a

$$\sigma' m = \sqrt{\sigma^2 x m + 3 \tau^2 x y m} \quad \text{Ecuación 2.21}$$

$$\sigma' a = \sqrt{\sigma^2 x a + 3 \tau^2 x y a} \quad \text{Ecuación 2.22}$$

Para el caso triaxial los esfuerzos son

$$\sigma' m = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_{3m} - \sigma_{1m})^2 + (\sigma_{3m} - \sigma_{2m})^2 + (\sigma_{2m} - \sigma_{1m})^2} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$\sigma' a = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{1a})^2} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

II.7.1.- Ecuación para determinar esfuerzos en cualquier dirección.

En general cuando hablamos de un esfuerzo combinado se refiere a los casos en que 2 o más tipos de esfuerzos actúan en un punto dado al mismo tiempo. Los esfuerzos pueden ser normales (tensión o compresión) o esfuerzos cortantes.

Elemento sometido a esfuerzo completo.

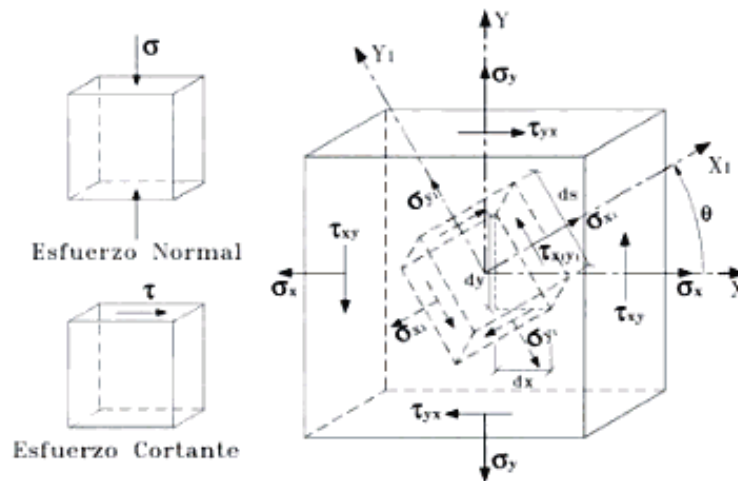


Figura 2.29.- Diagrama de esfuerzos combinados

Esfuerzo normal en la dirección de u (σ_u)

$$\sigma_u = \frac{1}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin \theta$$

Esfuerzo cortante que actúa en la cara del elemento

$$\tau_{uv} = -\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y) \sin \theta - \tau_{xy} \cos \theta$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{-\tau_{xy}}{\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y)} \right]$$

Ángulo que localice el esfuerzo principal máximo o sea

$$\sigma_u = \sigma_{\max} = \sigma_1$$

Ángulo que localice el esfuerzo cortante máximo $\tau_{uv} = \tau_{\max}$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y)}{\tau_{xy}} \right]$$

$$\text{Esfuerzo principal máximo}(\sigma_1) \quad \sigma_{\max} = \sigma_1 = \frac{1}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{\left[\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y) \right]^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\text{Esfuerzo principal mínimo} (\sigma_2) \quad \sigma_{\min} = \sigma_2 = \frac{1}{2} (\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{\left[\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y) \right]^2 + \tau_{xy}^2}$$

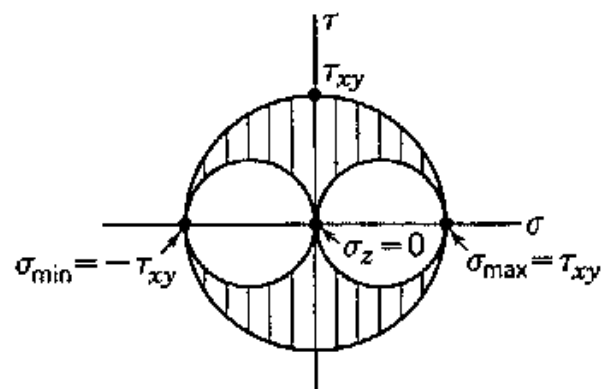
$$\text{Esfuerzo cortante máximo} (\tau_{\max}) \quad \tau_{\max} = \pm \sqrt{\left[\frac{1}{2} (\sigma_x - \sigma_y) \right]^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\text{Esfuerzo normal que actúa en el elemento sometido a esfuerzo cortante máximo } \sigma_{\text{prom}} \\ \sigma_{\text{prom}} = \sigma_x + \sigma_y / 2$$

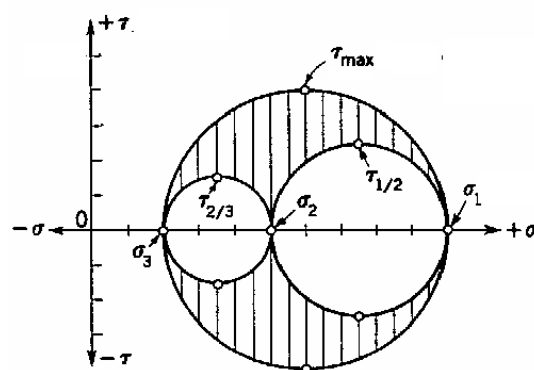
II.7.2.- Método gráfico para la obtención de esfuerzos.

Pasos para el círculo de Mohr

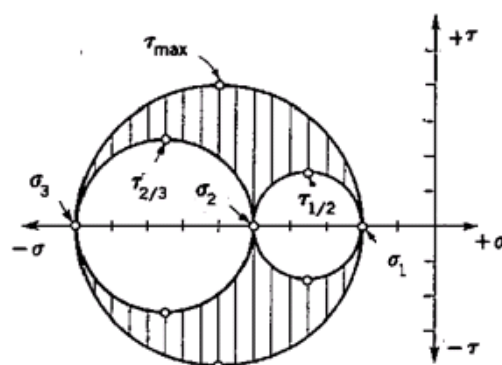
- Obtener las coordenadas de los puntos "x" y "y" $x(\sigma_x, \tau_{xy})$ Dependiendo si están en tensión o compresión y $y(\sigma_y, \tau_{yx})$
- Trazar los ejes σ eje horizontal y τ eje vertical ubicados estratégicamente.
- Localizar los puntos "x" y "y" en el plano σ eligiendo una escala adecuada.
- Unir los puntos "x" y "y" con una línea recta.
- Trazar el círculo de Mohr con un compás haciendo centro en el punto de intersección del eje σ con la línea que une los punto "x" y "y"
- Localizar todos los puntos localizados en la figura obtener sus valores gráficamente.



Cortante puro



Tensión pura



Compresión pura

Figura 2.30.- Circulo de mohr con diferentes estados de esfuerzos

II.7.3.- Criterios de falla

A continuación se presenta el diagrama en donde se representan los cuatro criterios de falla.

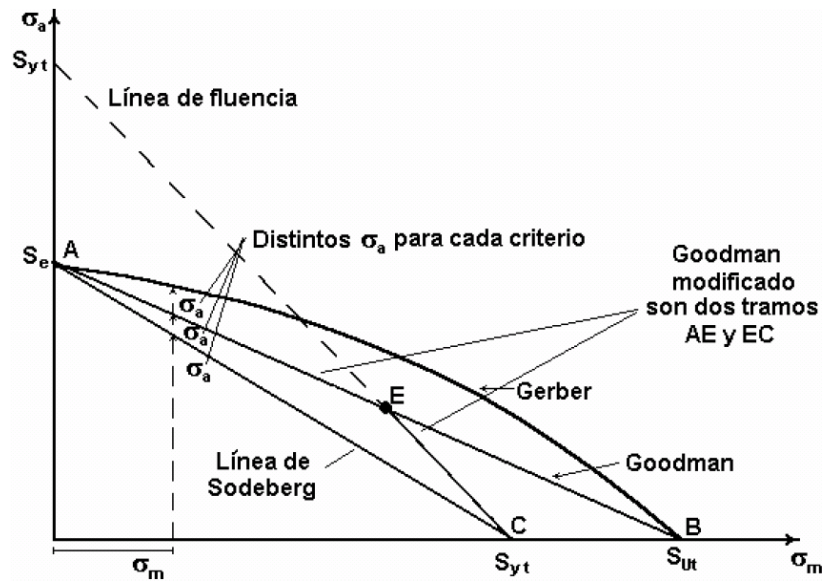


Figura 2.31.- Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla

Lugar geométrico de Soderberg

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

Lugar geométrico de Goodman y Goodman modificado:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Lugar geométrico de Gerber y modificado para conocer el factor de seguridad:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{n \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

Lugar geométrico de la Energía de Distorsión y transformado para evaluar el factor de seguridad:

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{n \sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

II.8.- PLC: CONTROL LÓGICO PROGRAMABLE

Es un computador basado en microprocesadores destinado a funciones de control y automatización. Un PLC básicamente lee parámetros del proceso (entradas) y a través de una lógica (programa) regula, controla, ajusta o actualiza variables (salidas) del proceso.

Su historia se remonta a finales de la década de 1960 cuando la industria buscó en las nuevas tecnologías electrónicas una solución más eficiente para reemplazar los sistemas de control basados en circuitos eléctricos con relés, interruptores y otros componentes comúnmente utilizados para el control de los sistemas de lógica combi nacional.

Hoy en día, los PLC no sólo controlan la lógica de funcionamiento de máquinas, plantas y procesos industriales, sino que también pueden realizar

operaciones aritméticas, manejar señales analógicas para realizar estrategias de control, tales como controladores proporcional integral derivativo (PID).

Los PLC actuales pueden comunicarse con otros controladores y computadoras en redes de área local, y son una parte fundamental de los modernos sistemas de control distribuido.

Existen varios lenguajes de programación, tradicionalmente los más utilizados son el diagrama de escalera (Lenguaje Ladder), preferido por los electricistas, lista de instrucciones y programación por estados, aunque se han incorporado lenguajes más intuitivos que permiten implementar algoritmos complejos mediante simples diagramas de flujo más fáciles de interpretar y mantener. Un lenguaje más reciente, preferido por los informáticos y electrónicos, es el FBD (en inglés Function Block Diagram) que emplea compuertas lógicas y bloques con distintas funciones conectados entre sí (Clases del profesor Hans Garcias).

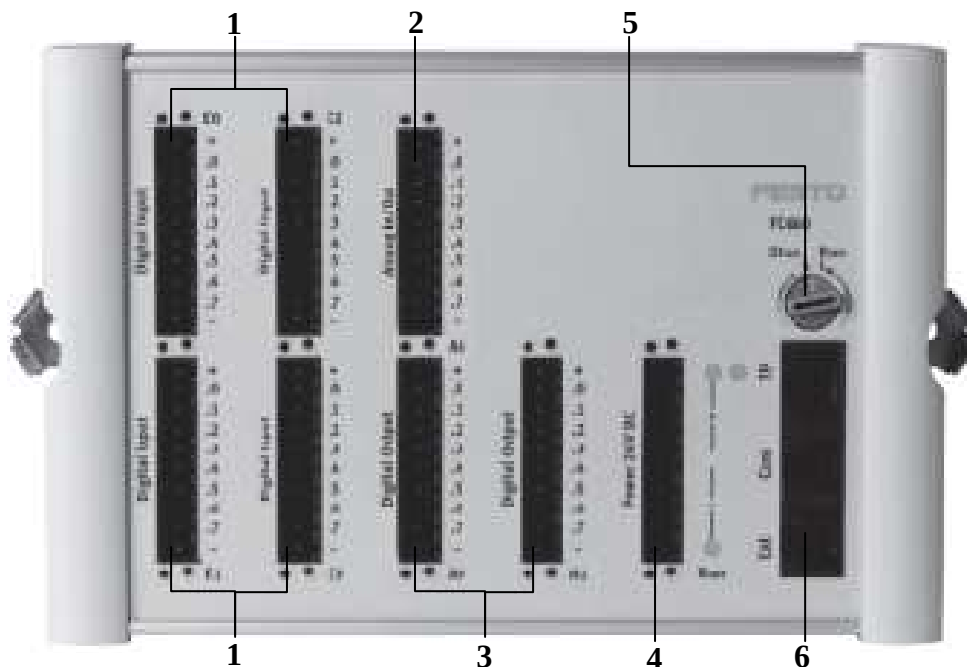


Figura 2.32.- Control Lógico Programables

- 1.- 16 entradas digitales por 16 entradas digitales por unidad, 24 V DC, conexión a positivo
- 2.- Opcionalmente: 3 entradas analógicas / 1 salida analógica
- 3.- 8 salidas digitales por unidad
- 4.- Alimentación de tensión
- 5.- Conmutador RUN/STOP
- 6.- 2 interfaces serie, Ethernet opcional

II.8.1.- El PLC como herramienta de control

- Evolución en el tiempo de máquina secuencial a herramienta de control casi universal.
- Flexibilidad y adaptabilidad a diversas situaciones de control.
- Herramientas de programación cada vez más semejantes a las usadas en informática.
- Capacidad de auto diagnóstico y depuración, tanto del software como del hardware.
- Compuesto de componentes confiables y duraderos.
- Efectivo en costo como herramienta sofisticada de control.
- Adaptable a sistemas distribuidos basados en redes industriales y/o de informática.

II.8.2.- Fuentes de Alimentación

Clasificación

- **Según Voltaje de alimentación**

AC: 24 V; 48 V; 115 V; 220 V

DC: 12 V; 24 V; 48 V; 115 V

- **Voltajes que suministran**

Desde $\approx 2A$ hasta $> 15 A$

- **Según Corriente de suministro**

5 VDC (electrónica)

12 VDC (electrónica, salidas a relé)

24 VDC (alimentación general I/O)

- **Según modo de trabajo**

Independientes: trabaja una sola fuente

Sumables: dos o más fuentes se reparten la carga

Redundantes: una fuente respalda a las demás

II.9.- METODOLOGÍA DEL DISEÑO

En líneas generales podemos distinguir tres categorías de diseños: diseños originales, diseños revolucionarios y diseños evolutivos. Los diseños originales son aquellos que resuelven un problema totalmente nuevo y que nunca se había resuelto anteriormente; los diseños revolucionarios son aquellos que logran una solución totalmente nueva a un problema ya resuelto con anterioridad. El diseño evolutivo consiste en mejorar diseños previos [11].

El diseño en Ingeniería consta en elaborar un plan para satisfacer una necesidad o un problema. Todo diseño tiene un propósito bien definido, la obtención de una respuesta final a la que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene una realidad física. Si este plan propicia la creación de un objeto que lleva a una solución física, entonces este

producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, de fácil fabricación.

La metodología del diseño, proporciona un esquema de análisis para la solución del problema encontrado. Al momento de realizar cualquier estudio de diseño, se sigue una serie de pasos para obtener respuesta a la necesidad planteada. La metodología a seguir es secuencial y no se puede omitir ningún paso, pues no se obtendría una solución concisa. Los pasos a seguir son los siguientes:

II.9.1.- Identificación del problema

Definir, es establecer los límites hacia dónde va dirigido el estudio, es saber hasta dónde se quiere llegar con el problema y el alcance final de la solución, para conocer claramente el camino a seguir. En este paso, no se puede relacionar la necesidad con un aparato en específico, pues esto limitaría las posibles soluciones al problema.

Definir un problema es la parte más complicada del diseño, en esta parte no se detalla acerca de cómo llegar al diseño final, será breve, concisa y concreta; y solamente se sabrá que es lo que se quiere obtener.

De esta primera fase del proceso de diseño deberá existir un enunciado que establezca, vagamente y en términos muy generales, cual es la necesidad a resolver.

II.9.2.- Tormenta de ideas

Esta es la parte más creativa del proceso de diseño, es una técnica donde se logran obtener todas las ideas posibles para solucionar el problema, sin estricciones ni limitaciones

Este método fue ideado por Alex Osborn y consiste en reunir un grupo (de 6 a 15 personas) para generar todas las ideas posibles y solventar el problema inicial sin discriminar ninguna idea por parte del diseñador. El grupo debe trabajar sobre las siguientes reglas:

- No se permite ninguna evaluación o juicio sobre las ideas.
- Tratar de que los participantes generen ideas y las expongan en la forma más espontánea posible.
- Debe buscarse cantidad de ideas porque esto ayudara a evitar evaluarla internamente y porque cantidad, en este caso, genera calidad.
- Debe promoverse entre los miembros del grupo que construyan sobre las ideas de otros, porque esto generalmente desemboca en ideas superiores a las iniciales.
- Es recomendable que las ideas propuestas sean apuntadas en forma perfectamente visible a todos los participantes, como por ejemplo en un pizarrón.

La duración de las sesiones es variable pero oscila sobre la media hora. Esto se debe, que al principio tenemos la fase de calentamiento con baja producción, de allí pasamos a la fase productora donde en poco tiempo se generan muchas ideas; a partir de un máximo la rata de producción comienza a disminuir y esto es debido a que ya se dijo todo lo obvio, sin embargo, es en este periodo cuando comienza a generarse las mejores ideas, por lo que no hay que suspender la sesión rápidamente. Cuando se observa que transcurre mucho tiempo para que aparezca una nueva idea, se suspende la sesión.

II.9.3.- Mejoramiento de las ideas

En esta etapa, se comienzan a evaluar todas las ideas propuestas en el proceso anterior, se caracterizan los criterios de descartes para lograr llegar a un número menor de ideas y el diseñador se concentra en el análisis de las limitaciones. Se estudian y analizan todos los bosquejos realizados para obtener respuestas reales y concretas al problema planteado.

En esta etapa, el diseñador tiene la potestad de rechazar los diseños a simple vista o de aplicarle los criterios planteados por el para así tener una gama de ideas sobre las cuales enfocarse para la siguiente parte del proceso.

II.9.4.- Análisis

El análisis implica el repaso y evaluación de un diseño, en cuanto se refiere a factores humanos, resistencia, operación y economía, dirigidas a satisfacer los requisitos del diseño. Gran parte del entrenamiento formal del ingeniero se concentra en estas áreas de estudio.

A cada una de las soluciones perfeccionadas, se le aplican diversos factores para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, así como otros criterios de solución. Aquellas que no pasan estos controles son rechazadas y solamente se dejan las que de alguna manera podrían llegar a ser soluciones viables al problema planteado.

II.9.5- Decisión

En esta parte del proceso es donde se aceptan o rechazan las posibles soluciones planteadas en la tormenta de ideas. Es posible desarrollar, perfeccionar

y analizar varias ideas, y cada una puede ofrecer ventajas sobre las otras, pero ninguna idea es ampliamente superior a las demás.

La decisión acerca de cuál diseño será el óptimo para una necesidad específica debe determinarse mediante una matriz de decisión, experiencia técnica e información real. Siempre existe el riesgo de error en cualquier decisión, pero un diseño bien elaborado estudia el problema a tal profundidad que minimiza la posibilidad de pasar por alto una consideración importante, como ocurriría en una solución improvisada.

II.9.6.- Construcción.

El último paso del diseñador es preparar y supervisar los planos, las especificaciones finales con los cuales se va a construir el diseño seleccionado. En algunos casos, el diseñador supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar un diseño para la realización, se debe tener en cuenta los detalles de fabricación, métodos de ensamblaje, materiales a utilizar y otras especificaciones, las cuales harán que se realice el trabajo de manera rápida, fácil y eficiente.

Durante esta etapa, el diseñador puede realizar modificaciones a poca escala que logren mejorar el diseño, sin embargo, estos cambios deben ser insignificantes para la idea global, al menos que surja un concepto enteramente nuevo e innovador, por lo cual, se tendrá que realizar una devolución a las etapas iniciales del proceso de diseño, para que el nuevo concepto sea desarrollado, aprobado y presentado.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Cuando se desea diseñar algo, hace falta establecer una necesidad la cual surge de resolver un problema específico. La metodología del diseño consiste en seguir una serie de paso en forma secuencial y lograr así, llegar a una solución satisfactoria para el diseñador y el cliente. El diseñador se basa en sus conocimientos adquiridos a lo largo de su vida, de su experiencia y de lo aprendido a lo largo de su carrera, lo cual lo ayuda a transformar materiales en productos, usando todas las herramientas posible a su disposición como son el tiempo, los recursos monetarios, tecnologías, entre otros. El producto final debe ser funcional, practico, manejable, seguro, eficiente, fácilmente comerciable, competitivo y de fácil producción.

El diseño aplicado en la ingeniería mecánica consiste en crear y construir una serie de componentes, la mayoría de naturaleza mecánica, haciendo uso de las ciencias y del estudio aplicado de los materiales en paralelo con un conocimiento profundo de las implicaciones, limitaciones y creatividad por parte del diseñador.

III.1.- IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente la empresa Transfo-Metal, S.A. ubicada en la Zona Industrial de las Minas de Baruta. Caracas-Venezuela, tiene una producción de 1000 cerraduras de pomo diario, por esto se han visto en la necesidad de controlar la calidad de las mismas, revisando componentes y materiales de contracción, así como también la duración de las mismas. Para esto último, la empresa ha decidido diseñar una máquina para probar las cerraduras de pomo y así determinar el tiempo de vida útil de las mismas, esta máquina debe simular los procesos que realiza una persona para abrir una puerta, estos son: A.- Girar el pomo; B.- Girar

el seguro; C.- Girar la llave hasta abrir el seguro; D.- Apretar el pestillo; E.- Golpe de la lamina que va en el marco. Esta máquina debe ser funcional y fácil de operar.

III.2.- TORMENTA DE IDEAS

Se reunió una cantidad de personas entre estudiantes y profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, y se les dio una breve explicación acerca de la prueba que se quiere realizar a las cerraduras. Todas las ideas son aceptadas y analizadas.

