



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO  
PARA PRUEBAS DE DEFORMACIÓN Y RESISTENCIA DE  
ASIENTOS Y ESPALDARES DE POLIURETANO PARA  
AUTOBUSES”**

**DENYS JAVIER CRUZ ATI.**

**FRANKLIN ELIAS AMBOYA MISHQUI**

**TESIS DE GRADO.**

**Previa la obtención del Título de:**

**INGENIERO MECÁNICO.**

**Riobamba – Ecuador**

**2011**

**Espoch**

*Facultad de Mecánica*

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

Abril, 05 de 2011.

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

**DENYS JAVIER CRUZ ATI**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO PARA PRUEBAS  
DE DEFORMACIÓN Y RESISTENCIA DE ASIENTOS Y ESPALDARES DE  
POLIURETANO PARA AUTOBUSES”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

***INGENIERO MECÁNICO***

---

f) Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

f) Ing. Pablo Fierro

DIRECTOR DE TESIS

---

f) Ing. Raúl Cabrera.

ASESOR DE TESIS

**Espoch**

*Facultad de Mecánica*

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

Abril, 05 de 2011.

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

**FRANKLIN ELIAS AMBOYA MISQUI**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO PARA PRUEBAS  
DE DEFORMACIÓN Y RESISTENCIA DE ASIENTOS Y ESPALDARES DE  
POLIURETANO PARA AUTOBUSES”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

***INGENIERO MECÁNICO***

---

f) Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

f) Ing. Pablo Fierro

DIRECTOR DE TESIS

---

f) Ing. Raúl Cabrera.

ASESOR DE TESIS

## **CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS**

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** DENYS JAVIER CRUZ ATI.

**TÍTULO DE LA TESIS:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO PARA PRUEBAS DE DEFORMACIÓN Y RESISTENCIA DE ASIENTOS Y ESPALDARES DE POLIURETANO PARA AUTOBUSES”**

**Fecha de Examinación:** Abril, 13 de 2011.

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

<b>COMITÉ DE EXAMINACIÓN</b>	<b>APRUEBA</b>	<b>NO APRUEBA</b>	<b>FIRMA</b>
ING. GEOVANNY NOVILLO.			
ING. PABLO FIERRO.			
ING. RAÚL CABRERA.			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS**

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** FRANKLIN ELÍAS AMBOYA MISHQUI

**TÍTULO DE LA TESIS:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO PARA PRUEBAS DE DEFORMACIÓN Y RESISTENCIA DE ASIENTOS Y ESPALDARES DE POLIURETANO PARA AUTOBUSES”**

**Fecha de Examinación:** Abril, 13 de 2011.

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

<b>COMITÉ DE EXAMINACIÓN</b>	<b>APRUEBA</b>	<b>NO APRUEBA</b>	<b>FIRMA</b>
ING. GEOVANNY NOVILLO.			
ING. PABLO FIERRO.			
ING. RAÚL CABRERA.			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior politécnica de Chimborazo.

---

f) Denys Javier Cruz Ati.

---

f) Franklin Elías Amboya Mishqui

## **AGRADECIMIENTO**

Mi más sincero agradecimiento a Dios mi Creador, quien ha sido fiel testigo de todos mis malos momentos y aciertos que a lo largo de la vida universitaria se presentó.

Gratitud también a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, de manera especial a la ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA y todos quienes la conforman y brindan su aporte necesario para permitir que la juventud de hoy sea el desarrollo para el Ecuador del mañana.

De manera especial MUCHAS GRACIAS a las personas que me han acompañado y colaborado para concluir con este mi anhelo más deseado mis padres Luis, Yoli mis hermanos Fernanda, Geovany y mi querida esposa Estelita por ser los pilares que tuvieron que soportar tan grande carga en este tiempo y pese a los problemas y adversidades nunca me supieron negar el apoyo y consideración.

Y sobre todo agradezco de manera especial a la empresa ambateña CEPOLFI C.A. y TALLERES GÓMEZ, quienes nos brindaron su apoyo económico y técnico respectivamente.

*D.J.C.A*

*F.E.A.M.*

## DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a todas aquellas personas que me han apoyado, durante todo mi larga carrera estudiantil, de manera en especial a un angelito que desde el cielo me ha guiado, a mi bebe que es la alegría de mi vida y sobre todo a mis padres Luís y Yoli quienes me han acompañado en mis triunfos y fracasos guiándome por el sendero del bien.

*“Cada fracaso supone un capítulo más en la historia de nuestra vida y una lección que nos ayuda a crecer. No te dejes desanimar por los fracasos. Aprende de ellos, y sigue adelante”*

**D.J.C.A**

Dedico este trabajo con todo mi amor y cariño. A ti Dios, Diseñador Maestro que me diste la oportunidad de vivir y por guiarme a lo largo de mi carrera universitaria.

Con mucho cariño principalmente a mis padres que me dieron la vida y a pesar de estar lejos me apoyaron de manera incondicional. Gracias por todo papá y mamá por darme una carrera para mi futuro y por creer en mí. Los quiero con todo mi corazón y este trabajo que me llevó dos años hacerlo es para ustedes.

A mis hermanos Rubén, Mauro, Betzi, Maritza y Evita, por su apoyo, los quiero mucho.

*Te haré entender, y te enseñaré el camino en que debes andar; Sobre ti fijaré mis ojos.*

*Dios, creador del cosmos (Salmos 19:1-4; Salmos 23:8)*

**F.E.A.M**



## TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
<b>1</b>	<b>GENERALIDADES</b>	<b>1</b>
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	3
1.3	Objetivos.....	4
1.3.1	Objetivo general.....	4
1.3.2	Objetivos específicos.....	4
<b>2</b>	<b>MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>5</b>
2.1	Espuma de poliuretano.....	5
2.2	Clasificación de la espuma de poliuretano.....	5
2.2.1	Espuma en caliente.....	5
2.2.2	Espuma en frío.....	6
2.3	Composición química.....	6
2.4	Características y usos de la espuma de poliuretano.....	6
2.4.1	Aislamiento térmico.....	7
2.4.2	Resistencia al envejecimiento.....	7
2.4.3	Propiedades mecánicas.....	8
2.4.3.1	Resistencia a la compresión.....	8
2.4.3.2	Resistencia a la tracción.....	8
2.4.4	Resistencia a la temperatura.....	9
2.4.5	Resistencia al fuego.....	9
2.4.6	Resistencia a la absorción de agua.....	9
2.4.7	Transmisión del vapor de agua.....	9
2.4.8	Resistencia a los micro-organismos.....	10
2.4.9	Propiedades acústicas.....	10
2.5	Propiedades físicas de la espuma de poliuretano.....	10
2.6	Aplicaciones de la espuma de poliuretano.....	11
2.6.1	Aislante térmico.....	11
2.6.2	Aislamiento acústico.....	12
2.6.3	Asientos y espaldares.....	13
2.7	Análisis del problema y sus requerimientos.....	13
2.7.1	Análisis del elemento de compresión.....	13
2.7.1.1	Compresión estática.....	14
2.7.1.2	Compresión dinámica.....	14
2.8	Ensayo de fatiga dinámica por fuerza de martillo constante según la norma ASTM 3572 para durabilidad.....	15
2.8.1	Aparatos utilizados en el ensayo.....	16
2.8.2	Probeta para el ensayo.....	16
2.8.3	Procedimiento.....	16
2.8.4	Inspección y cálculo.....	17
2.8.5	Informe.....	18

<b>3</b>	<b>SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO</b>	<b>19</b>
3.1	Alternativas para el sistema estático de compresión del asiento y espaldar.....	19
3.1.1	De muelle.....	19
3.1.2	Pasador roscado.....	20
3.1.3	Carga reactante.....	21
3.1.4	Selección de la alternativa más adecuada.....	22
3.2	Alternativas para el sistema dinámico de compresión del asiento y espaldar.....	23
3.2.1	Cilindro neumático.....	23
3.2.2	Mecanismo de leve.....	24
3.2.3	Mecanismo biela manivela.....	25
3.3	Selección de la alternativa más adecuada.....	26
3.4	Análisis de funcionamiento.....	27
3.5	Elementos básicos de un sistema neumático.....	28
3.5.1	Elementos activos.....	28
3.5.1.1	Compresores.....	29
3.5.2	Elementos pasivos.....	29
3.5.2.1	Acumulador.....	29
3.5.3	Elementos de protección.....	30
3.5.3.1	Filtro.....	30
3.5.3.2	Lubricador.....	30
3.5.3.3	Regulador o limitador de presión.....	31
3.5.3.4	Silenciador.....	31
3.5.4	Elementos de transporte.....	31
3.5.5	Elementos de regulación y control.....	31
3.5.5.1	Válvulas de dirección del flujo.....	31
3.5.5.2	Válvulas anti retorno.....	32
3.5.5.3	Válvulas de regulación de presión y caudal.....	33
3.5.6	Cilindros neumáticos.....	33
3.6	Potencia y frecuencia de operación.....	34
<b>4</b>	<b>DISEÑO MECÁNICO Y NEUMÁTICO</b>	<b>35</b>
4.1	Diseño de estructura.....	35
4.2	Geometría del modelo estructural.....	35
4.3	Cargas que actúan en la estructura.....	36
4.4	Análisis del modelo estructural.....	39
4.5	Análisis de la deformación.....	41
4.6	Diseño de guía.....	42
4.6.1	Factor de seguridad.....	42
4.6.2	Distribución de tensiones.....	43
4.6.3	Distribución del desplazamiento.....	44
4.7	Diseño del eje indentador.....	44
4.7.1	Diseño estático.....	44
4.7.2	Diseño dinámico.....	46
4.8	Diseño de cuña.....	50
4.9	Diseño del modelo indentador.....	53

4.9.1	Diseño estático.....	54
4.9.2	Diseño dinámico.....	55
4.10	Diseño del sistema neumático.....	57
4.10.1	Selección del cilindro neumático.....	58
4.10.2	Calculo de consumo de aire del actuador.....	59
4.10.3	Diseño de ductos.....	60
4.10.4	Selección del compresor.....	65
<b>5</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE</b>	<b>67</b>
5.1	Construcción de partes mecánicas.....	67
5.1.1	Tecnología de la construcción de los elementos.....	67
5.1.2	Procedimiento de construcción.....	67
5.1.3	Operaciones tecnológicas.....	70
5.1.4	Flujograma de construcción.....	72
5.2	Montaje de los elementos.....	74
5.2.1	Flujograma de montaje.....	75
<b>6</b>	<b>PRUEBAS Y OPERACIONES CON POLIURETANO</b>	<b>76</b>
6.1	Pruebas con poliuretano.....	76
6.1.1	Deflexión de la fuerza de indentación.....	76
6.1.2	Envejecimiento acelerado.....	77
6.2	Pruebas en vacío.....	79
6.3	Cálculos y resultados.....	79
6.3.1	Perdida de espesor.....	80
6.3.2	Pérdida de fuerza de soporte.....	81
6.3.3	Representación grafica de resultados.....	83
6.3.3.1	Gráfica de perdida de espesor.....	84
6.3.3.2	Gráfica pérdida de fuerza de espesor.....	87
6.3.3	Análisis de resultados.....	88
6.4	Operación.....	90
6.4.1	Fases para la operación del equipo.....	90
6.4.1.1	Dispositivos de mando en la botonera.....	90
6.4.1.2	Regulación de la carrera del indentador.....	91
6.4.1.3	Regulación neumática.....	91
6.4.1.4	Puesta en marcha.....	92
<b>7</b>	<b>MANTENIMIENTO Y COSTOS</b>	<b>93</b>
7.1	Mantenimiento.....	93
7.1.1	Generalidades.....	93
7.1.1.1	Manual operativo.....	93
7.1.1.2	Presentación.....	93
7.1.2	Normas de referencia.....	93
7.1.3	Instalación de la máquina.....	93
7.1.3.1	Reglas generales de seguridad en la instalación de la fatigadora.....	93
7.1.4	Desplazamiento y colocación de la máquina.....	94
7.1.5	Dimensiones y zona de seguridad.....	95

7.1.6	Instalación eléctrica.....	96
7.1.7	Instalación neumática.....	96
7.1.8	Montaje molde espaldares y asientos.....	96
7.1.9	Ajuste y puesta en marcha.....	96
7.1.9.1	Dispositivos de mando en la botonera.....	96
7.1.10	Puesta en marcha.....	97
7.1.11	Regulación de la carrera del indentador o abollador.....	98
7.1.11.1	Segundo método de regulación.....	98
7.1.12	Regulación neumática.....	99
7.1.13	Mantenimiento.....	101
7.1.13.1	Mantenimiento ordinario.....	101
7.1.13.2	Mantenimiento extraordinario.....	101
7.1.14	Lista de problemas y soluciones.....	102
7.1.14.1	La máquina no funciona correctamente.....	102
7.2	Análisis de costos.....	102
7.2.1	Costo de materiales (Cm).....	102
7.2.1.2	Costo de mano de obra (CMO).....	104
7.2.1.3	Costo de equipos (CE).....	105
7.2.1.4	Costo transporte.....	106
7.2.2	Costos indirectos.....	106
7.2.2.1	Costo utilidad.....	106
7.2.2.2	Costo ingenieril.....	106
7.2.3	Resumen de costos.....	106
<b>8</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>107</b>
8.1	Conclusiones.....	107
8.2	Recomendaciones.....	109

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

### **BIBLIOGRAFÍA**

### **LINKOGRAFÍA**

### **ANEXOS**

### **PLANOS**

## LISTA DE TABLAS

<b><u>TABLA</u></b>		<b><u>PÁGINA</u></b>
2.1	Coficiente de absorción en función de la frecuencia.....	10
2.2	Propiedades físicas de la espuma de poliuretano.....	11
4.1	Perdida de carga para ducto de 3/8 de pulg (9.52mm).....	65
4.2	Perdida de carga para ducto de 1/4 de pulg (6mm).....	65
5.1	Materiales utilizados en la construcción.....	68
5.2	Operaciones tecnológicas de la construcción.....	70
5.3	Montaje de la estructura y forro exterior.....	74
5.4	Montaje de los moldes de asientos y espaldares.....	74
5.5	Montaje del asiento neumático.....	74
5.6	Montaje del panel de control.....	74
6.1	Envejecimiento del espécimen (asiento).....	79
6.2	Envejecimiento del espécimen (espaldar).....	80
6.3	Envejecimiento del espécimen (asiento).....	83
6.4	Envejecimiento del espécimen (espaldar).....	84
6.5	Valores obtenidos de la investigación.....	88
6.6	Número de ciclos por años.....	89
6.7	Perdida de espesor en porcentajes.....	89
7.1	Costos de materiales para la máquina de ensayo.....	103
7.2	Costo de mano de obra.....	104
7.3	Costo de equipos.....	105
7.4	Resumen de costos.....	106

## LISTA DE FIGURAS

<b><u>FIGURAS</u></b>		<b><u>PÁGINA</u></b>
2.1	Resistencia a la compresión.....	8
2.2	Resistencia a la tracción.....	9
2.3	Aislamiento térmico.....	12
2.4	Aislamiento acústico.....	12
2.5	Asientos y espaldares.....	13
2.6	Compresión estática.....	14
2.7	Compresión dinámica.....	15
3.1	Carga estática con muelle.....	20
3.2	Carga estática con perno.....	21
3.3	Carga estática con carga reactante.....	22
3.4	Carga dinámica con cilindro neumático.....	23
3.5	Carga dinámica con mecanismo de leve.....	25
3.6	Carga dinámica con mecanismo de biela manivela.....	26
3.7	Circuito neumático de la máquina de prueba.....	28
3.8	Compresores .....	29
3.9	Acumulador .....	29
3.10	Filtro.....	30
3.11	Lubricador.....	30
3.12	Regulador o limitador de presión.....	31
3.13	Válvulas de dirección de flujo.....	32
3.14	Válvulas anti retorno.....	32
3.15	Válvulas de regulación de caudal y presión.....	33
3.16	Cilindros neumáticos.....	33
4.1	Estructura a analizar y diseñar.....	36
4.2	Vista frontal de la fatigadora que muestra las cargas actuantes.....	36
4.3	Diagrama de cuerpo libre.....	37
4.4	Diagrama de cuerpo libre.....	38
4.5	Resultados de SAP2000,razones de esfuerzos.....	40
4.6	Deformación de la estructura.....	41
4.7	Las zonas seguras se presentan de color azul.....	43
4.8	Esfuerzos en el elemento guía de vástago.....	43
4.9	Deformación en el elemento guía de vástago.....	44
4.10	Esfuerzo fluctuante con inversión completa.....	46
4.11	Eje indentador.....	49
4.12	Eje indentador.....	51
4.13	a) Diagrama de cuerpo libre del molde; b) sección rectangular de la platina.....	53
4.14	Representación gráfica del momento flector máximo.....	54
4.15	Esfuerzo fluctuante.....	56

4.16	Circuito neumático de la maquina fatigadora.....	60
4.17	Circuito simplificado.....	61
4.18	Diagrama de Moody para el cálculo de pérdidas de carga.....	63
5.1	Construcción de estructura y forro exterior.....	72
5.2	Construcción de moldes asiento y espaldar.....	72
5.3	Construcción e instalación del sistema neumático.....	73
5.4	Construcción e instalación del panel de control.....	73
5.5	Flujograma de montaje.....	75
6.1	Perdida de espesor del asiento.....	85
6.2	Perdida de espesor del espaldar.....	86
6.3	Perdida de espesor del asiento.....	88
7.1	Esquema de la maquina fatigadora de asientos y espaldares.....	95
7.2	Esquema de la maquina fatigadora y zonas de seguridad.....	95
7.3	Panel de control.....	97
7.4	Grupo indentador vertical.....	98
7.5	Esquema del eje indentor.....	99
7.6	Esquema de la válvula reguladora de caudal.....	100

## SIMBOLOGÍA

**Kcal:** Kilo calorías

**°C:** Celsius

**Kg:** Kilogramo

**cm<sup>2</sup>:** Centímetro cuadrado

**Hz:** Hertz

**P<sub>max</sub>:** Presión máxima

**IDF:** Fuerza de deflexión de abollamiento

IDF: Deflexión de la fuerza de indentación

**h:** Horas

**m:** Milímetros

**min:** Minutos

**F<sub>t</sub>:** Pérdida de espesor

**t<sub>0</sub>:** Espesor inicial de la probeta

**t<sub>f</sub>:** Espesor final de la probeta

**F<sub>1</sub>:** Pérdida de fuerza de deflexión del abollamiento

**F<sub>L</sub>:** Pérdida de soporte

**F<sub>0</sub>:** Valor inicial de fuerza de deflexión del abollamiento

**F<sub>ft</sub>:** Valor final de fuerza de deflexión del abollamiento

UTM: Unidad técnica de mantenimiento

**W<sub>c</sub>:** Peso del cilindro

**F<sub>m</sub>:** Fuerza de martilleo

**W<sub>s</sub>:** Peso de soporte de probetas



**$W_t$ :** Peso total de elementos

**$W_e$ :** Peso de la estructura

**f:** Factor de incremento

**n:** Factor de seguridad

**d:** Diámetro

**A:** Área

**$S_y$ :** Resistencia a la fluencia

**$\sigma_{min}$ :** Esfuerzo mínimo

**$\sigma_{max}$ :** Esfuerzo máximo

**$\sigma_a$ :** Amplitud del esfuerzo

**$\sigma_m$ :** Esfuerzo medio

**$\sigma_r$ :** Intervalo total de esfuerzo

**$S_e$ :** Límite de resistencia a la fatiga del elemento en cuestión

**$S_e'$ :** Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

**$K_a$ :** Factor de superficie

**$K_b$ :** Factor de tamaño

**$K_c$ :** Factor de confiabilidad

**$K_d$ :** Factor de temperatura

**$K_e$ :** Factor de concentración de esfuerzos

**$K_g$ :** Factor de efectos diversos

**r:** Distancia del centro al extremo del molde indentador

**l:** Longitud de la cuña

- d:** Diámetro deleje indentador
- w:** Ancho de la cuña
- h:** Altura de la cuña
- A<sub>s</sub>:** Área de corte de la cuña
- n<sub>s</sub>:** Coeficiente de seguridad
- lb:** Libras
- M<sub>f</sub>:** Momento flector máximo
- P<sub>t</sub>:** Presión de trabajo
- A<sub>E</sub>:** Área de émbolo
- A<sub>v</sub>:** Área de vástago
- A<sub>R</sub>:** Diferencia de áreas émbolo y vástago
- l:** Longitud de carrera
- N:** Numero de ciclos por minuto
- Z:** Numero de cilindros iguales
- P<sub>O</sub>:** Presión atmosférica
- P<sub>t</sub>:** Presión de trabajo
- P<sub>abs</sub>:** Presión absoluta
- D<sub>E</sub>:** Diámetro de émbolo
- D<sub>v</sub>:** Diámetro de vástago
- l<sub>1-2</sub>:** Longitud del ducto en el tramo
- N<sub>R</sub>:** Número de Reynolds
- D:** Diámetro del ducto

**T<sub>a</sub>:** Temperatura del aire

**γ:** Peso específico

**ρ:** Densidad del aire

**Q<sub>correg</sub>:** Caudal corregido

**P<sub>gage</sub>:** Presión manométrica

**n<sub>e</sub>:** Coeficiente de expansión adiabática

**P<sub>me</sub>:** Potencia media del compres

**k:** Constante de proporcionalidad

**C<sub>m</sub>:** Costo de materiales

**CMO:** Costo de mano de obra

**CE:** Costo de equipos

## LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1:** Selección del Cilindro Neumático
- ANEXO 2:** Selección de la Electroválvula
- ANEXO 3:** Factor de acabado superficial ka
- ANEXO 4:** Factor de acabado superficial
- ANEXO 5:** Factor de confiabilidad kc.
- ANEXO 6:** Propiedades de los materiales.
- ANEXO 7:** Catalogo tubo cuadrado.
- ANEXO 8:** Planchas de acero.
- ANEXO 9 :** Producto Terminado.
- ANEXO 10:** Inyectora y Molde.
- ANEXO 11:** Materia Prima.
- ANEXO 12:** Máquina de Ensayos de Fatiga.

## SUMARIO

La presente tesis tiene como objetivo principal, “Diseñar y Construir un equipo de ensayos para pruebas de deformación y resistencia de asientos y espaldares de espuma de poliuretano para autobuses”, cuya utilidad será controlar, la calidad y durabilidad de las mismas, simulando las condiciones de funcionamiento a las cuales estarán sometidas en su uso diario.

Se determinaron parámetros de funcionamiento necesarios del equipo previo la construcción y montaje de las diferentes partes. El equipo esta constituido de una parte mecánica que es el bastidor, de un sistema neumático que proporciona los movimientos regulables de acuerdo a la norma ASTM D3574 para las pruebas correspondientes y está comandado por un panel de control automático.

El proceso de construcción y montaje de la estructura y el grupo identador se lo efectuó con la ayuda de personal calificado en metal mecánica, la automatización se realizo con la ayuda y asesoramiento de un ingeniero electrónico. El diseño y cálculo de las partes del equipo fue supervisado por el director y asesor de tesis. Una vez construido el equipo, se realizaron las respectivas pruebas de resistencia y deformación de las probetas de poliuretano, verificándose el correcto funcionamiento.

Para facilitar la operación y mantenimiento del equipo se elaboró un manual de operación y mantenimiento.

# CAPÍTULO I

## 1 GENERALIDADES.

### 1.1 ANTECEDENTES.

Desde siempre el uso de la esponja ha brindado un sin número de comodidades en especial a la hora de descansar. Es así que hoy en día, tratando de dar un mayor confort a nuestras vidas, esta industria se ha ido incrementando y desarrollando acorde a las necesidades que se presentan. Una de estas necesidades y de mayor demanda e importancia en el desarrollo de la esponja lo constituye los asientos y espaldares de los medios de transporte, de manera especial los de uso masivo, en donde la comodidad que estos deben representar para el pasajero puede influir en la preferencia.

En los últimos años, el sector automotriz ha visto la necesidad de crear asientos y espaldares ergonómicos que den comodidad a los usuarios con una amplia durabilidad, y resistencia debido a que los mismos no presentaban las características requeridas. [1]

En la actualidad el proceso de fabricación se realiza mediante un dispositivo llamada espumadora, que básicamente es la unión de varias máquinas, de las cuales la primera es un mezclador, que aporta y mezcla los diferentes compuestos; la segunda es un sistema de cintas sin fin que arrastra su espuma durante su crecimiento para darle al bloque su forma deseada. [2]

De acuerdo a estos requerimientos el sector automotriz, y la empresa CEPOLFI INDUSTRIAL C.A. han buscado el material más adecuado para la fabricación de los asientos y espaldares cumpliendo con la norma de calidad ASTM D3574; ha llegado a utilizar la espuma de poliuretano que es un material muy versátil, ya que su densidad es baja y retorna a su forma original cuando no se encuentra en uso. [3]

Ante el uso generalizado de la esponja de poliuretano por parte de esta empresa para la construcción de asientos y espaldares de autobuses, ha visto la necesidad de diseñar y construir una maquina semiautomática para determinar la durabilidad, envejecimiento y resistencia de los mismos.

Proceso que aportara grandemente a la empresa garantizando la calidad en la fabricación de sus productos.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN.**

La producción de asientos y espaldares de autobuses a nivel nacional se da debido al incremento y renovación de carrocerías metálicas, lo que ha permitido la creación de empresas industriales que se dediquen a la construcción de accesorios para los mismos.

El actual requerimiento de productos de calidad por parte de los usuarios del sector automotriz, conlleva a las empresas involucradas a brindar productos con una amplia durabilidad, y a su vez comodidad; cumpliendo especificaciones técnicas internacionales.

Es así, como el presente proyecto busca diseñar y construir un equipo de ensayos para pruebas de deformación, resistencia y tiempo de envejecimiento de asientos y espaldares de poliuretano para autobuses.

Esta propuesta cuenta con el auspicio de la empresa ambateña **CEPOLFI INDUSTRIAL C.A.** que según la demanda de la normativa de calidad **ASTM D3574**, podrá optar por una calificación internacional que respaldará aún más el producto, permitiendo que dicha empresa compita a nivel industrial al realizar múltiples ensayos que garanticen las características y bondades de sus productos.

### **1.3 OBJETIVOS**

#### **1.3.1 GENERAL**

Diseñar y Construir un equipo de ensayos para pruebas de deformación y resistencia de asientos y espaldares de espuma de poliuretano para autobuses.

#### **1.3.2 ESPECÍFICOS**

- Analizar y seleccionar las alternativas más adecuadas para el proceso de ensayo de durabilidad en base a la compresión.
- Realizar el ensamble del equipo y verificar su funcionamiento.
- Realizar las pruebas del ensayo para la comprobación de la durabilidad de los asientos y espaldares de poliuretano.
- Realizar el análisis y discusión de los resultados.
- Presentar recomendaciones de funcionamiento y manual de mantenimiento del equipo.



## **2 MARCO TEÓRICO.**

### **2.1 Espuma de poliuretano.**

La espuma de poliuretano es un material plástico poroso formado por una agregación de burbujas, conocido también por los nombres de gomaespuma en España o gomapluma en algunos países sudamericanos. Se forma básicamente por la reacción química de dos compuestos, un polioliol y un isocianato, aunque su formulación necesita y admite múltiples variantes y aditivos. Dicha reacción libera dióxido de carbono, gas que va formando las burbujas.[3]

### **2.2 Clasificación de la espuma de poliuretano**

Básicamente, y según el sistema de fabricación, existen dos tipos de espuma de poliuretano:

#### **2.2.1. Espumas en caliente**

Son las espumas que liberan calor durante su reacción, fabricadas en piezas de gran tamaño, destinadas a ser cortadas posteriormente. Se fabrican en un proceso continuo, mediante un dispositivo llamado espumadora, que básicamente es la unión de varias máquinas, de las cuales la primera es un mezclador, que aporta y mezcla los diferentes compuestos de la composición; la segunda es un sistema de cintas sin fin, que arrastra la espuma durante su crecimiento, limitando su crecimiento para darle al bloque la forma deseada; y la parte final de la espumadora es un dispositivo de corte, para cortar el bloque a la longitud deseada. Generalmente son las más baratas, las más utilizadas y conocidas por el público.