Luego se deben limitar las soluciones, para esto se deben tomar en cuenta una serie de consideraciones para el diseño y así seleccionar las ideas más viables, estas son:

- Tiempo de prueba para las cerraduras, hay que tomar en cuenta a cuantos ciclos se somete una cerradura para que deje de cumplir con sus funciones, ya que este tipo de ensayos puede durar varios días.
- Materiales de construcción, de esto depende el tiempo de vida útil de la máquina.
- Funcionalidad de máquina, esta tiene que realizar todos los procesos descritos en la descripción del problema.
- Tamaño de la máquina, hay que tomar en cuenta las dimensiones del lugar en donde va a operar la máquina, para que no incomode a los operadores de la misma.
- Operabilidad, esta máquina tiene que ser de fácil uso para el personal que la va a manipular.
- Fácil mantenimiento, para que se pueda limpiar fácilmente y que los componentes se puedan cambiar fácilmente en caso de que se dañen.

III.3.- PERFECCIONAMIENTO DE LAS IDEAS

Aplicando la metodología del diseño, se comenzó a evaluar todas las ideas propuestas en el proceso anterior, se estudio y analizó cada una de las ideas, propuestas y bosquejos con el fin de mejorarlas para obtener respuestas reales y concretas al problema planteado, de esta forma se obtuvo una serie de propuestas que se dan a continuación:

Propuesta # 1

Utilizar un sistema de robots para hacer la prueba necesaria a cada elemento de la cerradura de pomo y usar un control lógico programable (PLC) para coordinar el uso de cada brazo robótico y el contador de ciclo correspondiente a los elementos del mismo.

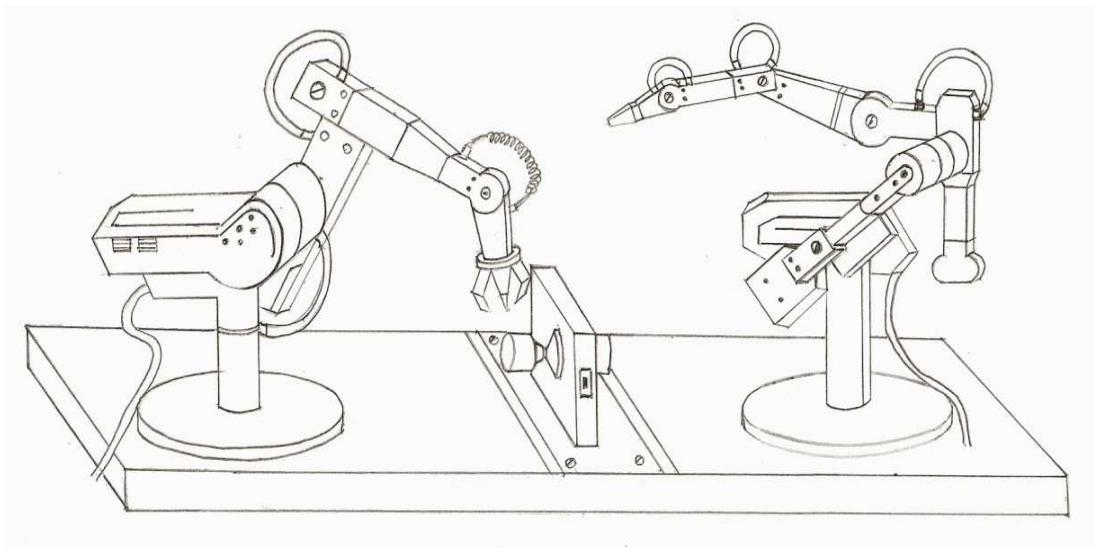


Figura 3.1.- Propuesta número 1

Propuesta # 2

Se construye una estructura soldada, con tres columnas, en las hileras de los extremos se colocan los actuadores neumáticos y en la hilera del medio se colocan la puerta con su respectiva cerradura. En el extremo izquierdo se colocan dos tipos de actuadores, uno lineal que abre y cierra la puerta y otro giratorio que prueba el seguro y el pomo. En el lado derecho se coloca un actuador rotatorio el cual se encarga de girar la llave. Esta máquina contara con un PLC para controlar el proceso y un contador de ciclos.

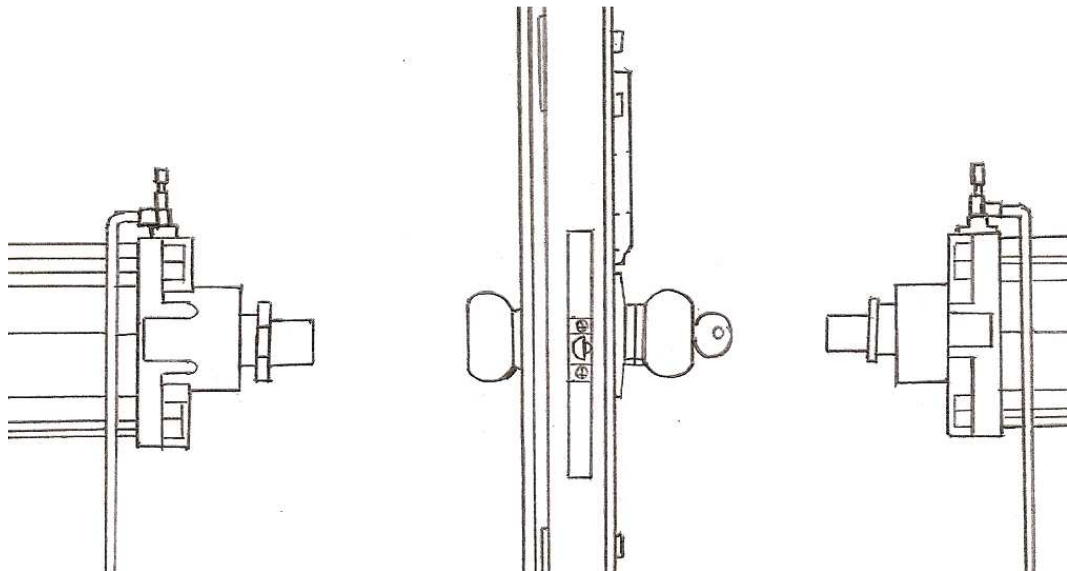


Figura 3.2.- Propuesta número 2

Propuesta # 3

Se construye una estructura soldada, con dos columnas, en una columna se coloca puerta que lleva incorporado un actuador rotatorio para girar la llave hasta quitar el seguro y luego girar el pomo respectivamente; y en la otra columna se colocan dos actuadores uno lineal que empuja la puerta y otro rotatorio que gira el seguro. Esta máquina contará con un PLC para controlar los procesos y un contador de ciclos.

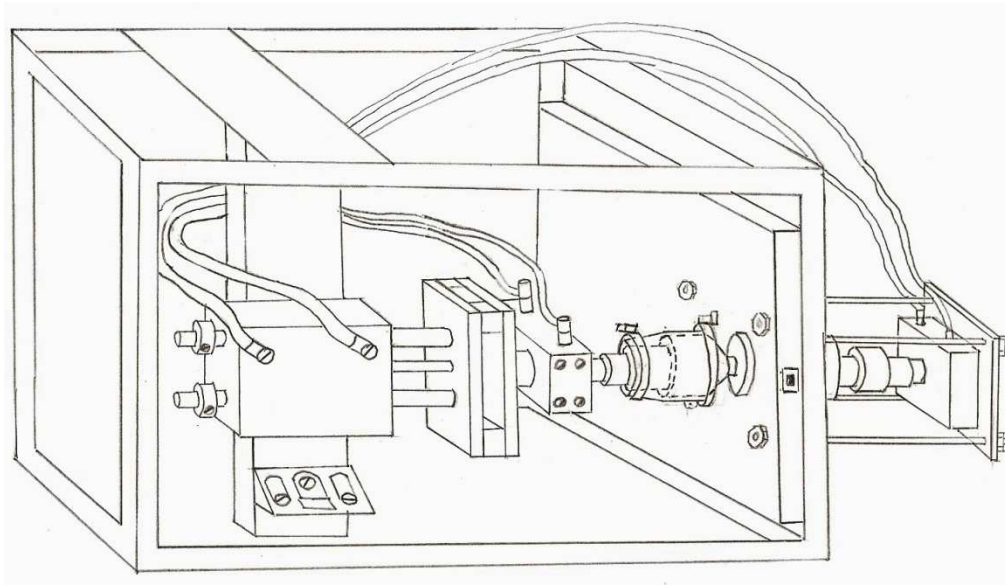


Figura 3.3.- Propuesta número 3

Propuesta # 4

Se construye un mecanismo que funcione con un actuador lineal y pueda trabajar con tres cerraduras simultáneamente, se le coloca en la unión de las manivela un sistema de desacople en caso de que alguna cerradura falle en un tiempo menor al deseado. Esta máquina contará con un PLC para controlar los procesos y el desacople del mecanismo; y un contador de ciclos para cada pomo.

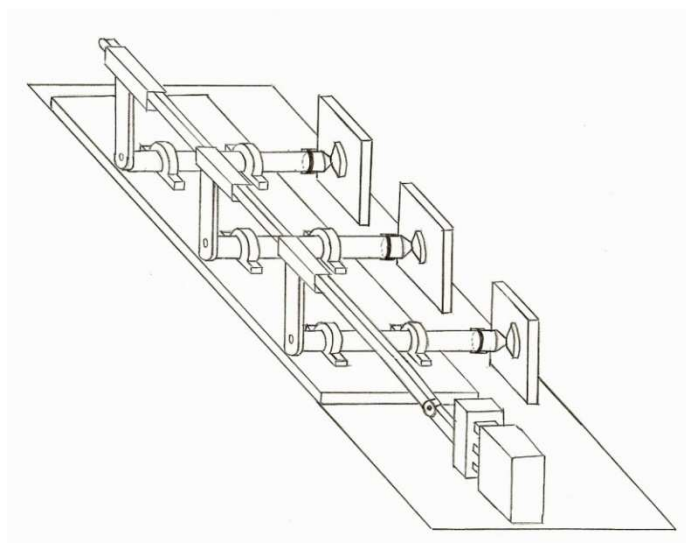


Figura 3.4.- Propuesta número 4

Propuesta # 5

Utilizar una máquina probadora de cerradura que funciona con un motor eléctrico el cual se acopla a un mecanismo de cuatro (4) barras para hacer movimientos alternativos y estos se fijan a la cerradura para girar el pomo.

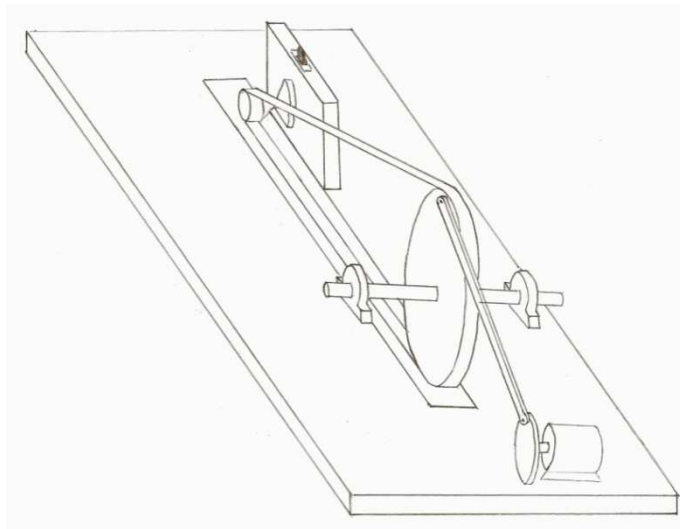


Figura 3.5.- Propuesta número 5

Propuesta # 6

Robot Abre-Cierra Puertas: Colocamos un robot que simule el brazo de una persona para abrir y cerrar la puerta.

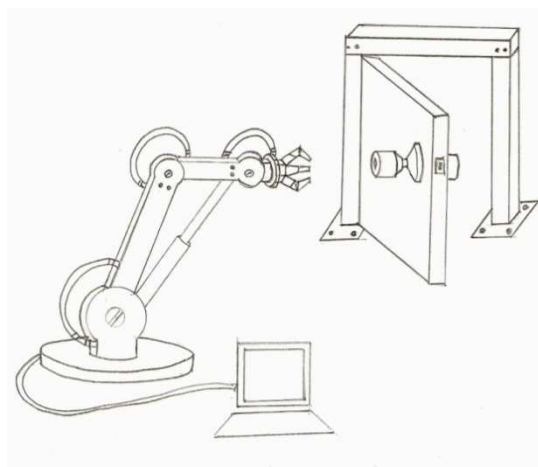


Figura 3.6.- Propuesta número 6

Propuesta # 7

Un contador de ciclos para cada cerradura: Se le coloca un contador de ciclos a cada cerradura que se venda y así el cliente puede ver cuántos ciclos durara la cerradura y si no cumple los parámetros establecidos, el usuario puede cambiar el producto.

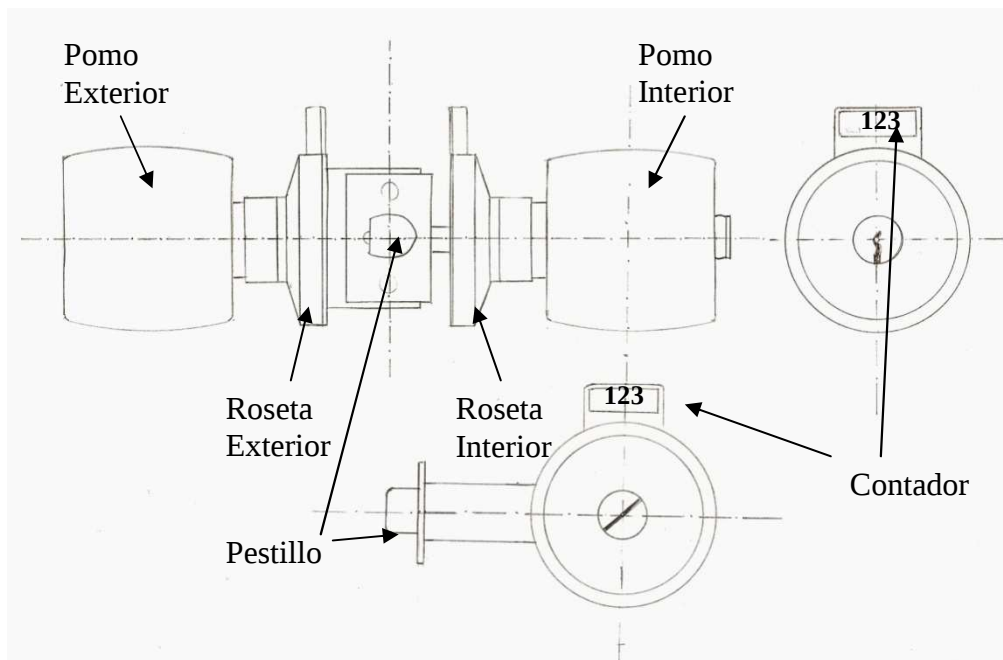


Figura 3.7.- Propuesta número 7

III.4.- ANÁLISIS DE IDEAS

A cada una de las ideas seleccionadas se le aplican una serie de criterios para saber si cumplen los requisitos impuestos a la solución. Se compara las propuestas más acertadas y se llevan a una matriz de decisiones que arrojará cual es la solución más acertada para este problema, estos criterios son los siguientes:

- **Adquisición de los componentes:** se refiere a la facilidad para obtener la mayor cantidad de elemento en el mercado a la hora de realizar el diseño.
- **Confiabilidad:** es la probabilidad de que el elemento o sistema en cuestión no falle durante el periodo especificado bajo condición prescrita.
- **Costo de manufacturación:** es uno de los criterios que mas predomina a la hora de materialización del proyecto ya que esta relacionado con los gastos de la obtención de la materia prima, lo equipos, la construcción y el máquinado de las piezas.
- **Operabilidad:** se refiere a la facilidad con que un diseño determinado puede ser manejado u operado por seres humanos.
- **Traslado:** Es la cantidad de fuerza gravitacional que se ejerce sobre los componentes de la máquina, mientras más ligera es esta fuerza es más fácil de transportar el equipo.
- **Ruido:** es el sonido ejecutado por los equipos y mecanismos de mismo, si es muy elevado puede ocasionar molestias para el operador e interrumpir cualquier otra actividad.
- **Tamaño:** el espacio ocupado por el dispositivo no deberá interrumpir otras actividades.
- **Mantenimiento:** es la facilidad que ofrece el equipo para realizar las tareas necesarias con el fin de conservar o restaurar, de manera que pueda permanecer en óptimas condiciones.
- **Seguridad:** consiste en evaluar cuales son los niveles de riesgosa que pueden ocasionar una falla en alguno de los dispositivos utilizados.
- **Versatilidad:** capacidad que tiene la máquina para realizar varios procesos al mismo tiempo de forma efectiva.

III.5.- MATRIZ DE DECISIÓN

Esta consiste en comparar las soluciones propuestas y obtener de allí la solución óptima al problema, asignándole valores a cada uno de los criterios de diseño y evaluándola en cada propuesta.

El valor porcentual asignado a cada criterio, dependiendo de su nivel de importancia a la hora de seleccionar la propuesta óptima, se presenta a continuación:

CRITERIOS	VALOR (%)
Adquisición de los componentes	7
Confiabilidad	10
Costo de manufacturación	11
Operabilidad	10
Traslado	9
Ruido	9
Tamaño	8
Mantenimiento	12
Seguridad	12
Versatilidad	12

Tabla 3.1.- Criterios de selección.

Para la evaluación de las propuestas en cada uno de los criterios, se utilizará la siguiente escala numérica:

Muy deficiente (1)

Deficiente (2)

Bueno (3)

Muy bueno (4)

Excelente (5)

Los valores totales de cada propuesta se obtienen multiplicando el porcentaje de cada criterio con la evaluación numérica asignada a dicho criterio y se divide con el valor máximo de la escala numérica (5), luego al sumar cada uno de estos resultados se toma como propuesta ganadora aquella que posee mayor puntaje tanto en la evaluación como en el porcentaje total.

Se procede a elaborar la matriz de decisión:

PROPUESTAS															
CRITERIOS	Valor	1		2		3		4		5		6		7	
	(%)	Ev.	Tot. (%)	Ev.	Tot. (%)	Ev.	Tot. (%)	Ev.	Tot. (%)	Ev.	Tot. (%)	Ev.	Tot. (%)	Ev.	Tot. (%)
Adquisición de los componentes	7	2	2,8	5	7	5	7	4	5,6	5	7	2	2,8	4	5,6
Confiabilidad	10	2	4	4	8	4	8	3	6	4	8	3	6	4	8
Costo de manufacturación	11	1	2,2	4	8,8	5	11	3	6,6	4	8,8	1	2,2	2	4,4
Operabilidad	10	3	6	4	8	4	8	4	8	4	8	3	6	4	8
Peso	9	3	5,4	4	7,2	5	9	3	5,4	4	7,2	4	7,2	0	0
Ruido	9	5	9	3	5,4	3	5,4	4	7,2	4	7,2	5	9	0	0
Tamaño	8	3	4,8	3	4,8	4	6,4	3	4,8	4	6,4	5	8	0	0
Mantenimiento	12	1	2,4	4	9,6	4	9,6	4	9,6	3	7,2	2	4,8	1	2,4
Seguridad	12	5	12	5	12	5	12	3	7,2	2	4,8	4	9,6	5	12
Versatilidad	12	4	9,6	5	12	5	12	2	4,8	1	2,4	2	4,8	3	7,2
TOTAL	100	29	58,2	41	82,8	44	88,4	33	65,2	35	67	31	60,4	23	47,6

Tabla 3.2.- Matriz de Decisión.

III.6.- CONSTRUCCIÓN.

Una vez obtenida la propuesta ganadora, aquella con mayor puntaje en la matriz de decisión (propuesta # 3) se prepararon los planos de todos los componentes con el fin de presentarlos y discutirlos con el personal capacitado para establecer las características de diseño y construcción para obtener de esta forma un producto que satisfaga las condiciones requeridas y que cumpla con la solución del problema.

CAPITULO IV**DESARROLLO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS**

Una vez realizada y analizada la matriz de decisiones, es necesario desarrollar los cálculos pertinente para dimensionar la máquina y además seleccionar os materiales para la fabricación de la misma, esto se obtendrá a partir de las cargas con las cuales estará solicitada cada uno de los componentes y los materiales seleccionados deben ser adecuados para soportar dichas cargas. Además en el diseño hay que tomar en cuenta el factor estética.

IV.1.- Máquina de ensayos

Esta máquina consta de N piezas las cuales esta acopladas para cumplir todas las unciones de la misma.

- **Eje para ensayar llave y pomo:** este accionará la llave que abre el seguro y a su vez transmitirá la torsión al dado que accionara el pomo para abrir la puerta.

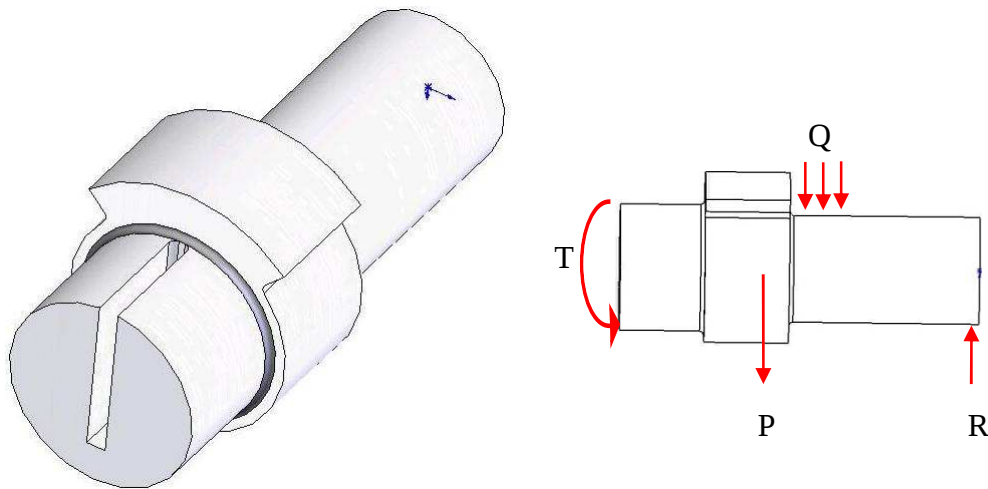


Figura 4.1.- Eje para ensayar llave y pomo

- **Dado para accionar el pomo:** transmitirá la potencia para poder girar al pomo.

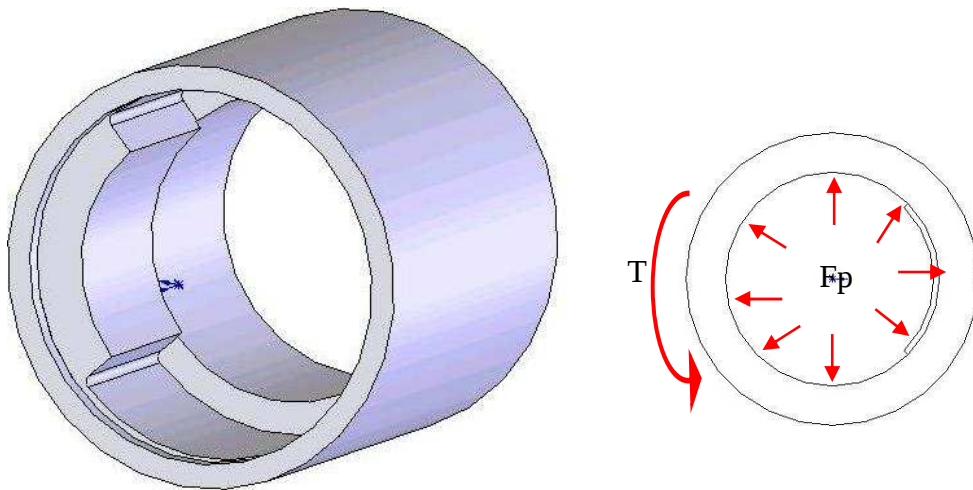


Figura 4.2.- Anillo para accionar el pomo

- **Rodamiento para eje y anillo de la llave:** este es el que separa el eje con el dado y permitirá el movimiento libre de este último.

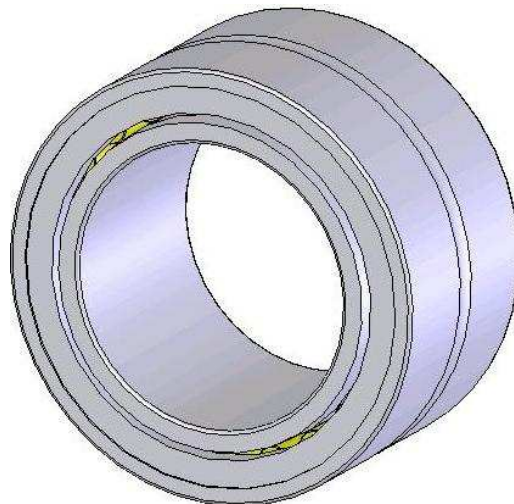


Figura 4.3.- Rodamiento para eje y anillo de la llave

- **Actuador neumático rotativo para llave y pomo:** este producirá el torque necesario para abrir la llave y el pomo.

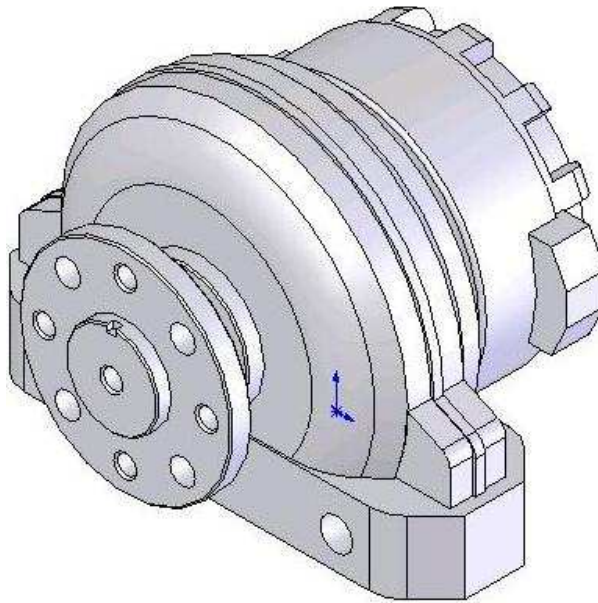


Figura 4.4.- Actuador rotatorio para girar la llave y el pomo

- **Placa de acople:** estas serán dos placas utilizadas para acoplar el actuador rotatorio para llave y botón con la puerta:

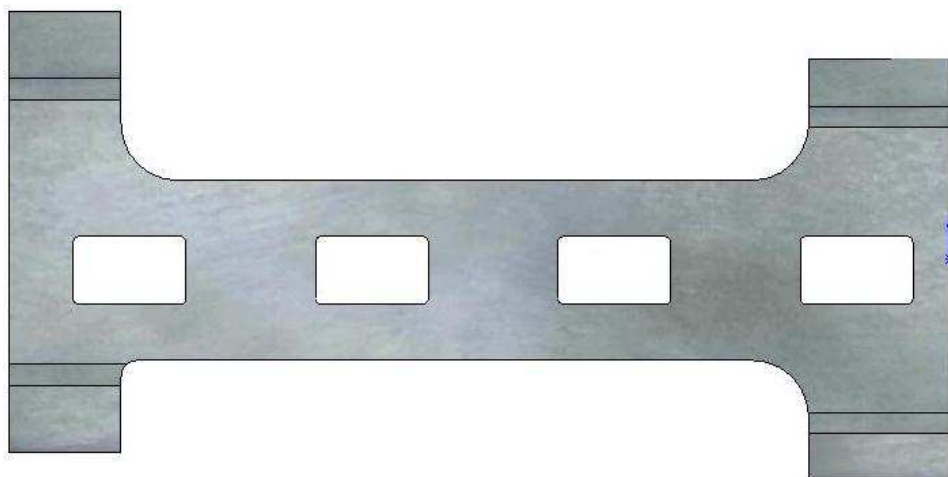


Figura 4.5.- Placa de acople

- **Eje para ensayar el botón de seguro:** este eje accionara el botón de seguro de la cerradura, además servirá para transmitir la carga axial que viene del actuador lineal al dado para abrir y cerrar la puerta.

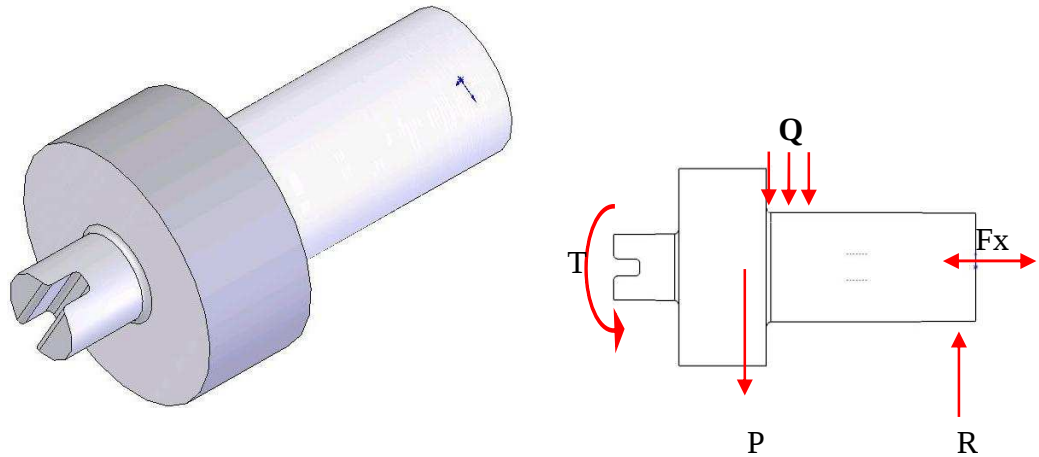


Figura 4.6.- Eje para ensayar botón de seguro

- **Anillo para abrir y cerrar puerta:** este anillo recibirá la carga axial que viene del actuador lineal para así poder abrir y cerrar la puerta.

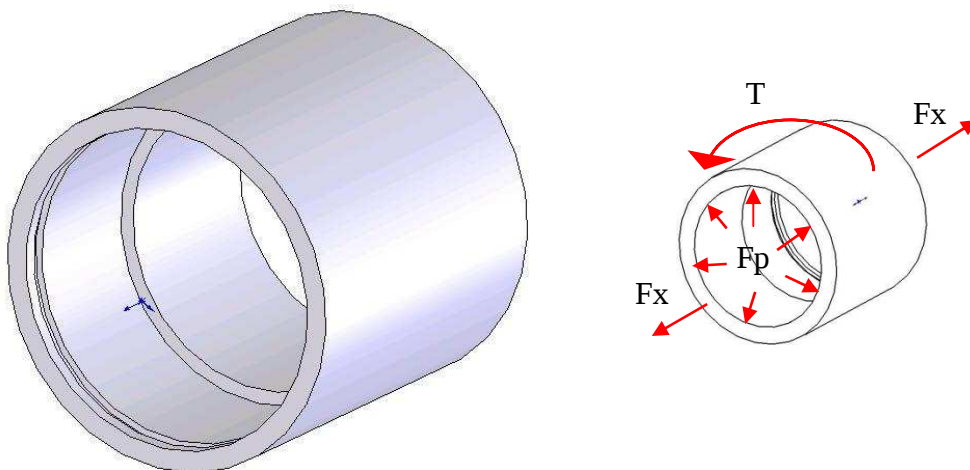


Figura 4.7.- Anillo para abrir y cerrar la puerta

- **Rodamiento para eje y anillo de botón:** este separa el eje con el anillo para que el primero pueda girar libremente.

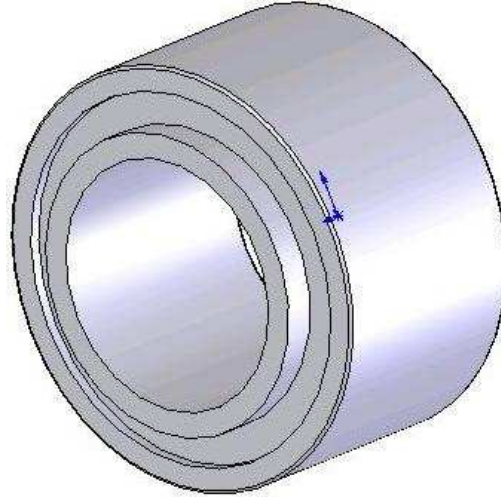


Figura 4.8.- Rodamiento para el eje y anillo del botón

- **Actuador rotatorio para eje del botón:** este producirá el torque necesario para abrir el botón de seguro.

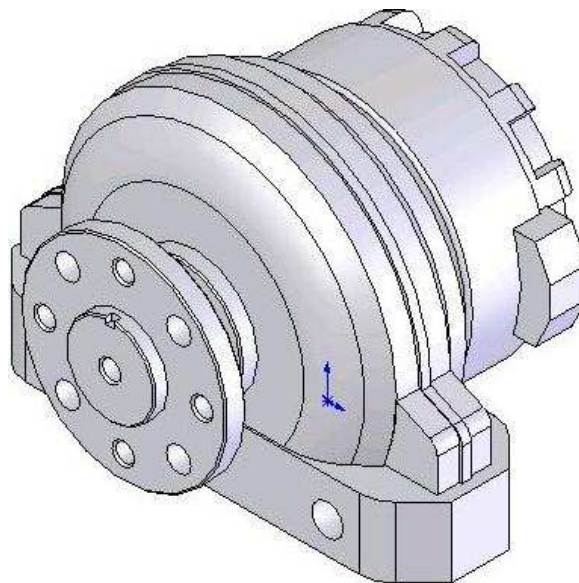


Figura 4.9.- Actuador rotatorio para girar el botón

- **Actuador neumático lineal para abrir y cerrar la puerta:** este producirá la carga necesaria para poder abrir y cerrar la puerta,

además de mover el peso de los ejes, dados y actuadores rotatorios, ya que todos estarán acoplados a la misma estructura a mover.

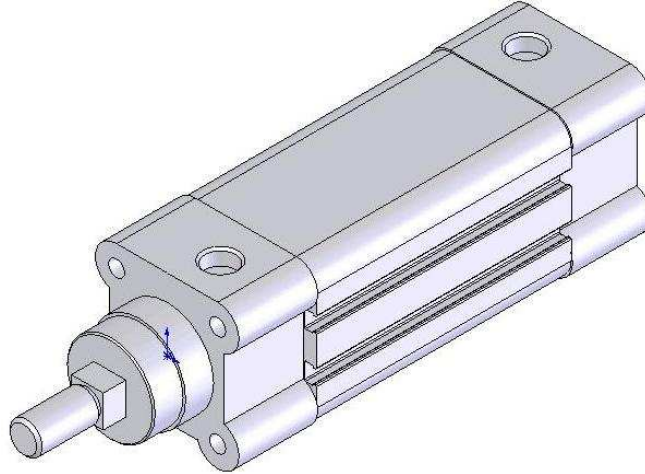


Figura 4.10.- Actuador lineal

- **Bridas de acople:** estas se utilizarán para acoplar los ejes con los actuadores rotatorios.

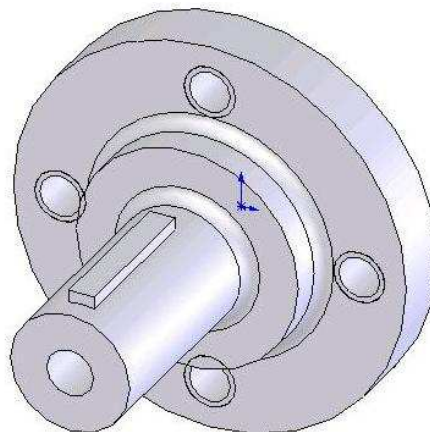


Figura 4.11.- Brida de acople

- **Retenes de seguridad:** la función de estos es para que los anillos no se muevan y no dañen los rodamientos.

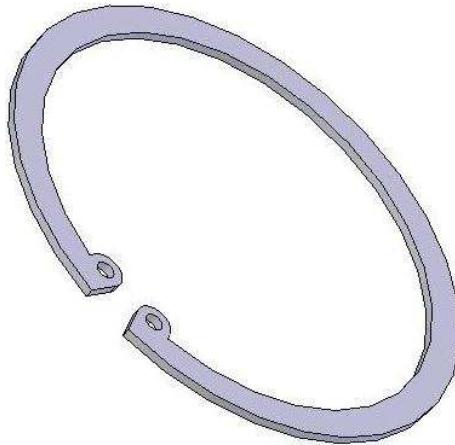


Figura 4.12.- Retenes

- **Puerta:** aquí es donde estarán montadas las cerraduras tipo pomo y estará construida con un marco de perfil C.

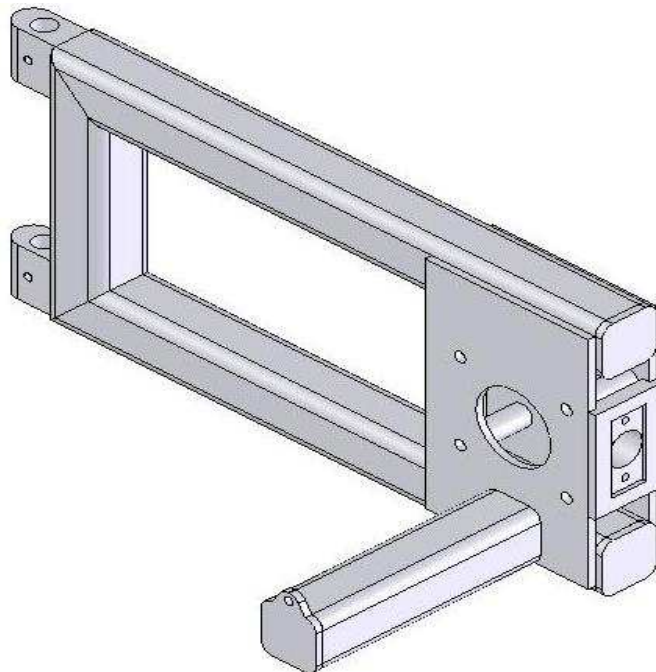


Figura 4.13.- Puerta

- **Eje para puerta:** este junto con los cojinetes servirán como bisagra para sostener la puerta.

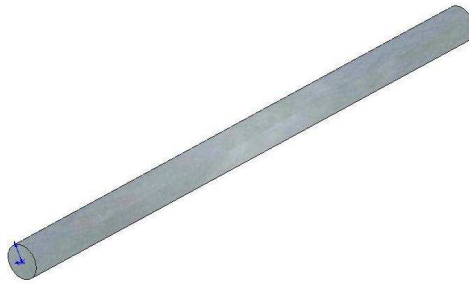


Figura 4.14.- Eje para bisagra de puerta

- **Cojinetes:** son los que se nombran en la parte anterior.



Figura 4.15.- Rodamiento para bisagras

- **Estructura:** es en donde estarán montados todos los componentes de la máquina y estará fabricada con perfiles del tipo.

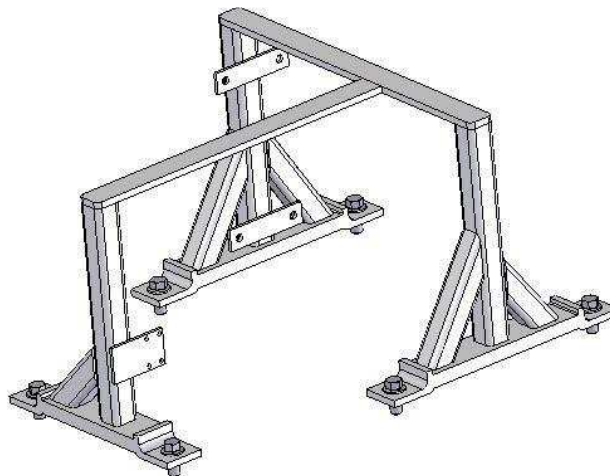


Figura 4.16.- Estructura de la máquina

- **Tornillos de fijación para los distintos componentes de acople:** se utilizarán distintas clases de tornillos los cuales se mostrarán a continuación en las figuras siguientes.

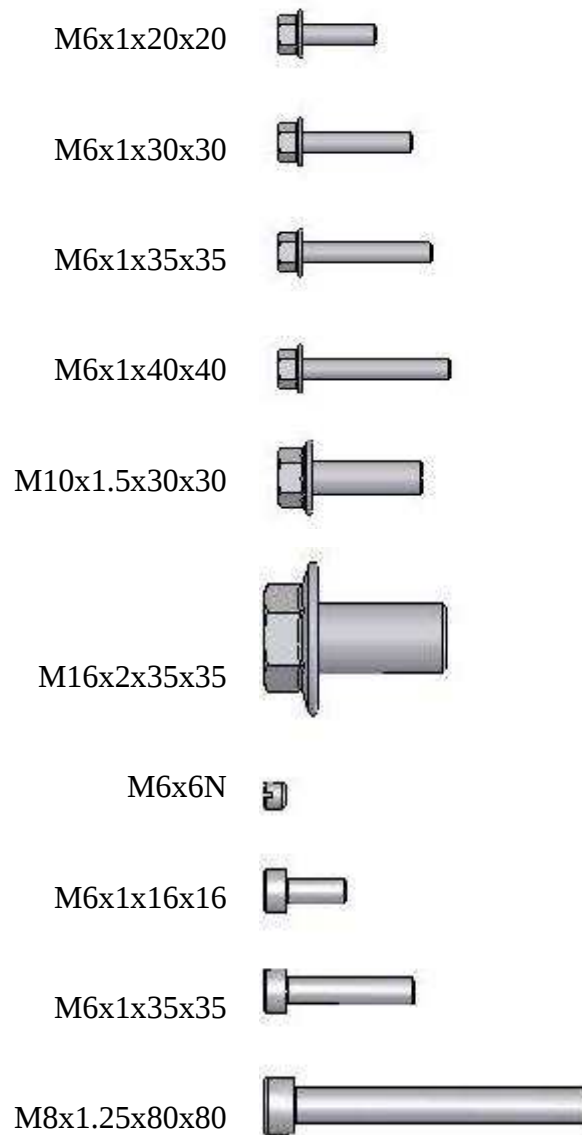


Figura 4.17.- Pernos y tornillos

- **Componentes neumáticos:** Estos componentes se enumeran en la tabla IX.1

IV.2.-DETERMINACION DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS.

A cada uno de los componentes se le realizaron los cálculos pertinentes por separado ya que están sometidas a diferentes tipos de cargas. Estos cálculos se realizaron a partir de las geometrías y materiales, para determinar los factores de seguridad.

IV.3.-CÁLCULO DE LA CARGA NECESARIA PARA ACCIONAR EL POMO.

Para determinar esta fuerza necesaria se utilizo un dinamómetro el cual arroja un resultado expresado en kilogramos, para esto se monto la cerradura en una puerta y se le acoplo el dinamómetro mediante una abrazadera el cual tenía un brazo el cual se le aplico el torque necesario para accionar el pomo. El resultado arrojado por el dinamómetro fue de 0,400 Kg más el peso del mismo que fue de 0,300 Kg, después se hicieron los cálculos pertinentes para transformarlo a unidades de fuerza y luego a unidades de torsión o torque.