#### **2.2.2. Espumas en frío**

Son aquellas que apenas liberan calor en la reacción, se utilizan para crear piezas a partir de moldes, como rellenos de otros artículos, aislantes, etc. Se fabrican mediante una espumadora sencilla, que es en un dispositivo mezclador, normalmente suelen ser de mayor calidad y duración que las espumas en caliente, aunque su costo es bastante mayor. [4]

### 2.3 Composición química.

La espuma de poliuretano se obtiene a partir de la mezcla de un poliol y un isocianato. Los polioles son alcoholes con varios grupos hidroxilo. La fórmula química general es:  $C_nH_{2n+2}O_n$ . Los isocianatos son:  $(-N-C=O)$ . [5]

### 2.4 Características y usos de la espuma de poliuretano

La espuma de poliuretano es un material muy versátil ya que, según los aditivos y los sistemas de fabricación utilizados, se pueden conseguir características muy distintas y espumas destinadas a usos muy diferentes. Desde los bien conocidos bloques de espuma elástica para colchones hasta espumas casi rígidas para juguetería, automoción o calzados.

Para comparar las distintas espumas se suele utilizar mucho la densidad, pero sólo sirve como elemento comparativo cuando se habla de espumas con la misma composición, ya que distintas fórmulas dan características diferentes. En unas espumas se busca la mayor duración posible, en otras el precio más económico, en otras la transpirabilidad, la capacidad aislante, la facilidad de perfilar o dar forma, la ligereza, etc.

Las principales características de la espuma de poliuretano son:

- Aislamiento térmico.
- Resistencia al envejecimiento.
- Resistencia a la compresión y tracción.
- Resistencia a la temperatura.
- Actúa como capa distribuidora de cargas.
- Adherencia a todo tipo de materiales.
- Ahorro de espacio.
- Auto extingible.
- Constante dieléctrica muy baja.
- Estable dimensionalmente.
- Impermeabilidad avanzada.
- Peso ligero.
- Resistencia a los agentes químicos y ácidos.
- Resistencia a las sacudidas y a las vibraciones.

### 2.4.1 Aislamiento térmico

El funcionamiento de la espuma de poliuretano como aislante térmico es diferente al de otros materiales. Los materiales aislantes actúan generalmente como tales, por tener aire inmovilizado en su estructura celular, ya sea de celda abierta o cerrada. En general, los materiales aislantes tienden a alcanzar el teórico del aire inmóvil, cuyo valor es igual a:

$$0,0207 \frac{\text{Kcal.}}{\text{m. H. } ^\circ\text{C}}$$

El poliuretano por el contrario, tiene almacenado en el interior diminutas celdas de gas cuyo coeficiente de transmisión es igual a 0.0079, es decir, una parte del coeficiente. Esto sitúa a los poliuretanos como aislantes mucho más efectivos que los demás materiales celulares. Así el poliuretano recién expandido, alcanza valores de transmisión térmica de: 0.012 / 0.014. Con el tiempo, debido a la pérdida parcial del gas retenido, se llega a valores de 0.016 y en la práctica, puede utilizarse con seguridad el valor de:

$$0,018 \frac{\text{Kcal.}}{\text{m. H. } ^\circ\text{C}}$$

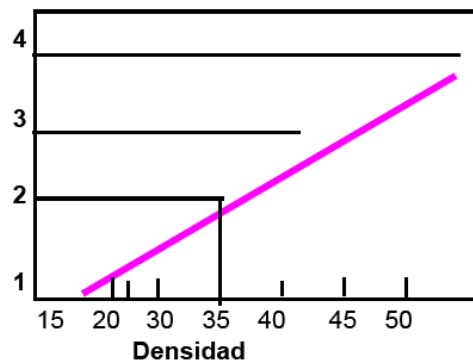
### 2.4.2. Resistencia al envejecimiento

La explicación física de este fenómeno está en que al principio (los primeros días), se pierde algo de gas, pero a partir de los 50-60 días se establece prácticamente el equilibrio, favorecido por el hecho de que las celdillas del Poliuretano son impermeables al gas y este, por su peso molecular, tiene tendencia a difundirse. El Poliuretano resiste perfectamente el tiempo y no está sometido a procesos de envejecimiento. Ensayos de envejecimiento acelerado, han dado como resultado una resistencia magnífica, así como una constante de sus propiedades aislantes.[6]

### 2.4.3. Propiedades mecánicas

#### 2.4.3.1 Resistencia a la compresión

La resistencia a la compresión del Poliuretano es en función de la densidad. En la Figura 2.1, se puede apreciar la variación de la resistencia a la compresión en función de la densidad. La densidad estándar de la espuma de poliuretano es de 30-35 Kg /m<sup>3</sup>, se puede tomar un valor de resistencia a la compresión 2 Kg/cm<sup>2</sup>.

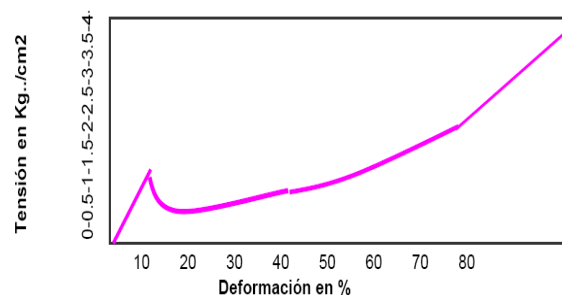


**Figura 2.1:** Resistencia a la compresión.

#### 2.4.3.2 Resistencia a la tracción

El poliuretano tiene una región elástica en la que cumple la ley de Hooke, según la cual la deformación es proporcional a la presión. En esta zona, la espuma recupera integralmente su tamaño inicial. Más allá de este límite que alcanza de 5% a un 10%, tiene lugar una rotura de la estructura celular. La deformación es irregular y puede tener lugar sin aumento del esfuerzo aplicado.

En la Figura 2, se aprecia los efectos en % de deformación.



**Figura 2.2:** Resistencia a la tracción

#### 2.4.4. Resistencia a la temperatura

La espuma de poliuretano puede utilizarse en una gama de temperaturas desde - 200°C hasta 100 °C. Encima de los 100 °C, el material tiende a sufrir ligera deformación que

no altera sustancialmente sus cualidades de material aislante, pero no aconsejan en este rango. Puede utilizarse perfectamente hasta 100 °C.

#### **2.4.5. Resistencia al fuego**

Los sistemas de Poliuretano para aislamiento, pueden contener, si así se requiere, aditivos que les confieran la calificación de autoextinguible.

#### **2.4.6. Resistencia a la absorción de agua**

La espuma de poliuretano es impermeable al agua; resiste perfectamente el agua de mar y puede utilizarse para flotadores. Unas probetas de Poliuretano sumergidas en agua de mar, dieron al cabo de 24 horas de inmersión, una penetración de 0.021 g/cm<sup>2</sup>.

Esta penetración es un fenómeno que se presenta solo en la superficie. El interior de la espuma no es accesible en ningún caso al agua en estado líquido.

#### **2.4.7. Transmisión del vapor de agua**

Más importancia tiene la posibilidad de penetración del vapor de agua en el interior del material, en los casos de existir un gradiente de temperatura y con él, diferencia de presión parcial entre la parte exterior e interior del Poliuretano, caso clásico de las cámaras frigoríficas en que la temperatura exterior es elevada y la interior puede ser negativa. En este caso es factible la penetración del vapor de agua en el interior del material aislante. La espuma de Poliuretano es bastante resistente a dicha penetración. La velocidad de penetración del vapor de agua es de 15-20 g/cm<sup>2</sup>.día, una humedad relativa del aire de 0,85% para una placa de espesor 30 mm. Este valor disminuye al aumentar la densidad.

#### **2.4.8 Resistencia a los micro-organismos**

El Poliuretano tiene excelente resistencia a los micro-organismos.[7]

#### **2.4.9. Propiedades acústicas**

La espuma de poliuretano, no es un absorbente acústico ideal, debido a que presenta una superficie limitada y un material ligero. Es decir, que no puede en este caso, actuar como absorbente poroso ni como absorbente elástico de masa. No obstante, puede utilizarse combinando con otros materiales para reducir la transmisión de sonidos. [8]

El coeficiente de absorción se encuentra en función de la frecuencia, véase la Tabla 2.1

**Tabla 2.1:** COEFICIENTE DE ABSORCIÓN EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA.

Frecuencia en Hz.	Coefficiente de absorción
125	0,12
250	0,18
350	0,2
500	0,27
1000	0,19
2000	0,32
4000	0,22

El coeficiente adecuado para la reducción de transmisión de ruidos es de 0.32. [9]

## 2.5. Propiedades físicas de la espuma de poliuretano

Las propiedades físicas de la espuma de Poliuretano se describen en la Tabla 2.2. [10]

**Tabla 2.2:** PROPIEDADES FÍSICAS DE LA ESPUMA DE POLIURETANO

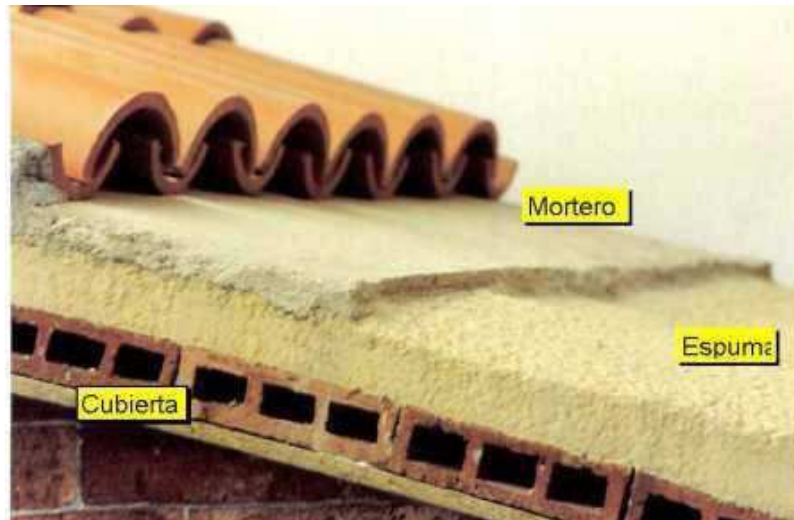
PROPIEDADES	ASTM	UNIDADES	DENSIDADES		
Densidad	D -1622	Kg/m <sup>3</sup>	32	35	40
Resistencia	D -1621	Kg/cm <sup>2</sup>	1,7	3	3,5
Compresión			1,2	1,8	2,5
Resistencia	D -1623	Kg/cm <sup>2</sup>	2,5	4,5	6
Tracción			1,5	3	5
Resistencia cizallamiento	C-273	Kg/cm <sup>2</sup>	1,5	2,5	3
Coefficiente conductividad	C-177	Kcal/m.h.°C	0,014	0,015	0,019
Celdas cerradas %	D-1940	%	90	90	90
Absorción de agua	D-2841	g/m <sup>2</sup>	520	490	450
Permeabilidad vapor de agua	C-355	g.30mmm.	25	17	15
Estabilidad dimensional	D-2126	Variación %	5	2,5	1,5
Temperatura mínima °C.			-200	-200	-200
Temperatura máxima °C			105	105	110
Dilatación lineal máxima	D-696	cm./cm. °C	-5	-5	-5
Corrosión	OCF-CO2A		10 X 10	10 X 10	10 X 10
				SIN EFECTO	

## 2.6. Aplicaciones de la espuma de poliuretano.

Por ser un material muy versátil, y fácil de utilizar se utiliza en diferentes áreas pero las más importantes son:

### 2.6.1. Aislante térmico.

Es el material más aislante que existe. Su coeficiente de conductividad térmica es el más bajo de todos los materiales aislantes ( $\lambda$  0,028 para un material ya envejecido). A igualdad de espesor, se obtiene mayor resistencia térmica y por tanto más aislamiento, tiene gran facilidad y velocidad de aplicación.



**Figura 2.3:** Aislante térmico.

### **2.6.2. Aislamiento acústico.**

Es un sistema que se aplica mediante proyección in situ, obteniéndose espumas rígidas de celdas abiertas de baja densidad con muy buenas propiedades de absorción acústica. Es una solución constructiva determinada para mejorar el aislamiento acústico global.

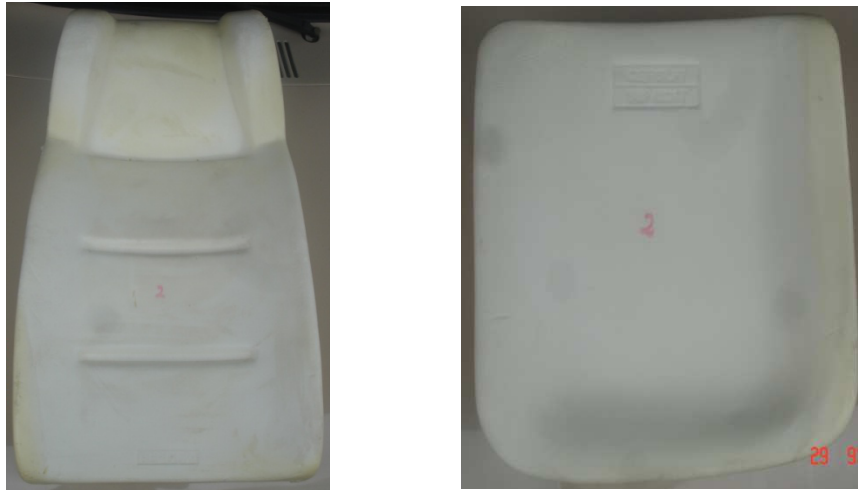


**Figura 2.4:** Aislante acústico



### **2.6.3. Asientos y espaldares.**

Por ser un material fácil de utilizar y gran densidad se lo puede aplicar en la construcción de asientos y espaldares para el sector automotriz, los cuales tienen una gran resistencia ante el uso diario de los mismos.



**Figura 2.5:** Asientos y espaldares

### **2.7. Análisis del problema y sus requerimientos.**

Como paso inicial se analizará cada uno de los posibles problemas a encontrar, partiendo fundamentalmente de los distintos procesos que se requiere para el correcto funcionamiento del equipo. A continuación, se procede a mencionar los distintos sistemas que conforman el equipo en su totalidad para posteriormente hacer una breve descripción de lo que se pretende.

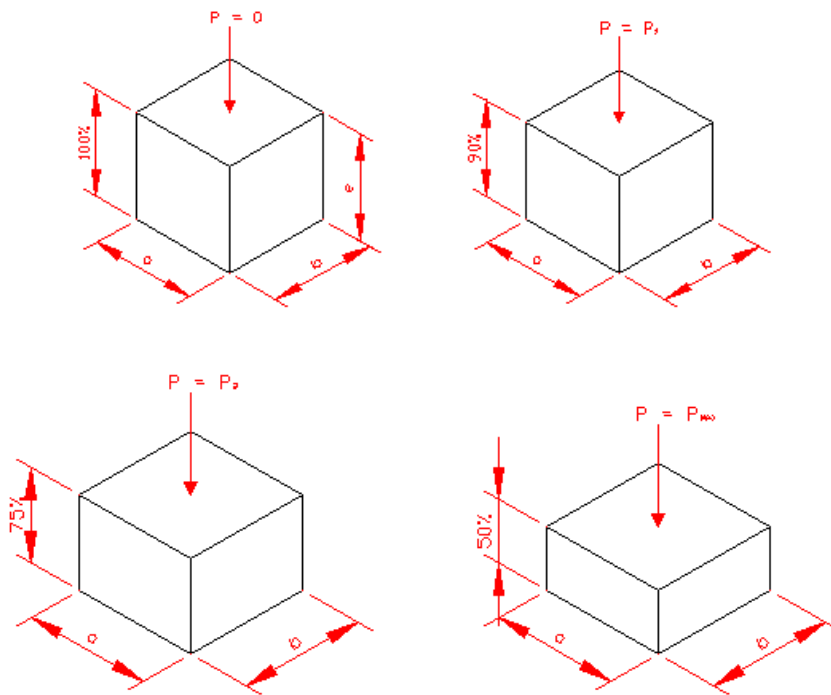
- Sistema estático de compresión.
- Sistema dinámico de compresión.

#### **2.7.1. Análisis del elemento de compresión.**

La norma respectiva (ASTM D 3574) para el ensayo de compresión, tanto estático como dinámico establece la aplicación de cargas que obliguen a comprimir la esponja.

### 2.7.1.1. Compresión estática.

Dicha compresión corresponde al 10, 25 y 50% del espesor total como se puede apreciar en la Figura 2.6, entonces para cumplir con este objetivo se requiere aplicar una fuerza que permita lograr este cometido, tomando en cuenta que esta carga será estática simplemente, se debe asegurar que la compresión sea la adecuada, así como también garantizar la estabilidad del sistema.



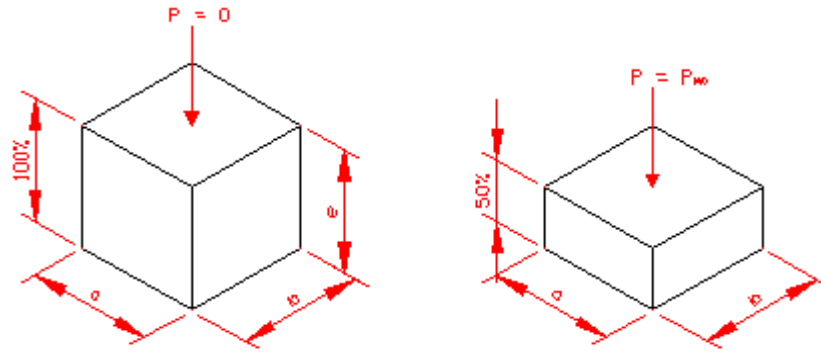
**Figura 2.6:** Compresión estática.

### 2.7.1.2. Compresión dinámica.

Con este sistema se pretende realizar una simulación del problema real al que se ven sometidas las esponjas en los respectivos asientos y espaldares; así mediante la aplicación de una carga cíclica, en la que la deformación máxima corresponda al 50% del espesor total del asiento y espaldar, se podrá medir su resistencia y envejecimiento de una manera más realista. El sistema en mención debe garantizar la estabilidad, constancia en la velocidad de compresión y la compresión mediante la aplicación de una carga respectiva.

De igual manera la esponja del asiento y espaldar será comprimida, llegando a una deformación máxima del 50%, pero en esta ocasión, tanto la carga aplicada como la deformación será variable, es así que se planteará un movimiento cíclico que genere una

compresión variable de la esponja desde (0 %, 0 Kg) hasta (50 %,  $P_{max}$ ) como se puede apreciar en la Figura 2.7.[16]



**Figura 2.7:** Compresión dinámica.

## 2.8. Ensayo de fatiga dinámica por fuerza de martilleo constante según la norma ASTM D 3574 para durabilidad.

El propósito del ensayo de fatiga es determinar:

1. Pérdida de soporte de carga al 40% IFD (deflexión de la fuerza de indentación).
2. Pérdida de espesor
3. Evaluación de la descomposición estructural por inspección visual.

Se puede usar otras deflexiones en lugar de 40%; según el acuerdo entre el proveedor y el comprador.

El ensayo de martilleo constante describe las pruebas que evalúan la probeta mediante la deflexión repentina del material producido por la inserción de un plano-horizontal, ejerciendo una fuerza vertical de 750 N +/- 20 N sobre la probeta.

El ensayo de fatiga se puede realizar mediante el procedimiento A, Procedimiento B, o el Procedimiento C. Los Procedimientos A y B se diferencian únicamente en el número de ciclos utilizados. El procedimiento A empleará 8000 ciclos (aproximadamente 2 h) y el Procedimiento B empleará 80 000 ciclos (aproximadamente 19 h). El procedimiento C, para 12 000 ciclos a una velocidad cíclica más lenta (aproximadamente 20 h).

### 2.8.1. Aparatos utilizados en el ensayo.

- **Platina de base perforada**, aproximadamente 500x500x10mm con acabado superficial (ground-top) y con agujeros de 6,5mm de diámetro distanciados a 20mm en una área mínima de 350x350mm.
- **El indentador redondo** que ejerce una fuerza de 750 +/- 20 N sobre la probeta de ensayo a la máxima indentación, tendrá un diámetro total de 250 +/- 1mm, con 25 +/- 1mm de radio en el borde inferior, para prevenir el corte excesivo de espuma.
- Por medio de una manivela u otro mecanismo apropiado, la máquina deberá ser capaz de oscilar, sea que la platina lleve la probeta o el indentador redondo se desplace en ambos sentidos, en dirección vertical a una frecuencia de 70 +/- 5 ciclos por minuto. Para el procedimiento C, la frecuencia será 10 +/- 1 ciclos por minuto.

En su montaje el indentador debe estar libre para ser elevado, de esta manera evitar la sobrecarga de la probeta.

### 2.8.2. Probeta para el ensayo

La probeta deberá tener 380x380x50mm de dimensiones según la norma para ser ensayada, en este caso la probeta a ensayarse serán los asientos y espaldares para poder determinar la deflexión, pérdida de espesor y su descomposición estructural.[17]

### 2.8.3. Procedimiento

- **Medición inicial:** La probeta será acondicionada por al menos 12 horas, a una temperatura de 23 +/- 2 °C y una humedad relativa de 50 +/- 5%. Y fatigado en las mismas condiciones.  
Se medirá el 40% IFD (fuerza de deflexión del abollamiento) de la misma manera se tomará el espesor original con una carga de 4.5N, después de la pre deformación.
- Montaje de la probeta sobre la base de platina. Se encera el indicador y se arranca la máquina, y fatiga la probeta durante 8000 ciclos (procedimiento A), 80000 ciclos (procedimiento B), o 12000 ciclos (procedimiento C). El procedimiento C se utilizará para baja recuperación (visco elástico) de la espuma donde la velocidad de ciclo es bastante baja para dejar suficiente tiempo entre ciclos, de manera que la espuma recupere su dimensión.

- **Medición Final:** El ensayo se completa dentro de 60 +/- 5 minutos después de fatigar la probeta. Use el espesor original para determinar la deflexión para la lectura de la carga final. Para obtener más mediciones vuelva a fatigar, pero en este caso deje 24 +/- 1 h de recuperación en lugar de 60 min.  
Si la pérdida de espesor está sobre los 10%, La pérdida de IFD no será medido y deberá ser reportado solo la pérdida de espesor por debajo de 10%.

#### 2.8.4. Inspección y cálculo

- Se realiza el análisis físico de la estructura celular por examen visual y compare con una muestra sin deformación.
- Se calcula el porcentaje de la pérdida de espesor como sigue:

$$F_t = \frac{t_0 - t_f}{t_0} \times 100 \quad (2.1)$$

Dónde:

$F_t$  = pérdida de espesor en porcentaje.

$t_0$  = espesor inicial de la probeta, y

$t_f$  = espesor final de la probeta

- Se determina el porcentaje de pérdida de fuerza de deflexión, como sigue:

$$F_L = \frac{F_0 - F_f}{F(L_0)} \times 100 \quad (2.1)$$

Dónde:

$F_L$  = pérdida de fuerza de deflexión del abollamiento (40% IFD), en porcentaje

$F_0$  = Valor inicial de fuerza de deflexión del abollamiento (40%) IFD, y

$F_f$  = Valor final de fuerza de deflexión del abollamiento.

### **2.8.5. Informe**

- Cambio de espesor y cambio en 40% IFD (fuerza de deflexión del abollamiento), en porcentajes. Si es que el cambio de espesor es menor que 10%.
- Resultados del examen visual.
- Tiempo de recuperación ya sea en 24h o 60min.
- Tiempo de ensayo.
- Cambio de espesor.
- Análisis de resultados.

## CAPÍTULO III

### 3. SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO.

Generalmente una máquina se puede llegar a diseñar de distinta manera, entendiéndose como diseñar a la elaboración de un plan para satisfacer un buen trabajo del sistema requerido. Como anteriormente describieron los procesos que se van a utilizar, se estudiará por separado las posibles alternativas para cada uno de los sistemas que los conforman.

#### 3.1. Alternativas para el sistema estático de compresión del asiento y espaldar.

El propósito de este sistema es comprimir el asiento y el espaldar cumpliendo una serie de características, tales como:

- Equilibrio
- Carga fija
- De fácil aplicación
- Posibilidad de trabajar por un tiempo prolongado.

Para cumplir dichos requerimientos, se puede aplicar varias opciones, entre las cuales se menciona, los sistemas:

- De muelle
- De pasador roscado
- De carga reactante

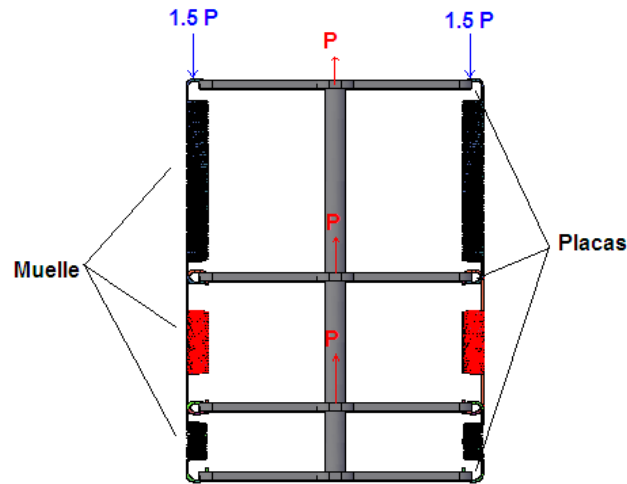
##### 3.1.1. De Muelle

Consiste en dos muelles correctamente seleccionados para que compriman las placas en las que se sitúan los asientos o espaldares de prueba, la fuerza que requiere las probetas para ser comprimida será aplicada en este caso por la elongación del muelle.

##### Ventajas

- De fácil aplicación y retiro de carga.
- No ocupa mucho espacio.
- Posibilidad de variar dimensiones de compresión.

- Posibilidad de trabajar por un tiempo prolongado.



**Figura 3.1:** Carga estática con muelle.

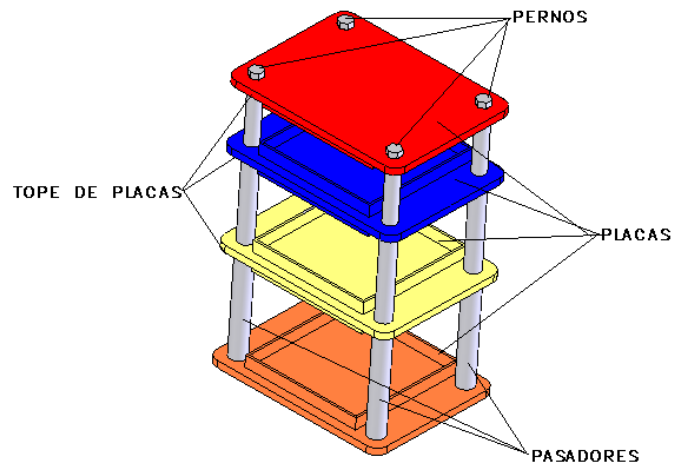
### Desventajas

- Disponibilidad del muelle requerido.
- Difícil de lograr con exactitud la presión requerida.
- Carga desequilibrada
- No se tiene una técnica exacta para realizar la prueba por la carga variable.
- El costo es muy elevado por la clase de material de los elementos.[18]

### 3.1.2. Pasador roscado

Consiste en cuatro pasadores roscados y sus respectivos pernos que compriman las placas en las que se sitúan las probetas (asientos o espaldares), la fuerza que requiere la esponja para ser comprimida será aplicada y mantenida por los pernos a lo largo de los pasadores.





**Figura 3.2:** Carga estática con perno.

### **Ventajas**

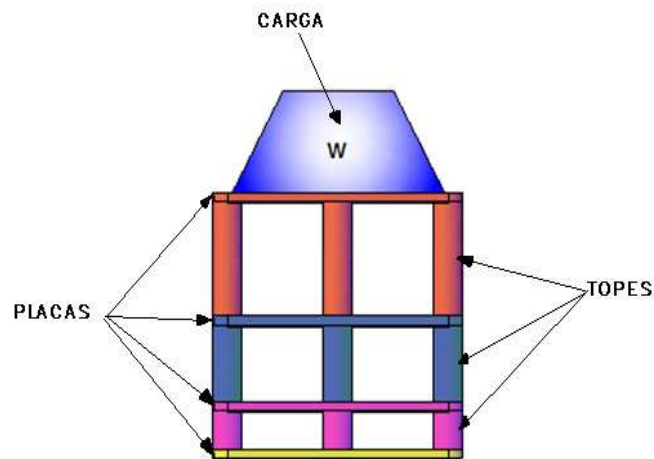
- No ocupa gran espacio
- Alta resistencia
- Posibilidad de trabajar por un tiempo prolongado.
- Se obtiene carga equilibrada
- De fácil aplicación

### **Desventajas**

- Demanda de tiempo para su correcto ajuste
- El costo es muy elevado por la clase de material de los elementos.. [19]

### **3.1.3. Carga reactante**

Consiste en la aplicación de una masa que compense la carga que genera la compresión de la probeta (asiento o espaldar), así, la fuerza que requiere la esponja para ser comprimida será igual al peso de la carga a aplicar.



**Figura 3.3:**Carga estática con carga reactante.

### **Ventajas**

- De fácil aplicación y retiro de carga.
- Posibilidad de variar dimensiones al variar los topes.
- Posibilidad de trabajar por un tiempo prolongado.

### **Desventajas**

- Puede presentarse desequilibrio en la carga.
- Ocupa mayor espacio físico.
- Inestabilidad del sistema.

#### **3.1.4. Selección de la alternativa más adecuada**

Al terminar de analizar las necesidades del sistema de trabajo, así como las ventajas y desventajas de cada una de las opciones que se pueden utilizar, queda ahora por seleccionar cuál de ellas es la más conveniente.

Inicialmente se descarta la opción de carga reactante por el desequilibrio que puede presentarse y el espacio físico necesario.

De entre las dos opciones restantes, se elige la alternativa de los pasadores roscados por la estabilidad que ofrece, la facilidad para montaje y desmontaje, fácil funcionamiento, bajo costo y precisión al realizar las pruebas de ensayo.

### 3.2. Alternativas para el sistema dinámico de compresión del asiento y espaldar.

El propósito de este sistema es comprimir cíclicamente el asiento y el espaldar desde una deformación del 0% hasta un 50% del espesor total, para el propósito se requiere el cumplimiento de una serie de características, tales como:

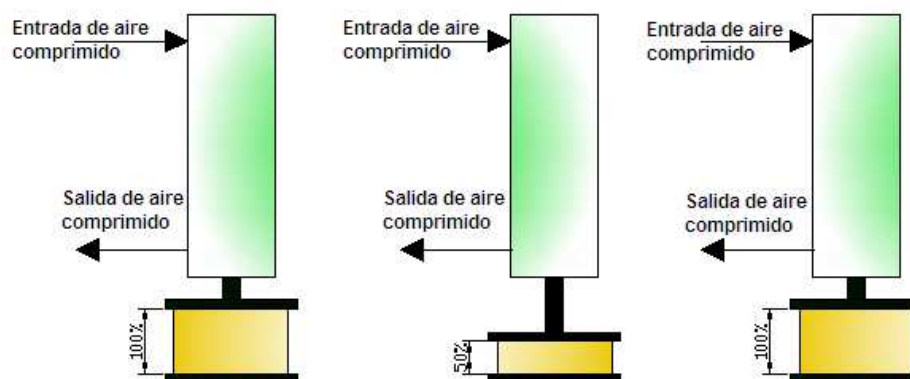
- Estabilidad del sistema
- Precisión en la deformación
- De fácil aplicación
- Posibilidad de funcionamiento por un tiempo prolongado.

Para cumplir dichos requerimientos, se puede aplicar varias opciones, entre las cuales se menciona:

- Cilindro neumático
- Mecanismo de leva
- Mecanismo biela manivela

#### 3.2.1. Cilindro neumático

Consiste en un cilindro cuyo vástago es desplazado por aire comprimido, al desplazarse aplica la carga en el asiento o espaldar y por ende la deformación por medio de un sistema de automatización el cual controla una electroválvula la que permite el paso del aire comprimido hacia el actuador.



**Figura 3.4:** Carga dinámica con cilindro neumático.

## **Ventajas**

- De fácil aplicación.
- Posibilidad de variar dimensiones
- Carga equilibrada
- Posibilidad de trabajar por un tiempo prolongado.
- No necesita gran espacio físico.

## **Desventajas**

- Costo de los elementos.
- Diversidad de elementos para su aplicación
- Necesita de aire comprimido

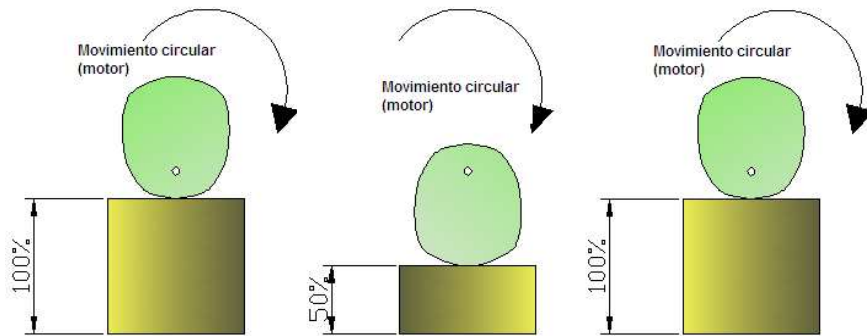
### **3.2.2. Mecanismo de leva**

Una leva es un elemento mecánico que sirve para impulsar a otro elemento, llamado seguidor para que desarrolle un movimiento especificado por contacto directo. Las levas desempeñan un papel muy importante dentro de la maquinaria moderna y se emplean extensamente en los motores de combustión interna, maquinas, herramienta, etc.

Todos los mecanismos de leva se componen de cuando menos tres eslabones:

- La leva que tiene una superficie de contacto curva o derecha.
- Seguidor o palpador que a través de una varilla realiza el movimiento producido por el contacto con el perfil de la leva.
- Bancada, la cual sirve de soporte y guía a la varilla y a la leva.

Este es un sistema que consiste en una superficie asimétrica capaz de convertir el movimiento circular producido por un motor, en movimiento lineal, de esta manera el giro del motor producirá la compresión de la esponja.



**Figura 3.5:** Carga dinámica con mecanismo de leva.

### **Ventajas**

- Alta resistencia
- No requiere automatizar, basta con establecer la velocidad de giro del motor
- De fácil aplicación.
- Posibilidad de variar dimensiones
- Carga equilibrada
- Posibilidad de trabajar por un tiempo prolongado.

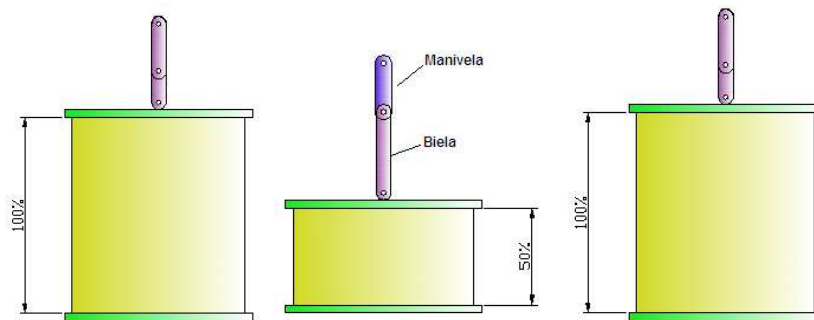
### **Desventajas**

- Costo
- Limitación de carrera máxima
- Requiere de un sistema reductor de velocidad.
- Mayor espacio físico requerido.

### **3.2.3. Mecanismo biela manivela**

El mecanismo de biela-manivela transforma el movimiento circular en movimiento alternativo, este sistema se compone de un elemento giratorio llamado manivela que va conectado con una barra rígida llamada biela de modo que al girar la manivela se ve obligada a retroceder y avanzar, produciendo un movimiento alternativo. Puede ser reversible es decir, girando la manivela se puede hacer desplazar la biela, y viceversa.

Si la biela produce el movimiento de entrada (como en el caso de un "pistón" en el motor de un automóvil), la manivela se ve obligada a girar.



**Figura 3.6:** Carga dinámica con mecanismo de biela manivela.

### Ventajas

- De fácil aplicación y retiro de carga.
- Alta resistencia
- No requiere automatizar, basta con establecer la velocidad de giro del motor
- De fácil aplicación.
- Carga equilibrada
- Limitación de carrera mínimo

### Desventajas

- Costo
- Espacio físico
- Necesita elemento reductor de velocidad.

### 3.3. Selección de la alternativa más adecuada

Como todos los sistemas mencionados anteriormente ofrecen una precisión con gran exactitud mediante los elementos de automatización respectivo, pero por las necesidades especialmente de velocidad, las alternativas que demandan del uso de un elemento motor, requiere además su respectivo sistema de reducción de velocidad, esto, a más de incrementar el costo, demandan de mayor espacio físico, entonces se elige la alternativa de cilindro neumático por el espacio físico que requiere, precisión y así como también el costo.

### 3.4. Análisis de funcionamiento.

Para determinar la durabilidad de los asientos y espaldares se requiere deformarlos repentinamente produciendo la fatiga del conjunto, realizando un envejecimiento acelerado mediante el movimiento alternativo de un elemento llamado indentador (moldes de asiento y espaldar), este elemento es penetrado en la probeta en cada ciclo, consiguiendo así el envejecimiento de los asientos y espaldares. El indentador va conectado a los vástagos de los cilindros mediante acoples.

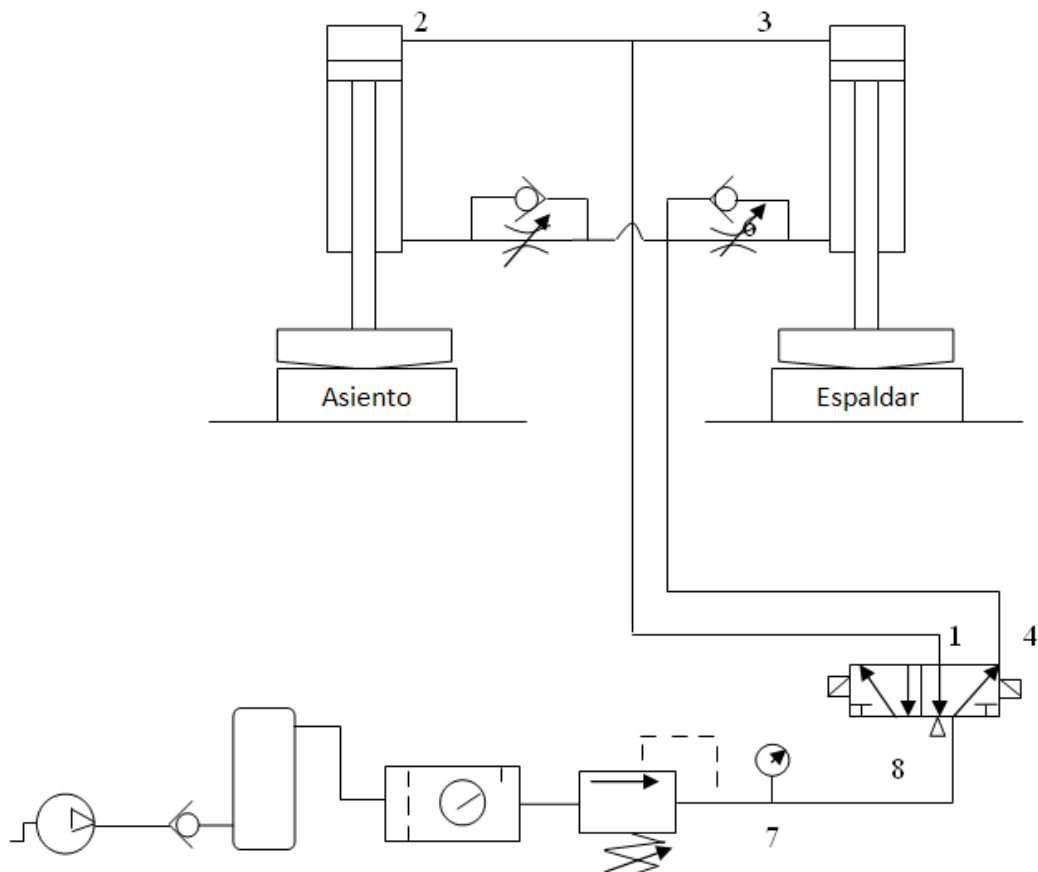
A continuación se detallan los elementos del sistema neumático empleados.

- Actuadores lineales
- Reguladores de caudal
- Válvulas distribuidoras
- Unidad técnica de mantenimiento
- Compresor
- Conductos y elementos de conexión

La unidad técnica de mantenimiento denominado también UTM está compuesto de los siguientes elementos: reguladoras de presión, filtro condensador y el lubricador. El conjunto UTM es fundamental en todo sistema neumático.

La necesidad de trabajo requiere un movimiento alternativo automático (movimientos de vaivén) efectuando el comienzo del ciclo con un pulsador manual que se encuentra ubicado en el Panel de Control. La Figura 3.7, muestra el circuito neumático utilizado para realizar este trabajo de martilleo constante.

El circuito se encuentra en posición estable, accionando el panel de control, la electroválvula 3v/2p cambia de posición alimentando la cámara de los cilindros y haciendo, por lo tanto, avanzar ambos vástagos al mismo tiempo, al terminar la carrera de salida en un tiempo determinado, empieza la carrera de retorno para completar el ciclo.



**Figura3.7:** Circuito Neumático de la máquina de prueba.

Los reguladores de caudal a la salida de los cilindros hacen que los desplazamientos de los vástagos sea uniforme y suave, ya que se efectúa una retención en el aire de la cámara estrangulada, lo que origina el amortiguamiento en el avance.

Para entender de mejor manera el funcionamiento del sistema neumático y sus elementos a continuación se detalla cada uno de ellos.

### 3.5. Elementos básicos de un sistema neumático:

#### 3.5.1. Elementos activos

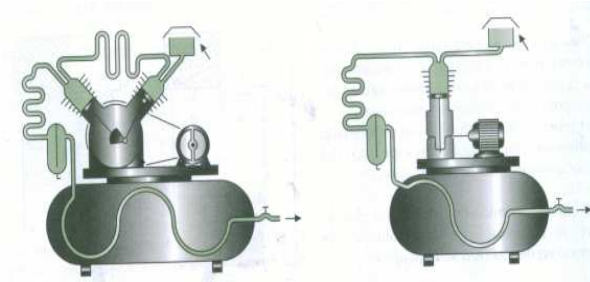
Son aquellos que comunican energía al fluido. La energía externa que se comunica al elemento activo es principalmente eléctrica o térmica.



### 3.5.1.1. Compresores

Son máquinas destinadas a elevar la presión del aire que aspiran de la atmósfera. Se deben instalar en un lugar fresco y exento de polvo. En el funcionamiento de un compresor aparecen implicadas dos magnitudes:

- La presión que se comunica al aire.
- El caudal que es capaz de proporcionar.



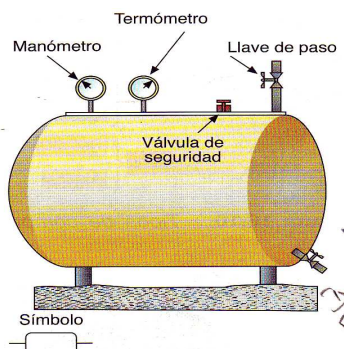
**Figura 3.8:** Compresores.

### 3.5.2. Elementos pasivos.

Son los elementos que consumen energía, la transportan, administran o controlan.

#### 3.5.2.1. Acumulador.

Depósito que se coloca a continuación del refrigerador. Su objetivo es almacenar aire comprimido para suministrarlo en los momentos de mayor consumo, además garantiza un caudal constante. Generalmente el acumulador lleva un sensor de presión, que activará el compresor cuando la presión disminuya hasta un cierto límite y que lo desconectará cuando la presión aumente.



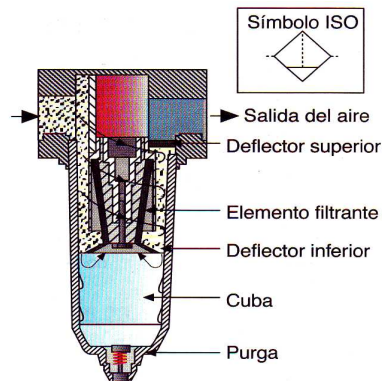
**Figura 3.9:** Acumulador.

### 3.5.3. Elementos de protección.

Entre los elementos de protección se tiene: filtro, lubricador, regulador de presión y silenciador.

### 3.5.3.1. Filtro

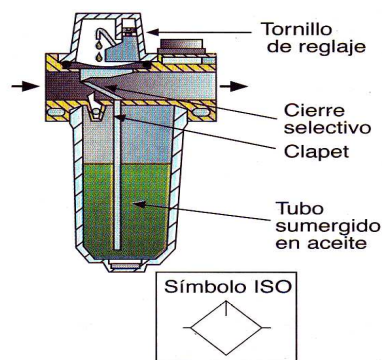
Elimina el agua que todavía pueda quedar en el aire y las partículas o impurezas que estén en suspensión.



**Figura 3.10:** Filtro.

### 3.5.3.2. Lubricador

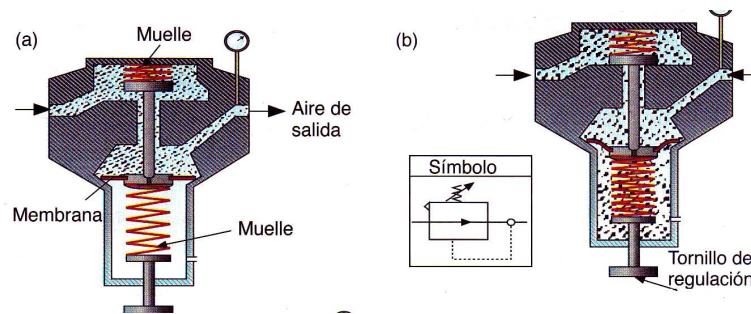
Inyecta unas gotas de aceite de tamaño muy fino dentro del flujo de aire. Tiene como finalidad evitar que el aire produzca un desgaste excesivo de los elementos del circuito.



**Figura 3.11:** Lubricador.

### 3.5.3.3. Regulador o limitador de presión.

Se encarga de que la compresión en el circuito se mantenga por debajo de un cierto límite y a presión constante. Dispone de una válvula de escape que libera aire cuando la presión aumenta.



**Figura 3.12:** Regulador o limitador de presión.

#### 3.5.3.4. Silenciador.

Reduce el ruido cuando se expulsa aire a la atmósfera.

#### 3.5.4. Elementos de transporte

Son los encargados de llevar el fluido en los circuitos hasta los puntos de consumo. Son las tuberías. El material debe ser lo suficientemente resistente como para soportar la presión del aire en su interior. Además debe presentar una superficie lisa en su interior.

#### 3.5.5. Elementos de regulación y control.

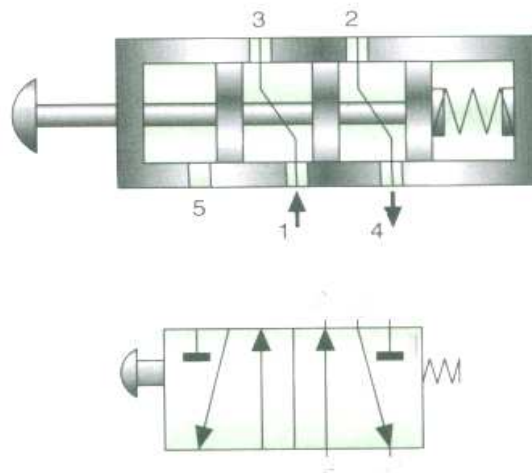
La presión y el caudal del aire comprimido, que se va a utilizar para el movimiento de las partes operativas o motrices del sistema neumático, va a estar controlado mediante distintos tipos de válvulas. Las válvulas se clasifican como:

##### 3.5.5.1 Válvulas de dirección del flujo

Seleccionan hacia donde se dirige el flujo. Las válvulas de dirección Figura 3.13, se definen según dos características:

- El número de vías u orificios que tenga la válvula, tanto de entrada de aire como de salida.

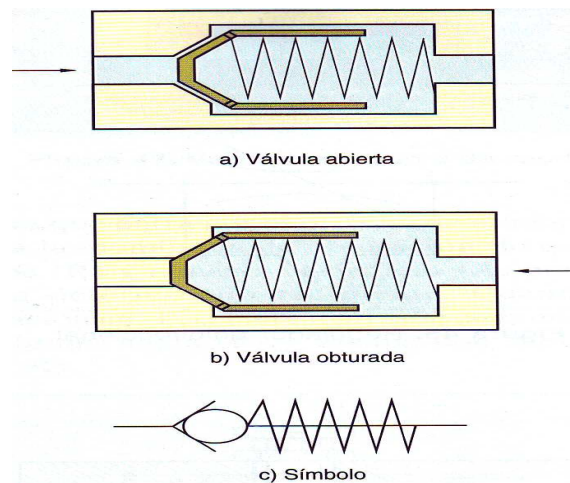
- El número de posiciones: que normalmente son dos. Una define el estado de reposo y otra el estado de trabajo. Sin embargo existen válvulas con más de dos posiciones.



**Figura 3.13:** Válvulas de dirección de flujo.

### 3.5.5.2. Válvulas anti retorno.

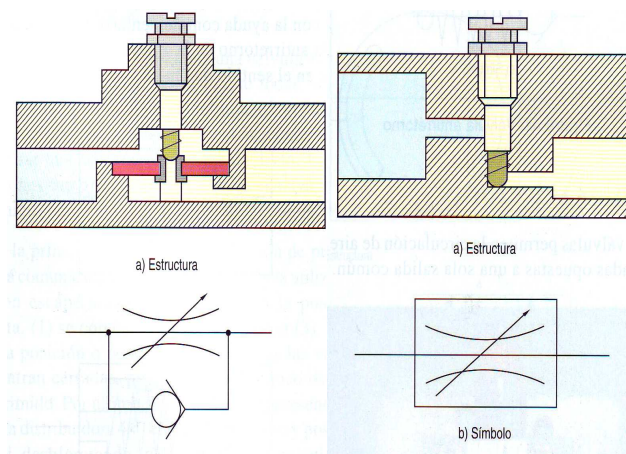
Tienen la misión de impedir el paso del aire en un sentido y dejar pasar el mismo en sentido opuesto. La obturación del paso puede lograrse con una bola impulsada por la propia presión de trabajo, Figura 3.14.



**Figura 3.14:** Válvulas anti retorno

### 3.5.5.3. Válvulas de regulación de presión y caudal.

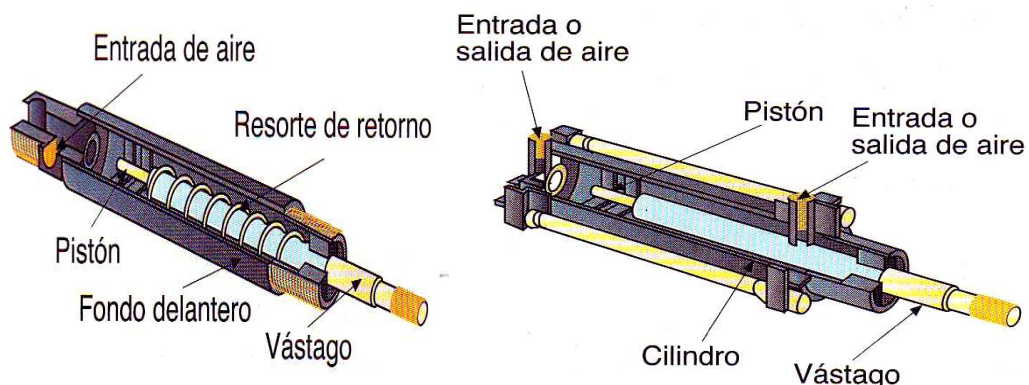
Regulan y estabilizan la presión y caudal del flujo. A veces es necesario el control de la velocidad de un cilindro para sincronizarlo con otros movimientos que se verifican en un sistema, Figura 3.15. Para conseguirlo se controla el caudal de fluido mediante las válvulas reguladoras de caudal. Existen dos tipos de reguladores: de un solo sentido (unidireccional) y de dos sentidos. De ellos, el primero tiene mayor interés y es el más utilizado. [13]



**Figura 3.15:** Válvulas de regulación de caudal y presión.

### 3.5.6. Cilindros neumáticos.

La energía del aire comprimido se transforma por medio de cilindros en un movimiento lineal de vaivén. Disponen de un tubo cilíndrico cerrado, dentro del cual hay un émbolo que se desplaza fijo a un vástago que lo atraviesa.[15]



**Figura 3.16:** Cilindros neumáticos

### 3.6. Potencia y frecuencia de operación

La potencia es un parámetro muy importante para la selección del compresor, su cálculo está en función del caudal de aire requerido, y la presión del sistema. Para la determinación del caudal se necesita conocer el número de cilindros y el número de ciclos por minuto con la que se fatigará los asientos y espaldares.

En los sistemas neumáticos se utilizan comúnmente bajas presiones, dependiendo de los requerimientos de trabajo se procede a utilizar una presión de 4 bares para realizar el ensayo de fatiga de los asientos y espaldares para autobuses.

Dentro de los parámetros importantes se encuentra la frecuencia la cual indica el ciclaje que se va realizar en los tres procedimientos expuestos en la norma ASTM D 3475.

## **CAPÍTULO IV**

## **4. DISEÑO MECÁNICO Y NEUMÁTICO**

### **4.1 Diseño de estructura**

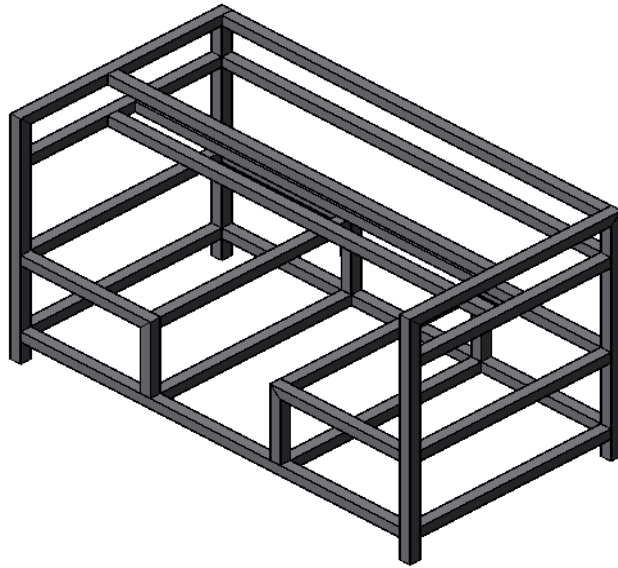
Para el diseño de la estructura, cada vez con más frecuencia se recurre al método de diseño por resistencia por ser el método que considera las incertidumbres implicadas al estimar las magnitudes de las cargas vivas o muertas. Además, la mayor parte de análisis tridimensionales requieren el uso de una computadora, por lo que para este diseño se utilizará el programa SAP 2000 v 10.1. [1]

El material a utilizar es acero estructural A-36. La estructura se someterá únicamente a un sistema de cargas muertas debida al peso de los elementos ensamblados y a la carga viva debida a la fuerza de martilleo contante.

Las secciones de los elementos está unida mediante soldadura por lo que se considera que los nodos son rígidos.

### **4.2 Geometría del modelo Estructural**

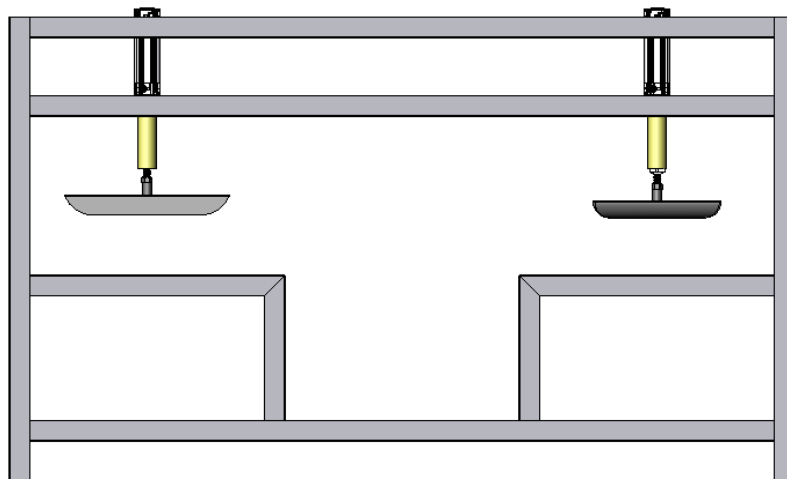
Cuando la estructura a analizar o diseñar hace difícil su elaboración en el ambiente grafico del programa, existe la posibilidad de interactuar con otros programas, cuya función es solo de dibujo. La estructura de la figura 4.1, se ha dibujado usando el programa SolidWorks por su facilidad y rapidez.