Figura 4.18.- Prueba de la cerradura



Figura 4.19.- Prueba de la cerradura 2



Figura 4.20.- Dinamómetro



Figura 4.21.- Peso necesario para girar el pomo



Figura 4.22.- Elementos del experimento

Cálculo de la fuerza

$$F = 0.7Kg \cdot 9,81 m/s^2 = 6,86 N.m$$

Para el torque

$$T = 6,86 \text{ N} \cdot \text{Xm} = 0,3 \text{ Nm}$$

Este torque se llevó a 1 Nm, para evitar que por producto de la corrosión el actuador no pueda mover el pomo, además se tomó en cuenta la función de la máquina y evitar que el actuador falle en poco tiempo de uso.

El torque necesario para accionar la llave y el botón de seguro, se estimó que era la tercera parte del torque para accionar el pomo, 0,3 Nm.

IV.4.-CÁLCULO DE CADA UNO DE LOS COMPONENTES

IV.4.1.-Cálculo del eje para ensayar la llave y el pomo

Primero calculamos el peso del eje, para esto lo separamos en 5 secciones.

Parte 1

Volumen 1

$$V = \pi \cdot \frac{(29,7400 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} \cdot (20 \times 10^{-3} \text{ m}) = 1,3900 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Masa 1

$$m = 7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,3900 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,1100 \text{ Kg}$$

Peso 1

$$P = 0,1100 \text{ Kg} \cdot 9.8100 \text{ m/s}^2 = 1,08 \text{ N}$$

Parte 2

Volumen 2

$$V = \pi \cdot \frac{(35 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} \cdot (20 \times 10^{-3} \text{ m}) = 1,9200 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Masa 2

$$m = 7800 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1,9200 \times 10^{-5} m^3 = 0,1500 Kg$$

Peso 2

$$P = 0,1500 Kg \cdot 9.81 m/s^2 = 1,4715 N$$

Parte 3

Volumen 3

$$V = \pi \cdot \frac{(25 \times 10^{-3} m)^2}{4} \cdot (20 \times 10^{-3} m) = 9,8100 \times 10^{-6} m^3$$

Masa 3

$$m = 7800 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9,8100 \times 10^{-6} m^3 = 0,0760 Kg$$

Peso 3

$$P = 0,0760 Kg \cdot 9.81 m/s^2 = 0,7456 N$$

Parte 4

Volumen 4

$$V = \pi \cdot \frac{(25 \times 10^{-3} - 14 \times 10^{-3} m)^2}{4} \cdot (25 \times 10^{-3} m) = 2,3800 \times 10^{-6} m^3$$

Masa 4

$$m = 7800 \frac{Kg}{m^3} \cdot 2,3800 \times 10^{-6} m^3 = 0,0180 Kg$$

Peso 4

$$P = 0,0180 Kg \cdot 9.81 m/s^2 = 0,1766 N$$

Parte 5

Volumen 5

$$V = 29,74 \times 10^{-3} m \cdot 3 \times 10^{-3} m \cdot 19 \times 10^{-3} m = 1,7000 \times 10^{-6} m^3$$

Masa 5

$$m = 7800 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1,7000 \times 10^{-6} m^3 = 0,0130 Kg$$

Peso 5

$$P = 0,0130 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 0,1275 \text{ N}$$

Peso total

$$P = 1,0800 \text{ N} + 1,4715 \text{ N} + 0,7456 \text{ N} + 0,1766 \text{ N} - 0,1275 \text{ N} = 3,3460 \text{ N}$$

Hallamos el centroide del eje

$$\begin{aligned} X_c &= \frac{(10 \times 595 + 30 \times 700 + 50 \times 500 + 72,5 \times 625 - (72,5 \times 350 + 9,5 \times 57))}{595 + 700 + 500 + 625 - (350 + 27)} \\ &= 35,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

Calculamos los momentos de inercia I_z y J , para esto separamos al eje en cuatro secciones.

Parte 1

$$\begin{aligned} I_z &= \frac{\pi}{64} x (29,74 \times 10^{-3})^4 = 3,8400 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \\ J &= \frac{\pi}{32} x (29,74 \times 10^{-3})^4 = 7,6800 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \end{aligned}$$

Parte 2

$$\begin{aligned} I_z &= \frac{\pi}{64} x (35 \times 10^{-3})^4 = 7,3662 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \\ J &= \frac{\pi}{32} x (35 \times 10^{-3})^4 = 1,4732 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \end{aligned}$$

Parte 3

$$\begin{aligned} I_z &= \frac{\pi}{64} x (25 \times 10^{-3})^4 = 1,9174 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \\ J &= \frac{\pi}{32} x (25 \times 10^{-3})^4 = 3,8349 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \end{aligned}$$

Parte 4

$$I_z = \frac{\pi}{64} x ((25 \times 10^{-3})^4 - (14 \times 10^{-3})^4) = 1,7300 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$J = \frac{\pi}{32} \times ((25 \times 10^{-3})^4 - (14 \times 10^{-3})^4) = 3,4600 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Para hacer los cálculos de esfuerzo se estudia el caso más crítico, el cual es la sección en donde los momentos de inercia son menores la cual es en la parte 4.

El torque se obtuvo de la carga de trabajo.

Se realizaron los diagramas de Momento Torsor, Flector y Fuerza cortante.

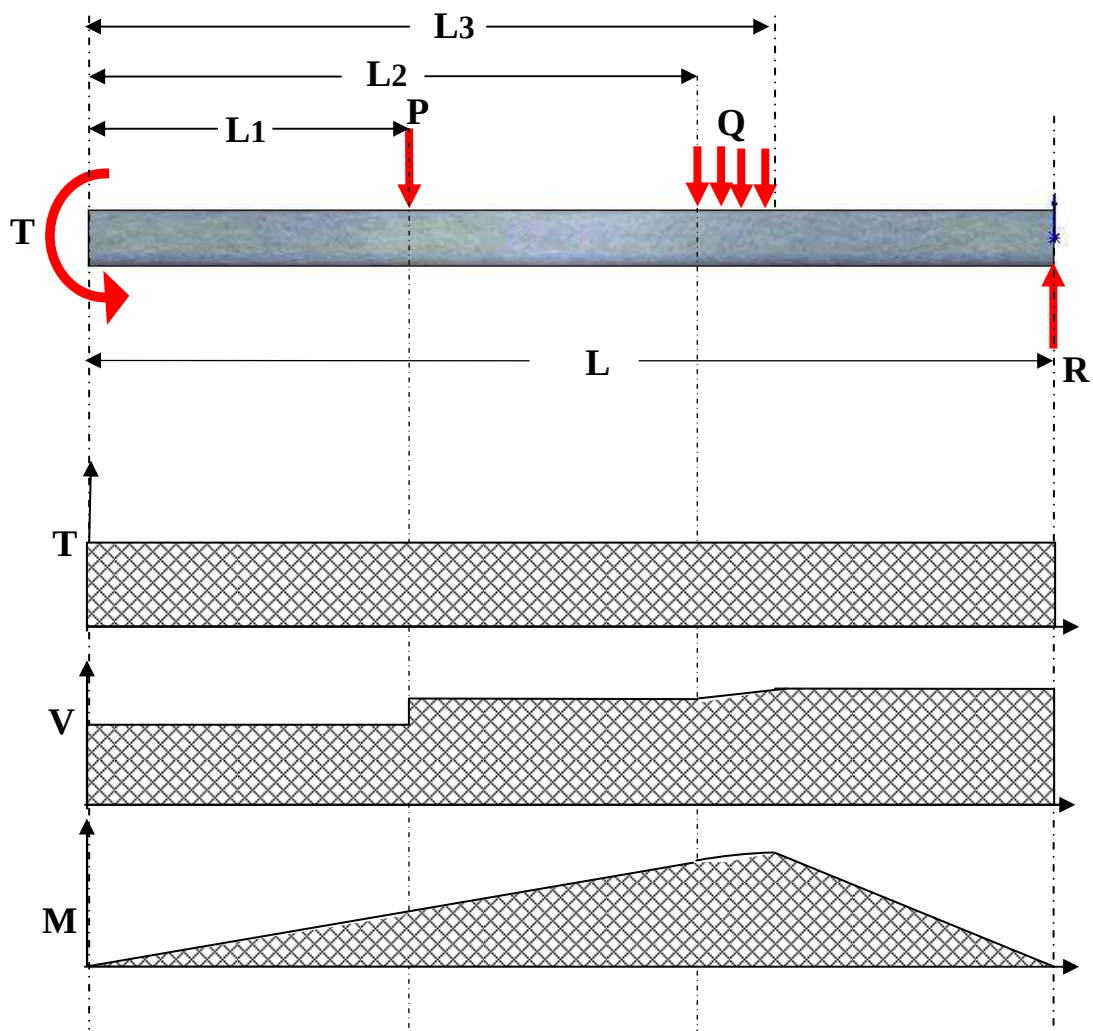


Figura 4.23.- Diagrama de fuerzas

Del diagrama de momento flector se obtuvo el momento máximo en la sección mas critica del eje, el cual es 0,1109 Nm.

El esfuerzo debido al momento flector arrojó el siguiente resultado

$$\sigma_x = \frac{0,1109Nm \cdot 25 \times 10^{-3}m}{1,7300 \times 10^{-8}m^4} = 160260 Pa$$

El esfuerzo debido a la torsión nos arrojó lo siguiente

$$\tau_{xy} = \frac{1Nm \cdot 25 \times 10^{-3}m}{3,4600 \times 10^{-8}m^4} = 722543 Pa$$

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\sigma_m = \frac{160,260KPa + 0}{2} = 80,130KPa \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\tau_m = \frac{722,543KPa + 0}{2} = 361,271KPa \quad \text{Ecuación 2.10}$$

$$\sigma_a = \frac{160,260KPa - 0}{2} = 80,130KPa \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\tau_a = \frac{722,543KPa - 0}{2} = 361,271KPa \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Luego calculó los esfuerzos de Von Mises

$$\sigma'_a = \sqrt{80,103^2 + 3 \times 361,271^2} = 630,849Kpa = \sigma'_m \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Seleccionamos un Acero ANSI-SAE 4140, cuyas propiedades se tomaron de la tabla I.1., es un acero para maquinaria con buenas propiedades mecánicas,

muy buena resistencia a la corrosión y buena maquinabilidad. Además, es un material excelente para una máquina de ensayos que tiene que ser bastante robusta, ya que cada prueba que será realizada por la máquina durara tres días aproximadamente. Sus propiedades mecánicas son:

Esfuerzo de tracción $S_{ut} = 655 \text{ Mpa}$.

Esfuerzo de fluencia $S_y = 414 \text{ MPa}$.

Ahora calculamos los factores de Marín

$$K_a = 4,51 \times 655^{-0,265} = 0,8088 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$K_b = \left(\frac{25}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,8806 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$K_c = 0,59 \text{ Para torsión} \quad \text{Tabla 2.4}$$

$$K_d = 1 \text{ Por temperatura} \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$K_f = 1,63 \text{ Para chavetero} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

$$K_e = \frac{1}{1,63} = 0,6135 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Se calcula el esfuerzo modificado S_e

$$S_e' = 0,504 \times 655 = 330,12 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,8088 \times 0,8806 \times 0,59 \times 1 \times 0,6135 \times 330,12 = 85,1056 \text{ MPa}$$

Ecuación 2.10

Ahora mediante el criterio de Goodman modificado calculamos el factor de seguridad

$$n = \frac{1}{\frac{630,849}{85105,5} + \frac{630,849}{655000}} = 119 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

IV.4.2.-Cálculo del eje para el botón

Se separó el eje en 4 secciones

Parte 1

$$V_1 = 2,65 \times 10^{-6} m^3$$

$$m_1 = 0,0206 Kg$$

$$P_1 = 0,2021 N$$

Parte 2

$$V_2 = 3,18 \times 10^{-5} m^3$$

$$m_2 = 0,2500 Kg$$

$$P_2 = 2,4525 N$$

Parte 3

$$V_3 = 1,23 \times 10^{-5} m^3$$

$$m_3 = 0,0950 Kg$$

$$P_3 = 0,9320 N$$

Parte 4

$$V_4 = 2,38 \times 10^{-6} m^3$$

$$m_4 = 0,0180 Kg$$

$$P_4 = 0,1766 N$$

Peso total

$$P = 3,7632 N$$

El centroide del eje es

$$X_c = 40,54 mm$$

Se cálculo los momentos de inercia I_z y J

Parte 1

$$I_z = 2,48 \times 10^{-8} m^4$$

$$J = 4,97 \times 10^{-8} m^4$$

Parte 2

$$I_z = 2,0128 \times 10^{-7} m^4$$

$$J = 4,0258 \times 10^{-7} m^4$$

Parte 3

$$I_z = 1,9174 \times 10^{-8} m^4$$

$$J = 3,8349 \times 10^{-8} m^4$$

Parte 4

$$I_z = 1,7300 \times 10^{-8} m^4$$

$$J = 3,46 \times 10^{-8} m^4$$

Para hacer los cálculos de esfuerzo se estudia el caso más crítico, el cual es la sección en donde los momentos de inercia son menores la cual es en la parte 4.

El torque se obtuvo de la carga de trabajo.

Del diagrama de momento flector se obtuvo el momento máximo en la sección mas critica del eje, el cual es 0,1272 Nm.

El esfuerzo debido al momento flector arrojo el siguiente resultado

$$\sigma_x = 183,815 \text{ KPa}$$

El esfuerzo debido a la carga axial

$$\sigma_x = 722,842 \text{ KPa}$$

El esfuerzo debido a la torsión

$$\tau_{xy} = 722,543 \text{ KPa}$$

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\sigma_m = 722,842 \text{ KPa} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\sigma_a = 269,514 \text{ KPa} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\tau_m = 361,271 \text{ KPa} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

$$\tau_a = 361,271 \text{ KPa} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Luego se cálculo los esfuerzos de Von Mises

$$\sigma'_m = 772,649 \text{ KPa} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$\sigma'_a = 681,613 \text{ KPa} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Seleccionando un Acero ANSI-SAE 4140

Los factores de Marín son

$$K_a = 0,8088 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$K_b = 0,8806 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$K_c = 0,59 \quad \text{Tabla 2.4}$$

$$K_d = 1 \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$K_e = 0,6135 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

El esfuerzo modificado es

$$S_e' = 330,12 \text{ MPa}$$

$$S_e = 85,1056 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad es

$$n = 99 \quad \text{Ecuación 2.2}$$

IV.4.3.-Cálculo del anillo para accionar el pomo

El anillo fue separado en dos partes

Se calculó el peso

$$V = 7,00 \times 10^{-6} m^3$$

$$m = 0,0540 Kg$$

$$P = 0,5300 N$$

Este anillo está sometido a torsión pura, ya que no se toman en cuenta la flexión debido al peso por qué despreciable con respecto a la torsión.

Se calculó el momento de inercia J

$$J_1 = 5,3100 \times 10^{-7} m^4$$

$$J_2 = 2,7800 \times 10^{-7} m^4$$

La sección correspondiente a la parte 2 corresponde a la sección mas esforzada ya que tiene menor momento polar de inercia y la torsión es constante en todo el eje.

El esfuerzo debido a la torsión

$$\tau_{xy} = 187,050 KPa$$

Además este anillo está sometido a una presión de ajuste debido a acople del rodamiento.

El esfuerzo debido al ajuste es

$$\sigma_t = 69,25 MPa$$

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\tau_m = 93,52 KPa \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\tau_a = 93,52 KPa \quad \text{Ecuación 2.10}$$

$$\sigma_m = 34,62 MPa \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\sigma_a = 34,62 MPa \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Los esfuerzos de Von Mises para torsión pura son

$$\sigma' a = 34,625 \text{ Mpa} = \sigma' m \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Los factores de Marín serán

$$Ka = 0,8088 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$Kb = 0,8154 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$Kc = 0,59 \quad \text{Tabla 2.4}$$

$$Kd = 1 \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$Ke = 0,8048 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

El esfuerzo modificado

$$Se = 103,38 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad arroja el siguiente resultado

$$n = 3 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

IV.4.4.-Cálculo del anillo para accionar el botón.

El anillo fue separado en dos partes

Se calculó el peso

$$V = 7,00 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m = 0,0540 \text{ Kg}$$

$$P = 0,5300 \text{ N}$$

Este anillo está sometido a torsión pura, ya que no se toman en cuenta la flexión debido al peso por qué es despreciable con respecto a la torsión.

Se calculó momento de inercia J

$$J_1 = 4,1200 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$J_2 = 2,7800 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

La sección correspondiente a la parte 2 corresponde a la sección más esforzada ya que tiene menor momento polar de inercia y la torsión es constante en todo el eje.

El esfuerzo debido a la torsión

$$\tau_{xy} = 187,050 \text{ KPa}$$

El esfuerzo debido a la carga axial

$$\sigma_x = 2498,704 \text{ KPa}$$

Además este anillo está sometido a una presión de ajuste debido a acople del rodamiento.

El esfuerzo debido al ajuste es

$$\sigma_t = 60,25 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\tau_m = 93,52 \text{ KPa}$$

$$\tau_a = 93,52 \text{ KPa}$$

$$\sigma_m = 70,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 1,21 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos de Von Mises para torsión pura son

$$\sigma'_a = 70,46 \text{ Mpa} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$\sigma'_m = 1,22 \text{ Mpa} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Los factores de Marin serán

$$K_a = 0,8088 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$K_b = 0,8154 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$K_c = 0,59 \quad \text{Tabla 2.4}$$

$$K_d = 1 \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$K_e = 0,8048 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

El esfuerzo modificado

$$S_e = 103,38 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad arrojó el siguiente resultado

$$n = 8,37 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

Además este anillo está sometido a una presión de ajuste debido a acople del rodamiento.

IV.4.5.-Cálculo de la placa de acople.

Primero hay que se calculó el peso de todos los componentes que van acoplados a él, este actúa como una viga en voladizo y la carga estará aplicada al extremo. Como son dos placas esta carga se divide en dos.

Peso de los componentes

$$P = 12,3206 \text{ N}$$

Se calcularon los momento de inercia, para esto se dividió en tres secciones.

$$I_{z_1} = 9,15 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{z_2} = 3,21 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{z_3} = 1,43 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

El menor momento de inercia es el de la sección numero tres.

Se procedió a calcular el momento flector con respecto al peso.

$$\sigma_x = 11,442 \text{ MPa}$$

Se construye el círculo de Mohr para tracción pura

Como es una carga estática utilizamos el criterio de Tresca y el factor de seguridad arrojo el siguiente resultado.

$$\varphi = 36$$

IV.4.6.-Brida de acople entre actuador y eje del pomo.

La brida la separamos en tres secciones

Se calculó el peso

$$P = 0,4N$$

Este anillo está sometido a torsión pura y a carga axial, además que se consideró la carga debido al peso

Se calcularon los momentos de inercia J

$$J_1 = 4,2048 \times 10^{-7} m^4$$

$$J_2 = 1,5322 \times 10^{-8} m^4$$

$$J_3 = 3,6816 \times 10^{-9} m^4$$

La sección correspondiente a la parte 3 corresponde a la sección mas esforzada ya que tiene menor momento polar de inercia y la torsión es constante en todo el eje.

Se calculó el momento de inercia I_z de la sección 3 que es la más esforzada

$$I_z = 1,8408 \times 10^{-9} m^4$$

El esfuerzo debido a la torsión

$$\tau_{xy} = 6,2472 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido al peso

$$\sigma_x = 5 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\tau_m = 3,1236 \text{ MPa} = \tau_a$$

$$\sigma_m = 2,5 \text{ MPa} = \sigma_a \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Los esfuerzos de Von Mises para torsión pura son

$$\sigma'_a = 5,96 \text{ MPa} = \sigma'_m \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Los factores de Marín serán

$$K_a = 0,8088 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$K_b = 0,9369 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$K_c = 0,59 \quad \text{Tabla 2.18}$$

$$K_d = 1 \quad \text{Tabla 2.19}$$

$$K_e = 0,6135 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

El esfuerzo modificado

$$S_e = 90,5467 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad arrojó el siguiente resultado

$$n = 13,34 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

IV.4.7.-Brida de acople entre actuador y eje del llave.

La brida se separó en tres secciones

Se calculó el peso

$$P = 0,4N$$

Este anillo está sometido a torsión pura y a carga axial, además que se considera la carga debido al peso

Se calcularon los momentos de inercia J

$$J_1 = 4,2048 \times 10^{-7} m^4$$

$$J_2 = 1,5322 \times 10^{-8} m^4$$

$$J_3 = 3,6816 \times 10^{-9} m^4$$

La sección correspondiente a la parte 3 corresponde a la sección más esforzada ya que tiene menor momento polar de inercia y la torsión es constante en todo el eje.

Se calculó el momento de inercia I_z de la sección 3 que es la más esforzada

$$I_z = 1,8408 \times 10^{-9} m^4$$

El esfuerzo debido a la torsión

$$\tau_{xy} = 6,2472 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido al peso

$$\sigma_x = 5 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido a la carga axial

$$\sigma_x = 1,2101 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\tau_m = 6,3472 \text{ MPa} = \tau_a$$

$$\sigma_m = 2,5 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\sigma_a = 3,7101 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Los esfuerzos de Von Mises para torsión pura son

$$\sigma'_m = 5,96 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$\sigma'_a = 6,90 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Los factores de Marín serán

$$Ka = 0,8088 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$Kb = 0,9369 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$Kc = 0,59 \quad \text{Tabla 2.4}$$

$$Kd = 1 \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$Ke = 0,6135 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

El esfuerzo modificado

$$Se = 90,5467 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad arrojó el siguiente resultado

$$n = 11,73 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

IV.4.8.-Eje para bisagra.