**Figura 4.1:** Estructura a analizar y diseñar.

### 4.3 Cargas que actúan en la estructura

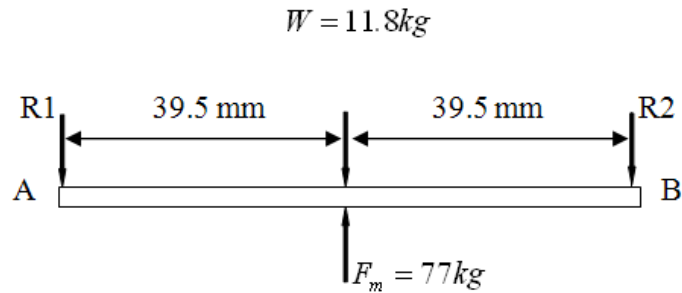
**Estado de carga I:** cargas debido al peso de los cilindros neumáticos, fuerza de martilleo y el grupo indentador.



**Figura 4.2:** Vista frontal de la fatigadora que muestra las cargas actuantes.



El peso del cilindro y el grupo indentador es  $W_c = 1.8kg$  y  $W_i = 10kg$  respectivamente. Además, existe la reacción debida a la fuerza de martilleo de  $F_m = 750N(77kg)$  (véase la norma ASTM D 3574 Anexo). La figura 4.3, muestra las fuerzas que actúan en la posición donde van ubicados estos elementos (véase Fig. 4.2).



**Figura 4.3:** Diagrama de cuerpo libre

Cálculo de las reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$11.8kg + R_1 + R_2 = 77kg$$

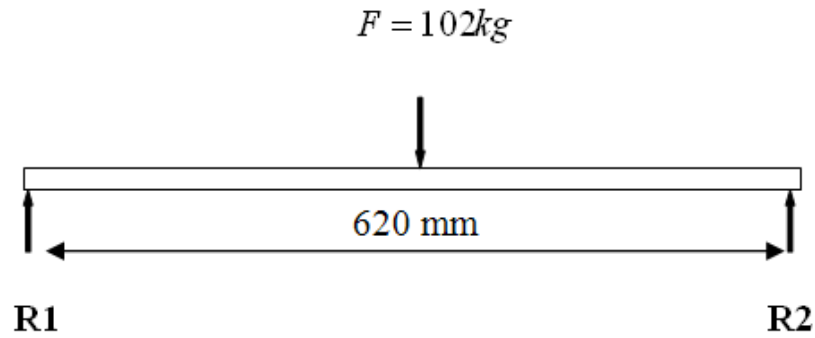
$$\sum M_A = 0$$

$$R_1 = 32.6kg$$

$$R_2 = 32.6kg$$

**Estado de carga II:** cargas debido al peso de los soportes de probetas y la fuerza de martilleo.

El peso de los soportes de probetas es  $W_s = 25kg$  cada uno, situados en la parte inferior de la estructura Y la fuerza de martilleo  $F_m = 77kg$ .



**Figura 4.4:** Diagrama de cuerpo libre.

Dónde:

$$F = W_s + F_m = 102\text{kg}$$

Cálculo de las reacciones:

$$\sum y = 0$$

$$F = R_1 + R_2$$

$$F = 102\text{kg} = 2R_1$$

$$R_1 = 51\text{kg}$$

$$R_2 = 51\text{kg}$$

**Estado de carga III:** Peso de elementos mecánicos y neumáticos.

El peso de los elementos que no se haya considerado en los cálculos anteriores se añade al peso de la estructura, no obstante algunos elementos no se han tomado en cuenta por su ligero peso y se detallan los más relevantes.

- Sujetadores = 2kg (ver plano 12)
- Tablero de control = 1kg (ver plano 2)
- Válvulas neumáticas = 0.5kg (ver anexo 2)
- Puerta derecha = 1kg (ver plano 11)

- Puerta izquierda =1kg (ver plano 10)
- Forro posterior =2kg (ver plano 6)
- Forro lateral derecho =1.6 kg (ver plano 4)
- Forro lateral izquierdo =1.5kg (ver plano5)
- Forros interiores =3kg (ver planos 13,14,15)

$$W_t = \text{Peso total de Elementos, } 13kg$$

$$W_e = \text{Peso de la Estructura, } 98.7kg$$

El factor de incremento se determina mediante la siguiente relación matemática.

$$\frac{W_e}{W_e + \sum w_i} = \frac{1}{f}$$

$$\frac{98.7}{98.7 + 13.6} = \frac{1}{f}$$

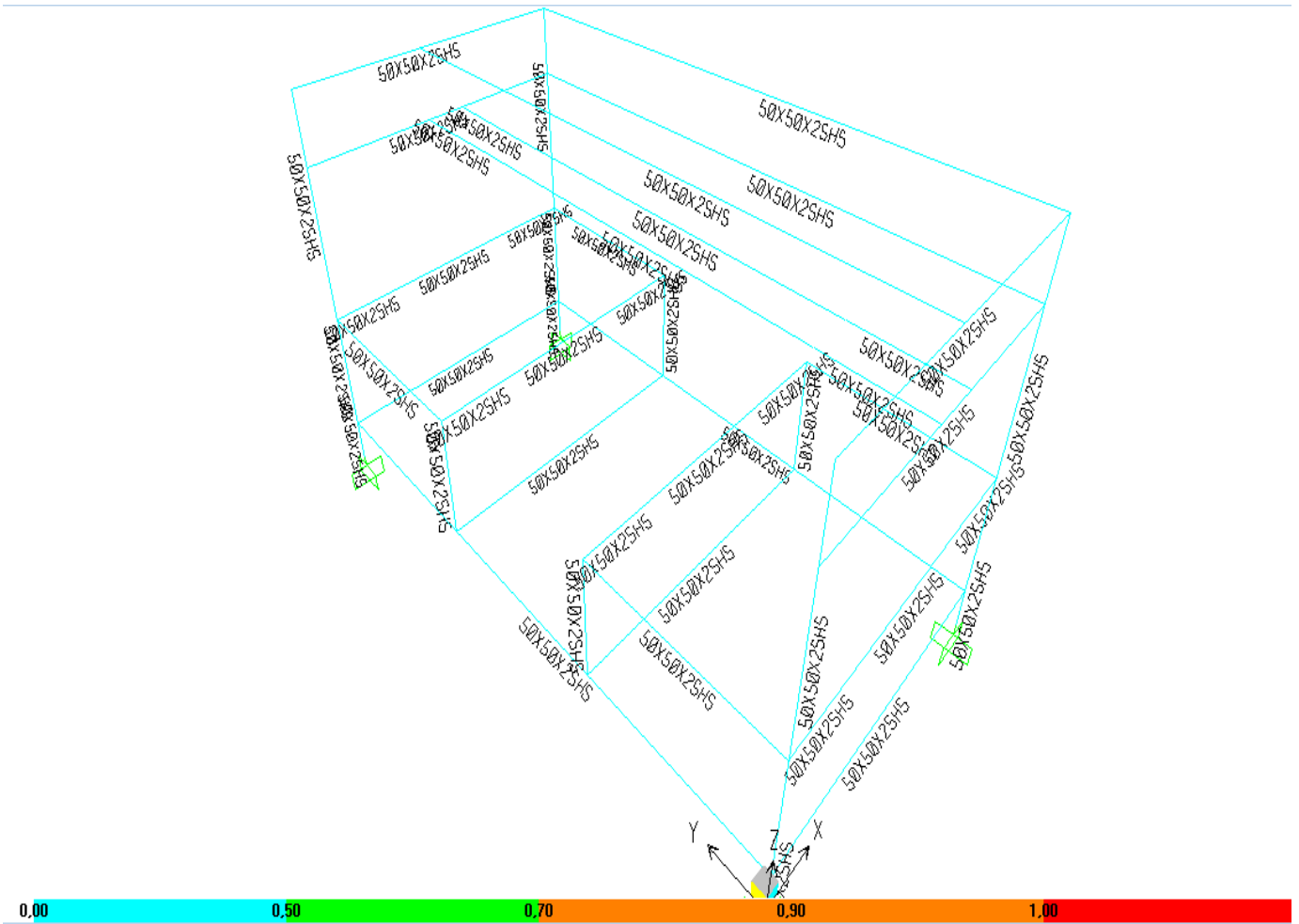
$$f = 1.13$$

Toda la carga determinada se introduce en SAP 2000 para que el programa verifique todos los elementos del modelo estructural y producto de ello se muestra el diagrama a colores Figura 4.5.

#### **4.4 Análisis del modelo estructural**

Luego de haber definido el modelo y cargado la estructura, se procede al análisis estructural.

La Figura 4.5, ilustra el diagrama de colores que indica los razones de esfuerzo, los razones de esfuerzo para la estructura diseñada es menor que 0.7 esto indica que los elementos utilizados sí soportan las cargas actuantes.



**Figura 4.5:** Resultados de SAP 2000: Razones de esfuerzos.

Como la razón de esfuerzo es menor que uno, la estructura está bajo condición segura.

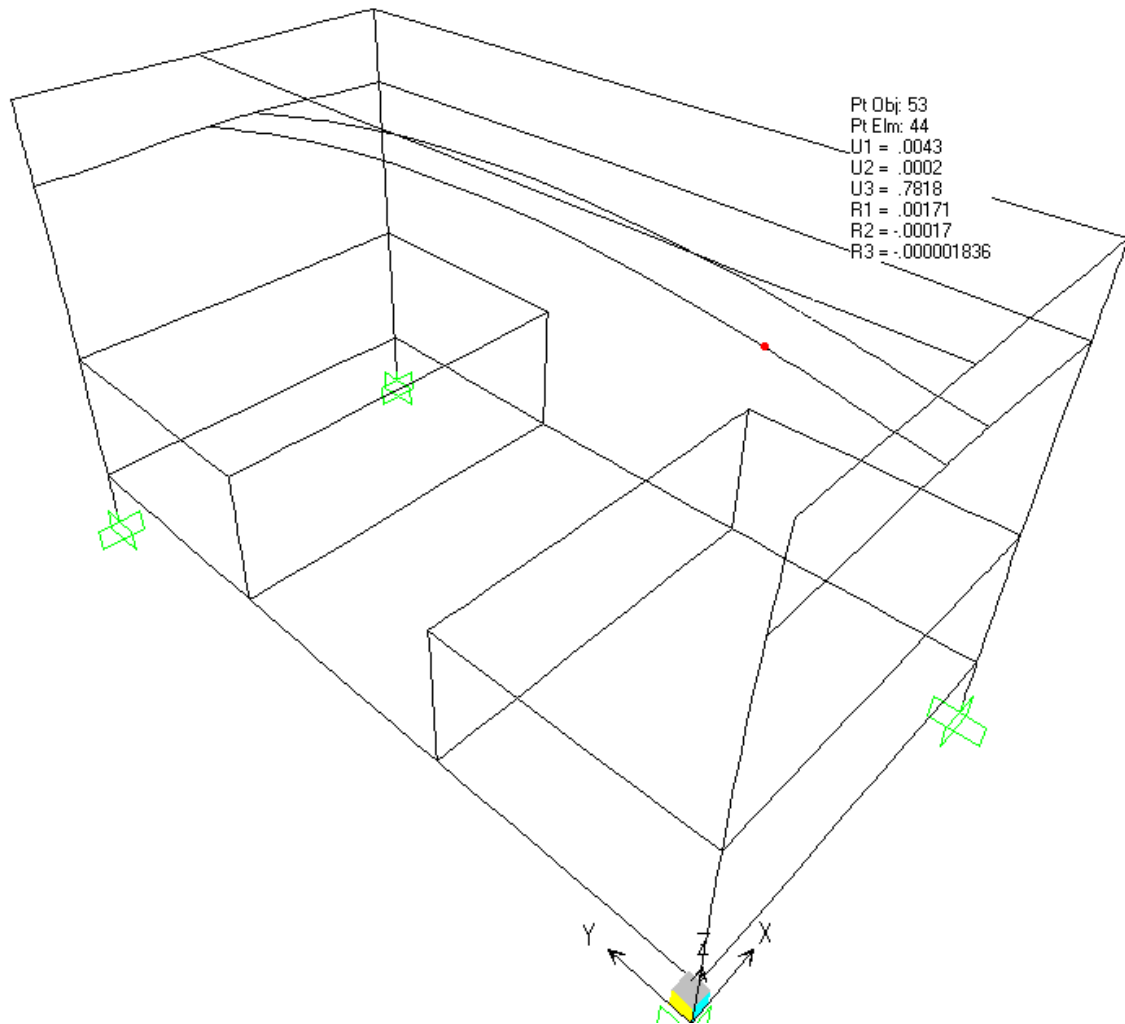
#### 4.5 Análisis de la deformación

Existe muchos valores de deflexión máxima en uso; esto se debe a las diferentes situaciones de carga. Las especificaciones AASHTO limitan las deflexiones en vigas de acero debidas a carga viva e impacto a  $L/800$  del claro y según SAP 2000  $L/240$ . [2]

Haciendo el chequeo en la viga más larga de 1840mm de longitud y según las especificaciones AASHTO como flecha permisible  $L/800$ , se tiene

$$\text{Deformación permisible} = \frac{1840}{800} = 2.3\text{mm}$$

En la figura 4.6, se ilustra las deformaciones en la viga más crítica cuya deformación en la dirección Z es  $U_3 = 0.7818 \text{ mm}$  esto indica que estructura tiene rigidez apropiada.



**Figura 4.6:** Deformación de la estructura.

#### 4.6 Diseño de guía

El molde indentador que fatigará los asientos y espaldares debe trabajar verticalmente sin lugar a giro, es decir que este elemento permanecerá en la misma posición en cada ciclo de martilleo. Como el molde indentador va ensamblado al vástago del cilindro mediante un eje entonces, se requiere diseñar el elemento guía que impida el giro del vástago o del eje.

El modelaje de elemento Guía se obtiene a partir de las dimensiones del cilindro ya que ambas piezas van ensambladas entre si mediante pernos.

Para la validación de este diseño se utiliza COSMOSXpress que es una herramienta de SolidWorks que emplea el método de los Elementos Finitos para calcular los desplazamientos y los esfuerzos que sufre la pieza en cuestión.

El elemento guía está sujeto a las siguientes cargas las cuales se introducen al programa:

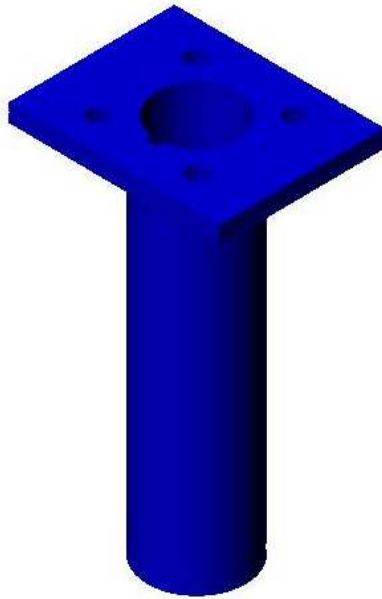
$W_c$  = Peso del cilindro,  $1.8kg$

$F_m$  = Fuerza de martilleo,  $750N(77kg)$

#### **4.6.1 Factor de seguridad**

Para calcular la distribución del Factor de seguridad sobre la pieza, SolidWorks emplea el criterio de Von Mises. La figura 4.7, muestra el factor de seguridad mínimo en todas las zonas de la pieza, representando las áreas seguras en color azul y las no seguras en color rojo. El modelo no indica zonas críticas, siendo el factor de seguridad de

$$n = 69.15 \text{ Ok!}$$

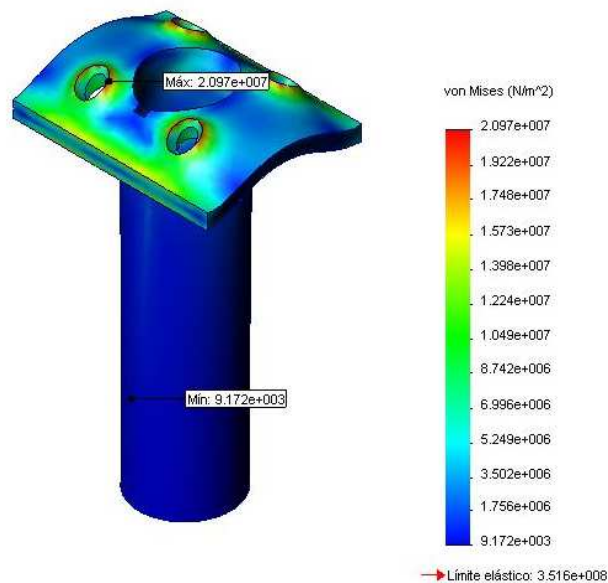


**Figura 4.7:** Las zonas seguras se presentan de color azul.

Mediante el programa SolidWorks se puede optimizar el material, ajustando las dimensiones de la pieza, pero este ajuste requerirá mayor costo de fabricación ya que se necesitará mayor trabajo de torneado para dejar la pieza a las dimensiones requeridas.

#### 4.6.2 Distribución de tensiones

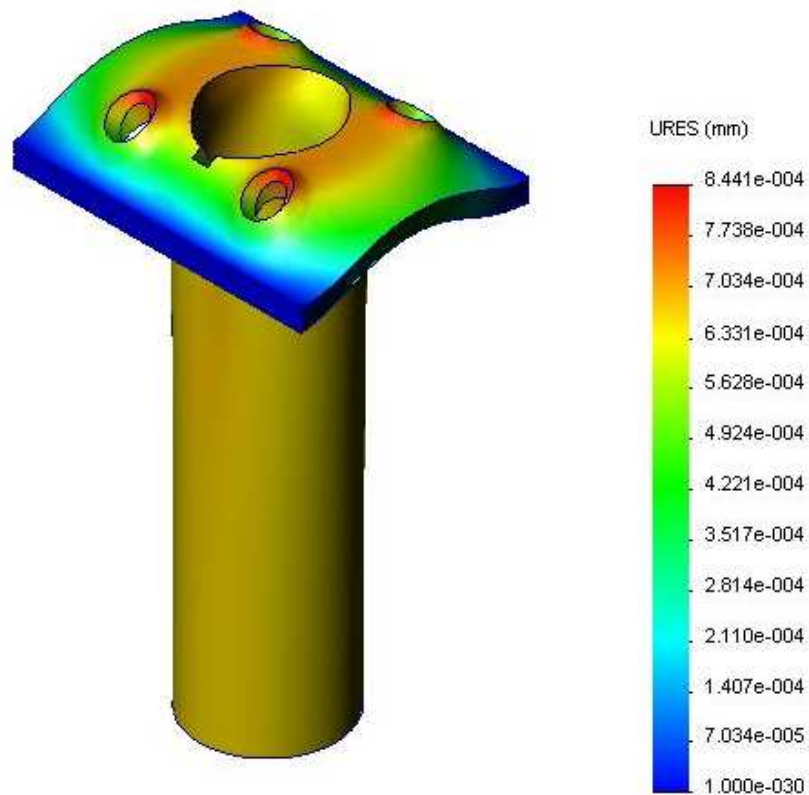
Figura 4.8, muestra las tensiones máxima y mínima que sufre la pieza



**Figura 4.8:** Esfuerzos en el elemento guía de vástago.

### 4.6.3 Distribución del desplazamiento

La deformación máxima se puede observar en el diagrama de colores de la Figura 4.9, presentando la zona no segura de color rojo, se puede notar fácilmente que las deformaciones máximas se localizan justo en los cuatro agujeros donde van los pernos de sujeción.



**Figura 4.9:** Deformación en el elemento guía de vástago.

### 4.7 Diseño del eje indentador

Las dimensiones del espacio que deberá ocupar los asientos y espaldares para realizar el ensayo, deben ser lo suficientemente adecuados de manera que sea fácil su montaje y desmontaje. Tales condiciones requieren el diseño de un eje indentador que aumente el espacio requerido y a la vez transmita la carga al molde indentador.



#### 4.7.1 Diseño estático

El análisis se fundamenta en el método de tanteo o aproximación sucesiva.

El elemento está sometido solo a esfuerzo axial de compresión, no existe ninguna carga que ocasione esfuerzo de flexión y torsión. La acción de columna no se considera en el diseño, ya que la longitud requerida del eje es pequeña.

El esfuerzo permisible, correspondiente a la resistencia de fluencia, es

$$\sigma_p = \frac{S_y}{n_s} \quad (4.1)$$

Dónde:

$n$  = Factor de seguridad

$d$  = Diámetro del eje,  $15\text{mm}$

$F_m$  = Fuerza de martilleo,  $750\text{N}(77\text{kg})$

$A$  = Área de sección transversal del eje

$S_y$  = Resistencia a la fluencia,  $22100 \text{ kN}/\text{m}^2$

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} \\ \sigma_p &= 4244.13 \text{ kN}/\text{m}^2 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Insertando valores en la ecuación 4.1, se tiene el factor de seguridad

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_p} = \frac{221000}{4244}$$

$$n_s = 52 \text{ Ok!}$$

#### 4.7.2 Diseño dinámico

Es necesario determinar la resistencia del eje indentador, respecto a la fatiga para asegurar que la pieza resista a las cargas fluctuantes a la cual está sujeto. En este caso se tiene un esfuerzo estático debido al peso del molde indentador que es constante en el tiempo, existe también otro esfuerzo producido por la fuerza de martilleo cuya magnitud es de 750N.

Las componentes de esfuerzo que se consideran en este diseño se indican en la Figura 4.10, y son:

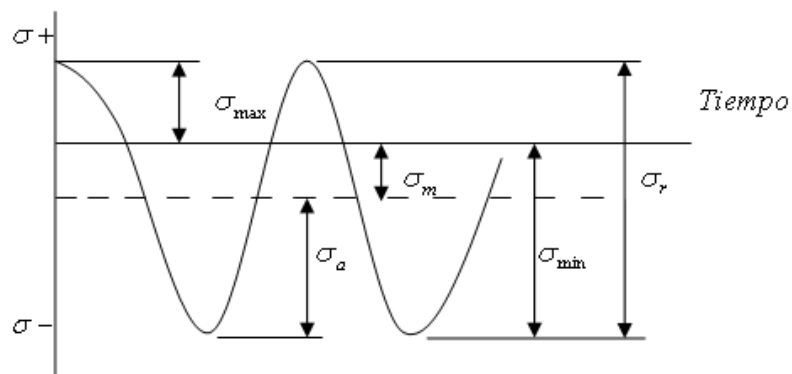
$\sigma_{\min}$  = esfuerzo mínimo

$\sigma_{\max}$  = esfuerzo máximo

$\sigma_a$  = amplitud del esfuerzo

$\sigma_m$  = esfuerzo medio

$\sigma_r$  = intervalo total de esfuerzo



**Figura 4.10:** Esfuerzo fluctuante con inversión completa.

Las componentes de esfuerzo se determinan mediante las expresiones que siguen:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (4.3)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (4.4)$$

A continuaci3n se determina los esfuerzos en funci3n de sus dimensiones.

El esfuerzo est3tico es igual al esfuerzo m3ximo de tracci3n

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{W}{A} = \frac{4W_{\text{molde}}}{\pi d^2} \\ \sigma_{\max} &= 555 \text{ kN} / \text{m}^2 \end{aligned}$$

De la Ecuaci3n 4.2, el esfuerzo de compresi3n es:

$$\sigma_{\min} = \sigma_p = 4244.13 \text{ kN} / \text{m}^2$$

Entonces:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{555 - 4244.13}{2}$$

$$\sigma_m = -1845 \text{ kPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{555 + 4244.13}{2}$$

$$\sigma_a = 2400 \text{ kPa}$$

En seguida se encuentra los factores que modifican el l3mite de fatiga del material, las ecuaciones en an3lisis son:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_g S_e' \quad (4.5)$$

D3nde:

$S_e$  = L3mite de resistencia a la fatiga del elemento en cuesti3n

$S_e'$  = L3mite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

$K_a$  = Factor de superficie

$K_b$  = Factor de tamaño

$K_c$  = Factor de confiabilidad

$K_d$  = Factor de temperatura

$K_e$  = Factor de concentración de esfuerzos

$K_g$  = Factor por efectos diversos

El límite de resistencia se evalúa de varias formas, pero se va optar por la Ecuación 4.6, planteada a continuación

$$S_e' = 0,5S_{ut} \quad (4.6)$$

De la tabla A-17 (APENDICE) se obtiene las propiedades del acero AISI 1018,

$$S_y = 32\text{Kpsi}$$

$$S_{ut} = 58\text{Kpsi}$$

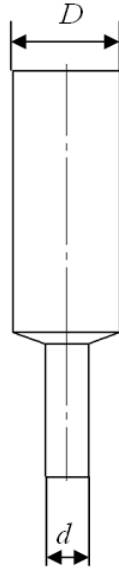
De modo que:

$$S_e' = 0,5s_{ut} = 0.5 (58) = 29\text{Kpsi.}$$

Luego se halla  $K_a = 1$  para maquinado mediante la Figura 7-10 (APENDICE).

Para carga axial  $K_b = 0.85$ , por la figura 7-18,  $q = 0.78$ .

Por último, utilizando la figura A-26-5(APENDICE), se calcula para el punto crítico.



**Figura 4.11:**Eje indentador.

$$\frac{D}{d} = \frac{37}{15} = 2.5 \quad \frac{r}{d} = \frac{4}{15} = 0.27$$

Y se obtiene  $K_t = 1.46$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1.36$$

En consecuencia, el factor de modificación por la concentración de esfuerzo vale

$$K_e = \frac{1}{K_f} = 0.74$$

El factor de temperatura tiene efectos cuando el eje estaría sometido a temperaturas mayores a 450°C, por el contrario estará en condiciones ambientales, por tanto se considera un valor igual a 1.

$K_g = 1$  no tiene efecto alguno

Por último se estima un factor de confiabilidad de  $K_c = 0.9$

Ahora se determina el límite de resistencia del material de la Ecuación 4.5, se tiene

$$S_e = (1)(0.85)(0.9)(1)(0.74)(1)(29) = 16.42 \text{ kpsi}$$

Una vez ya obtenido el valor del límite de fatiga se utiliza una de las ecuaciones siguientes:

Ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (4.7)$$

Ecuación de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (4.8)$$

Aplicando la ecuación de Goodman, se tiene:

$$\frac{0.27}{16.42} + \frac{0.35}{58} = \frac{1}{n}$$

$$n = 44 \text{ Ok!}$$

Tomando algunas consideraciones específicas como, estética, disponibilidad del material, costo de fabricación, etc. Se utiliza el eje que tiene las mismas características del embolo de cilindro siendo este eje vertical de 15 mm de diámetro.

#### **4.8 Diseño de cuña**

El vástago del cilindro de embolo redondo tendrá lugar a giro en cada ciclo de trabajo, una alternativa para evitar el giro sería; disponer de un cilindro de embolo cuadrado. Por ser este de elevado costo se ha hecho indispensable el diseño de la cuña para prevenir el movimiento entre el eje indentador y el elemento Guía.

La magnitud de la fuerza que tiende hacer girar el molde indentador es  $F = 5N(1.12lb)$ , fuerza que ha sido determinada experimentalmente con un dinamómetro.

Las cuñas fallan principalmente por corte o por aplastamiento, es necesario considerar ambos casos.

Datos:

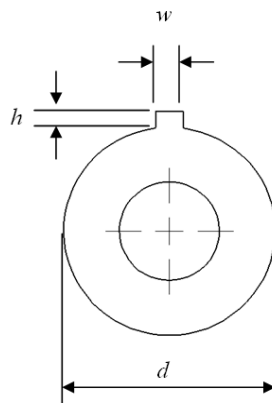
$r =$  Distancia del centro al extremo del molde indentador,  $250mm(9.84pulg)$

$l =$  Longitud de la cuña,  $80mm(3.54pulg)$

$d =$  Diámetro del eje indentador,  $37mm(1.456pulg)$

$w =$  Ancho de la cuña,  $5mm(0.149pulg)$

$h =$  Altura de cuña,  $3mm(0.118pulg)$



**Figura 4.12:**Eje indentador.

El torque requerido para mover el molde indentador es:

$$T = Fr = 5(0.25) = 1.25Nm(11lb.pulg)$$

Fuerza en la cuña es:

$$F_1 = \frac{2T}{d} \quad (4.9)$$

El área de corte de la cuña es  $A_s = Wl$  . El esfuerzo cortante de diseño es:

$$\tau_{diseño} = \frac{F_1}{A_s} = \frac{2T}{dWl} \quad (4.10)$$

Para evitar la falla debida al cortante

$$\tau_{diseño} \leq \frac{\tau_{permisible}}{n_s} \quad (4.11)$$

Según la teoría de von Mises el esfuerzo cortante es  $S_{sy} = 0.577 S_y$  , donde  $S_y$  el esfuerzo de fluencia.

De la Tabla A-17 (APÉNDICE), se obtiene las propiedades del acero AISI 1018

$$S_y = 32\text{kpsi}, \text{ entonces } S_{sy} = 0.577 (32) = 18.46\text{kpsi}$$

Insertando los valore en la ecuación 4.10, se tiene

$$\frac{2T}{dWl} = \frac{2(11)}{1.456(0.197)(3.54)} \leq \frac{18460}{n_s}$$

Por tanto, el coeficiente de seguridad es

$$n_s = 852 \text{ Ok!}$$

Es posible evitar las fallas debida al esfuerzo de compresión si:

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{\sigma_{permisible}}{n_s}$$

El esfuerzo de diseño es  $\sigma_{diseño} = \frac{F_1}{A_c}$  , donde  $A_c = \frac{h}{2}l$  es el área de aplastamiento

$$\sigma_{diseño} = \frac{F_1}{A_c} = \frac{2F_1}{hl} \quad (4.12)$$

El esfuerzo permisibles

$$\sigma_{perm} = 0.90 S_y = 28.8\text{kpsi} \quad (4.13)$$



Remplazando en la ecuación 4.12, se tiene

$$\frac{4T}{dhl} = \frac{4(11)}{1.456(0.118)(3.54)} \leq \frac{28800}{n_s}$$

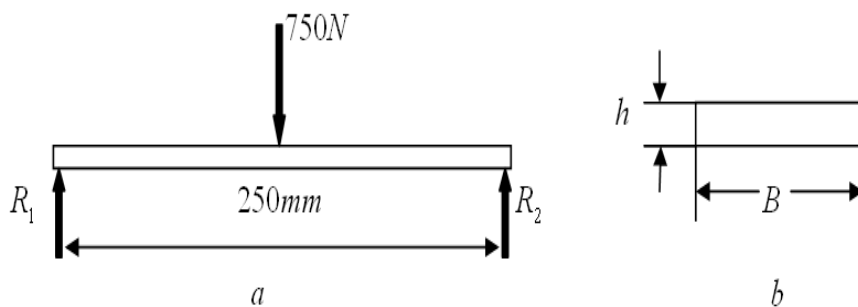
Despejando el factor de seguridad se obtiene  $n_s = 398$  Ok!

El factor de seguridad respecto a falla por cortante y aplastamiento es elevado por las siguientes razones.

Al estudiar las ecuaciones 4.10 y 4.12, se nota que las variables  $h$ ,  $w$  y  $l$  dan el coeficiente de seguridad de, la anchura  $w$  es aproximada  $d/4$  y por estética la variable  $h$  toma el valor de 3 mm. Se puede disminuir el coeficiente  $n$ , reduciendo la longitud de la guía pero esto es imposible ya que la longitud está dada por la carrera del vástago.

#### 4.9 Diseño del molde indentador

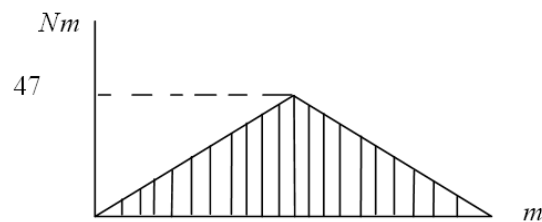
El molde indentador es el elemento encargado de fatigar los asientos y espaldares, este elemento indentador debe soportar la carga de 750N (169lb) transmitida por el eje, idealizando el comportamiento del sistema se dibuja el diagrama de cuerpo libre como sigue.



**Figura 4.13:** a) Diagrama de cuerpo libre del molde; b) Sección rectangular de la platina

Cálculo de las reacciones:

$$\begin{aligned}\sum y &= 0 \\ F &= 750N = R_1 + R_2 \\ 750 &= 2R_1 \\ R_1 &= 375N \approx 85lb \\ R_2 &= 375N \approx 85lb\end{aligned}$$



**Figura 4.14:** Representación gráfica del momento flector máximo.

$$M_f = 47 Nm (418 lbin)$$

#### 4.9.1 Diseño estático

Datos:

De la tabla A-17, se obtiene las propiedades mecánicas del acero AISI 1010.

$$S_y = 26kpsi$$

$$S_{ut} = 47kpsi$$

$$S_e' = 0,5S_{ut} = 0.5(47) = 23.5kpsi$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f \bar{y}}{I_C} = \frac{6M_f}{bh^2} \quad (4.14)$$

Dónde:

$\sigma_{\max}$  : Esfuerzo máximo

$\bar{y}$  : distancia al centroide,  $\frac{h}{2}$

$M_f$  : Momento flector máximo

$$I_c = \frac{bh^3}{12} : \text{Momento de inercia} \quad (4.15)$$

Utilizando el método de aproximaciones sucesivas se pretende determinar el espesor de la platina. Sustituyendo los valores calculados en la Ecuación 4.14, se obtiene el esfuerzo flexionante máximo:

$$\sigma_{\max} = \frac{6x418lbin}{9.84h^2} = \frac{254.81lbin}{h^2} \quad (4.16)$$

Aplicando el factor de seguridad  $n = 2$  y resolviendo la ecuación 4.16, se determina  $h$

$$\sigma_{\max} \leq \frac{s_y}{n} \quad (4.17)$$

$$\frac{254.81lbin}{h^2} \leq \frac{26kpsi}{n}$$

$$h = \frac{7}{50}in = 3.55mm$$

Por lo tanto se elige una plancha de 4mm (4/25pulg) de espesor.

El esfuerzo máximo  $\sigma_{\max}$  con  $h = 4mm$

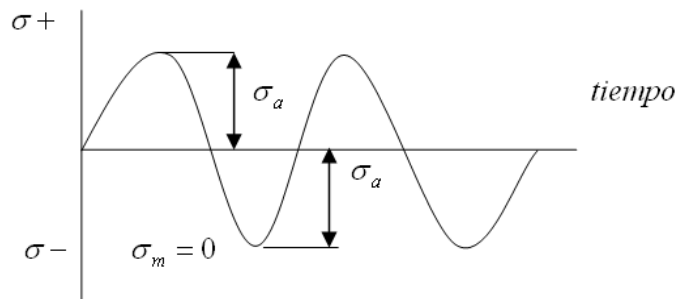
$$\sigma_{\max} = \frac{6x418}{9.84h^2} = \frac{254.81}{0.16^2} = 10.3kpsi \quad (4.18)$$

Ahora de la Ecuación 4.17, se obtiene el coeficiente de seguridad.

$$n = 2.5 \text{ Ok!}$$

#### 4.9.2 Diseño dinámico

El trabajo de compresión del molde hace que las fibras externas e internas de la platina esté sometido a esfuerzos fluctuantes de tracción y compresión.



**Figura 4.15:** Esfuerzo fluctuante.

Los esfuerzos máximos y mínimos son iguales en magnitud, Ecuación (4.18)

$$\sigma_{\max} = 10.3kpsi$$

Luego se determina la amplitud del esfuerzo  $\sigma_a$ , Ecuación 4.4

$$\sigma_a = \frac{10.3+10.3}{2} = 10.3kpsi$$

En seguida se determinan los factores que modifican el límite de fatiga

Factor de superficie  $K_a = 1$ , ya que  $S_{ur}$  es menor que  $60kpsi$  Figura 7-10 (APENDICE)

Para encontrar  $K_b$ , primero se debe encontrar la dimensión efectiva para una sección rectangular  $d$  [3]

$$d = \sqrt{\frac{0.05hb}{0.0766}} \quad (4.19)$$

De la figura 4.10 e insertando valores en la ecuación 4.19, se obtiene

$$d = 1.01pulg$$

El factor  $K_b$ , se determina de la siguiente relación [4]

$$K_b = 0.869 d^{-0.097} \quad (4.20)$$

$$\text{Si } 0.3 \leq d \leq 10 \text{ pulg}$$

Entonces

$$K_b = 0.86$$

Los factores  $K_d, K_e, K_g$  toman el valor de la unidad como factor de modificación, puesto que la pieza trabajará en condiciones favorables.

Se estima el factor de confiabilidad  $K_c = 0.9$

Por tanto el límite de resistencia del material será

De la Ecuación 4.5, se tiene:

$$S_e = (1)(0.86)(0.9)(1)(1)(1)(23.5) = 18.2 \text{ Kpsi}$$

Aplicando la Ecuación 4.7, se tiene:

$$\frac{10.3}{18.2} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.76 \text{ Ok!}$$

#### 4.10 Diseño del sistema neumático

El diseño del sistema neumático es la parte más importante para el ensayo de durabilidad de asientos y espaldares. Este sistema consta de dos cilindros neumáticos, regulador de presión, reguladoras de caudal, sistema de tubería, unidad técnica de mantenimiento, electroválvula y el compresor que son los elementos fundamentales para diseño del circuito neumático (véase Figura 4.16).

Es necesario seleccionar cada una de ellas de manera más óptima para conseguir una excelente funcionalidad de la máquina.

#### 4. 10.1 Selección del cilindro neumático

La presión que se maneja a nivel industrial normalmente esta estandarizada a 6 bar, sin embargo se puede elegir presiones distintas. El cilindro neumático queda seleccionado si se conoce su diámetro y la presión de trabajo.

Datos:

$F_m$  = Fuerza de martilleo,  $750N(169lb)$

$P_t$  = Presión de trabajo,  $4bar(40 N/cm^2)$

$A_E$  = Área del émbolo

$A_V$  = Área del vástago

La presión está dada por: 
$$P_t = \frac{F_m}{A_E} \quad (4.21)$$

Despejando el área  $A_E$ , se tiene:

$$A_E = \frac{F_m}{P_t} = \frac{750}{40} = 18.75cm^2$$
$$A_E = \frac{\pi D_E^2}{4}; D_E = \sqrt{\frac{4(18.75)}{\pi}} = 4.88cm$$

Si se utiliza un actuador con relación de áreas de  $\varphi=1.5$ , se puede determinar el diámetro del vástago del cilindro

$$D_V = D_E \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^{1/2} = 4.88 \left(1 - \frac{1}{1.5}\right)^{1/2} = 2.06cm$$

Estandarizando se tiene el diámetro de embolo  $D_E = 50mm$  y  $D_V = 20mm$ .

Con estos valores se ingresa al catálogo de cilindros y se selecciona el que más se aproxime por exceso, en este caso diámetro de 50mm.

#### 4.10.2 Cálculo de consumo de aire del actuador

El consumo de aire del actuador determina las dimensiones de las válvulas, velocidades de trabajo, cañerías y las dimensiones del propio compresor.

Este consumo se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q = (A_E + A_R)L.N.Z \frac{P_{abs}}{P_0} = \left[ \frac{\pi D_V^2}{4} + \frac{\pi}{4} (D_E^2 - D_V^2) \right] L.N.Z \frac{P_{abs}}{P_0} \quad (4.22)$$

Dónde:

$A_R = (A_E - A_V)$  Diferencia de áreas émbolo y vástago

$l =$  Longitud de carrera,  $10cm$

$N =$  Número de ciclos por minuto,  $70ciclos/min$

$Z =$  Número de cilindros iguales,  $2$

$P_0 =$  Presión atmosférica,  $10.13 N/cm^2$

$P_t =$  Presión de trabajo,  $50 N/cm^2$

$P_{abs} =$  Presión absoluta

$D_E =$  Diámetro de émbolo,  $50mm(5cm)$

$D_V =$  Diámetro de vástago,  $20mm(2cm)$

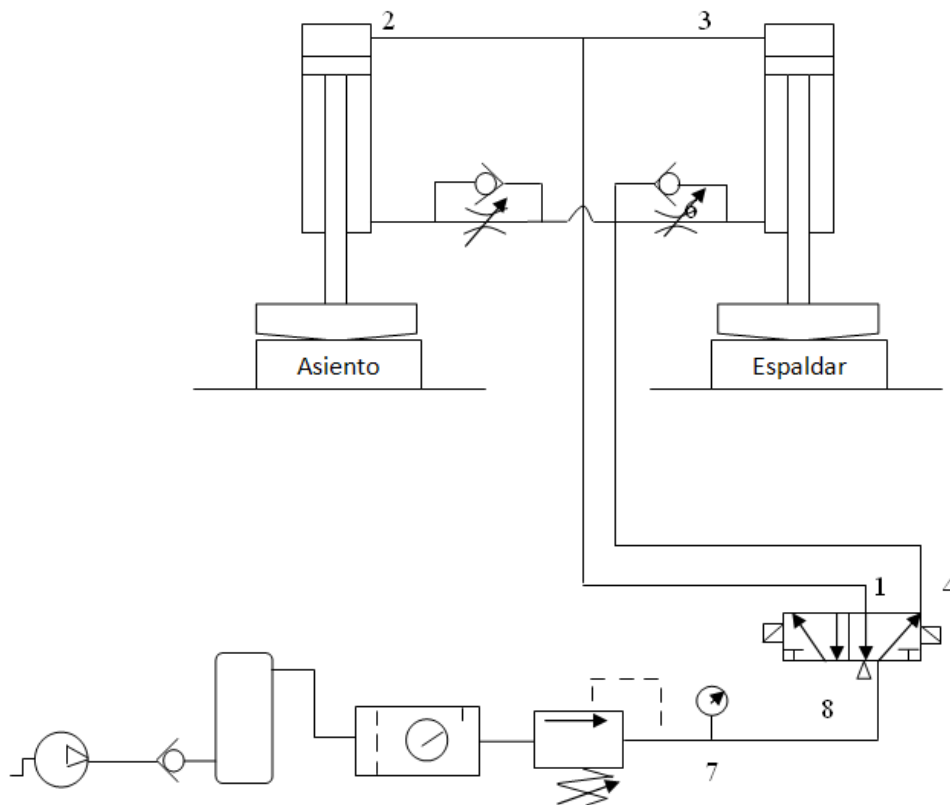
Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.22, se tiene:

$$Q = \left[ \frac{\pi 5^2}{4} + \frac{\pi}{4} (5^2 - 2^2) \right] 10(70)(2) \left( \frac{50.13}{10.13} \right) = 250 \times 10^3 \frac{cm^3}{min} (250 L/min)$$

Corrigiendo el caudal de aire debida a fugas de  $10\%$ , se tiene:

$$Q_{\text{Corregido}} = 275 \text{ L/min}$$

(4.23)



**Figura 4.16:** Circuito neumático de la máquina fatigadora.

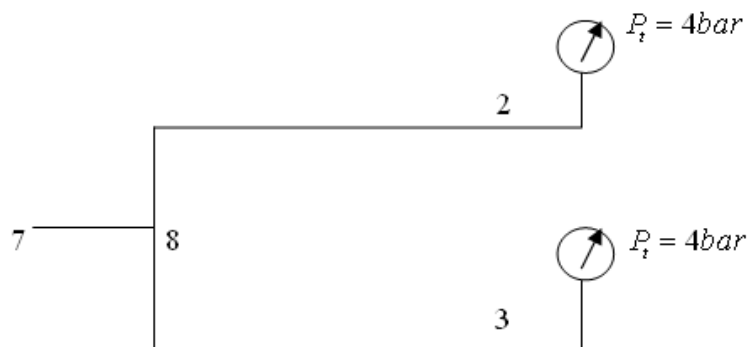
### 4.10.3 Diseño de ductos

Conociendo los datos de caudal que llega a cada actuador y teniendo definidas las dimensiones de los mismos, se puede dimensionar los ductos.

Se debe considerar las fugas de caudal y las pérdidas de carga. Porcentajes de 10%–20% es habitual en circuitos neumáticos. En cuanto a pérdidas de carga, se han de obtener las pérdidas primarias (longitud de ductos). [5]

El circuito de la Figura 4.17, queda reducido en su forma más sencilla para facilitar el análisis.





**Figura 4.17:** Circuito simplificado.

Cálculo de pérdida de carga

Datos:

$P_t$  = Presión de trabajo,  $4bar(400k N/m^2)$

$l_{1-2}$  = longitud del ducto en el tramo (1-2),  $0.8m$

$l_{1-3}$  = Longitud del ducto en el tramo (1-3),  $0.8m$

$l_{7-8}$  = Longitud en el tramo (4-8),  $1.5m$

$N_R$  = Número de Reynolds

$v$  = Velocidad del fluido

$D$  = Diámetro del ducto

Propiedades del aire

$T_a$  = Temperatura del aire,  $20^0C$

$\rho$  = Densidad del aire,  $1.024 kg/m^3$

$\nu$  = Viscosidad cinemática,  $1.51 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$\gamma$  = Peso específico,  $11.81 \text{ N}/\text{m}^3$

Recuerde que el caudal corregido es

$$Q_{\text{Corregido}} = 275 \times 10^3 \text{ cm}^3/\text{min} (4.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})$$

Consumo de aire en cada cilindro

$$Q = \frac{Q_{\text{corregido}}}{2}$$

### **Pérdida de carga en el tramo 1-2**

Primero, se debe calcular el número de Reynolds si el flujo es laminar o turbulento

$$N_R = \frac{vD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D \nu} \quad (4.24)$$

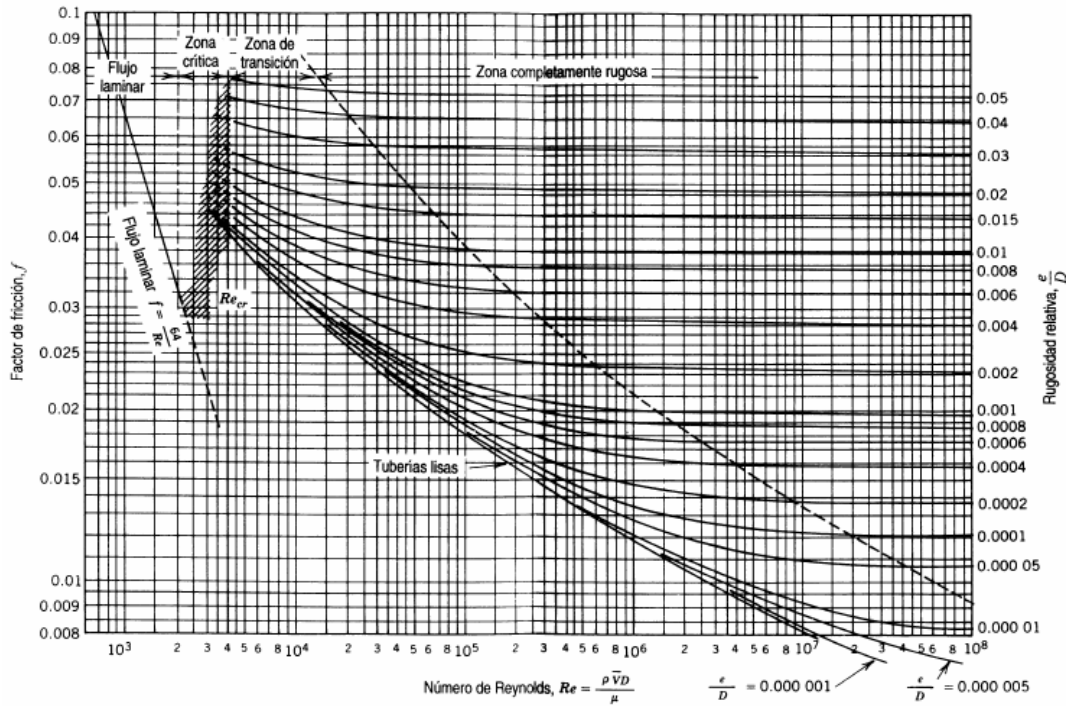
Si se elige un diámetro  $D = 3/8 \text{ pu } 1\text{g}(9.525 \times 10^{-3} \text{ m})$  como valor tentativo, resulta:

$$N_R = \frac{4(4.20 \times 10^{-3} / 2)}{\pi(9.525 \times 10^{-3}) (1.52 \times 10^{-5})} = 1.85 \times 10^4$$

Ya que  $N_R \geq 4000$  el flujo es turbulento

Con el número de Reynolds y la línea de tuberías lisas se determina el factor de fricción en la Figura 4.14.

$$f = 0.026$$



**Figura 4.18:** Diagrama de Moody para el cálculo de pérdidas de carga.

A partir de la ecuación Darcy se determina la pérdida de carga

$$h_{1-2} = f x \frac{l_{1-2}}{D} x \frac{v^2}{2g} = \frac{2}{\pi^2} x f x \frac{l_{1-2}}{D^5} x \frac{Q^2}{g} \quad (4.25)$$

Evaluando la ecuación 4.25, se tiene

$$h_{1-2} = \frac{2}{\pi^2} x 0.026 x \frac{0.8}{(9.525 x 10^{-3})^5} x \frac{(4.20 x 10^{-3} / 2)^2}{9.81} = 24.17 m$$

### Perdida de carga en el tramo 7-8

El caudal que eroga el compresor debe ser el  $Q_{\text{corregido}}$ , este caudal se dirige hacia la electroválvula por el conducto principal.

De la Ecuación 4.24, el número de Reynolds será:

$$N_R = \frac{4(4.20 x 10^{-3})}{\pi(9.525 x 10^{-3})(1.52 x 10^{-5})} = 3.7 x 10^4$$

Del diagrama de Moody Figura 4.14, se determina el factor de fricción

$$f = 0.021$$

Regresando a la Ecuación 4.25, puede ahora calcular la pérdida de carga

$$h_{7-8} = \frac{2}{\pi^2} \times 0.021 \times \frac{1.5}{(9.525 \times 10^{-3})^5} \times \frac{(4.20 \times 10^{-3})^2}{9.81} = 146.4 m$$

### Balance de energía en el tramo 1-2

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_{1-2} = \frac{P_t}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.26)$$

Despreciando las velocidades por ser muy pequeña la ecuación anterior se reduce a

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_t}{\gamma} + h_{1-2} \quad (4.27)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{400 \times 10^3}{11.81} + 24.17 = 33.89 \times 10^3 m$$

### Balance de energía en el tramo 7-8

$$\frac{P_7}{\gamma} + Z_7 + \frac{v_7^2}{2g} - h_{7-8} = \frac{P_8}{\gamma} + Z_8 + \frac{v_8^2}{2g} \quad (4.28)$$

$$\frac{P_7}{\gamma} = \frac{P_8}{\gamma} + h_{7-8} \quad (4.29)$$

En la Figura 4.17, se puede observar que las presiones  $P_1$  Y  $P_8$  son iguales, entonces:

$$\frac{P_7}{\gamma} = 33.89 \times 10^3 + 146.4 = 34 \times 10^3 m$$

Despejando la densidad se obtiene la presión en el punto 7

$$P_7 = (11.81)34 \times 10^3 = 402 \times 10^3 \text{ N/m}^2 \text{ (4.098 kg/cm}^2\text{)}$$

Resumiendo los valores de pérdida de carga en cada tramo del circuito, se tiene:

**TABLA 4.1:** PERDIDA DE CARGA PARA DUCTO DE 3/8 DE PULG (9.52mm)

	$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$N_R$	$f$	$h(\text{m})$	$P_{\text{gage}}(\text{kg/cm}^2)$
Tramo 1-2	$2.1 \times 10^{-3}$	$1.85 \times 10^4$	0.026	24.17	
Tramo 7-8	$4.20 \times 10^{-3}$	$3.70 \times 10^4$	0.021	1464	4.098

Hacer el recalcúlo para un diámetro menor resulta:

**TABLA 4.2:** PERDIDA DE CARGA PARA DUCTO DE 1/4 DE PULG (6mm)

	$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$N_R$	$f$	$h(\text{m})$	$P_{\text{gage}}(\text{kg/cm}^2)$
Tramo 1-2	$2.1 \times 10^{-3}$	$3.50 \times 10^4$	0.023	1073	
Tramo 7-8	$4.20 \times 10^{-3}$	$7.03 \times 10^4$	0.019	3323.187	4.60

#### 4.10.4 Selección del compresor

Como cálculo final, se puede seleccionar el compresor mediante la obtención de la potencia requerida.

Esta ecuación relaciona los dos sistemas de medición de presión

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{gage}} + P_0 \quad (4.30)$$

En donde:

$P_{\text{abs}}$  = Presión absoluta

$P_{\text{gage}} = P_7$  Presión manométrica

$P_0$  = Presión atmosférica,  $1.032 \text{ kg/cm}^2$

La potencia media efectiva viene dada por la siguiente fórmula

$$P_{me} = \frac{n_e}{n_e - 1} P_0 \ln \frac{P_{abs}}{P_0} Q_{corregido} \quad (4.31)$$

Dónde:

$n_e$  = Coeficiente de expansión adiabático

$P_{me}$  = Potencia media del compresor

De la Ecuación 4.30, la presión absoluta es:

$$P_{abs} = 4.60 + 1.032 = 5.639 \text{ kg/cm}^2$$

Finalmente evaluando la Ecuación (4.31), se obtiene la potencia requerida del compresor como sigue:

$$P_{me} = \frac{1.4}{1.4 - 1} (1.032) \ln \frac{5.639}{1.032} (252.5 \times 10^3) = 1.50 \times 10^6 \frac{\text{kg.cm}}{\text{min}}$$

$$P_{me} = 3.287 \text{ hp}$$

Se selecciona un compresor de 4hp de potencia y con un consumo de aire mayor de  $15.12 \text{ m}^3/\text{h}$

## CAPÍTULO V

### 5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

#### 5.1. Construcción de partes mecánicas.

##### 5.1.1. Tecnología de la construcción de los elementos.

Para el proceso de construcción, montaje e instalación del equipo de ensayos de envejecimiento y resistencia de asientos y espaldares se utilizará las siguientes máquinas, herramientas y accesorios:

- Dobladora
- Prensa o Entenalla.
- Cortadora Manual y Eléctrica.
- Cortadora Oxiacetilénica
- Torno
- Soldadora de arco
- Taladro de pedestal
- Taladro de mano
- Moladora
- Tijeras
- Compresor
- Limatón
- Lima plana
- Arco de sierra
- Hexagonales
- Desarmadores Plano y estrella
- Cautín
- Remachadora
- Brocas y machuelos

##### 5.1.2. Procedimiento de construcción.

Para la construcción de la máquina de ensayos, el material de mayor aplicación fue: el Tubo cuadrado de 50x50x 2 mm el cual fue empleado en la estructura, de la misma manera se utilizó plancha de tol negro de 1/20” para forrar la estructura, plancha de 4mm de espesor para los moldes de los asientos y espaldares, plancha de 11 mm de espesor para la base donde se apoya el asiento para realizar el golpe, eje de transmisión de varios diámetros, tol corrugado, etc. A continuación se detalla la construcción total de los distintos elementos que se utilizan para la construcción.