El material seleccionado para la fabricación de este eje será un acero 1050, tomado de la Tabla I.1, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas.

$$Sut = 620 \text{ MPa}$$

$$Sy = 338 \text{ MPa}$$

Es un eje de sección constante y la parte más esforzada es antes de los 40 mm, el cual es la que tiene mayor momento flector y mayor carga axial.

El esfuerzo debido a la carga axial es

$$\sigma = 0,5375 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido al momento flector es

$$\sigma = 72,433 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido a la torsión es

$$\tau = 38,178 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido a la carga axial es despreciable con respecto a los otros

Los esfuerzos de Von Mises son

$$\sigma_m = \sigma_a = 49,0388 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Los factores de Marín

$$Ka = 0,8207 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$Kb = 0,9300 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$Kc = 0,59 \quad \text{Tabla 2.4}$$

$$Kd = 1 \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$Ke = 0,1 \quad \text{Ecuación 2.19}$$

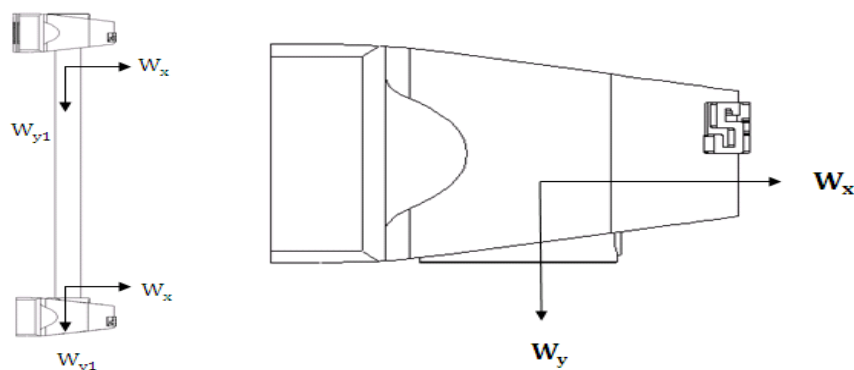
El esfuerzo modificado será

$$Se = 141,55 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad arrojó el siguiente resultado

$$n = 2,35 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

IV. 4.9.- Unidades con rodamientos Y para el eje de la bisagra



$$W_x = 277,57 \text{ N}$$

$$W_y = W_{y1} + W_{y2} \longrightarrow W_y = 25,53\text{N}$$

$$W_y \leq 20 \% C \longrightarrow 25,53\text{N} \leq 1912\text{N}$$

La carga axial aplicada en cada rodamiento ubicado en el eje de la puerta es de 25,53 N, lo cual equivale al 0,30 % de la carga dinámica, por lo tanto se cumple satisfactoriamente con la condición establecida en el manual SKF, que indica que la máxima carga axial que pueden absorber los rodamientos fijados con prisioneros o anillos de fijación excéntrica es aproximadamente el 20 % de la carga dinámica C.

IV.4.10.-Estructura de montaje.

Para los cálculos se tomaron en cuenta solo las partes que están sometidas a cargas externas, estas son la columna en donde va montada la puerta con todos sus accesorios y la columna en donde va montado el actuador lineal.

Se seleccionó un perfil de tubo cuadrado 40x40x3 mm de acero estructural ASTM 501, tomado de la Tabla IV.4, y sus propiedades mecánicas son:

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

Y sus propiedades estáticas, las cuales fueron tomadas de la tabla V.1., son las siguientes:

$$A = 4,13 \text{ cm}^2$$

$$P = 2,78 \text{ Kg/m}$$

$$I_x = I_y = 9,01 \text{ cm}^4$$

$$r_x = r_y = 1,48 \text{ cm}$$

La columna que soporta el actuador lineal está solicitada por las siguientes cargas:

$$P_u = 13,83 \text{ N}$$

$$M_u = 0,86 \text{ Nm}$$

Utilizando los criterios del Instituto Americano de Construcciones de Acero
(American Institute Steel Construction – AISC)

$$M_{ny} = 76,405 \text{ Nm}$$

$$\lambda = 0,0912$$

$$\sigma_{crit} = \sigma_{ced} \rightarrow \text{Tabla VI.1}$$

$$P_n = 103,25 \text{ N}$$

$$\frac{P_u}{\phi P_n} = 0,15 \leq 0,2$$

$$\frac{P_u}{2\phi P_n} + \frac{M_u}{\phi M_n} = 0,0875 \leq 1$$

La columna que soporta la puerta está solicitada por las siguientes cargas:

$$M_u = 12 \text{ Nm}$$

$$M_{ny} = 76,405 \text{ Nm}$$

$$\lambda = 0,275$$

$$\sigma_{crit} = 225 \text{ Mpa} \rightarrow \text{Tabla VI.1}$$

$$P_n = 92,93 \text{ N}$$

$$\frac{P_u}{\phi P_n} = 0 \leq 0,2$$

$$\frac{M_u}{\phi M_n} = 0,17 \leq 1$$

Para calcular las soldaduras en las columnas.

Se usará soldaduras de chaflan (sin preparación de orillas) según la tabla VIII.1 También se usará un cordón completo para perfiles cuadrados tomado de la tabla VIII.2 y las propiedades son las siguientes:

$$Aw = 0,16 \text{ m}$$

$$Sw = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se realizó el cálculo para la columna que soporta la puerta ya que es la más esforzada.

El momento flector debido a la fuerza perpendicular a la columna y el momento flector es el siguiente:

$$M = 97,95 \text{ Nm}$$

Primero, se calculó la fuerza de flexión.

$$fb = \frac{M}{Sw} = \frac{97,95 \text{ Nm}}{2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 45986 \text{ N/m}$$

Luego, se calculó la fuerza cortante

$$fc = \frac{F}{Aw} = \frac{277 \text{ Nm}}{0,16 \text{ m}} = 1731 \text{ N/m}$$

La fuerza resultante es:

$$fb = \sqrt{fb^2 + fc^2} = \sqrt{45986^2 + 1731^2} = 46018 \text{ N/m}$$

Para trabajar con soldadura las medidas obtenidas se transforman a unidades inglesas.

$$fb = 262,76 \text{ lb/plg}$$

Luego se determinó el cordón de la soldadura. Seleccionando un electrodo E60, el cual tiene fuerza admisible por pulgada de lado de 9600 lb/plg

$$w = \frac{262,76}{9600} = 0,03 \text{ plg}$$

Como es un cordón de un espesor muy pequeño, se lleva a un cordón de 1/8 de pulgada, esto tomando en consideración que es una máquina de ensayos, la cual va a tener una duración bastante elevada.

IV.4.11.-Pernos.

Seleccionando un perno de 6 mm de diámetro que se muestran en la tabla VII.2. Para acoplar el actuador a la placa que se acopla en la puerta. En la cual hay un rango de pernos del M5 al M36 con propiedades mecánicas de.

$$S_y = 240 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa}$$

De aquí se tomó el área transversal

$$A_t = 20,1 \text{ mm}^2$$

$$A_r = 17,9 \text{ mm}^2$$

Primero se calcularon las cargas estáticas

El esfuerzo debido a la torsión será

$$\tau_t = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{0,25 \times 3 \cdot 10^{-3}}{1,72 \cdot 10^{-10}} = 5,89 \text{ MPa}$$

El esfuerzo debido a la carga cortante será

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{3,08}{20,1 \cdot 10^{-6}} = 0,1532 \text{ MPa}$$

El esfuerzo total es

$$\tau = \tau_t + \tau_c = 5,89 + 0,1532 = 6,04 \text{ Mpa}$$

Para calcular el factor de seguridad se usa la teoría de esfuerzo normal o cortante máximo.

$$\tau < \frac{S_y}{n} \rightarrow n < \frac{S_y}{\tau} \rightarrow n = 39,72$$

Carga limite

$$F_p = A_t \cdot S_y = 2,01 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot 240000 = 4,824 \text{ KN}$$

La precarga para la conexión reutilizable se define como el 75% de la carga limite:

$$F_i = 0,75 F_p = 0,75 \times 4,824 \text{ KN} = 3,618 \text{ KN}$$

El torque de apriete para la precarga es:

$$T = K \cdot F_i \cdot d = 0,3 \times 3,618 \times 6 \cdot 10^{-3} = 6,5124 \cdot 10^{-3} \text{ KNm} \rightarrow 6,51 \text{ Nm}$$

El torque para el apriete necesario en el sistema:

$$T = K \cdot F_p \cdot d = 0,3 \times 3,08 \times 6 \cdot 10^{-3} = 5,544 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$$

Análisis de fatiga para el perno

En el perno hay esfuerzos de fatiga que le transmite el actuador rotatorio, este torque se divide en 4 ya que son 4 pernos a utilizar.

Los esfuerzos medios y alternantes para fatiga son los siguientes

$$\tau_m = 3,098 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$\tau_a = 2,945 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Los esfuerzos de Von Mises para torsión pura son

$$\sigma'_m = 5,37 \text{ Mpa} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$\sigma'_a = 5,10 \text{ Mpa} \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Los factores de Marín son los siguientes:

$$Ka = 0,921 \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$Kb = 1 \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$Kc = 0,59 \quad \text{Tabla 2.6}$$

$$Kd = 1 \quad \text{Tabla 2.5}$$

$$Ke = 1 \quad \text{Ecuación 2.18}$$

El esfuerzo modificado será

$$Se = 109,54 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

El factor de seguridad arrojó el siguiente resultado

$$n = 16,67 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

El numero de ciclos

$$N = 1199982 \text{ ciclos} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Para acoplar el eje se utilizó un tornillo M8 que se muestra en la tabla VII.1. Se usara para fijar la viga que acopla el actuador de la llave con la puerta.

De aquí tomamos el área transversal

$$At = 36,6 \text{ mm}^2$$

$$Ar = \text{mm}^2$$

Para calcular el factor de seguridad para cargas estáticas se usó la teoría de esfuerzo normal o cortante máximo.

$$\tau < \frac{Sy}{n} \rightarrow n < \frac{Sy}{\tau} \rightarrow n = 91,37$$

El torque de apriete para la precarga resultó lo siguiente:

$$T = K.Fi.d = 15,82 \text{ Nm}$$

El torque para el apriete necesario en el sistema:

$$T = K.Fp.d = 0,012 Nm$$

En el análisis de fatiga para el perno, el factor de seguridad resultó el siguiente:

$$n = 38,72$$

Ecuación 2.28

El número de ciclos

$$N = 1000942 \text{ ciclos}$$

Ecuación 2.14

CAPITULO V

OPERACIÓN Y MATENIMIENTO

V.1.- MANUAL DE OPERACIÓN

La máquina de ensayos de cerraduras tipo pomo, está diseñada para que sea de fácil manejo y operación por parte del personal de la empresa Transfo-Metal, S. A., ya que está totalmente automatizada. A continuación se presentan las consideraciones necesarias para el buen uso de la misma.

Montaje del pomo

- El pomo se montará en la puerta de la máquina siguiendo las indicaciones que se muestran detalladamente en el empaque del mismo, la única diferencia es que el pestillo se monta con 180° de giro con respecto al eje del mismo, esto se hace por que la puerta va a abrir hacia afuera del marco, como se indica en la siguiente figura.
- Luego hay que montar las vigas de acople entre el actuador rotatorio que acciona la llave y el pomo con una goma y dos abrazaderas.
- Procedemos a montar el actuador junto con el eje, este último se acopla al pomo con una goma, la cual va apretada con abrazaderas.
- El apriete de los tornillos tiene que ser considerable, ya que la máquina está diseñada para realizar una cantidad elevada de ciclos y no conviene que estos se aflojen con el movimiento de la máquina.

- Para montar el sistema que acciona el botón del pomo y que abre la puerta, hay que hacer lo siguiente: primero se monta el actuador rotatorio a la placa, la cual estará atornillada al actuador lineal.
- Para acoplar el actuador rotatorio al pomo, se realiza igual que en el actuador de la llave.
- Hay que tomar en cuenta que la llave y el botón vayan bien ajustados a sus respectivos ejes ya que cada uno tiene sus ranuras para dichos elementos.

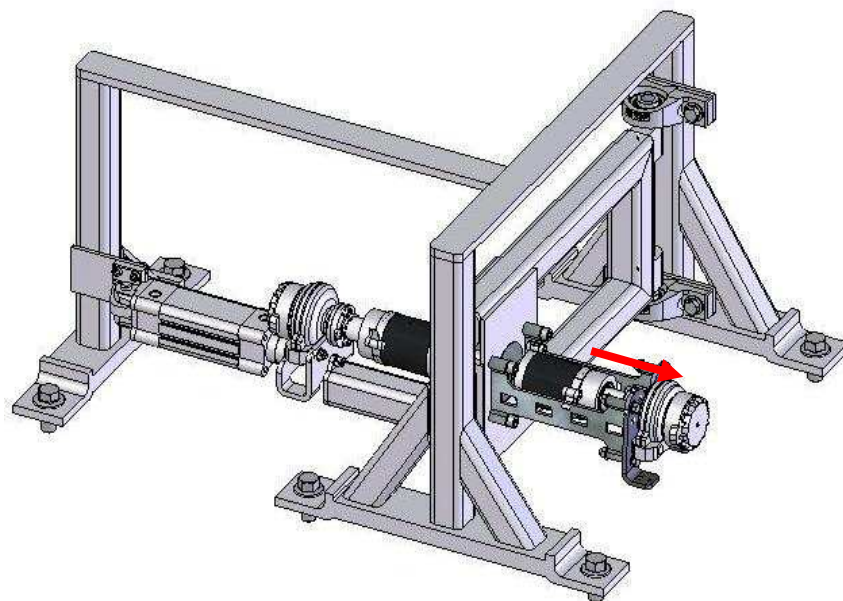


Figura 5.1.- Dirección de apertura de la puerta

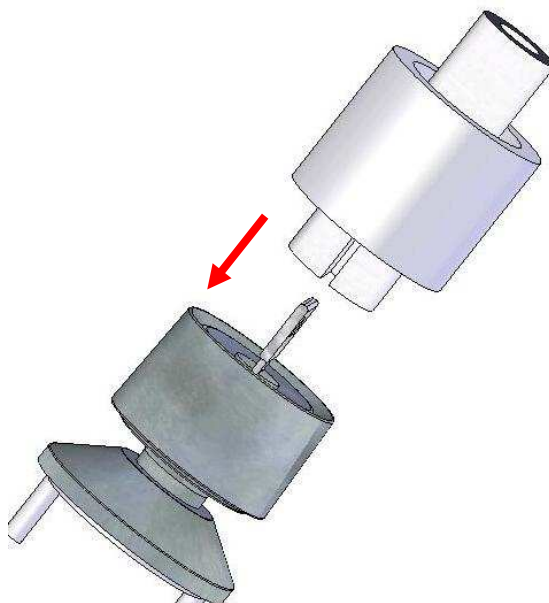


Figura 5.2.- Acople de la llave al eje del la máquina

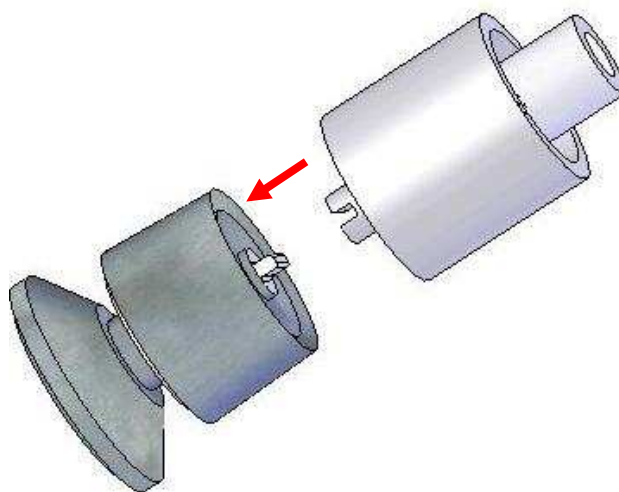


Figura 5.3.- Acople del botón al eje del la máquina

Encendido de la máquina

- Una vez que el pomo este fijo, se procede a encender la máquina, solo se debe accionar el interruptor que se indica en el tablero de operación.

- Ya realizado el ensayo del pomo, proceda a pulsar en interruptor de parada para detenerlo.
- Luego hay un pulsador localizado en la parte superior del tablero, se debe accionar (RESET CONTADOR) para poder formatear el contador de ciclo.
- El pulsador de parada de emergencia solo puede ser accionado en caso que algún mecanismo o el pomo falle antes de los 200 mil ciclos esperados.



Figura 5.4.- Tablero de Operación

V.2.- COSTOS

La máquina para realizar los ensayos en cerradura tipo pomo quedo definido por los siguientes elementos:

- | | |
|---|------------------------------|
| 2 | Actuador neumático rotatorio |
| 1 | Actuador neumático lineal |

7	Sensores
6	Regulador de flujo
3	Electroválvula
1	Bloque de conexión
2	Silenciador
8	Racor rápido
3	Bobina magnética
1	Filtro regulador
5m	Tubos flexibles
1	PLC
4	Rodamiento
6m	Perfil 40x40x3
44	Tornillos
21	Tuercas
10	Arandelas

El costo será estimado según los precios de las piezas disponibles en el mercado para el momento de la consulta (Octubre-2010) con los proveedores y fabricantes.

La estructura de la máquina es fabricada con un perfil 40x40x3, se encuentra disponible en Hierros y Aceros 2000, con un costo de 80,00 Bs y corresponde a 6 metros de longitud, este costo no incluye mano de obra debido a que Transfo-metal S.A. posee los técnicos y las maquinarias necesarias para el corte y las soldaduras de los elementos.

Los elementos neumáticos: actuadores, electroválvulas, sensores, bloque de conexión, silenciadores, racor rápido, bobina magnética, filtro regulador, tubos flexibles, Unidad de control y tornillos huecos son suministrados por FESTO PNEUMATIC, con uno costos de 22.431,10 Bs.

El precio de los rodamientos se obtuvieron con tres distribuidores, debido a su disponibilidad en el mercado ellos son: SKF, RODAMIENTOS MARTÍN C.A. y RODAMIENTOS ROVI C.A. Los rodamientos él Y (Chumaceras) tienen un costo de 98,09 Bs por unidad, los rodamientos de la serie NKIB 5905 tienen un costo de 274,0 Bs y de la serie NKI de 272,57 para un costo total de 742,7616 Bs.

Los pernos, tuercas y arandelas están disponibles en cualquier ferretería especializada, sin embargo se eligió el distribuidor TORNICATIA S.R.L. porque los elementos son económicos y hay disponibilidad de adquisición. Los pernos tienen un costo aproximadamente de 2,62 a 12,6 Bs por unidad, las tuercas de seguridad son más económicas y tienen un costo de 0,48 a 2,87 Bs y las arandelas de presión, que es el modelo más sencillo y aplicable tiene un costo de 3,0 Bs.

Como se observa, los elementos más costosos para la construcción de la máquina son los actuadores y el PLC; sin embargo el costo total por unidad se especifica en la tabla 5.1

DESCRIPCIÓN	PRECIO UNIT.	CANT.	TOTAL
ACTUADOR ROTATORIO DSRL-25-180-P-FW	2509,76	2	5019,52
ACTUADOR LINEAL DNC-40-50-PPV-A-Q	1795	1	1795
REGULADOR DE FLUJO GRLA-M5-QS-6-D	126,94	4	507,76
REGULADOR DE FLUJO GRLA-1/4-GS-6-D	140,79	2	281,58
ELECTROVÁLVULA MFH-5-1/4	622,22	3	1866,66
BOLQUE DE CONEXIÓN PSR-1/4-3	441,56	1	441,56
TORNILLO HUECO VT-1/4- PRS	97,68	3	293,04
SILENCIADOR C/R U-1/2	168,49	2	336,98
RACOR RAPIDO QS-1/4-6	20,54	6	123,24
RACOR RAPIDO QS-1/2-10	41,97	1	41,97
BOBINA MAGNETICA MSFG-24 DC	132,88	3	398,64

FILTRO REG.C/MA	535,1	1	535,10
TUBO FLEXIBLE PUN-H-6X1 BL	12,69	10	126,90
TUBO FLEXIBLE PUN-H-10X1,5 BL	27,52	5	137,60
RACOR RAPIDO QS-1/4-10	26,75	1	26,75
UNIDAD DE CONTROL FEC-FC440-FST	5434,49	1	5434,49
PERFIL 40X40X3	80,00	1	80,00
RODAMIENTO EN Y (CHUMASERA)	87,58	2	175,16
DETECTOR DE PROXIMIDAD SIEN-M8B-PS-K-L	533,36	4	2133,44
DETECTOR DE PROXIMIDAD SME-8-K-LED-24	263,77	2	527,54
RODAMIENTO NKIB 5905	244,65	1	244,65
RODAMIENTO NKI 25/20 TN	243,37	1	243,37

PERNOS Y TORNILLOS

DIN 6921 - M6 x 20 x 20-C	1,41	4	5,64
DIN 6921 - M6 x 30 x 30-C	1,72	2	3,44
DIN 6921 - M6 x 35 x 35-C	2,65	2	5,30
DIN 6921 - M6 x 40 x 40-C	2,93	4	11,72
DIN 6921 - M10 x 30 x 30-C	3,67	4	14,68
DIN 6921 - M16 x 35 x 35-C	12,6	6	75,60
DIN 912 M8 x 80 --- 80C	9,32	4	37,28
DIN 912 M6 x 16 --- 16C	2,21	8	17,68
DIN 912 M6 x 35 --- 35C	3,47	5	17,35
ISO 4766 - M6 x 6-N	2,62	2	5,24
TUERCA HEXAGONAL DIN 6923 -M6-C	0,48	12	5,76
TUERCA HEXAGONAL DIN 6923 -M8- C	1,00	4	4,00
TUERCA HEXAGONAL DIN 6923- M10-C	2,27	4	9,08
TUERCA HEXAGONAL DIN 6923 - M12-C	2,87	1	2,87
ARANDELA DE PRESIÓN DIN 6905-5.5-FST	3,00	10	30,00

Sub Total	21016,59
IVA 12,00	2521,99
Total	23538,58

Tabla 5.1.- Costo de los elementos que integran la máquina.