**Tabla 5. 1: MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN**

<b>SISTEMA</b>	<b>ELEMENTO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>MATERIAL/MODELO</b>
<b>ESTRUCTURA Y FORRO EXTERIOR</b>	Tubo Cuadrado 50x50x2 mm	7 u	Acero Estructural A36
	Plancha de 500x610x10 mm	2 u	Acero al Carbono
	Placa de 200x200x4 mm	4 u	Acero al Carbono
	Plancha de tol de 1/20"	3 u	Acero Galvanizado
	Plancha Corrugada	2	Acero inoxidable AISI 430
	Platina	2	Acero Estructural A36
	Cierra	2	HSLA
	Barrilla de suelda	3 lb	AGA 6011
	Remaches pop 3/16"	250 u	Aluminio
	Brocas: 3/16" , 5/32" , 1/4" , 5/16" , 1/2"	5u	HSLA
	Uniprimer	2 lt	Poliuretano
	Fondo	2 lt.	Poliuretano
	Pintura Azul Martillado	2 lt.	Poliuretano
<b>MOLDES</b>	Plancha de 300 x 300 x 3 mm	1 u	Acero al Carbono
	Plancha de 350 x350 x 4 mm	1 u	Acero al Carbono
	Tol de 1/20' 450 x 350	1 u	Acero Galvanizado
	Tol de 1/20' 250 x 250	1 u	Acero Galvanizado



	Tuercas	2 u	
	Tubo	2 u	Acero estructural A36
	Platinas	2 u	Acero estructural A36
	Pintura Color Negro	½ lt	Poliuretano
<b>SISTEMA NEUMÁTICO</b>	Electroválvula	1 u	Catálogo MAC
	Cilindros Neumáticos	2 u	Catálogo MAC
	Adaptadores anti giro	2 u	Acero de Transmisión 1020
	Válvulas Reguladoras de Caudal	2 u	Catálogo MAC
	Regulador de Presión	1 u	Catálogo MAC
	Conector Recto	17 u	Catálogo MAC
	Silenciador 1/8"	2 u	Bronce Sinterizado
	Conector Recto 10mm x ½	2 u	Catálogo MAC
	Conector T 10mm x ¼	2 u	Catálogo MAC
	Tubería	10 m	Nylon
	Pernos con cabeza hexagonal	8 u	
	Tuercas	4 u	
<b>PANEL DE CONTROL AUTOMÁTICO</b>	Caja metálica de 300 x 300 x300 mm	1 u	Acero Galvanizado
	Plancha 300 x 300 x 4 mm	1 u	Acrílico
	Pulsadores	6 u	Catálogo NTE
	Resistencias	varias	Catálogo NTE

	Switch	1 u	Catálogo NTE
	Displays	1 u	Catálogo NTE
	Relé mecánico	1 u	Catálogo NTE
	Adaptador de Corriente Alterna	1 u	Catálogo NTE

### 5.1.3. Operaciones tecnológicas.

Las principales operaciones tecnológicas que fueron necesarias para la construcción de esta máquina se detallan a continuación:

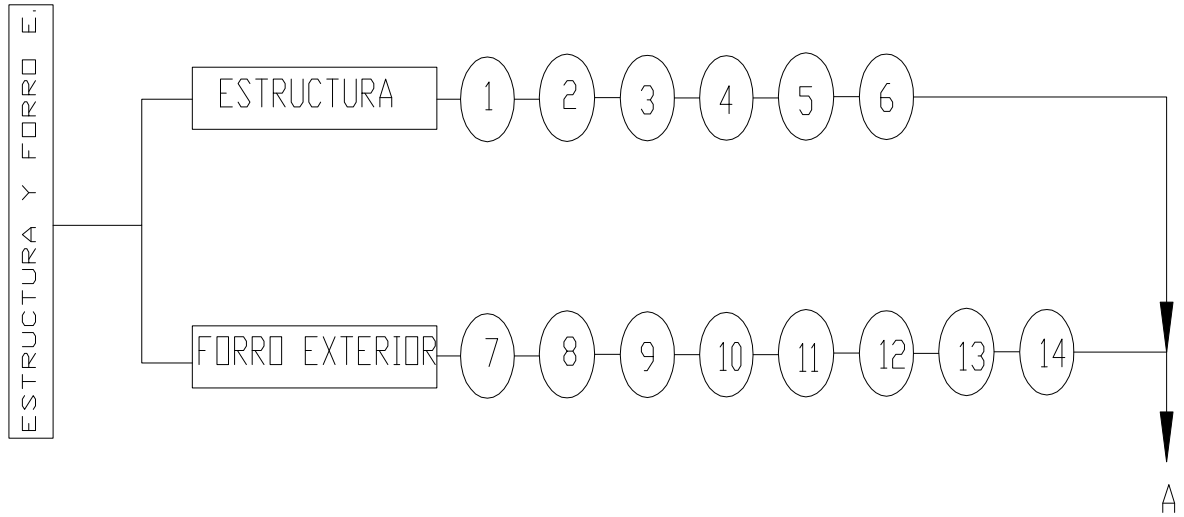
**Tabla 5.2:** OPERACIONES TECNOLÓGICAS DE LA CONSTRUCCIÓN

SISTEMA	ELEMENTO	N°	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (horas)
<b>Estructura y Forro Exterior</b>	Estructura	1	Modelado	5
		2	Corte	3
		3	Soldado	3
		4	Pulido (Moladora)	3
		5	Lijado	2
		6	Pintado	1
<b>Estructura y Forro Exterior</b>	Forro exterior	7	Modelado	2
		8	Corte	1
		9	Pulido	2
		10	Doblado	4
		11	Perforado	2
		12	Remachado	1
		13	Lijado	2
		14	Pintado	1
<b>MOLDES</b>	Molde Asiento	15	Modelado	2
		16	Corte	0,5
		17	Doblado	0,5
		18	Soldado	0,5
		19	Pulido y Lijado	1
		20	Pintado	0,5
	Molde Espaldar	21	Modelado	2
		22	Corte	0,5
		23	Doblado	0,5

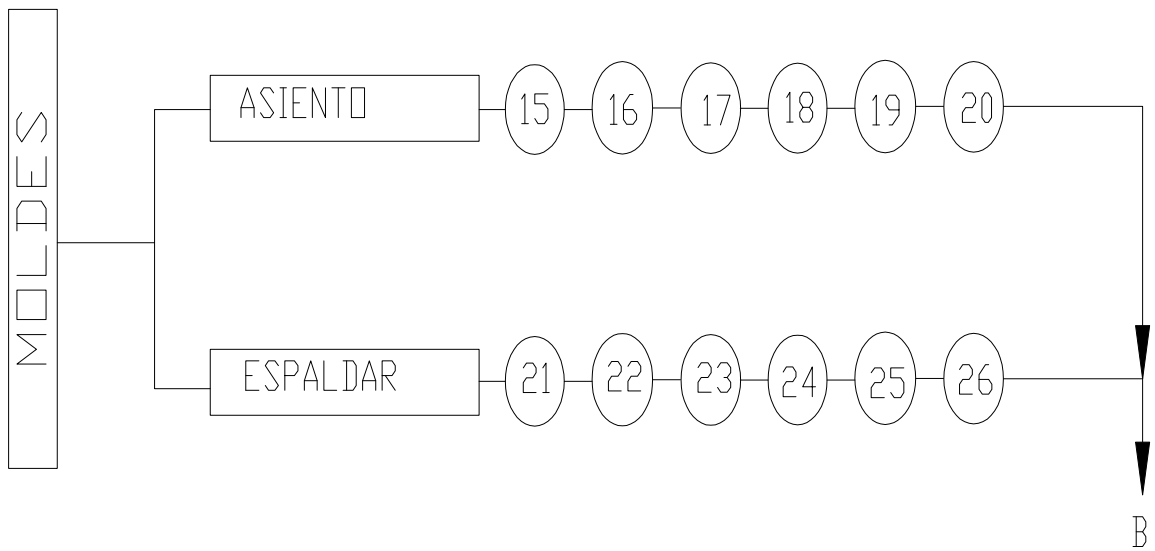
		24	Soldado	0,5
		25	Pulido y Lijado	1
		26	Pintado	0,5
<b>SISTEMA NEUMÁTICO</b>	Adaptadores Antigiro	27	Modelo	1
		28	Torneado	1
		29	Soldado	0,5
		30	Pulido y Lijado	0,5
	Electroválvula	31	Instalación	0,2
	Cilindros Neumáticos	32	Instalación	0,4
	Reguladores de Caudal	33	Instalación	0,2
	Regulador de Presión	34	Instalación	0,2
	Conectores Rectos	35	Instalación	0,2
	Conectores T	36	Instalación	0,2
Tubería Nylon	37	Corte	0,3	
	38	Instalación	0,3	
<b>Control Automático</b>	Caja Metálica	39	Modelado	0,2
		40	Corte	0,3
		41	Doblado	0,2
		42	Soldado	0,2
	Placa Electrónica	43	Modelado	4
		44	Programación	3
		45	Simulado	3
		46	Instalación	3
<b>TOTAL</b>				<b>60,9</b>

En el desarrollo del diagrama de tiempos se han considerado tiempos en especial en los procesos en los que involucra la construcción de más de uno de los mismos elementos.

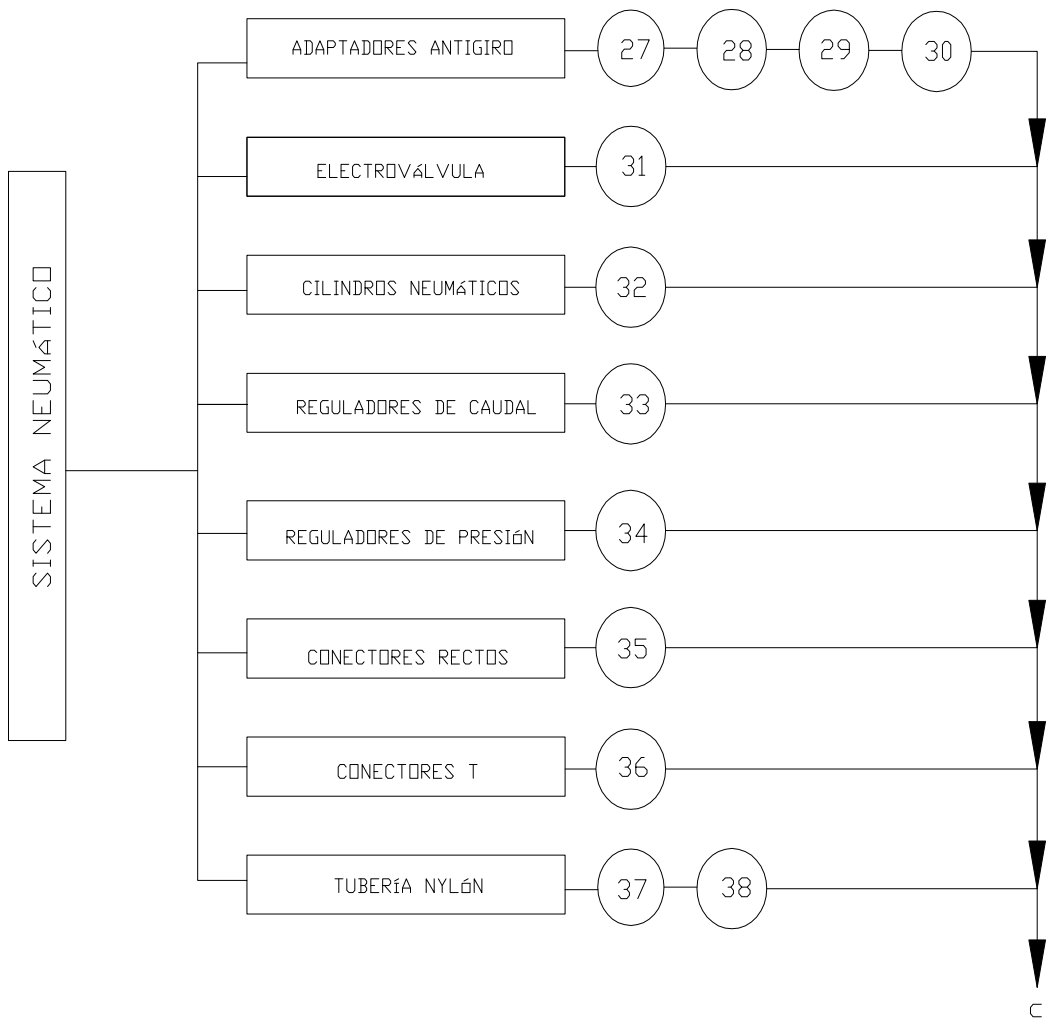
#### 5.1.4. Flujograma de construcción.



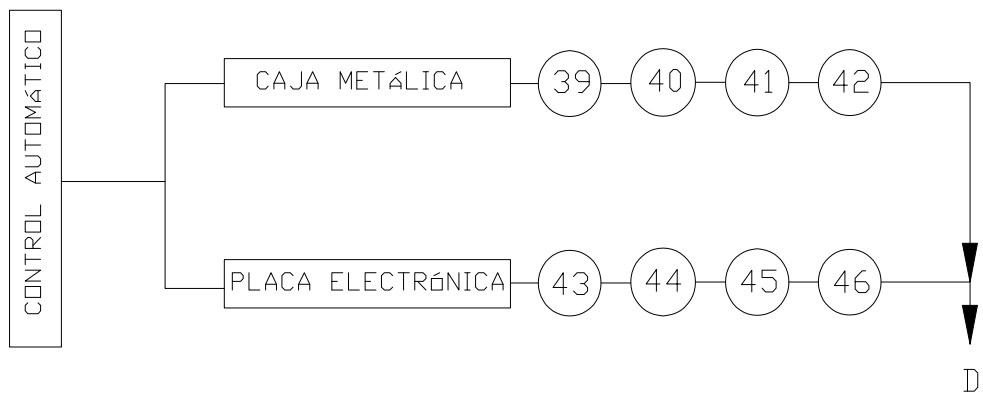
**Figura 5.1:** Construcción de estructura y forro exterior.



**Figura 5.2:** Construcción de moldes asiento y espaldar.



**Figura 5.3:** Construcción e instalación del sistema neumático



**Figura 5.4:** Construcción e instalación del panel de control

## 5.2. Montaje de los elementos

Los tiempos utilizados durante los distintos procesos de montaje de la máquina se indican a continuación:

**Tabla 5.3: MONTAJE DE LA ESTRUCTURA Y FORRO EXTERIOR**

<b>ESTRUCTURA Y FORRO EXTERIOR</b>		
<b>N°</b>	<b>OPERACIÓN</b>	<b>TIEMPO (horas)</b>
M1	Traslado de elementos al sitio de trabajo	2
M2	Montaje de la Estructura	5
M3	Acople de los forros	2
<b>TOTAL</b>		<b>9</b>

**Tabla 5.4: MONTAJE DE LOS MOLDES DE ASIENTOS Y ESPALDARES**

<b>MOLDES DE ASIENTOS Y ESPALDARES</b>		
<b>N°</b>	<b>OPERACIÓN</b>	<b>TIEMPO (horas)</b>
M4	Traslado de elementos al sitio de trabajo	2
M5	Montaje del Grupo Identador	4
M6	Acople de elementos	1,5
<b>TOTAL</b>		<b>7,5</b>

**Tabla 5.5: MONTAJE DEL SISTEMA NEUMÁTICO.**

<b>SISTEMA NEUMÁTICO</b>		
<b>N°</b>	<b>OPERACIÓN</b>	<b>TIEMPO (horas)</b>
M7	Traslado de elementos al sitio de trabajo	3
M8	Montaje de Adaptadores antigiro	2
M9	Acople de instrumentos neumáticos	2,5
<b>TOTAL</b>		<b>7,5</b>

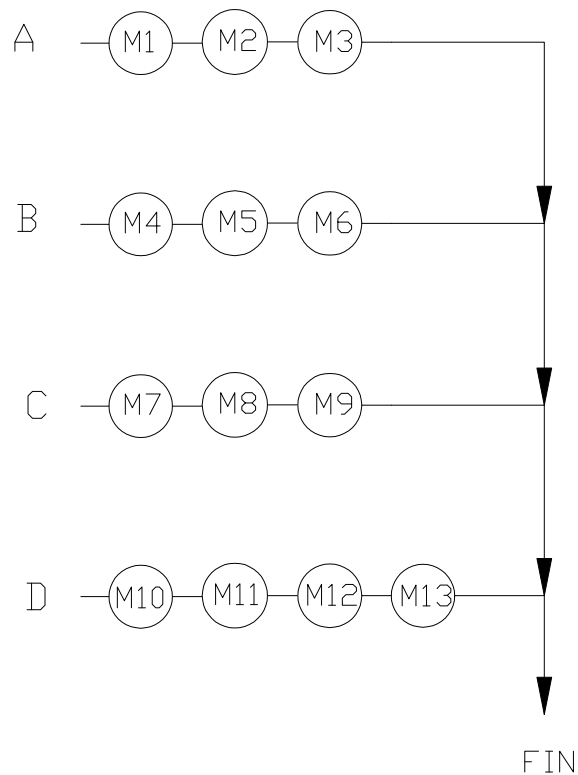
**Tabla 5.6: MONTAJE DEL PANEL DE CONTROL**

<b>MOLDES DE ASIENTOS Y ESPALDARES</b>		
<b>N°</b>	<b>OPERACIÓN</b>	<b>TIEMPO (horas)</b>
M10	Traslado de elementos al sitio de trabajo	2
M11	Montaje de caja Metálica	1
M12	Montaje de elementos Electrónicos	3
M13	Acople de elementos en la placa acrílico	2,5
<b>TOTAL</b>		<b>8,5</b>

### 5.2.1 Flujograma de montaje

El flujograma mostrado en la Figura 5.5, indica las distintas operaciones de montaje señaladas, así como también su secuencia, hay que destacar además que el tiempo de montaje total es de 32.5 horas.

A este tiempo, se suma el tiempo total de la construcción de los distintos elementos, que es de 60.9 horas, se obtiene un tiempo total de fabricación del equipo de 93.4 horas, equivalente a 11.675 días tomando en cuenta solo las 8 horas de trabajo.



**Figura 5.5:** Flujograma de montaje.

## CAPÍTULO VI

### 6 PRUEBAS Y OPERACIÓN CON POLIURETANO

## 6.1 Pruebas con poliuretano.

La máquina fatigadora ha sido diseñada y construida satisfactoriamente, lista para realizar ensayos de envejecimiento acelerado de asientos y espaldares, de aquí en adelante se dedicará a realizar pruebas con diferentes tipos de probetas (asientos y espaldares) de poliuretano flexible.

Vale mencionar que la fatigadora abarca los tres procedimientos de ensayo A, B Y C, planteada por la norma ASTM- 3574, pudiendo aplicarse cualesquiera de ellos , ya que difieren únicamente en el número de ciclos.

Luego de haber concluido el ensayo, se obtendrá datos como:

- Pérdida de fuerza de soporte
- Pérdida de espesor

Nota: El soporte es la capacidad de “empujar” contra un peso, (peso de una persona) y que evita que la esponja se deforme.

### 6.1.1 Deflexión de la fuerza de indentación (IFD)

Uno de los variable más importante que se debe conocer a profundidad para realizar el ensayo de fatiga, es el IFD (indentationforcedeflection).

IndentationForceDeflection (IFD),es una medida de la capacidad de carga de soporte de espuma de poliuretano. IFD se define como la fuerza en libras necesaria para comprimir un área de  $50in^2$  y se expresa en  $lbs/50in^2$ . Comúnmente los valores de IFD son determinados al 25 y 65% del espesor inicial.(Ver Norma ASTM- D 3574).

Procedimiento para determinar el valor de IFD

1. Medir los espesores de las probetas y determinar el 40% de su espesor
2. Colocar las probetas a ensayar en el soporte de base perforada
3. Dar energía a la máquina pulsando el interruptor a on
4. Seleccionar preferentemente el procedimiento C en el panel de control
5. Pulsar el botón start



6. Aumentar o disminuir la presión de trabajo en el reductor de presión, hasta conseguir la deflexión de 40% en cada probeta. La presión que ocasione esta deflexión de 40% será, por lo tanto, el valor de IFD
7. Pulsar el botón stop para la detención de la máquina.

### **6.1.2 Envejecimiento acelerado**

Para determinar el índice de envejecimiento de espuma de poliuretano, la norma ASTM D-3574 establece lo siguiente.

#### Objetivo

- Determinar la fuerza de soporte al 40% IFD
- Determinar pérdida de espesor
- Realizar Inspección visual de la probeta mientras se envejece ésta.

#### Aparatos

- Soporte de base perforada de 500x500x10 mm de dimensión
- Molde indentador de 250x250 mm, que ejerce la fuerza de 750N

#### Probeta a ensayar

- Asiento y espaldar de cualquier tipo

#### Medición inicial

- Medir el espesor del asiento y espaldar
- Medir la fuerza de soporte al 40% de fuerza de deflexión

#### Procedimiento

- Colocar el asiento y espaldar en el soporte de base perforada
- Resetear el contador
- Arrancar la máquina y fatigar el asiento y espaldar con 8000 ciclos (procedimiento A), 80000 ciclos (procedimiento B) o 12000 ciclos (procedimiento C).

#### Medición final

- Medir el espesor del asiento y espaldar
- Medir la fuerza de soporte al 40% IFD

#### Inspección y cálculo

- Realizar el análisis físico de la estructura celular por examen visual y comparar con muestra sin deformación.
- Calcular el porcentaje de la pérdida de espesor, como sigue

$$F_t = \frac{t_0 - t_f}{t_0} \times 100 \quad 6.1$$

Dónde:

$F_t$  = Pérdida de espesor en porcentaje.

$t_0$  = Espesor inicial de la probeta y

$t_f$  = Espesor final de la probeta

Calcular el porcentaje de pérdida de carga de soporte, como sigue

$$F_L = \frac{F_0 - F_f}{F(L_0)} \times 100 \quad 6.2$$

Dónde:

$F_L$  = Pérdida de fuerza de soporte al 40% IFD, en porcentaje

$F_0$  = Valor inicial de la fuerza de deflexión al 40% IFD, y

$F_f$  = Valor final de la fuerza de deflexión.

Nota: los aparatos indicados anteriormente vienen incorporado en la máquina fatigadora.

#### 6.2. Pruebas en vacío

Mediante esta prueba se ha hecho pequeños ajustes en los elementos neumáticos como, la fuga de aire en los conductos de entrada y salida de los cilindros, regulación del amortiguamiento y regulación de la presión de trabajo, etc. También se ha ajustado la carrera del grupo indentador.

No es aconsejable realizar este tipo de prueba sin haber primero ajustado correctamente el grupo indentador, es decir no debe haber contacto entre el plato o soporte de probeta con el grupo indentador, cumpliendo cuidadosamente estos detalles, se puede ejecutar la prueba en vacío, con el fin de comprobar el correcto funcionamiento de los elementos neumáticos y mecánicos.

### 6.3 Cálculos y resultados

Una vez finalizado el ensayo mediante el procedimiento A, se ha obtenido los valores que se muestra en las tablas siguientes.

**Tabla 6.1: ENVEJECIMIENTO DEL ESPÉCIMEN (ASIENTO)**

variables a medir	Ensayo 1				Prom	Ensayo 2				Prom	Ensayo 3				Prom
	IFD inicial, psi	80.2	80	78	81	<b>80</b>	62	62	63	61	<b>62</b>	80	80	79	80
IFD final, psi	75	74	75	73	<b>74</b>	61	60	61	60	<b>60.5</b>	78	77	78	79	<b>78</b>
Espesor inicial, mm	93	94	93	90	<b>92.5</b>	108	108	108	106	<b>107.5</b>	89	88	89	87	<b>88.2</b>
Espesor final, mm	88	88	86	90	<b>88</b>	101	100	100	99	<b>103</b>	86	86	87	85	<b>85.7</b>
Presión de trabajo, psi	65	60	62	65	<b>63</b>	65	65	65	65	<b>65</b>	65	65	65	65	<b>65</b>
Duración de ensayo, hrs	2	2	2	2	<b>2</b>	120	2	2	2	<b>2</b>	120	2	2	2	<b>2</b>
Nº Ciclos utilizados	8025	-	-	-	<b>7842</b>	7780	-	-	-	<b>7780</b>	7780	-	-	-	<b>7780</b>

**Tabla 6.2: ENVEJECIMIENTO DEL ESPÉCIMEN (ESPALDAR)**

Variables a medir	Ensayo 1				Prom	Ensayo 2				Prom	Ensayo 3				Prom
	IFD inicial, psi	80.2	80	81	80	<b>80.3</b>	62	62	63	62	<b>62.3</b>	58	58.2	58	57
IFD final, psi	76	76	75	76	<b>76</b>	58	58	57.5	57	<b>57.6</b>	56	56	56	55	<b>55.7</b>
Espesor inicial, mm	90	90	91	91	<b>90.5</b>	80	79	80	80	<b>79.7</b>	66	65	65	67	<b>65.7</b>
Espesor final, mm	84	83	84	81	<b>83</b>	75	75	74	75	<b>74.7</b>	65	62	63	63	<b>63.2</b>
Presión de trabajo, psi	65	65	65	65	<b>65</b>	65	65	65	65	<b>65</b>	65	65	65	65	<b>65</b>
Duración de ensayo, hrs	2	2	2	2	<b>2</b>	2	2	2	2	<b>2</b>	2	2	2	2	<b>2</b>
Nº Ciclos utilizados	8025	-	-	-	<b>8025</b>	7780	-	-	-	<b>7780</b>	7780	-	-	-	<b>7780</b>

### 6.3.1 Pérdida de espesor

Una de las formas de evaluar el comportamiento de la espuma es: determinando la pérdida de espesor. El accesorio utilizado es un molde indentador metálico de geometría normalizada que ejerce la fuerza de 700N sobre el asiento y espaldar durante 8000 ciclos.

#### Asiento

Evaluando la ecuación 6.1, con los valores de la tabla 6.1, se determina la pérdida de espesor en cada probeta.

#### ➤ Ensayo 1

$$F_t = \frac{92.5 - 88}{92.5} \times 100 = 4.86\%$$

#### ➤ Ensayo 2

$$F_t = \frac{107.5 - 103}{107.5} \times 100 = 4.19\%$$

#### ➤ Ensayo 3

$$F_t = \frac{88.2 - 85.7}{88.2} \times 100 = 2.83\%$$

### **Espaldar**

De la misma forma se determina la pérdida de espesor en los espaldares, utilizando los valores de la tabla 6.2.

- Ensayo 1

$$F_t = \frac{90.5 - 83}{90.5} \times 100 = 8.28\%$$

- Ensayo 2

$$F_t = \frac{79.7 - 74.7}{79.7} \times 100 = 6.27\%$$

- Ensayo 3

$$F_t = \frac{65.7 - 63.2}{65.7} \times 100 = 3.8\%$$

### **6.3.2 Pérdida de fuerza de soporte**

#### **Asiento**

El porcentaje de pérdida de fuerza de soporte se determina mediante la ecuación 6.2 y la tabla 6.1, como sigue

- Ensayo 1

$$F_L = \frac{80 - 74}{80} \times 100 = 7.5\%$$

- Ensayo 2

$$F_L = \frac{62 - 60.5}{62} \times 100 = 2.4\%$$

➤ Ensayo 3

$$F_L = \frac{79.7 - 78}{79.7} \times 100 = 2.13\%$$

## **Espaldar**

De la ecuación 6.2 y la tabla 6.2, se determina esta fuerza de soporte

➤ Ensayo 1

$$F_L = \frac{80.3 - 76}{80.3} \times 100 = 5.35\%$$

➤ Ensayo 2

$$F_L = \frac{62.3 - 57.6}{62.3} \times 100 = 7.5\%$$

➤ Ensayo 3

$$F_L = \frac{57.8 - 55.78}{57.8} \times 100 = 3.5\%$$

### **6.3.3 Representación gráfica de resultados**

En forma particular se ha envejecido un tipo de asiento y espaldar para obtener una curva que indique en forma más clara el comportamiento de la espuma, es decir la variación que sufre el espesor y la fuerza de soporte al aplicar una carga de 700N durante 8000 ciclos. En contraste con los ensayos anteriores, se ha tomado datos de espesores y fuerza de soporte en cada 500 y 1000 ciclos de martilleo.

El método que se aplica en este ensayo es el procedimiento A, con aproximadamente 70 veces de martilleo en un minuto durante 8000 ciclos. Los resultados de ensayo esta tabulada en las tablas siguientes.