COSTOS DE MANO DE OBRA

La mano de obra se tomó en cuenta en horas hombre, de acuerdo al sueldo que paga la empresa a los operadores del taller, ya que esta cuenta con todas las máquinas herramientas necesarias para fabricar los componentes que integran el equipo. El encargado del taller de matriceria devenga un sueldo de 2100 Bs mensuales y el ayudante devenga un sueldo de 1500 Bs mensuales.

Los ingenieros contratados para fabricar la máquina devengan un sueldo de 3500 Bs cada uno.

Para la fabricación del equipo se estimó un tiempo de fabricación de 100 horas de trabajo.

Personal	Bs/h	No. h	Total
Ingeniero 1	25	100	2500 Bs
Ingeniero 2	25	100	2500 Bs
Matricero	12	100	1200 Bs
Ayudante	10,70	100	1070 Bs
Total General			7770 Bs

Tabla 5.2.- Costo de los elementos que integran la máquina

V.3.-MANTENIMIENTO

V.3.1.-Mantenimiento de los componentes neumáticos

Para los actuadores el mantenimiento es mínimo y económico.

- La vida de los cilindros neumáticos queda determinada por los kilómetros recorridos por el conjunto vástago y pistón. Por lo tanto en función de este parámetro se define un programa de mantenimiento preventivo. Los períodos de mantenimiento y la vida de los cilindros son afectados también por la calidad del montaje (alineación y esfuerzos) y la calidad del aire (humedad y lubricación). Pueden considerarse intervenciones por períodos semanales, cada 500 y cada 3000 km recorridos. Estipular por ejemplo controles visuales de fugas y alineamiento, regulación de amortiguaciones, desarmes parciales, limpieza de elementos y recambios preventivos de partes deterioradas.
- El actuador está diseñado para trabajar a una presión de 6 bar, sin embargo, puede haber un poco de variación, pero hay que revisar que la presión no sobrepase los 8 bar.
- Las válvulas cada vez que se le haga un mantenimiento profundo se recomienda cambiar las juntas, guías y arandelas.
- Cuando una válvula se obstruya hay que desmontarla e inyectar aire a presión.

V.3.2.-Mantenimiento de los equipos electrónicos

El PLC por lo general se caracteriza por un económico mantenimiento, sin embargo hay que tomar en cuenta una serie de consideraciones. Normalmente el mantenimiento preventivo que se le da a los PLC's es el siguiente:

- Limpieza y sellado de las partes, esto se puede realizar con un poco de aire comprimido en cada una de sus partes y conectores.
- Reapretar terminales en el tablero.
- Verificar tensiones de las fuentes.
- Verificar las alarmas.
- Verificar el aire acondicionado ya que el aparato está diseñado para trabajar a condiciones de trabajo estables.

V.3.3.-Mantenimiento general

La máquina de ensayos está diseñada para que tenga un mínimo mantenimiento, pero hay que tomar las siguientes consideraciones.

- Siempre antes de empezar a operar la máquina hay que revisar las juntas y verificar los aprietes en los tornillos.
- Quitar el polvo antes y después de operar la máquina ya que esto puede dañar juntas y sellos de los actuadores y las válvulas.

CONCLUSIONES

En este trabajo especial de grado se diseñó una máquina de ensayos para cerraduras tipo pomo, el cual determina la vida útil de dichos productos, particularmente para la Empresa Transfo-Metal, S. A.

Se puede concluir lo siguiente:

- Se determinaron las cargas necesarias para accionar un pomo y se estudió que componente de la máquina realizará cada proceso para efectuar el proceso anterior.
- A partir de la selección de los materiales, se estimaron las dimensiones geométricas de los componentes y luego se determinaron los factores de seguridad.
- A partir de la metodología del diseño se seleccionó la solución más conveniente, la cual está constituida por tres (3) actuadores neumáticos que accionaran el pomo, estos están acoplados a una estructura donde va instalada una puerta.
- Se realizó el diseño detallado de cada uno de los componentes de la máquina de ensayos, además de la selección de los actuadores, pernos, tornillos, rodamientos y perfiles, los cuales son elementos que complementan el equipo.
- Se seleccionó el sistema de automatización necesario para el accionamiento y control de la máquina.

CONCLUSIONES

- Se estimaron los costos de fabricación de la máquina de ensayos, tomando en cuenta la selección de todos sus componentes, la mano de obra y cada uno de sus proveedores.
- Se elaboró un manual de operación y mantenimiento respectivamente, revisando catálogos de proveedores, bibliografías relacionada con los temas y fuentes electrónicas. Además se realizó un manual de mantenimiento preventivo general.

RECOMENDACIONES

- Hacer la construcción de la máquina para ensayos en cerradura tipo pomo.
- Hacer el ensayo del pomo con el botón del seguro activado y así comprobar que el mismo funcione impidiendo que el pomo rote.
- Incluir en el pensum de estudio de ingeniería mecánica la materia relacionada con elementos neumáticos.
- Adaptar a la máquina varios módulos de pruebas para realizar ensayos a varios pomos simultáneamente y así obtener más muestras para el análisis de la producción.
- Colocar cargas biaxiales al pomo para incluir en el ensayo esfuerzos debido a cargas de flexión para que el ensayo esté en condiciones reales.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Askeland, Donald R., (1987). La Ciencia e Ingeniería de los materiales. Grupo Editorial Iberoamérica. México D.F.
- [2] Balestrini A., Mirian. (1997). Como se Elabora el Proyecto de Investigación. Servicio Editorial Consultores Asociados. Caracas – Venezuela.
- [3] Barrios Y., Maritza (2006). Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría Y Tesis Doctorales. 4ª Ed. Fondo Editorial de la Universidad Pedagógica Experimental Libertador. Caracas – Venezuela.
- [4] Bustamante M., María M. (2007). Diseño de un dispositivo para la sujeción de riele y elementos de vía en Lorrays para una empresa ferroviaria. Trabajo especial de grado. Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, Universidad Central de Venezuela.
- [5] Catalogo de producto de FESTO.
- [6] Deppert, W. Stoll, K. (1991). Dispositivos Neumáticos: introducción y fundamentos, Barcelona, España, Marcombo España.
- [7] Fires V.M. (1997). Diseño de elementos de máquinas. Editorial Montaner y Simón S.A. Barcelona España.
- [8] Gere, James M., (2006). Mecánica de materiales. 6^{ta} Ed. Editorial Thomson.
- [9] Mabie H., Ocvirk F., Everest S. (2002). Mecanismos y dinámica de máquinas. 2^{da} Ed. Editorial Limusa S.A.
- [10] Mott, Robert L. (2006) Diseño de elementos de máquinas. 4^{ed} .Editorial

Pearson Educación. Edo. De México. MEXICO,

- [11] Milani, Rodolfo (1989). Diseño para nuestra realidad. Editorial Universidad Simón Bolívar, Caracas - Venezuela

- [12] Peña D., José G. (2009). Diseño del plan de mantenimiento preventivo y correctivo de las diferentes máquinas de la empresa Transfo- Metal S.A. Informe de pasantía. Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, Universidad Central de Venezuela.

- [13] Serrano Nicolás, Antonio. Neumática. Madrid. Paraninfo. España.

- [14] Shigley, Joseph E. y Mitchell, Larry D. (1989). Diseño en Ingeniería Mecánica. 4^{ed} .Editorial McGraw-Hill México.

- [15] Shigley, Joseph E. y Mitchell, Larry D. (1989). Diseño en Ingeniería Mecánica. 6^{ta} .Editorial McGraw-Hill México.

- [16] Singer, Ferdinand L. (1971). Resistencia de Materiales. Editorial Harper y Row Publishers Inc.

- [17] Timoshenko S. (1957). Resistencia de materiales. Editorial ESPASA-CALPE, S.A. Madrid España. Tomo I.

- [18] Uggeri, Giorgio, Servomandos Neumáticas; principios y transformaciones neumáticas, aplicaciones y esquema relativos, Barcelona, España. Editorial Científico-Medica.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

- [19] <http://www.lockpickingsportccs.com/lockpicking-f5/video-de-apertura-cerradura-de-pomo-t2198.htm>. (Consultada 2010, junio, 3)
- [20] <http://patentados.com/invento/cerradura-de-pomo-ocultable.html>. (Consultada 2010, junio, 3).
- [21] <http://www.parro.com.ar/definicion-de-cerradura+de+pomos>. (Consultada 2010, junio, 10).
- [22] <http://es.wikipedia.org/wiki/Cerradura>. (Consultada 2010, junio 15).
- [23] http://www.cisaven.com/Cisa_Importado/Schlage/004instalaciona.jpg. (Consultada 2010, junio, 22).
- [24] [http://es.wikipedia.org/wiki/Cerradura de tambor de pines](http://es.wikipedia.org/wiki/Cerradura_de_tambor_de_pines). (Consultada 2010, junio, 25).
- [25] <http://elpregunton.blogspot.com/2007/08/cundo-se-comenzaron-usar-las-cerraduras.html>. (Consultada 2010, junio, 26).
- [26] <http://www.crid.or.cr/digitalizacion/pdf/spa/doc11601/doc11601-4.pdf>. (Consultada 2010, junio 28).
- [27] http://www.sodimac.com.pe/images/upload/paginaweb/archivo/cerradura_proyecto.pdf. (Consultada 2010, julio, 04).
- [28] http://books.google.co.ve/books?id=0BkMOW3XQ4MC&pg=PA103&dq=cerraduras&hl=es&ei=XAdJTlaI8O78gbeo7jLDg&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=1&ved=0CCYQ6AEwADgU#v=onepage&q=cerraduras

&f=false. (Consultada 2010, julio, 8).

[29] http://books.google.co.ve/books?id=eYSk0q9ZNI4C&pg=PA223&dq=cerraduras&hl=es&ei=XAdJTlaI8O78gbeo7jLDg&sa=X&oi=book_result&ct=result&esnum=5&ved=0CD0Q6AEwBDgU#v=onepage&q=cerraduras&f=false. (Consultada 2010, julio, 12).

[30] http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales_table.#tabla1. (Consultada 2010, octubre, 08).

[31] http://www.festo.didactic.com/ov3/media/customers/1100/559881_lesprobe_1.pdf. (Consultada 2010, octubre, 15).

[32] <http://www.computrabajo.com.ve/bt-empd-transfometal.htm>. (Consultada 2010, octubre, 20).

APENDICES

APENDICE I

TABLA I.1 TABLA DE ACEROS AL CARBON Y ACEROS ALEADOS

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas

APENDICE II

TABLA II.1 ACTUADORES NORMALIZADOS

CILINDROS NORMALIZADOS DNC-40

Caracter.	Propiedades
Carrera	2 - 2.000 mm
Diámetro del émbolo	40 mm
Rosca del vástago	M12x1,25
En base a la norma	ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Amortiguación	P: Amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados PPV: Amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Construcción	Émbolo Vástago
Detección de la posición	Sin Para detectores de posición
Variantes	CT: Libre de cobre y teflón Bloqueo de posiciones finales: en ambas posiciones finales ELH: Con bloqueo de final de carrera por detrás ELV: Con bloqueo de final de carrera por delante K10: Mayor duración K2: prolongación de la rosca exterior del vástago K3: vástago con rosca interior K5: Rosca especial en el vástago K7: Vástago con hexágono exterior K8: vástago prolongado KP: unidad de bloqueo en el vástago Q: vástago cuadrado R3: todas las superficies de conexión del cilindro cumplen los requisitos

	especificados en la clase de resistencia a la corrosión KBK3 (gran resistencia a la corrosión) R8: Protección contra el polvo S10: Slow speed (velocidad baja constante) S11: baja fricción S2: doble vástago S20: doble vástago hueco S6: juntas resistentes a temperaturas de máximo 150°C TT: Variante para bajas temperaturas V1: válvula monoestable, montada en el lado derecho, vástago retraído en posición normal V2: válvula monoestable, montada en el lado derecho, vástago avanzado en posición normal V3: válvula monoestable, montada en el lado derecho, vástago retraído en posición normal V4: válvula monoestable, montada en el lado izquierdo, vástago retraído en posición normal V5: válvula monoestable, montada en el lado izquierdo, vástago avanzado en posición normal V6: válvula monoestable, montada en el lado izquierdo, vástago retraído en posición normal vástago simple
Antigiro/Guía	Vástago cuadrado
Presión de funcionamiento	0,1 - 12 bar
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Categoría ATEX	II 2 GD
Identificación ATEX	II 2 GD c T4 T120°C
Temperatura ambiente ATEX	-20°C ≤ Ta ≤ +60°C
Fluido	Aire comprimido filtrado
Marcado CE (ver declaración de conformidad)	Según la normativa UE sobre protección contra explosión (ATEX)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2 3

Temperatura ambiente	-40 - 120 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	633 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	633 - 754 N
Tipo de fijación	con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/4
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio

TABLA II.2 ACTUADORES NORMALIZADOS 2da parte.

ACTUADOR GIRATORIO DSRL-25-180-P-FW

Caracter.	Propiedades
Tamaño	25
Ángulo de amortiguación	1,8 deg
Margen de ajuste del ángulo de giro	0 - 180 deg
Ángulo de giro	180 deg
Amortiguación	P: Amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Construcción	Aleta giratoria
Detección de la posición	Sin
Presión de funcionamiento	1,5 - 8 bar
Frecuencia de giro máxima con 6 bar	3 Hz
Categoría ATEX	II 2 G
Identificación ATEX	II 2 G c T4
Temperatura ambiente ATEX	-10°C ≤ Ta ≤ +60°C
Fluido	Aire comprimido filtrado
Marcado CE (ver declaración de conformidad)	Según la normativa UE sobre protección contra explosión (ATEX)
Temperatura ambiente	-10 - 60 °C

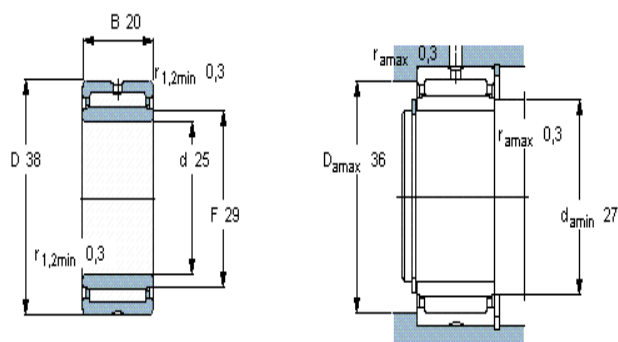
Momento de giro con 6 bar	5 Nm
Peso del producto	500 g
Tipo de fijación	con taladro pasante
Conexión neumática	M5
Información sobre el material del eje de salida	Acero niquelado
Información sobre el material de las juntas	NBR

Fuente: FESTO PNEUMATIC

APENDICE III

TABLA III.1 RODAMIENTO DE AGUJA

Rodamientos de agujas, con aros mecanizados, con pestañas, con aro interior, no están obturados									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	38	20	24,6	42,5	5,2	14000	15000	0,076	NIKI 25/20 TN



Desplazamiento axial permisible desde la posición normal de un aro del rodamiento con respecto al otro:
s 1

Fuente: SKF catalogo digital http://www.skf.com/portal/skf_ve/home/search/

TABLA III.2 RODAMIENTO DE AGUJA Y BOLAS DOBLE EFECTO

[Visión 3D](#) [PDF](#) [CAD](#) [IMP](#) [Imprimir](#) [Cerrar](#)

Rodamientos de agujas combinados, rodamientos de agujas/de bolas con contacto angular, carga axial de doble efecto												
Tolerancias, ver también el texto Juego radial interno, ver también el texto Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento												
Dimensiones principales			Capacidades de carga				Carga límite de fatiga		Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	radial dinámica C	axial estática C ₀	radial dinámica C	axial estática C ₀	radial P _u	axial P _u	Velocidad de referencialímite	Velocidad límite		
mm			kN				kN		rpm		kg	-
25	42	25	24,2	34,5	4,24	5,26	4,15	0,224	13000	15000	0,13	NKIB 5905

TABLA III.3 RODAMIENTO DE AGUJA Y BOLAS DOBLE EFECTO

Rodamientos Y, con prisionero

Tolerancias

Juego radial interno

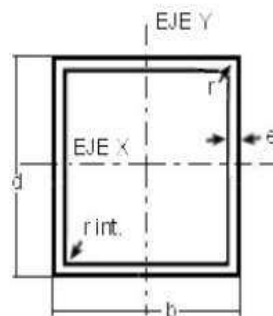
Tolerancias del eje, ver el [texto](#)

Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P _u	Velocidad límite para el eje tolerancia h6	Masa	Designación
d	D	B	C	C	C ₀				
mm				kN		kN	rpm	kg	-
12	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,11	YAR 203/12-2F
12,7	40	22,5	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,091	YAT 203-008
12,7	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,11	YAR 203-008-2F
12,7	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,11	YAR 203-008-2F/AH
15	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,099	YAR 203/15-2F
15,875	40	22,5	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,080	YAT 203-010
15,875	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,090	YAR 203-010-2F
15,875	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,090	YAR 203-010-2F/AH
17	40	22,1	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,074	YAT 203
17	40	27,4	12	9,56	4,75	0,2	9500	0,088	YAR 203-2F
19,05	47	25,5	14	12,7	6,55	0,28	8500	0,11	YAT 204-012
19,05	47	31	14	12,7	6,55	0,28	8500	0,14	YAR 204-012-2F
19,05	47	31	14	12,7	6,55	0,28	8500	0,14	YAR 204-012-2F/AH
19,05	47	31	14	12,7	6,55	0,28	5000	0,14	YAR 204-012-2RF
19,05	47	31	14	10,8	6,55	0,28	5000	0,14	YAR 204-012-2RF/HV
20	47	25,5	14	12,7	6,55	0,28	8500	0,11	YAT 204
20	47	31	14	12,7	6,55	0,28	8500	0,14	YAR 204-2F
20	47	31	14	12,7	6,55	0,28	5000	0,14	YAR 204-2RF
20	47	31	14	10,8	6,55	0,28	5000	0,14	YAR 204-2RF/HV
20	47	31	14	12,7	6,55	0,28	5000	0,14	YAR 204-2RF/VE495
20,637	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,21	YAR 205-013-2F
22,225	52	27,2	15	14	7,8	0,335	7000	0,17	YAT 205-014
22,225	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,20	YAR 205-014-2F
22,225	52	34,1	15	14	7,8	0,335	7000	0,20	YAR 205-014-2F/AH
23,813	52	27,2	15	14	7,8	0,335	7000	0,15	YAT 205-015

Fuente: SKF catalogo digital http://www.skf.com/portal/skf_ve/home/search

APENDICE IV

TABLA IV.4 TABLA DE PERFILES DE TUBOS CUADRADOS



PERFILES TUBULARES CUADRADOS

CARACTERISTICAS Y DENOMINACION							PROPIEDADES ESTATICAS						UNID.
							FLEXION			TORSION			
TAMANO PERFIL				Espesor pared e mm.	PESO P Kg/m	AREA A cm².	Momento Inercia I cm4.	Módulo Sección S cm³.	Radio de Giro r cm.	Módulo plástico Z cm³.	Momento Inercia J cm4.	Módulo Elástico B cm³	EMPAQUE
TAMANO NOMINAL		REAL											
PULGADAS	MIL METROS	d mm	b mm										
7/8 x 7/8	22 x 22	22,10	22,10	1,194	0,72	0,91	0,69	0,62	0,87	0,74	1,13	0,94	100
7/8 x 7/8	22 x 22	22,10	22,10	1,499	0,90	1,14	0,81	0,73	0,84	0,89	1,32	1,07	
1 x 1	25 x 25	26,70	26,70	1,778	0,88	1,12	1,26	0,94	1,06	1,12	2,04	1,42	100
1 x 1	25 x 25	26,70	26,70	1,194	1,31	1,67	1,71	1,28	1,09	1,55	2,83	1,89	
1 x 1	25 x 25	26,70	26,70	2,032	1,50	1,91	1,87	1,40	0,99	1,72	3,22	2,15	
1 x 1	25 x 25	26,70	26,70	2,286	1,66	2,11	2,01	1,51	0,98	1,88	3,45	2,23	
1½ x 1½	40 x 40	38,10	38,10	1,194	1,33	1,70	3,87	2,03	1,51	2,37	6,12	3,06	64
1½ x 1½	40 x 40	38,10	38,10	1,499	1,68	2,13	4,70	2,47	1,48	2,90	7,54	3,68	
1½ x 1½	40 x 40	38,10	38,10	2,032	2,25	2,86	6,01	3,15	1,45	3,77	9,91	4,70	
1½ x 1½	40 x 40	38,10	38,10	2,489	2,72	3,47	6,98	3,66	1,42	4,45	11,80	5,47	
2 x 2	50 x 50	51,60	51,60	1,499	2,29	2,92	12,20	4,73	2,05	5,50	19,33	7,07	30
2 x 2	50 x 50	51,60	51,60	2,032	3,10	3,95	15,84	6,14	2,00	7,22	25,63	9,18	
2 x 2	50 x 50	51,60	51,60	2,286	3,44	4,38	17,45	6,76	2,00	8,00	28,27	10,22	
2 x 2	50 x 50	51,60	51,60	2,489	3,74	4,77	18,68	7,24	1,98	8,61	30,80	10,84	
2½ x 2½	70 x 70	70,90	70,90	1,778	3,78	4,82	38,17	10,77	2,82	12,46	59,70	16,18	25
2½ x 2½	70 x 70	70,90	70,90	2,032	4,32	5,50	42,98	12,12	2,79	14,09	68,31	18,15	
2½ x 2½	70 x 70	70,90	70,90	2,489	5,26	6,70	51,25	14,46	2,77	16,92	82,60	21,66	
3 x 3	75 x 75	76,20	76,20	3,175	7,21	9,01	78,93	20,72	2,96	24,44	129,27	31,11	
3 x 3	75 x 75	76,20	76,20	4,762	10,65	13,02	108,18	28,39	2,83	34,33	186,32	42,96	36
3 x 3	75 x 75	76,20	76,20	6,350	13,91	16,70	131,36	34,48	2,80	42,77	234,06	52,84	24
3½ x 3½	90 x 90	90,20	90,20	2,032	5,57	7,10	90,77	20,13	3,58	23,22	142,66	30,15	12
3½ x 3½	90 x 90	90,20	90,20	2,286	6,27	7,98	100,94	22,38	3,56	25,91	159,62	33,54	
3½ x 3½	90 x 90	90,20	90,20	2,489	6,81	8,67	108,89	24,14	3,54	28,02	173,05	36,19	
4 x 4	100 x 100	101,60	101,60	3,175	9,69	12,24	195,49	38,42	3,98	44,85	313,59	57,75	
4 x 4	100 x 100	101,60	101,60	4,762	14,38	17,86	274,46	54,03	3,92	64,12	456,15	81,43	25
4 x 4	100 x 100	101,60	101,60	6,350	18,88	23,16	391,94	67,31	3,84	81,39	592,47	102,19	20
5 x 5	125 x 125	127,00	127,00	3,175	12,17	15,47	391,86	61,71	5,03	71,40	620,57	92,58	16
5 x 5	125 x 125	127,00	127,00	4,762	18,12	22,70	557,86	87,85	4,96	103,13	909,28	132,16	16
5 x 5	125 x 125	127,00	127,00	6,350	23,85	29,61	705,26	111,06	4,82	132,31	1186,72	167,86	16
6 x 6	150 x 150	152,40	152,40	4,762	21,86	27,54	989,59	129,87	5,99	151,35	1591,90	195,17	9
6 x 6	150 x 150	152,40	152,40	6,350	28,82	36,06	1262,94	165,74	5,92	195,51	2084,23	249,88	

Fuente: http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales_table.html#tabla1

APENDICE V

TABLA V.1 TABLA DE ACEROS ESTRUCTURALES

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en ca- liente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

Vota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas

APENDICE VI

TABLA VI.1 FACTOR λ_C VS. LA RELACIÓN ESFUERZO CRÍTICO / ESFUERZO CEDENTE

λ_C	$\sigma_{crit}/\sigma_{ced}$	λ_C	$\sigma_{crit}/\sigma_{ced}$	λ_C	$\sigma_{crit}/\sigma_{ced}$	λ_C	$\sigma_{crit}/\sigma_{ced}$	λ_C	$\sigma_{crit}/\sigma_{ced}$
0.10	1.00	0.72	0.80	1.34	0.47	1.96	0.23	2.58	0.13
0.11	0.99	0.73	0.80	1.35	0.47	1.97	0.23	2.59	0.13
0.12	0.99	0.74	0.80	1.36	0.46	1.98	0.22	2.60	0.13
0.13	0.99	0.75	0.79	1.37	0.46	1.99	0.22	2.61	0.13
0.14	0.99	0.76	0.79	1.38	0.45	2.00	0.22	2.62	0.13
0.15	0.99	0.77	0.78	1.39	0.45	2.01	0.22	2.63	0.13
0.16	0.99	0.78	0.78	1.40	0.44	2.02	0.21	2.64	0.13
0.17	0.99	0.79	0.77	1.41	0.44	2.03	0.21	2.65	0.12
0.18	0.99	0.80	0.77	1.42	0.43	2.04	0.21	2.66	0.12
0.19	0.99	0.81	0.76	1.43	0.42	2.05	0.21	2.67	0.12
0.20	0.98	0.82	0.75	1.44	0.42	2.06	0.21	2.68	0.12
0.21	0.98	0.83	0.75	1.45	0.41	2.07	0.20	2.69	0.12
0.22	0.98	0.84	0.74	1.46	0.41	2.08	0.20	2.70	0.12
0.23	0.98	0.85	0.74	1.47	0.40	2.09	0.20	2.71	0.12
0.24	0.98	0.86	0.73	1.48	0.40	2.10	0.20	2.72	0.12
0.25	0.97	0.87	0.73	1.49	0.39	2.11	0.20	2.73	0.12
0.26	0.97	0.88	0.72	1.50	0.39	2.12	0.20	2.74	0.12
0.27	0.97	0.89	0.72	1.51	0.38	2.13	0.19	2.75	0.12
0.28	0.97	0.90	0.71	1.52	0.38	2.14	0.19	2.76	0.12
0.29	0.97	0.91	0.71	1.53	0.37	2.15	0.19	2.77	0.11
0.30	0.96	0.92	0.70	1.54	0.37	2.16	0.19	2.78	0.11
0.31	0.96	0.93	0.70	1.55	0.37	2.17	0.19	2.79	0.11
0.32	0.96	0.94	0.69	1.56	0.36	2.18	0.18	2.80	0.11
0.33	0.96	0.95	0.69	1.57	0.36	2.19	0.18	2.81	0.11
0.34	0.95	0.96	0.68	1.58	0.35	2.20	0.18	2.82	0.11
0.35	0.95	0.97	0.67	1.59	0.35	2.21	0.18	2.83	0.11
0.36	0.95	0.98	0.67	1.60	0.34	2.22	0.18	2.84	0.11
0.37	0.94	0.99	0.66	1.61	0.34	2.23	0.18	2.85	0.11
0.38	0.94	1.00	0.66	1.62	0.33	2.24	0.17	2.86	0.11
0.39	0.94	1.01	0.65	1.63	0.33	2.25	0.17	2.87	0.11
0.40	0.94	1.02	0.65	1.64	0.33	2.26	0.17	2.88	0.11
0.41	0.93	1.03	0.64	1.65	0.32	2.27	0.17	2.89	0.11
0.42	0.93	1.04	0.64	1.66	0.32	2.28	0.17	2.90	0.10
0.43	0.93	1.05	0.63	1.67	0.31	2.29	0.17	2.91	0.10
0.44	0.92	1.06	0.62	1.68	0.31	2.30	0.17	2.92	0.10
0.45	0.92	1.07	0.62	1.69	0.31	2.31	0.16	2.93	0.10
0.46	0.92	1.08	0.61	1.70	0.30	2.32	0.16	2.94	0.10
0.47	0.91	1.09	0.61	1.71	0.30	2.33	0.16	2.95	0.10
0.48	0.91	1.10	0.60	1.72	0.30	2.34	0.16	2.96	0.10
0.49	0.90	1.11	0.60	1.73	0.29	2.35	0.16	2.97	0.10
0.50	0.90	1.12	0.59	1.74	0.29	2.36	0.16	2.98	0.10
0.51	0.90	1.13	0.59	1.75	0.29	2.37	0.16	2.99	0.10
0.52	0.89	1.14	0.58	1.76	0.28	2.38	0.15	3.00	0.10
0.53	0.89	1.15	0.57	1.77	0.28	2.39	0.15	3.01	0.10
0.54	0.89	1.16	0.57	1.78	0.28	2.40	0.15	3.02	0.10
0.55	0.88	1.17	0.56	1.79	0.27	2.41	0.15	3.03	0.10
0.56	0.88	1.18	0.56	1.80	0.27	2.42	0.15	3.04	0.09
0.57	0.87	1.19	0.55	1.81	0.27	2.43	0.15	3.05	0.09
0.58	0.87	1.20	0.55	1.82	0.26	2.44	0.15	3.06	0.09
0.59	0.86	1.21	0.54	1.83	0.26	2.45	0.15	3.07	0.09
0.60	0.86	1.22	0.54	1.84	0.26	2.46	0.14	3.08	0.09
0.61	0.86	1.23	0.53	1.85	0.26	2.47	0.14	3.09	0.09
0.62	0.85	1.24	0.53	1.86	0.25	2.48	0.14	3.10	0.09
0.63	0.85	1.25	0.52	1.87	0.25	2.49	0.14	3.11	0.09
0.64	0.84	1.26	0.51	1.88	0.25	2.50	0.14	3.12	0.09
0.65	0.84	1.27	0.51	1.89	0.25	2.51	0.14	3.13	0.09
0.66	0.83	1.28	0.50	1.90	0.24	2.52	0.14	3.14	0.09
0.67	0.83	1.29	0.50	1.91	0.24	2.53	0.14	3.15	0.09
0.68	0.82	1.30	0.49	1.92	0.24	2.54	0.14	3.16	0.09
0.69	0.82	1.31	0.49	1.93	0.24	2.55	0.13	3.17	0.09
0.70	0.81	1.32	0.48	1.94	0.23	2.56	0.13	3.18	0.09
0.71	0.81	1.33	0.48	1.95	0.23	2.57	0.13	3.19	0.09

Fuente: Jorge D. Cruz, Tema: Columnas. Clases de mecánica de sólidos EIM-UCV

APENDICE VII

TABLA VII.1 DIAMETROS Y AREAS DE ROSCAS METRICAS DE PASO GRUESO Y FINO

Diámetro mayor básico, D (mm)	Roscas gruesas		Roscas finas	
	Paso (mm)	Área en esfuerzo de tensión (mm ²)	Paso (mm)	Área en esfuerzo de tensión (mm ²)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121		
48	5	1473		

Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas

TABLA VII.2 GRADO DE LOS ACEROS PARA PERNOS CON SUS RESPECTIVAS PROPIEDADES MECANICAS

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340 ^a	310
5.8	M5-M24	520	415 ^a	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720 ^a	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970

^aLas resistencias de fluencia son aproximadas, y no se incluyen en la norma.

Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas

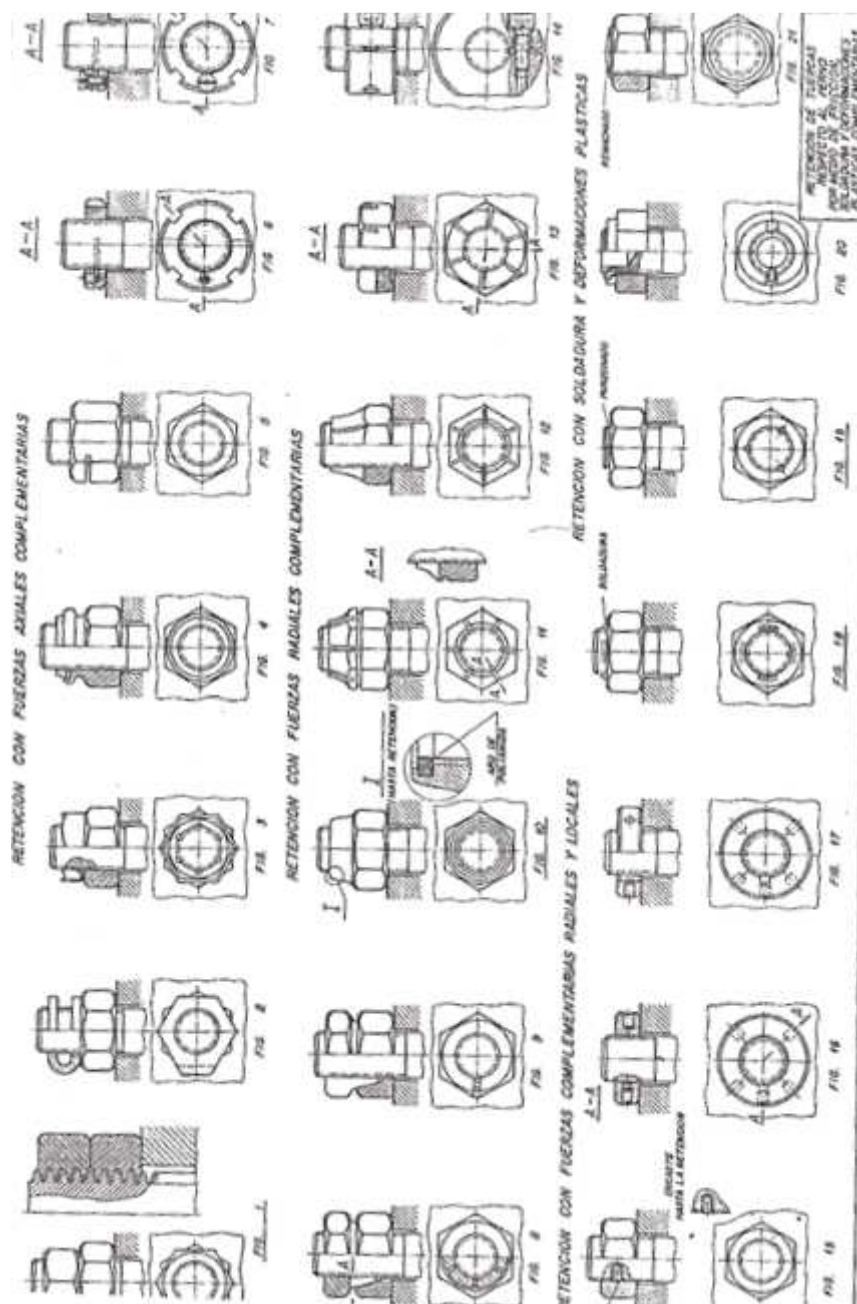
TABLA VII.3 FACTORES DEL PAR DE TORSION

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

TABLA VII.4 DIMENSIONES DE TUERCAS DE SEGURIDAD

TUERCAS ADICIONALES DE USO GENERAL		NOTAS: 1. DE LAS TUERCAS SE TIENE QUE HACER UNO DE LOS DOS TIPOS DE UNO O DE OTRO. 2. LA UNIDAD ES EN MILIMETROS.	
REF.	DESIGNACION	CRISTAL	CRISTAL
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 1	Fig. 2
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 3	Fig. 4
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 5	Fig. 6
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 7	Fig. 8
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 9	Fig. 10
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 11	Fig. 12
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 13	Fig. 14
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 15	Fig. 16
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 17	Fig. 18
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 19	Fig. 20
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 21	Fig. 22
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 23	Fig. 24
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 25	Fig. 26
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 27	Fig. 28
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 29	Fig. 30
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 31	Fig. 32
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 33	Fig. 34
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 35	Fig. 36
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 37	Fig. 38
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 39	Fig. 40
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 41	Fig. 42
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 43	Fig. 44
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 45	Fig. 46
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 47	Fig. 48
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 49	Fig. 50
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 51	Fig. 52
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 53	Fig. 54
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 55	Fig. 56
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 57	Fig. 58
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 59	Fig. 60
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 61	Fig. 62
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 63	Fig. 64
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 65	Fig. 66
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 67	Fig. 68
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 69	Fig. 70
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 71	Fig. 72
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 73	Fig. 74
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 75	Fig. 76
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 77	Fig. 78
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 79	Fig. 80
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 81	Fig. 82
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 83	Fig. 84
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 85	Fig. 86
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 87	Fig. 88
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 89	Fig. 90
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 91	Fig. 92
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 93	Fig. 94
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 95	Fig. 96
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 97	Fig. 98
5015-02	TUERCAS METALICAS (ALUMINIO) (MATERIA PRIMA)	Fig. 99	Fig. 100

CONTINUACIÓN



FUENTE: TESIS BUSTAMANTE M. MARIA M.

TABLA VII.4 DIMENSIONES DE ARANDELAS

6057	DE NOMINACION	CRQVIS	d EN mm.	APLI- CACION
1137-65	ARANDELAS PEQUEÑAS	FIG. 1	2-4	DE USO GENERAL
10430-63	ARANDELAS PEQUEÑAS	FIG. 2	2-4	DE USO GENERAL
6958-63	ARANDELAS GRANDES	FIG. 3	2-4	DE USO GENERAL
9005-59	ARANDELAS PLANAS PARA UNIONES CIRCUNDANTES	FIG. 4	2-72	FLACION DE UNA ARMADURA
10906-64	ARANDELAS INCLINADAS	FIG. 5	8-27	USO GENERAL
1134-53	ARANDELAS CIRCUNDANTES REDONDA PARA MADERA	FIG. 6	6-30	UNION DE PIEZAS DE MADERA
1135-53	ARANDELAS CIRCUNDANTES CUADRADAS PARA MADERA	FIG. 7	6-30	UNION DE PIEZAS DE MADERA
6402-61	ARANDELAS BROWER	FIG. 8	2-48	CRQVIS
7529-55	ARANDELAS DE TOPE PARA USOS FERROVIARIOS	FIG. 9	2-48	CRQVIS
10463-63	ARANDELAS DE TOPE DE CARRIL EXTERIOR	FIG. 10	2-24	CRQVIS
10462-63	ARANDELAS DE TOPE DE CARRIL INTERIOR	FIG. 11	2-24	CRQVIS
10464-63	ARANDELAS DE TOPE PARA TORNILLOS DE CARRIL SEMI-INTERIORE CON ANGULO DE 50°	FIG. 12	3-12	CRQVIS
3693-52	ARANDELAS DE TOPE CON UNA PATA	FIG. 13	2,6-4,8	CRQVIS
	ARANDELAS DE TOPE CON DOS PATA	FIG. 14	2,6-4,8	CRQVIS
6057	DE NOMINACION	CRQVIS	d EN mm.	APLI- CACION
11872-62	ARANDELAS DE TOPE DE VAGAS PARA	FIG. 15	2-48	DE USO GENERAL
3695-52	ARANDELAS DE TOPE CON BOQUILLA	FIG. 16	2,6-4,8	FERROVIARIA
3391-57	ARANDELAS ESFERICAS Y CONICAS	FIG. 17	6-36	FERROVIARIA
4087-57	ARANDELAS DE TOPE DE MONTAJE RAPIDO TIPO A	FIG. 18	5-36	DE USO GENERAL
	ARANDELAS DE TOPE DE MONTAJE RAPIDO TIPO B	FIG. 19	5-36	DE USO GENERAL
397-66	PASADORES	FIG. 20	397-66	DE USO GENERAL

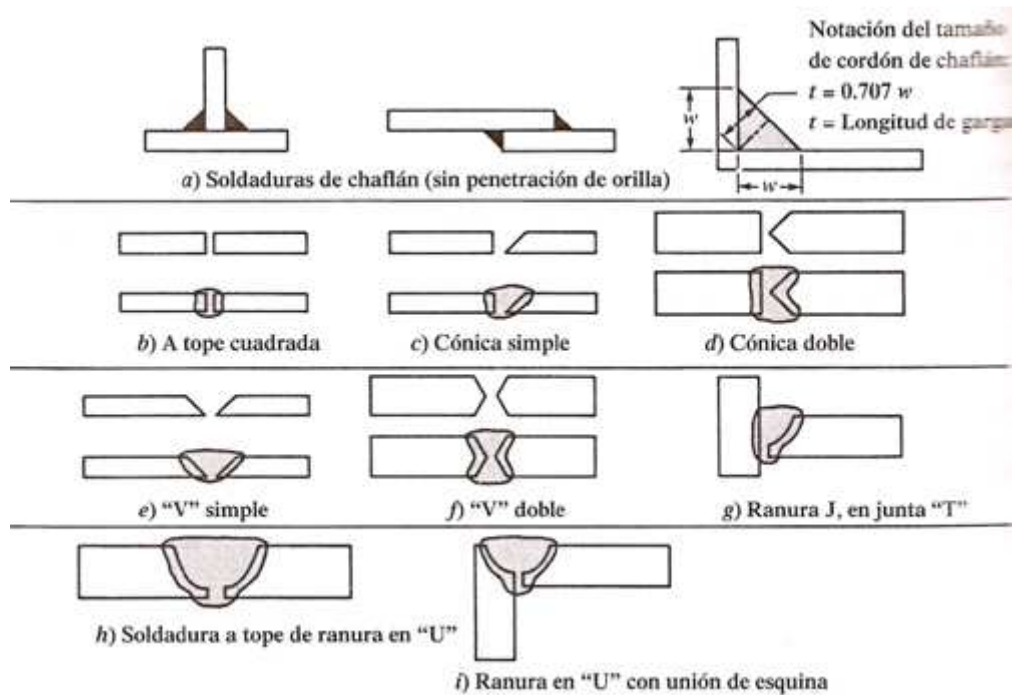
OBSERVACIONES:
LA COLUMNA d ES EL DIAMETRO DEL
TORNILLO DE FIJACION A LA CUAL
CORRESPONDE UNA ARANDELA, SEGUN EL

ARANDELAS Y PASADORES
DE USO ESPECIAL
Y GENERAL

FUENTE: TESIS BUSTAMANTE M. MARIA M.