**Tabla 6.3: ENVEJECIMIENTO DEL ESPÉCIMEN (ASIENTO)**

N° de ciclos	IFD (psi)	Pérdida de soporte ( $F_L$ )	Espesor inicial (mm)	Espesor final (mm)	Pérdida de espesor ( $F_t$ )
<b>0</b>	<b>98</b>	<b>0</b>	<b>96</b>	<b>96</b>	<b>0</b>
500	98	0	96	95.8	0.21
1000	95	3.06	96	95.5	0.52
1500	95	3.06	96	95.5	0.52
2000	95	3.06	96	95	1.02
4000	92	6.12	96	94.5	1.56
6000	90	8.16	96	94.3	1.77
7000	88	10.2	96	93.8	2.30
8000	85	13.26	96	93.2	2.90
9000	82	16.32	96	93	3.12

**Tabla 6.4: ENVEJECIMIENTO DEL ESPÉCIMEN (ESPALDAR)**

Nº de ciclos	IFD (psi)	Pérdida de soporte ( $F_L$ )	Espesor inicial (mm)	Espesor final (mm)	Pérdida de espesor ( $F_t$ )
0	65	0	67	67	0
500	65	0	67	66.8	0.30
1000	65	0	67	66.7	0.45
1500	63	3.07	67	66.3	1.04
2000	63	3.07	67	66	1.50
4000	62	4.61	67	65.8	1.80
6000	61	6.15	67	65.6	2.10
7000	60	7.69	67	65.3	2.53
8000	57	12.30	67	64.5	3.73
9000	52	20	67	64	4.50

### 6.3.3.1 Gráfica de pérdida de espesor

#### Asiento

En la gráfica, se puede notar que la pérdida de espesor varía en forma casi directa con el número de ciclo, por lo tanto, se puede considerar una relación lineal. La ecuación que gobierna esta curva está dada por:

$$F_t = kN \quad 6.3$$

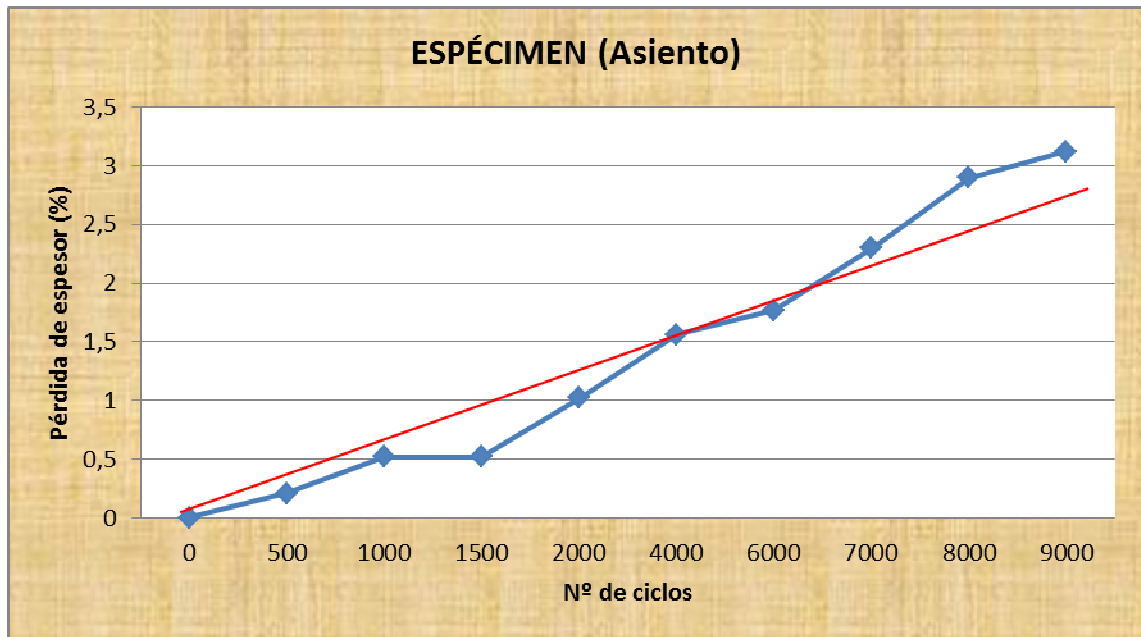
Dónde:

$F_t$  = Pérdida de espesor de la probeta en porcentaje

k = constante de proporcionalidad

N = número de ciclos





**Figura 6.1:** Pérdida de espesor del asiento

Para escribir la ecuación se calcula el valor de “k”.

$$k = \frac{\Delta F_t}{\Delta N} = \frac{F_{t2} - F_{t1}}{N_2 - N_1}$$

De la gráfica se escoge dos puntos y se determina k

$$k = \frac{2 - 1.5}{6500 - 4000} = 2 \times 10^{-4}$$

La ecuación que corresponde al gráfico es:

$$F_t = 2 \times 10^{-4} N$$

## Espaldar

De los resultados obtenidos se observa que el gráfico es una relación lineal, es decir hay una dependencia lineal entre las dos variables.

$$F_t = kN$$

6.5

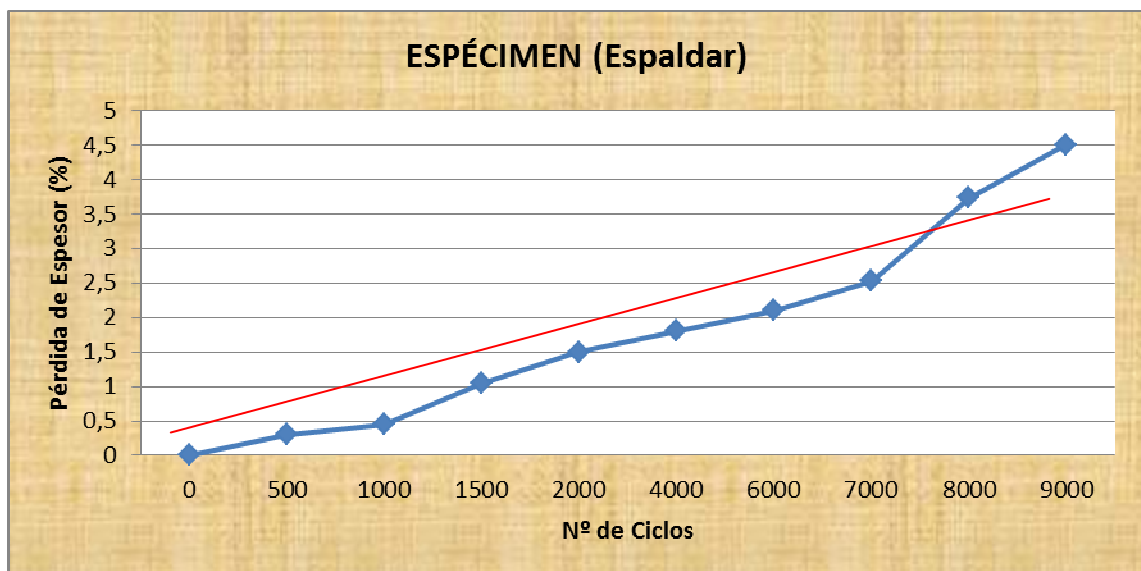
Cálculo de la constante k

$$k = \frac{2.5 - 1.5}{6500 - 2000} = 2.22 \times 10^{-4}$$

La ecuación que corresponde al gráfico es:

$$F_t = 2.22 \times 10^{-4} N$$

6.6



**Figura 6.2:** Pérdida de espesor del espaldar

### 6.3.3.1 Grafica pérdida de fuerza de soporte

#### Asiento

Al suavizar la curva se tiene una relación lineal, por lo tanto la ecuación que gobierna la gráfica es:

$$F_L = kN \quad \mathbf{6.7}$$

Dónde:

$F_L$  = Pérdida de fuerza de soporte

k = constante de proporcionalidad

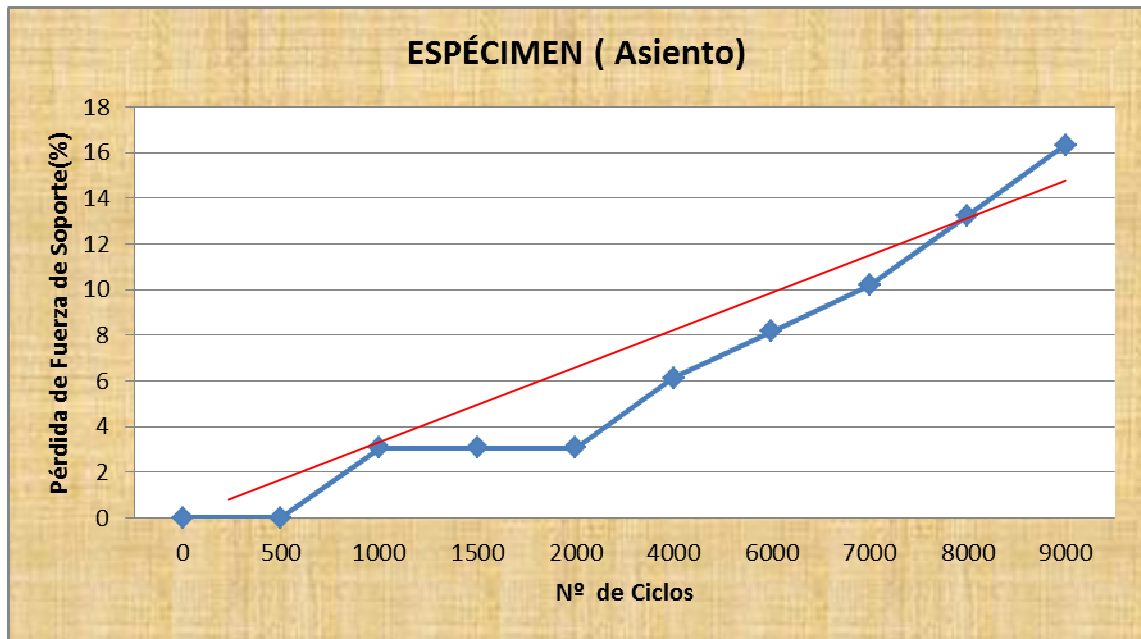
N = Número de ciclo

Cálculo de la constante k

$$k = \frac{10 - 3}{7000 - 1000} = 1.167 \times 10^{-3}$$

La ecuación que corresponde al gráfico es:

$$F_L = 1.167 \times 10^{-3} N \quad \mathbf{6.8}$$



**Figura 6.3:** Pérdida de espesor del espaldar

### 6.3.3 Análisis de resultados

En vista de que no existe norma que contemple el envejecimiento acelerado de asientos y espaldares, se ha hecho investigaciones necesarios para obtener datos como: el número de vueltas que realizan los buses dentro de la ciudad en un día y el número de paradas en cada recorrido, con estos datos se puede estimar los números de ciclos de compresión de asientos y espaldares para un periodo cualquiera.

**Tabla 6.5:** VALORES OBTENIDOS DE LA INVESTIGACIÓN

Número de vueltas al día	Número de paradas
6	30

Número paradas al día = (6) (30) = 180, luego se puede determinar el número de paradas en el año. Considerando que en cada parada el asiento y el espaldar suspende y soporta una carga de 700N (peso promedio de la persona), se llega a obtener el número de ciclos de martilleo en el año.

**Tabla 6.6: NÚMERO DE CICLOS POR AÑOS**

<i>1<sup>er</sup> año</i>	<i>2<sup>do</sup> año</i>	<i>3<sup>er</sup> año</i>	<i>4<sup>to</sup> año</i>	<i>5<sup>to</sup> año</i>
64800	129600	184400	259200	324000

En la siguiente tabla se resume las ecuaciones anteriores, las mismas que son evaluados con los valores de la tabla 6.6

**Tabla 6.7: PERDIDA DE ESPESOR EN PORCENTAJES**

	Asiento	Espaldar
	$F_t = 2 \times 10^{-4} N$	$F_t = 2.22 \times 10^{-4} N$
<i>1<sup>er</sup> año</i>	12.96	14.38
<i>2<sup>do</sup> año</i>	25.92	28.77
<i>3<sup>er</sup> año</i>	36.88	40.93
<i>4<sup>to</sup> año</i>	51.84	57.54
<i>5<sup>to</sup> año</i>	64.8	71.92

Discusión I: los cálculos obtenidos a partir de las tablas 6.1 y 6.2, muestran la pérdida de espesor y la pérdida de fuerza de soporte después de dos horas de fatiga, también se notó después de un periodo de reposo de una hora aproximadamente, las probetas tenían una recuperación apreciable en el espesor. Durante los ensayos, los asientos y espaldares mostraron un encogimiento tipo arruga en la superficie, indicando el envejecimiento de la espuma. El ensayo se realizó al 40% de IFD, es decir el espesor y la fuerza de soporte pueden reducirse hasta 40% para ser luego desechado.

Discusión II. Ha sido necesario realizar las gráficas para ver con claridad el comportamiento de las probetas. A partir de estas gráficas se han obtenido las ecuaciones correspondientes para determinar la durabilidad del material, una vez obtenido éstas, se ha evaluado la reducción de espesor y pérdida de fuerza de soporte, las cuales están tabuladas

en la tabla 6.7, es interesante observar como va incrementando la pérdida de espesor a medida que transcurre los años. Según la tabla 6.7, se observa que la pérdida de espesor en el tercer año es de 36.88% y de acuerdo a la norma ASTM 3574 el ensayo es realizado al 40% de IFD, comparando ambos valores se estima que el asiento y el espaldar tienen una duración de cuatro años aproximadamente.

## **6.4. Operación**

La correcta utilización de la Fatigadora implica el exacto conocimiento de las instrucciones que se detallan a continuación y de todos los riesgos ligados a un uso no correcto. La Fatigadora debe ser operada, por lo tanto, por personal autorizada.

En el capítulo VI de mantenimiento se encuentra detallada paso a paso, cómo operar la máquina Fatigadora, desde luego las instrucciones que se dan a continuación son muy importantes para su ejecución.

### **6.4.1 Fases para la operación del equipo**

#### **6.4.1.1 Dispositivos de mando en la botonera**

Es indispensable tener exacto conocimiento de estas botoneras

- InterruptorOn / Off (S1)
- Selector procedimiento (A)
- Selector procedimiento (B)
- Selector procedimiento (C)
- Pulsador Stop (S2)
- Pulsador Start (S3)
- PulsadorReset (R1)

#### **6.4.1.2 Regulación de la carrera del indentador**

En primer lugar se debe ajustar la carrera del indentador dependiendo del tipo de asiento y espaldar que tenga que ensayar, para ello aflojar la contratuerca del eje indentador y girar el molde indentador en sentido horario, para reducir la carrera del indentador y en sentido

anti horario, para conseguir un aumento en la carrera. Debe seguir los siguientes pasos para la regulación del indentador.

- Medir el espesor original del asiento y espaldar preferentemente en el centro.
- Determinar el 40% de su espesor, esta medida será por tanto la carrera que el grupo indentador debe recorrer.
- Ajustar el indentador a la medida determinada en paso 2.

#### **6.4.1.3 Regulación neumática**

Para la regulación neumática el sistema consta de un reductor de presión y de dos reguladores de caudal de aire, la presión de aire debe ser de 5 bares (70 psi), para aumentar o disminuir la presión actuar sobre la perrilla del reductor. En cuanto para ajustar el caudal de aire hay que girar la perilla de regulación en las válvulas reguladoras de caudal.

- En sentido horario disminuye el caudal de aire.
- En sentido antihorario aumenta el caudal de aire

#### **6.4.1.4 Puesta en marcha.**

Para iniciar el funcionamiento de la máquina se debe accionar el interruptor a on

- Asegurarse que el asiento y el espaldar estén colocados en sus respectivos soportes de base perforada antes de pulsar el botón Start.
- Seleccionar cualquiera de los procedimientos a ensayar A, B o C y pulsar el botón Start.
- Si se requiere realizar el ensayo mediante otros procedimientos se debe pulsar el botón Stop, el botón Reset y volver a realizar los pasos anteriores.
- La detención total de la máquina se obtiene accionando sobre el interruptor a Off.

## **CAPÍTULO VII**

### **7. MANTENIMIENTO Y COSTOS.**

#### **7.1. Mantenimiento.**

##### **7.1.1. Generalidades**

###### **7.1.1.1. Manual operativo**

El siguiente manual está dirigido al operador y sobre todo al personal que tiene la responsabilidad de utilizar correctamente la máquina a fin de conseguir una buena seguridad operacional. Se recomienda, por lo tanto leerlo con atención, especialmente las partes relativas a las advertencias y a las modalidades del uso, y conservarlo preferiblemente junto a la máquina, de modo que esté siempre disponible para cualquier consulta.

###### **7.1.1.2. Presentación.**

Las fatigadoras de espuma de poliuretano son máquinas automáticas equipadas con un grupo indentador vertical, base o soporte de descanso y el grupo neumático.

##### **7.1.2. Normas de referencia.**

La fatigadora está diseñada y construida en conformidad con la siguiente norma:  
ASTM –D-3574

##### **7.1.3. Instalación de la máquina.**

###### **7.1.3.1. Reglas generales de seguridad en la instalación de la fatigadora**

- El encargado de la máquina debe ser instruido sobre el uso correcto de la máquina.
- Los dispositivos de la fatigadora, previstos en la máquina deben ser regulados correctamente.

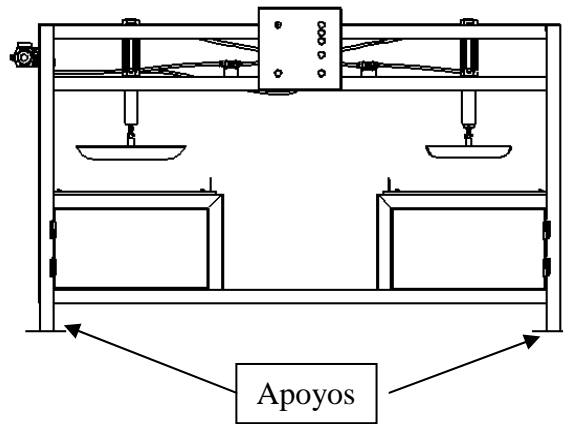


- Verificar, antes de iniciar cada ensayo y antes de encender la máquina, que los órganos de mando y trabajo estén libres de cualquier material que obstruya el ritmo normal de operación.
- El operario debe vestir ropa idónea desde punto de vista de seguridad. Acordarse siempre el uso de indumentaria que pueda ser objeto de estorbo o enganche.
- Antes de activar cualquier operación con la máquina asegurarse que alrededor del área del trabajo no haya presentes personas u otros obstáculos que pudieran ser fuente de peligro.
- Asegurarse de que el cable de conexión a la red eléctrica se encuentre, bien estirado y no enrollado.
- Es necesario que el operador siempre reflexione sobre las posibles consecuencias antes de acercarse con las manos a las zonas más peligrosas.
- Tener la máquina siempre apagada cuando no se utiliza.
- No tocar o manipular las zonas que actúen movimientos sin haber apagado la máquina.

#### **7.1.4. Desplazamiento y colocación de la máquina.**

Se debe tomar todo cuidado posible en la ejecución de levantamiento y desplazamiento de la máquina, con la finalidad de prevenir eventuales peligros debidos a movimientos imprevistos, que podrían provocar daños a personas o cosas.

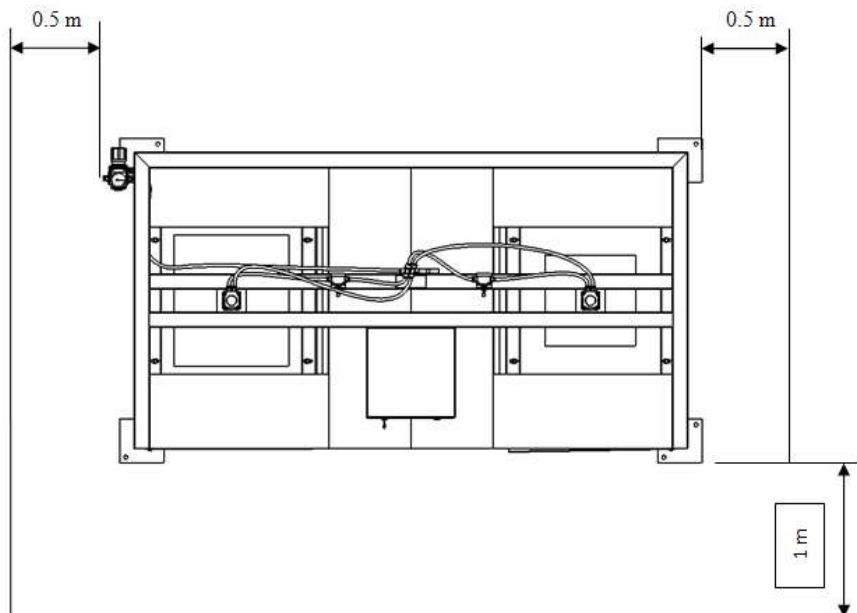
La colocación de la máquina debe efectuarse en un plano apto para sostener el peso de la máquina y en la posición más óptima, según las exigencias operativas, situándola en un lugar donde su conexión eléctrica sea fácil de realizar. Una vez instalada la máquina, hay que verificar la estabilidad si no lo hay, se debe alinear los apoyos hasta conseguir una buena estabilización y nivelación.



**Figura 7.1:** Esquema de la máquina fatigadora de asientos y espaldares.

#### 7.1.5. Dimensiones y zona de seguridad

Dentro de las zonas de seguridad, las cuales vienen detalladas en la siguiente figura, es necesario prestar la máxima atención, evitando ser ocupadas por objetos que obstaculicen el trabajo.



**Figura 7.2:** Esquema de la máquina fatigadora y zonas de seguridad.

#### **7.1.6. Instalación eléctrica.**

Para realizar la instalación eléctrica de la máquina, hay que aflojar los tornillos de sujeción del panel de control, encontrando en su interior un toma corriente. Se recomienda no conectar la máquina a la red eléctrica hasta que no sea colocada correctamente en el lugar previsto y habiendo verificado antes que el voltaje de línea sea igual al indicado para su operación (120 voltios).

#### **7.1.7. Instalación neumática.**

La conexión a línea va efectuada con un tubo PVC con diámetro interior de 6 mm. Conectar en el grupo de tratamiento de aire (Unidad Técnica de Mantenimiento) mediante el racor suministrado en el regulador de presión.

La unidad técnica de mantenimiento está formada por el Filtro, el cual purifica el aire y de la humedad que podrían dañar los elementos neumáticos.

El reductor de presión permite regular la presión de trabajo de la máquina al valor óptimo que es de 5 bar (70 psi aproximadamente), y el lubricador introduce una pequeña cantidad regulable de aceite para lubricar todos los cilindros, válvulas y piezas en movimiento, teniendo la precaución que no falte nunca este, pues el aire seco (después del filtro) sería perjudicial.

#### **7.1.8. Montaje molde espaldares y asientos.**

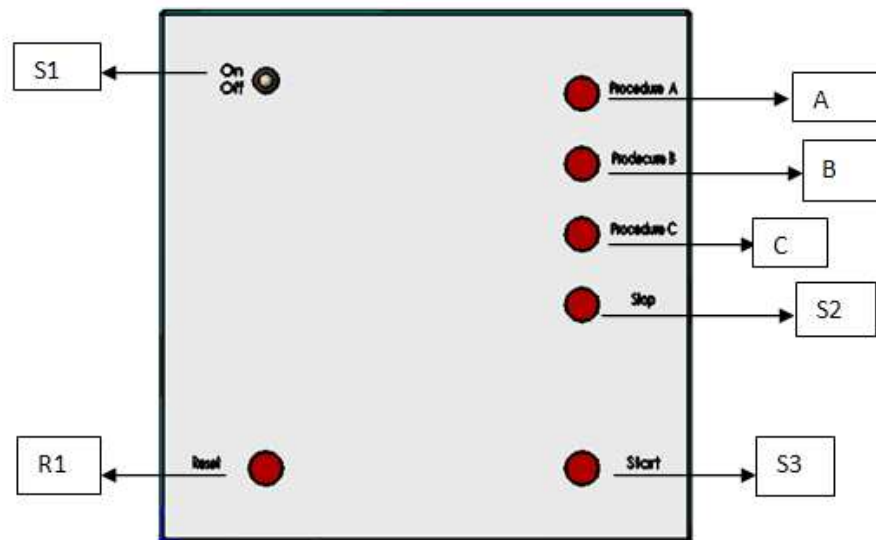
Introducir el molde indentador sobre soporte de base perforada, girar en sentido horario de manera que la hembra del molde enrosque con el macho del eje indentador y realizar la regulación hasta conseguir una deflexión de 40% del espesor de la probeta, posteriormente fijar con la contratuerca previsto en el eje. Hay que considerar que la regulación del molde depende del tipo de asiento y espaldar a ensayar.

#### **7.1.9. Ajuste y puesta en marcha.**

##### **7.1.9.1. Dispositivos de mando en la botonera**

- Interruptor On / Off (S1)
- Selector procedimiento (A)

- Selector procedimiento (B)
- Selector procedimiento (C)
- Pulsador Stop (S2)
- Pulsador Start (S3)
- PulsadorReset (R1)



**Figura 7.3:** Panel de control.

#### 7.1.10. Puesta en marcha.

Para iniciar la máquina se debe accionar el interruptor a On.

- Asegurarse que el asiento y el espaldar estén colocados en sus respectivos soportes antes de pulsar el botón Start.
- Seleccionar cualquiera de los procedimientos a ensayar y pulsar el botón Start.
- Si se requiere realizar el ensayo mediante otros procedimientos se debe pulsar el botón Stop, accionar el botón Reset y seleccionar uno de los procedimientos y volver a realizar los pasos anteriores.
- La detención total de la máquina se obtiene accionando sobre el interruptor a Off.

### 7.1.11. Regulación de la carrera del indentador o abollador.

Es necesario ajustar la carrera del indentador siempre que se cambie el tipo de asiento y espaldar a ensayar para ello aflojar la contratuerca del eje indentador y girar el molde en sentido horario para reducir la carrera del indentador y en sentido antihorario para conseguir un aumento en la carrera.

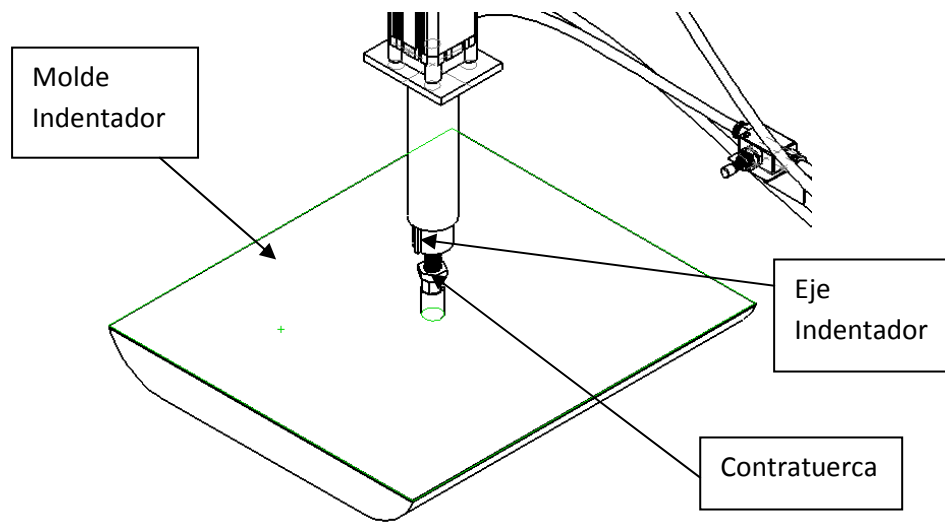


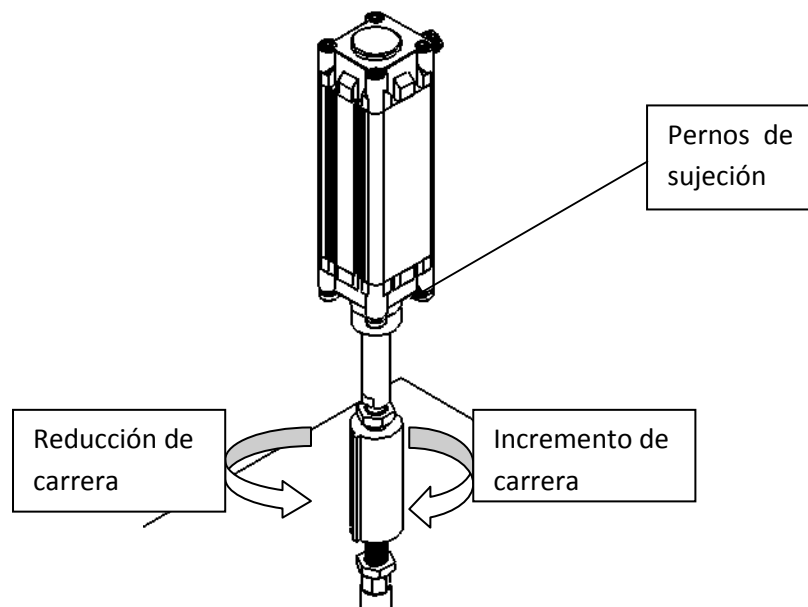
Figura 7.4: Grupo indentador vertical.

#### 7.1.11.1. Segundo método de regulación.

Otra forma de regular la carrera del indentador es ajustando el vástago del cilindro neumático. Hay que acudir a este tipo de regulación solo si los espesores de asientos o espaldares son relativamente delgados y por tanto requieren mayor carrera de compresión.

Pasos para la regulación del indentador.

- Desmontar el molde indentador
- Aflojar los pernos de sujeción del cilindro neumático y extraerlo hacia exterior.
- Una vez extraído puede variar la carrera girando el eje indentador en sentido horario para reducir y en sentido antihorario para aumentar la carrera del indentador.
- Posteriormente realizar el montaje del cilindro y el molde indentador.



**Figura 7.5:** Esquema del eje indentador.

### 7.1.12. Regulación neumática

La regulación neumática consta de un reductor de presión y de dos reguladores de caudal de aire, a ambos cilindros neumáticos se le suministra una presión aproximada de 5 bar, la cual entra por la parte superior del pistón presionando el grupo indentador hacia abajo.

El funcionamiento es el siguiente:

Accionando el pulsador Start se excita el solenoide de la electroválvula, esta dirige el aire comprimido del compresor hacia la cámara de los cilindros por la parte superior del pistón haciendo, por tanto, avanzar el grupo indentador hacia debajo. El aire comprimido de la sección anular del cilindro pasa a la atmosfera a través del regulador de caudal y la electroválvula.