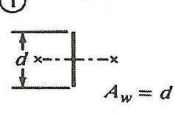
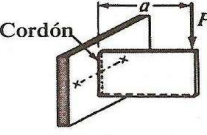
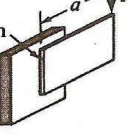
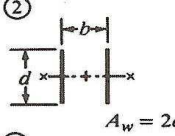
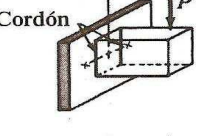
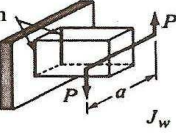
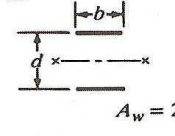
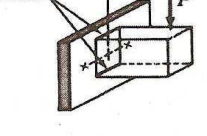
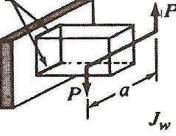
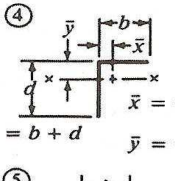
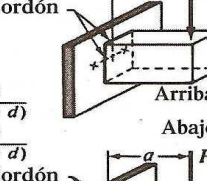
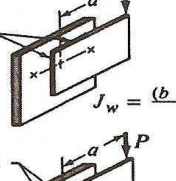
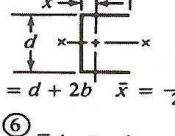
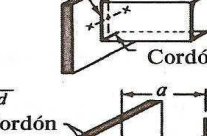
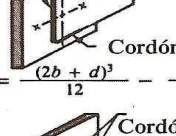
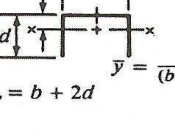
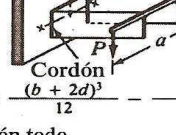
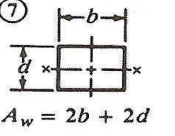
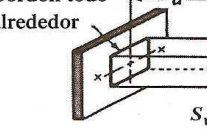
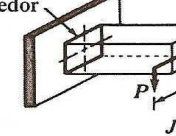
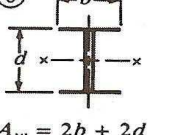
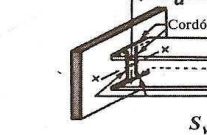
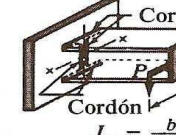
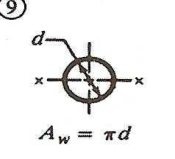
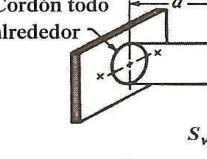
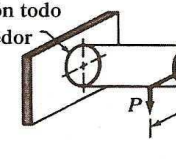
APENDICE VIII

TABLA VIII.1 UNIONES SOLDADAS



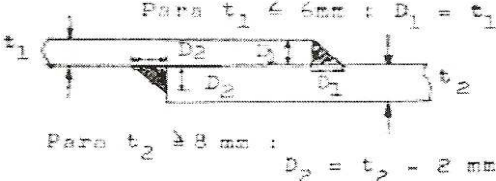
Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas

TABLA VIII.2 CORDONES

Dimensiones de la soldadura	Flexión	Torsión
① 	 $S_w = d^2/6$ $M = P_a$	 $J_w = d^3/12$ $T = P_a$ $c = d/2$
② 	 $S_w = d^2/3$	 $J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
③ 	 $S_w = bd$	 $J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
④ 	 Arriba: $S_w = \frac{4bd + d^2}{6}$ Abajo: $S_w = \frac{d^2(4b + d)}{6(2b + d)}$	 $J_w = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
⑤ 	 $S_w = bd + d^2/6$	 $J_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$
⑥ 	 Arriba: $S_w = \frac{2bd + d^2}{3}$ Abajo: $S_w = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$	 $J_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
⑦ 	 $S_w = bd + d^2/3$	 $J_w = \frac{(b + d)^3}{6}$
⑧ 	 $S_w = bd + d^2/3$	 $J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
⑨ 	 $S_w = \pi(d^2/4)$	 $J_w = \pi(d^3/4)$

Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos de máquinas

TABLA VIII.3 EXPESORES MAXIMOS DE CORDONES

ESPESORES MAXIMOS D DE LOS CORDONES DE SOLDADURA DE FILETE		
t (mm)	D _{max} (mm)	
4	4	
5	5	
6	6	
7	6	
8	6	
≥ 9	(t - 2 mm)	

FUENTE: TESIS BUSTAMANTE M. MARIA M.

TABLA VIII.4 ESFUERSOS PERMISIBLES DE CORDONES

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Aplastamiento	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}$	

* El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

† El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder $0.40S_y$ del metal base.

FUENTE: Shigley J. Diseño en ingeniería mecánica

TABLA VIII.5 PROPIEDADES DEL METAL DE APORTE

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, plano, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

FUENTE: Shigley J. Diseño en ingeniería mecánica

APENDICE IX

TABLA IX.1 COMPONENTES NEUMATICOS

ELECTROVÁLVULA MFH-5-1/4 – 6211

Caracter.	Propiedades
Función de las válvulas	5/2 monoestable
Tipo de accionamiento	eléctrico
Caudal nominal normal	1.000 l/min
Conexión neumática de utilización	G1/4
Presión de funcionamiento	2,2 - 8 bar
Construcción	asiento de plato
Tipo de reposición	muelle mecánico
Tipo de protección	IP65
Homologación	CSA (OL)
Diámetro nominal	7 mm
Principio de hermetización	blando
Posición de montaje	indistinto
Accionamiento manual auxiliar	con enclavamiento
Tipo de control	prepilotoado
Valor B	0,19
Valor C	4,49 l/sbar
Desconexión del tiempo de conmutación	29 ms
Conexión del tiempo de conmutación	9 ms
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Temperatura ambiente	-5 - 40 °C
Peso del producto	290 g
Conexión eléctrica	a través de bobina F, pedir por separado
Tipo de fijación	a elegir: En el distribuidor PR con taladro pasante
Conexión del aire de escape de pilotaje	M5

APENDICES

84	
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Conexión neumática 3	G1/4
Conexión neumática 4	G1/4
Conexión neumática 5	G1/4
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio

SILENCIADORES U-1/2

Caracter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Presión de funcionamiento	0 - 10 bar
Caudal contra atmósfera	10.600 l/min
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin lubricar Aire filtrado y lubricado Aire seco, lubricado o sin lubricado
Nivel de ruido	80 dB(A)
Temperatura ambiente	-10 - 70 °C
Peso del producto	58 g
Conexión neumática	G1/2
Información sobre el material del amortiguador	PE
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS

RACOR RÁPIDO ROSCADO QS-1/4-6

Caracter.	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	4 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Recubrimiento

Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10
Construcción	Principio de empuje y tracción
Presión de funcionamiento	-0,95 - 10 bar
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 14 bar
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo	12 Nm
Peso del producto	17 g
Conexión neumática	Rosca exterior R1/4 para diámetro exterior del tubo flexible de 6 m
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Datos sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

RACOR RÁPIDO ROSCADO QS-1/2-10

Caracter.	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	6,7 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Recubrimiento
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	1
Construcción	Principio de empuje y tracción

Presión de funcionamiento	-0,95 - 10 bar
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 14 bar
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo	28 Nm
Peso del producto	49 g
Conexión neumática	Rosca exterior R1/2 para diámetro exterior del tubo flexible de 10 mm
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Datos sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

BOBINA MSFG-24DC/42AC

Caracter.	Propiedades
Posición de montaje	indistinto
Indicación de la posición de conmutación	no
Tiempo mínimo de mantenimiento	10 ms
Duración de la conexión	100%
factor de rendimiento cos (phi)	0,7
Valores característicos de las bobinas	24V DC: 4,5W 42 V CA: 50/60 Hz, potencia de arranque: 9 VA, potencia de retención: 7

APENDICES

	VA
variaciones de frecuencia admisibles	+/- 5 %
Fluctuación de tensión permisible	+/- 10 %
Tipo de protección	IP65
Temperatura ambiente	-5 - 40 °C
Homologación	CSA (OL)
Par de apriete máximo del conector tipo zócalo	0,4 Nm
Peso del producto	55 g
Conexión eléctrica	3 contactos Clavijas para MSSD-F
Tipo de fijación	Con tuerca moleteada
Información sobre el material, bobina	Acero Duroplast cobre
información sobre material bobinado	cobre

UNIDAD DE FILTRO Y REGULADOR LFR-1/4-D-MINI

Caracter.	Propiedades
Tamaño	mini
Serie	D
Asegurar el accionamiento	Botón giratorio con enclavamiento
Posición de montaje	vertical +/- 5°
Grado de filtración	40 µm
Evacuación del condensado	giro manual
Construcción	Filtro regulador con manómetro
Cantidad máxima de condensado	22 cm ³
Funda de protección	funda protectora metálica
Indicación de la presión	con manómetro
Margen de regulación de la presión	0,5 - 12 bar
Presión inicial 1	1 - 16 bar
Histéresis máxima de la presión	0,2 bar
Caudal nominal normal	1.400 l/min

Fluido	Aire comprimido
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura del medio	-10 - 60 °C
Temperatura ambiente	-10 - 60 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Peso del producto	460 g
Tipo de fijación	a elegir: Montaje del conducto con accesorios
Conexión neumática 1	G1/4
Conexión neumática 2	G1/4
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de cinc
Información sobre el material del depósito del filtro	PC

TUBO FLEXIBLE EN ESPIRAL DUO PUN-12X2-S-6-DUO-BS

Caracter.	Propiedades
Diámetro exterior	6 mm
Radio de flexión relevante para el caudal	26 mm
Diámetro interior	4 mm
Radio máximo de curvatura	10 mm
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 10 bar
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Homologado para la industria alimentaria	FDA 2002/72/EG
Temperatura ambiente	-35 - 60 °C
Homologación	TÜV
Peso del producto según la longitud	0,0183 kg/m
Color	azul
Dureza Shore	D 52 +/-3
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE

Información sobre el material del tubo flexible	TPE-U(PU)
---	-----------

TUBO DE MATERIAL SINTÉTICO PUN-H-10X1,5-BL

Caracter.	Propiedades
Diámetro exterior	10 mm
Radio de flexión relevante para el caudal	52 mm
Diámetro interior	7 mm
Radio máximo de curvatura	25 mm
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 10 bar
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Homologado para la industria alimentaria	FDA 2002/72/EG
Temperatura ambiente	-35 - 60 °C
Homologación	TÜV
Peso del producto según la longitud	0,0465 kg/m
Color	azul
Dureza Shore	D 52 +/-3
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE
Información sobre el material del tubo flexible	TPE-U(PU)

RACOR RÁPIDO ROSCADO QS-1/4-10

Caracter.	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	6,7 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Recubrimiento
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10

Construcción	Principio de empuje y tracción
Presión de funcionamiento	-0,95 - 10 bar
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 - 14 bar
Fluido	Aire comprimido filtrado vacío
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 - 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo	12 Nm
Peso del producto	20 g
Conexión neumática	Rosca exterior R1/4 para diámetro exterior del tubo flexible de 10 mm
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón niquelado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Datos sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

UNIDAD DE CONTROL FEC-FC440-FST

Caracter.	Propiedades
Homologación	C-Tick
Tensión de funcionamiento	24 VDC +25% / -15%
Consumo de corriente	200 mA nominal a los 24 VDC
Tensión de alimentación del cable	10 m
Temperatura ambiente	0 - 55 °C
Temperatura de almacenamiento	-25 - 70 °C
Humedad relativa del aire	95%

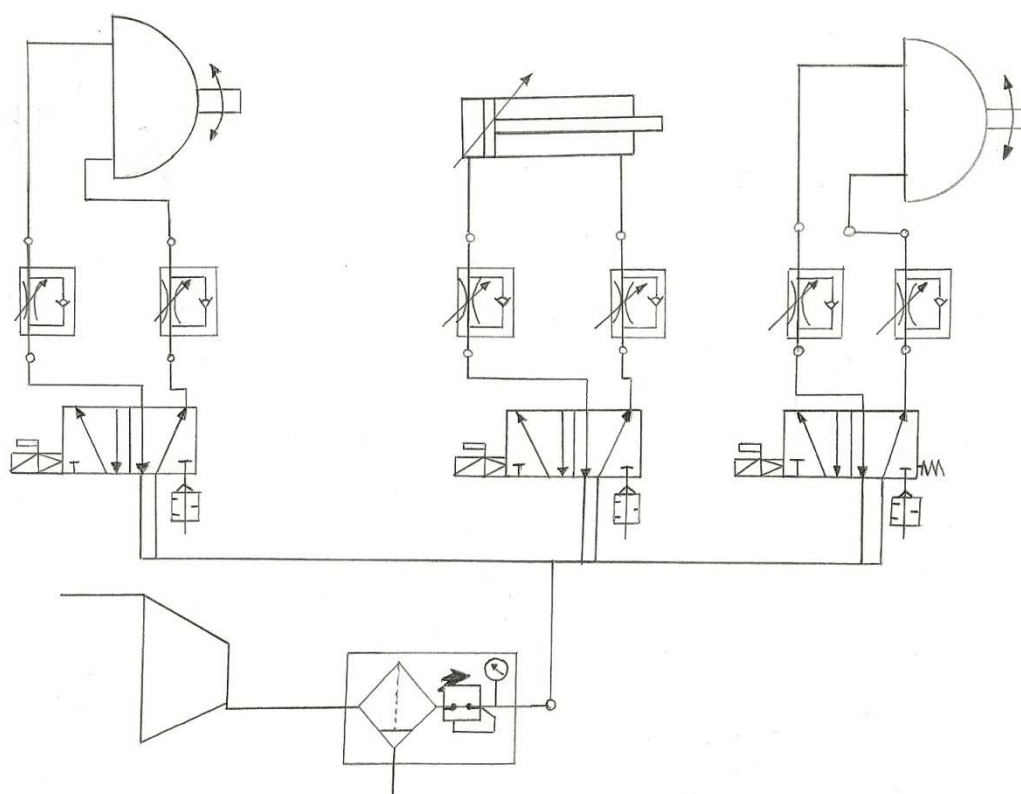
	sin condensación
Tipo de protección	IP20
clase de protección	III
Peso del producto	390 g
Prueba de sensibilidad para comprobar la resistencia a las vibraciones	EN 60068-2-6-FC 10-57 Hz 0,075 mm 57 - 150 Hz 1g
Prueba de sensibilidad para comprobar la resistencia a los choques	EN 60068-2-27 EA 15g, 11ms 2 golpes / dirección
Conmutador RUN/STOP	sí
conexiones eléctricas E/S	Técnica de muelle de tracción
Indicadores de estado	LED
Número de entradas digitales	16
Entradas digitales, entradas numéricas rápidas	2, con un máximo de 2 kHz cada uno
Entradas digitales, conexión de codificador incremental	sí, máx. 200Hz
Entradas digitales, retardo en la señal de entrada	5 ms typ.
Entradas digitales, tensión / corriente de entrada	24 VDC / 5 mA
Entradas digitales, valor nominal para TRUE	≥ 15 VDC
Entradas digitales, valor nominal para FALSE	≤ 5 VDC
Entradas digitales, separación de potencial	sí, mediante optoacoplador
Entradas digitales, indicador de estado	Indicador LED opcional en el conector
Entradas digitales, longitud permitida del cable de conexión	30 m
Salidas digitales, número	8
Salidas digitales, contacto	Transistor
Salidas digitales, tensión de salida	24 VDC
Salidas digitales, corriente de salida	400 mA
Salidas digitales, corriente de grupo	3,2 A

Salidas digitales, separación de potencial	sí, mediante optoacoplador
Salidas digitales, separación de potencial en grupos	sí, en grupos de 8
Salidas digitales, frecuencia de conmutación	max. 1 kHz
Salidas digitales, resistentes a los cortocircuitos	sí
Salidas digitales, resistentes a la sobrecarga	sí
Salidas digitales, resistentes a cortocircuitos en la conexión de lámparas	sí, hasta 5W
Salidas digitales, indicador de estado	Indicador LED opcional en el conector
Número de conexiones en serie	2
Conexiones en serie, técnica de conexión	2x zócalos RJ12
Conexiones en serie, utilización RS232C	Necesidad de SM14 o SM15
Conexiones en serie, propiedades COM / EXT	Nivel TTL, sin aislamiento eléctrico
Conexiones en serie, utilización conexión universal: EXT	300...115000 Bd 7N1, 7E1, 7O1, 8N1, 8E1, 8O1
Conector SAC, número de conectores necesarios	4
Ethernet, conector	RJ45
Ethernet, número	1
Ethernet, conexión de bus	IEEE802.3 (10Base T)
Ethernet, velocidad de transmisión de datos	10 Mbit/s
Ethernet, protocolos compatibles	TCP/IP, EasyIP, http
Programación, lenguaje	AWL, KOP
Programación, idioma	DE, EN
Programación, número de programas y tareas por proyecto	64
Programación, número de registros (palabras)	256

Programación, número de flags	10000
Programación, número de temporizadores (estado, valor real, valor teórico)	256
Programación, número de contadores (estado, valor real, valor teórico)	256
Programación, soporte de C/C++	sí
Programación, soporte de manipulación de datos	sí

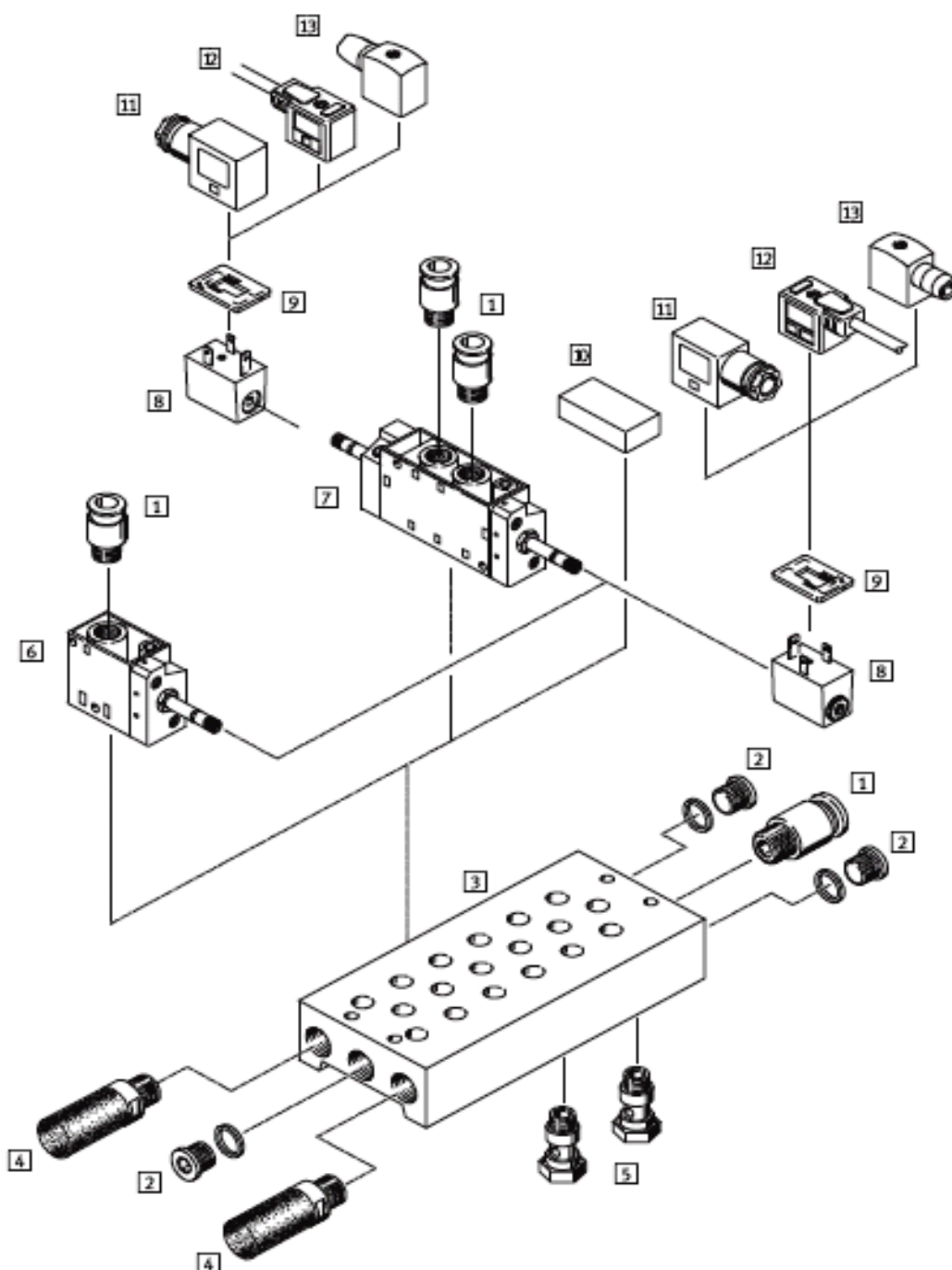
FUENTE: FESTO pneumatic

FIGURA IX.1 CIRCUITO NEUMATICO



FUENTE: FESTO pneumatic

TABLA IX.2.- MONTAJE DE LA PLACA DE ALIMENTACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO MODELO TIGER CLASSIC.



Accesorios	
1	Racor rápido roscado QS
2	Tapón ciego G
3	Bloque distribuidor PRS
4	Silenciador
5	Tornillo hueco VT
6	Electroválvula MFH
7	Electroválvula JMFH
8	Bobinas F MSFG, MSFW
9	Junta iluminada M...-LD
10	Placa ciega PRSB
11	Conector tipo zócalo MSSD-F
12	Cable del conector tipo zócalo KMF
13	Conector tipo zócalo MSSD-F-S

FUENTE: FESTO pneumatic