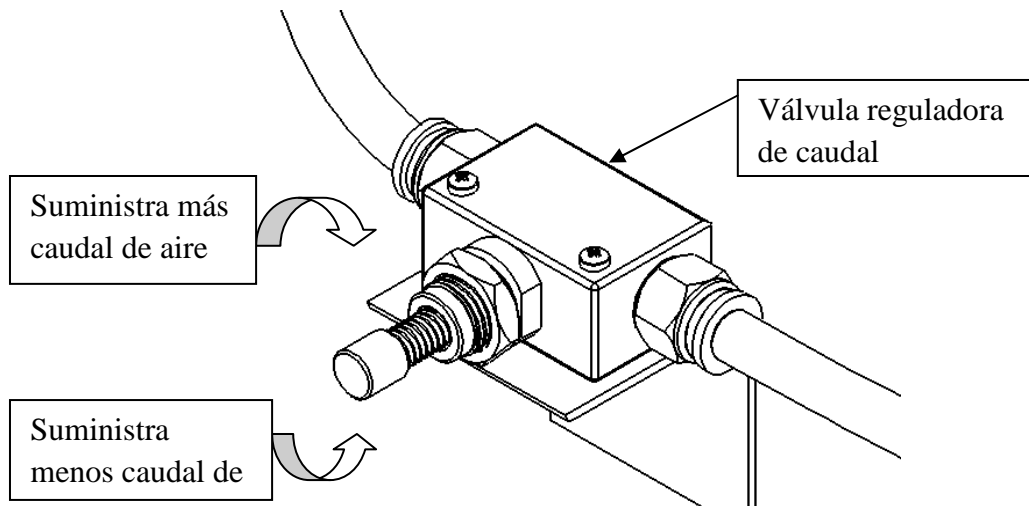
El proceso es automático cuando se cumple un cierto tiempo, el programa desexcita el solenoide de la electroválvula, haciendo que esta cambie de posición ya que la electroválvula es monoestable (accionada por solenoide y retorno por muelle), de esta manera el grupo indentador se eleva suspendiendo la fuerza de martilleo.

La velocidad de avance y retorno del grupo indentador está en función del caudal suministrada a los cilindros, por lo tanto, para regular el flujo de aire hay que actuar sobre

estos reguladores de caudal. El caudal de aire deberá ser aproximadamente de  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ , si el flujo de aire está por debajo de este valor el grupo indentador no avanzará totalmente su carrera ya que el programa cambiará la posición de la electroválvula en función del tiempo programado.

Una forma práctica de obtener el caudal requerido es observar que el embolo del cilindro salga completamente, es decir recorra los 10 centímetros de su carrera en el tiempo programado, si no lo está hay que girar la perilla de regulación en las válvulas reguladoras de caudal.

- En sentido horario disminuye el caudal de aire.
- En sentido antihorario aumenta el caudal de aire



**Figura 7.6:** Esquema de la válvula reguladora de caudal.

Vale mencionar que los tiempos requeridos están programados de acuerdo a los procedimientos A, B, C de la norma ASTM D 3574 para durabilidad.

### **7.1.13. Mantenimiento.**

Antes de iniciar el mantenimiento la máquina debe estar totalmente desconectada eléctrica y neumáticamente.

#### **7.1.13.1. Mantenimiento ordinario.**

Este mantenimiento se realizará diariamente antes de la puesta en marcha y consiste en:

- Comprobar antes de arrancar la máquina que no hay ningún elemento que obstruya el correcto movimiento del grupo pudiendo ocasionar desperfectos en este o daños personales.
- Verificar que la presión del aire en el reductor sea la correcta
- Observar que el asiento y el espaldar estén correctamente colocados en su base.
- Limpieza de la zona de trabajo
- Verificar el estado de cable de alimentación de red que no presente cortes o quemaduras.
- Observar que el molde indentador esté libre de materiales.

#### **7.1.13.2. Mantenimiento extraordinario.**

Este mantenimiento se realizará mensualmente, aunque dependiendo de la frecuencia con la que se realiza el ensayo puede variar hasta trimestralmente.

- Realizar todos los pasos del mantenimiento ordinario.
- Comprobar la seguridad de la instalación eléctrica.
- Chequear el funcionamiento correcto de los componentes neumáticos
- Cubrir mínimamente con grasa el grupo indentador.

Como nota informativa es necesario tener siempre presente la observación de la válvula reductora de presión que marque la presión de trabajo de 5 bares.

#### **7.1.14. Lista de problemas y soluciones.**

##### **7.1.14.1. La máquina no funciona correctamente:**

- Comprobar la presión de aire en la entrada de la máquina (debe ser siempre de 5 bar) si ésta, es inferior a 5 bar, la máquina sufrirá golpeteo por escases de aire.



- El caudal de aire debe ser aproximadamente de 15 m<sup>3</sup>/h, si no lo está, hay que actuar sobre las válvulas reguladoras de caudal, para ello seguir los pasos indicados en el ítem 7.1.12 regulación neumática.
- La máquina fatigadora debe estar siempre con carga, antes de poner en marcha es decir los asientos y espaldares a ensayar deben estar sobre los soportes de base perforada.

## 7.2. Análisis de Costos

El costo total de la máquina se clasifica en costos directos y costos indirectos.

### 7.2.1. Costos directos

#### 7.2.1.1. Costo de materiales (Cm)

Las Tabla 7.1, muestra los costos de cada uno de los materiales empleados en la máquina, así como los costos de los elementos que han sido seleccionados y comprados, para la máquina de resistencia y envejecimiento de asientos y espaldares.

La primera columna indica la cantidad de cada uno de los elementos, la segunda el tipo de material, la tercera indica la unidad en que se puede adquirir el material, la cuarta el costo unitario y la última indica el costo total. Se detalla a continuación la tabla donde constan los costos de materiales necesarios para la construcción:

**Tabla 7.1: COSTOS DE MATERIALES PARA LA MÁQUINA DE ENSAYO**

<b>Máquina de Ensayo de Resistencia y Envejecimiento.</b>				
<b>Cantidad</b>	<b>Material</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
7	Tubo cuadrado 50x50x2	mm	15	105
51	Plancha de 500x610 x10	kg	1,94	98,94
20	Placa de 200x200x4 mm	kg	1,94	38,8
3	Plancha de tol de	m	31,25	93,75

	1/20"			
2	Plancha Corrugada Inoxidable	m	58,04	116,08
2	Platina	m	5	10
8	Plancha de 350x350x4 mm	kg	1,94	15,52
4	Eje de acero de transmisión M 50x35 mm	kg	4,1	16,4
2	Eje de acero de transmisión M 55x40	kg	4,75	9,5
3,5	Eje de acero de transmisión 1 1/2"	kg	2,15	7,53
1	Electroválvula	Unidad	101,56	101,56
2	Cilindros Neumáticos	Unidad	114,29	228,58
1	Válvula	Unidad	49,84	49,84
10	Tubo de Poliuretano	m	2,02	20,2
4	Final de Carrera	Unidad	11,63	46,52
2	Regulador de Caudal	Unidad	26,63	53,26
1	Regulador de Presión	Unidad	50	50
24	Conectores Rectos 1/4	Unidad	1,61	38,64
2	Conectores Rectos 1/2	Unidad	2,51	5,02
2	Conectores T	Unidad	3,4	6,8
2	Silenciador	Unidad	2,25	4,5
	Elementos de Pintura	Unidad	49,2	49,2

	Elementos Electrónicos	Unidad	200	200
			Total	<b>1365,64</b>

### 7.2.1.2 Costo de mano de obra (CMO)

Para determinar este valor se multiplica el número de horas que emplea un obrero en realizar ésta máquina detallada en la tabla 7.2, por el valor de una hora de trabajo obtenida del técnico.

**Tabla 7.2: COSTO DE MANO DE OBRA.**

Descripción	Horas	Costo (\$/Hora)	Costo Total (\$)
<b>Tornero</b>	14	1.875	26,75
<b>Soldador</b>	10	1.875	18,75
<b>Eléctrico</b>	15	1.875	28,125
<b>Trabajador I</b>	25.5	1.875	47,813
<b>Trabajador II</b>	17	1.875	31,875
<b>Total</b>			153,13

### 7.2.1.3. Costo de equipos (CE)

Para determinar el costo de equipos se multiplica el número de horas utilizadas en cada máquina especificada en la tabla 7.3 y el costo de utilización de ellos, se detallada en la siguiente tabla:

**Tabla 7.3: COSTO DE EQUIPOS.**

<b>Maquina o equipo</b>	<b>Horas</b>	<b>Costo (\$/hora)</b>	<b>Total (\$)</b>
<b>Torno</b>	19	7	133
<b>Soldadora</b>	15	6	90
<b>Pulidora</b>	25	2	50
<b>Sierra eléctrica</b>	6	2.5	15
<b>Taladro pedestal</b>	5	2	10
<b>Plasma</b>	5	8	40
<b>Compresor</b>	60	5	300
	<b>Total</b>		<b>638</b>

#### **7.2.1.4. Costo transporte**

Este valor es aproximadamente \$70, representa la movilización de elementos utilizados y del equipo desde el lugar de construcción (Riobamba) hasta el lugar de operación de la máquina (Ambato)

#### **7.2.2. Costos indirectos**

##### **7.2.2.1. Costo utilidad**

Normalmente este valor representa de 20 a 30% del costo de la máquina, pero por tratarse de una tesis de grado, este no se lo tomó en cuenta.

##### **7.2.2.2. Costo ingenieril.**

Se debe tomar en cuenta que el costo ingenieril es muy esencial para el diseño y construcción de la máquina, pero en este caso no se tomará, por ser una tesis de grado.

### 7.2.3. Resumen de costos

En la siguiente tabla se detallan los costos para la construcción de la máquina fatigadora.

**Tabla 6.1: RESUMEN DE COSTOS**

	<b>Material</b>	<b>Mano de Obra</b>	<b>Equipos</b>	<b>Transporte</b>	<b>Utilidad (30%)</b>	<b>Total</b>
<b>Máquina de Ensayo</b>	1365.64	153,13	638	70	668.031	2226,77

## CAPÍTULO VIII

### 8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

#### 8.1. Conclusiones.

- Se diseñó y construyó un equipo de ensayos para pruebas de deformación y resistencia de asientos y espaldares de espuma de poliuretano para autobuses, seleccionando las alternativas más adecuadas, mediante el uso de un sistema neumático el cual nos brinda estabilidad, precisión y bajo las especificaciones de la norma ASTM D3574
- Para la automatización de los métodos de ensayo se utilizó un micro controlador, el cual controla los ciclos de duración en cada uno de los procedimientos realizados.
- El diseño, construcción y ensamblaje de la máquina está hecho de acuerdo a los requerimientos de la empresa CEPOLFI INDUSTRIAL, las mismas que han sido verificadas en el momento de su funcionamiento.
- Se ha utilizado de manera más óptima los materiales, para abaratar costos de fabricación.
- Para la prueba realizada se puede concluir que la espuma de poliuretano es un material muy resistente y tiene un alto índice de recuperación.

- Mediante el ensayo realizado de fatiga, los asientos y espaldares tienen una durabilidad y resistencia para un tiempo de 4 años, debido que en este periodo pierden las propiedades físicas el material.

## **8.2. RECOMENDACIONES.**

- Leer el manual de operación y mantenimiento antes de manipular la máquina.
- Hacer trabajar el equipo a una presión mínima de 70 psi, para evitar que el regulador de presión y los cilindros neumáticos se averíen.
- Para garantizar la fuerza de 78 kg en los moldes, la presión debe mantenerse constante, no menor a 70 Psi.
- La máquina debe llevar una unidad técnica de mantenimiento (UTM), antes del regulador de presión para purificar el aire de alimentación.
- Se recomienda que la máquina debe tener su propia línea de aire para su buen funcionamiento, caso contrario los resultados de los ensayos serian erróneos.
- La fuente de alimentación eléctrica debe ser de 110 voltios, para evitar daños en el circuito de control.
- Después de cada ensayo de fatiga, pulsar el botón reset de la máquina para evitar la acumulación de datos en la memoria interna del microcontrolador.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] ANGUITA, Delgado Ramón. Moldeo por Compresión y Transferencia. Lima: Blume, 1975. Pp. 125 – 126
- [2] ECHEVERRÍA, G. Magdy. Polímeros. 3ra. ed. México: Asher, 2005. Pp. 35
- [3] WITTCOFF, Harold A., Reuben Bryan G. Productos Químicos Orgánicos Industriales: Materias Primas y Fabricación. 7 ma. ed. México: Limusa, 1985. Pp. 112 – 115; 221 - 224
- [4] FLORY, Paul J. Principles of Polymer Chemistry. 6ta. ed. Boston: Cornell University Press, 1982. Pp. 198 – 202
- [5] HART, Harold, Hart David J. Craine Leslie E. Química Orgánica. 9na. ed. México: McGraw-Hill- Interamericana, 1995. Pp. 222 – 224
- [6] HAMROCK, Bernard J. Jacobson. Elementos de Máquinas. México: McGRAW-HILL, 2005. Pp. 232 – 233; 272 – 275; 360
- [7] SHIGLEY, Joseph E. Mischke, Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta. ed. México: McGRAW-HILL, 2000. Pp. 45 – 48; 270 – 280; 302 – 320; 360 – 372
- [8] GREENE W. Richard. Compresores, Selección, Uso y Mantenimiento. 3ra. ed. México: McGraw-Hill, 1989. Pp. 15 – 20

- [9] TRINKS, W. Mawhinney H. Hornos Industriales. 3ra. ed. Rusia: Urmo, 1976.  
Pp. 56 - 87
- [10] CHAPMAN, Stephen J. Maquinas Eléctricas. 3ra. ed. México: McGRAW-HILL,  
1999. Pp. 8 – 15
- [11] REYES, Carlos A. MicrocontroladoresPIC. Ecuador: Editorial Gráficas Ayerve C.  
A., 2004. Pp. 38 – 61.

## BIBLIOGRAFÍA

- ANGUITA, Delgado Ramón. Moldeo por Compresión y Transferencia. Lima: Blume,
- CHAPMAN, Stephen J. Maquinas Eléctricas. 3ra. ed. México: McGRAW-HILL, 1999.
- ECHEVERRÍA, G. Magdy. Polímeros. 3ra. ed. México: Asher, 2005.
- FLORY, Paul J. Principles of Polymer Chemistry. 6ta. ed. Boston: Cornell University Press.
- GREENE W. Richard. Compresores, Selección, Uso y Mantenimiento. 3ra. ed. México: McGraw-Hill, 1989.
- HAMROCK, Bernard J. Jacobson. Elementos de Máquinas. México: McGRAW-HILL, 2005.
- HART, Harold, Hart David J. Craine Leslie E. Química Orgánica. 9na. ed. México: McGraw-Hill- Interamericana, 1995.
- REYES, Carlos A. MicrocontroladoresPIC. Ecuador: Editorial Gráficas Ayerve C. A., 2004.
- SHIGLEY, Joseph E. Mischke, Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta. ed. México: McGRAW-HILL, 2000.
- TRINKS, W. Mawhinney H. Hornos Industriales. 3ra. ed. Rusia: Urmo, 1976
- WITTCOFF, Harold A., Reuben Bryan G. Productos Químicos Orgánicos Industriales: Materias Primas y Fabricación. 7 ma. ed. México: Limusa, 1985.

## **LINKOGRAFÍA**

### **ESPUMA DE POLIURETANO**

[http://es.wikipedia.org/wiki/Espuma\\_de\\_poliuretano](http://es.wikipedia.org/wiki/Espuma_de_poliuretano)

15-06-2010

### **COMPRESORES**

<http://www.bastan.es/pagproductos/compresores>.

22-06-2010

### **SISTEMAS NEUMÁTICOS.**

<http://guindo.pntic.mec.es/~crangil/neumatica.htm>

22-06-2010

<http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers.pdf>

07-09-2010

<http://www.iesgrancapitan.org/profesores/mdmartin/Neum.pdf>

18-11-2010

### **CILINDROS NEUMÁTICOS.**

<http://www.directindustry.es/prod/festo/cilindros-neumaticos-compactos-4735-62478.html>

08-02-2011

# **ANEXOS**

## ANEXO 1: Selección del Cilindro Neumático

### Cilindros de carrera corta, Serie KHZ Ø 12-100 mm, doble efecto, pistón magnético



#### Datos técnicos

Tipo	Cilindro	
Presión de servicio	1 ... 10 bar	
Rango de temperatura ambiental	-25 °C ... +80 °C	
Fluido	Aire comprimido, lubricado o no	
Materiales	Vástago Cuerpo	Acero inoxidable Perfil de aluminio anodizado

#### ► Campo de aplicación

Adecuado para sujetar  
Para Ø 60 y 100 mm amortiguación elástica en el émbolo



#### Información técnica

Diá. cilindro [mm]	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	
Fuerza del émbolo, teórica	58	106	164	258	422	665	1035	1752	2656	4145	
de 6 bar	45	91	137	228	364	560	871	1584	2397	3886	
Peso	a carr. de 0 mm [kg]	0,050	0,065	0,092	0,178	0,195	0,285	0,388	0,636	1,222	2,385
	cada carr. de 5 mm [kg]	0,056	0,075	0,098	0,190	0,238	0,326	0,423	0,681	1,332	2,508

#### ► Números de referencia

Diá. cilindro	12	16	20	25	32
Rosca del vástago	M3	M5	M5	M5	M6
Orificios roscados	M5	M5	M5	G 1/8	G 1/8
Carrera					
5	0822010600	0822010610	0822010620	0822010630	0822010640
10	0822010601	0822010611	0822010621	0822010631	0822010641
15	0822010602	0822010612	0822010622	0822010632	0822010642
20	0822010603	0822010613	0822010623	0822010633	0822010643
25	0822010604	0822010614	0822010624	0822010634	0822010644
30	0822010605	0822010615	0822010625	0822010635	0822010645
40	0822010606	0822010616	0822010626	0822010636	0822010646
50	-	-	0822010627	0822010637	0822010647

## ANEXO2: Selección de la Electroválvula

### OPERATIONAL BENEFITS

1. The 4-way pilot develops maximum shifting forces both ways.
2. Memory spring available.
3. Balanced spool, immune to variations of pressure, also provides high flow.
4. Short stroke with high flow.
5. Bonded spool with minimum friction, shifting in a glass-like finished bore.
6. Wiping effect eliminates sticking.
7. Long service life.

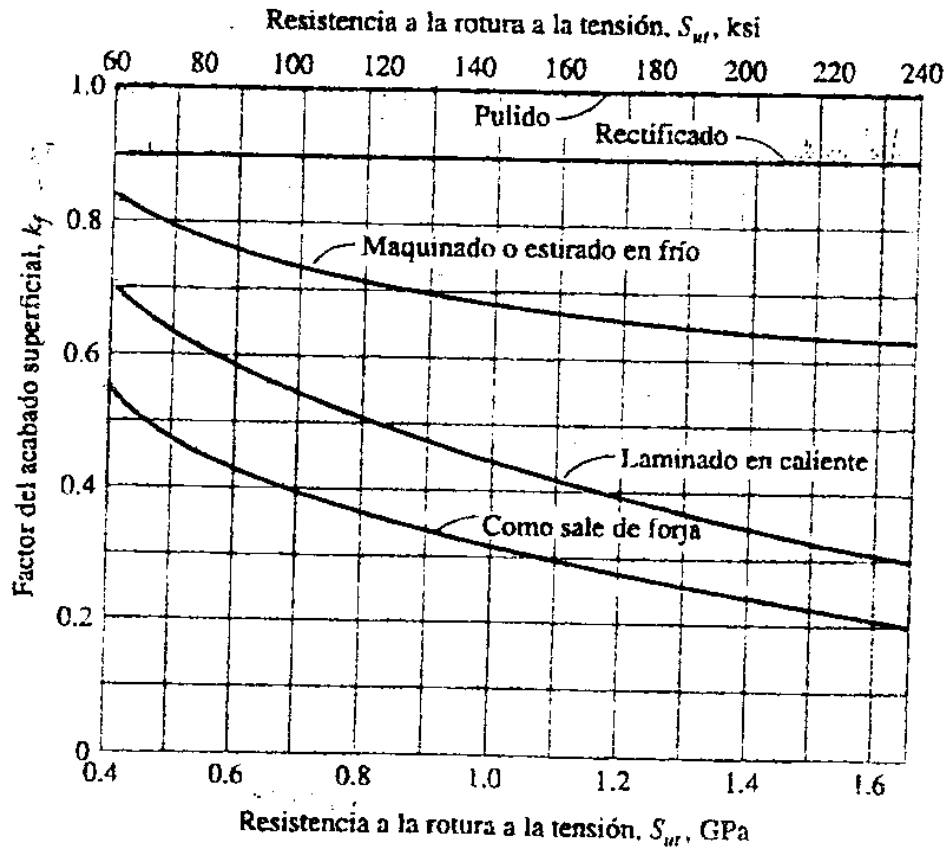


### HOW TO ORDER

#### SINGLE PRESSURE MODELS

Port size	Pilot air	5/2 Single operator	5/2 Double operator	5/3 Closed center	5/3 Open center	5/3 Pressure center
<b>1/8" NPTF</b>	Internal	411A-A0A-XX-XXXX-XXX	421A-A0A-XX-XXXX-XXX	451A-A0A-XX-XXXX-XXX	461A-A0A-XX-XXXX-XXX	471A-A0A-XX-XXXX-XXX
<b>1/4" NPTF</b>		411A-B0A-XX-XXXX-XXX	421A-B0A-XX-XXXX-XXX	451A-B0A-XX-XXXX-XXX	461A-B0A-XX-XXXX-XXX	471A-B0A-XX-XXXX-XXX
<b>1/8" NPTF</b>	External	411A-A0B-XX-XXXX-XXX	421A-A0B-XX-XXXX-XXX	451A-A0B-XX-XXXX-XXX	461A-A0B-XX-XXXX-XXX	471A-A0B-XX-XXXX-XXX
<b>1/4" NPTF</b>		411A-B0B-XX-XXXX-XXX	421A-B0B-XX-XXXX-XXX	451A-B0B-XX-XXXX-XXX	461A-B0B-XX-XXXX-XXX	471A-B0B-XX-XXXX-XXX

### ANEXO 3: Factor de acabado superficial $k_f$





## ANEXO 4: Factor de acabado superficial

**Tabla 7.3** Factor de acabado superficial. [J.E. Shigley y L.D. Mitchell, *Mechanical Engineering Design*, 4E, © 1983 por McGraw-Hill. Reimpreso con autorización de The McGraw-Hill Companies].

Proceso de manufactura	Factor $e$		Exponente $f$
	MPa	ksi	
Esmerilado	1.58	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	2.70	-.265
Laminado en caliente	57.7	14.4	-.718
Ninguno (como sale de forja)	272.0	39.9	-.995

ANEXO 5: Factor de confiabilidad  $k_c$ .

**Tabla 7.4** Factores de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.

Probabilidad de sobrevivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, $k_c$
50	1.00
90	.90
95	.87
99	.82
99.9	.75
99.99	.70

## ANEXO 6: Propiedades de los materiales.

**Tabla A.1** Propiedades de metales ferrosos.

Material	Densidad, kg/m <sup>3</sup>	Módulo de elasticidad, psi × 10 <sup>6</sup> (GPa)	$S_y$ Resistencia a la fluencia, ksi (MPa)	$S_{ut}$ Resistencia a la rotura, ksi (MPa)	Ductilidad, %AL en 2 pulg	Razón de Poisson	Conductividad térmica, W/m·°C	Coefficiente de dilatación térmica, (°C) <sup>-1</sup> × 10 <sup>-6</sup>
Hierro	7 870	30 (207)	19 (130)	38 (260)	45	0.29	80	11.8
Hierro fundido gris	7 150	Variable	—	18 (125)	—	Variable	46	10.8
Hierro fundido nodular	7 120	24 (165)	40 (275)	60 (415)	18	0.28	33	11.8
Hierro fundido maleable	7 200–7 450	25 (172)	32 (220)	50 (345)	10	0.26	51	11.9
Acero al bajo carbono (AISI 1020)	7 860	30 (207)	43 (295)	57 (395)	37	0.30	52	11.7
Acero al medio carbono (1040)	7 850	30 (207)	51 (350)	75 (520)	30	0.30	52	11.3
Acero al alto carbono (AISI 1080)	7 840	30 (207)	55 (380)	89 (615)	25	0.30	48	11.0
Aceros inoxidables								
Tipo ferrítico 446	7 500	29 (200)	50 (345)	80 (552)	20	0.30	21	10.4
Tipo austenítico 316	8 000	28 (193)	30 (207)	80 (552)	60	0.30	16	16.0
Tipo martensítico 410	7 800	29 (200)	40 (275)	70 (483)	30	0.30	25	9.9

## ANEXO 7: Catálogo tubo cuadrado

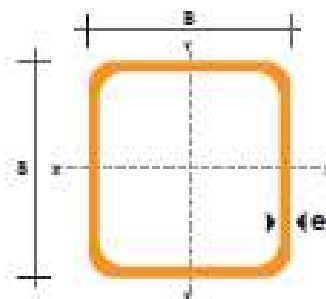
### TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

#### Especificaciones Generales

<b>Norma:</b>	ASTM A-500
<b>Acabamiento:</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal:</b>	6mts.
<b>Otros largos:</b>	Por vía Consulta
<b>Dimensiones:</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espesor:</b>	Desde 2,0mm a 5,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,59	0,58	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,60	0,60	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,67	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,67	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,08	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,26
40	2,0	2,41	2,94	8,00	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,25	2,85	11,05	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,91	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,96	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,05	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,48	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,80	3,66
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,64
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,60
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,54



## ANEXO 8: Planchas de acero.

### PLANCHAS PL



REDUCCION DE FRACCIONES DE PULGADAS A MILIMETROS					
PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS	MILIMETROS
1/128	= 0.20	25/64	= 9.92	27/32	= 21.43
1/64	= 0.40	13/32	= 10.32	55/64	= 21.83
3/128	= 0.60	27/64	= 10.72	7/8	= 22.23
1/40	= 0.84	7/16	= 11.11	57/64	= 22.62
1/32	= 0.79	29/64	= 11.51	29/32	= 23.02
1/25	= 1.02	15/32	= 11.91	59/64	= 23.42
3/64	= 1.19	31/64	= 12.30	15/16	= 23.81
1/20	= 1.27	1/2	= 12.70	61/64	= 24.21
1/16	= 1.59	33/64	= 13.10	61/32	= 24.61
5/64	= 1.98	17/32	= 13.48	63/64	= 25.00
3/32	= 2.38	35/64	= 13.89	1	= 25.40
7/64	= 2.78	9/16	= 14.29	11/10	= 27.00
1/8	= 3.18	37/64	= 14.68	11/8	= 28.60
9/64	= 3.57	19/32	= 15.08	15/16	= 30.20
5/32	= 3.97	39/64	= 15.48	11/4	= 31.70
11/64	= 4.37	5/8	= 15.88	15/16	= 33.30
3/16	= 4.76	41/64	= 16.27	13/8	= 34.90
13/64	= 5.16	21/32	= 16.67	17/16	= 36.50
7/32	= 5.56	49/64	= 17.07	11/2	= 38.10
15/64	= 5.95	11/16	= 17.46	19/10	= 39.70
1/4	= 6.35	45/64	= 17.86	15/8	= 41.30
17/64	= 6.75	23/32	= 18.26	111/16	= 42.90
9/32	= 7.14	47/64	= 18.66	13/4	= 44.40
19/64	= 7.54	3/4	= 19.05	113/16	= 46.00
5/16	= 7.94	49/64	= 19.45	17/8	= 47.60
21/64	= 8.33	25/32	= 19.84	115/16	= 49.20
11/32	= 8.73	51/64	= 20.24	2	= 50.80
23/64	= 9.13	13/16	= 20.64		
3/8	= 9.53	53/64	= 21.03		

DIMENSIONES EN (mm)			PESOS
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG
1220	2440	2	46.74
1220	2440	3	70.10
1220	2440	4	93.47
1500	2440	4	114.92
1220	2440	5	116.84
1500	2440	5	143.66
1800	2440	5	172.39
1220	2440	6	140.21
1500	2440	6	172.39
1800	2440	6	206.86
1220	2440	8	186.94
1500	2440	8	229.85
1800	2440	8	275.82
1220	2440	10	233.68
1500	2440	10	287.31
1800	2440	10	344.77
1220	6000	12	689.54

**ANEXO 09: Producto Terminado**



## ANEXO 10: Inyectora y Molde



**ANEXO 11: Materia Prima**





## ANEXO 12: Máquina de Ensayos de Fatiga



**PLANOS**