

TUES
1503
G914d
1996

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
INGENIERIA MECANICA



“DISEÑO Y CONSTRUCCION
DE UN BANCO DIDACTICO
PARA PRUEBAS NEUMATICAS”

PRESENTADO POR:

ALEX ROMEO GUARDADO FUENTES

HECTOR DANIEL PEÑA GARCIA

RUBEN PEÑA MOLINA

15100835

15100835

PARA OPTAR AL TITULO DE

INGENIERO MECANICO



CIUDAD UNIVERSITARIA, OCTUBRE DE 1996

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR : DR. BENJAMIN LOPEZ GUILLEN

SECRETARIO GENERAL: LIC. ENNIO ARTURO LUNA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO : ING. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR

SECRETARIO : ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR : ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
INGENIERIA MECANICA

TRABAJO DE GRADUACION PREVIO A LA OPCION AL GRADO DE:
INGENIERO MECANICO

TITULO : "DISEÑO Y CONSTRUCCION
DE UN BANCO DIDACTICO
PARA PRUEBAS NEUMATICAS"

PRESENTADO POR : ALEX ROMEO GUARDADO FUENTES
HECTOR DANIEL PEÑA GARCIA
RUBEN PEÑA MOLINA

TRABAJO DE GRADUACION APROBADO POR:

COORDINADOR : ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

ASESOR : ING. OSCAR EDUARDO MARROQUIN HERNANDEZ

ASESOR : ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ

SAN SALVADOR, OCTUBRE DE 1996.



TRABAJO DE GRADUACION APROBADO POR:

COORDINADOR Y ASESOR:

ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES



ASESOR:

ING. OSCAR EDUARDO MARROQUIN HERNANDEZ.



ASESOR:

ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ.



DEDICATORIA

- A DIOS TODO PODEROSO: Por ayudarme a seguir adelante y darme siempre la fuerza de voluntad en los momentos más críticos de mi vida para salir avante.
- A MIS PADRES: Quienes siempre me dieron la ayuda necesaria en todo sentido y que siempre creyeron en mí, les dedico con todo amor mi título alcanzado.
- A MIS AMIGOS Y COMPAÑEROS DE TESIS: Aquellos con los que compartimos los momentos más críticos de este trabajo, aquellos que me supieron comprender y darme el apoyo moral y la confianza suficiente por seguir hacia el objetivo fijado.
- A MI SOBRINO: Que es mi fuerza de inspiración para que mi vida tenga sentido.
- A JUAN CARLOS DERAS: Por darme el apoyo en todo sentido, y la confianza necesaria en seguir adelante.
- A MARIO SERGIO DERAS: Por darme el apoyo necesario en los momentos más críticos para salir avante.
- A JUAN FRANCISCO DERAS: Gracias por darme la confianza necesaria y los consejos valiosos que me ayudaron para obtener mi objetivo.
- A MARVIN BERRIOS: Gracias por creer siempre en mí y darme todo el apoyo necesario en los momentos más críticos de mi vida.
- A DAVID EDUARDO PERLA: Por darme siempre una amistad sincera y tener confianza en mí.
- A JOSE CRESPON: Por ayudarme en los momentos más críticos de mi vida y darme su ayuda total y desinteresada.

ALEX.

DEDICATORIA

- A la fuerza suprema que permite el equilibrio en el universo, por haberme permitido la vida como un ser pensante, y como tal, permitirme este éxito intelectual.
- A mi madre, por ser el aliciente espiritual que día a día me da fuerza para obtener triunfos espirituales y materiales y haberme enseñado el camino recto en esta vida, sin lo cual este logro no hubiese sido posible.
- A los seres queridos que me apoyaron continuamente, mi esposa y hermanos.

DANIEL.

DEDICATORIA

- A MIS PADRES:

Por el apoyo y confianza que siempre he recibido de ellos, en mis triunfos o fracasos durante todo el recorrer de mi vida y por todo el sacrificio que hicieron para ver realizada una de mis metas, les estaré eternamente agradecido.

- A MIS HERMANOS:

Quienes siempre me han dado palabras de aliento y confianza, brindándome a la vez su colaboración en todo momento.

RUBEN.

I N D I C E

	PÁGINA
Introducción.....	i
Objetivos Generales y específicos.....	iii

CAPITULO I

1.0 INTRODUCCIÓN A LA POTENCIA NEUMÁTICA.....	1
1.1 Propiedades del aire.....	4
1.1.1 Propiedades del aire en sistemas neumáticos.....	6

CAPITULO II

2.0 ELEMENTOS DE SISTEMAS NEUMATICOS (generalidades).....	8
2.1 Símbolos y normas en la técnica de mando.....	9
2.1.1 Términos utilizados en la técnica de mando.....	9
2.1.2 Representación de los desarrollos secuenciales del movimiento y los estados de conmutación en los sistemas neumáticos.....	13
2.1.2.1 Representación gráfica en forma de diagrama.....	14
2.1.2.1.1 Diagrama de movimientos.....	14
2.1.2.1.2 Diagrama de mando.....	17
2.1.2.2 Representación de los movimientos en forma de símbolos.....	18
2.1.3 Símbolos en neumática.....	21
2.1.4 Trazado de esquemas en neumática.....	38
2.1.4.1 Designación de los elementos.....	41
2.1.4.2 Designación abreviada de conexiones por cifras.....	41
2.1.4.3 Designación de conexiones por letras.....	41
2.1.4.4 Representación de las faces de los movimientos de un actuador(cilindro).....	42

2.2	Generación y alimentación del aire comprimido.....	43
2.2.1	Compresores.....	45
2.2.1.1	Tipos de compresores.....	46
2.2.2	Acumulador.....	47
2.2.3	Secadores de aire.....	48
2.2.4	Unidad de mantenimiento.....	49
2.2.4.1	Filtro para aire a presión.....	50
2.2.4.2	Lubricador de aire a presión.....	51
2.2.4.3	Regulador de aire comprimido.....	52
2.2.5	Distribución del aire.....	53
2.2.5.1	Materiales.....	54
2.2.5.2	Configuración de la red de tubos.....	55
2.3	Elementos de control de la energía neumática.....	56
2.3.1	Válvulas neumáticas.....	56
2.3.1.1	Válvulas de control direccional (válvula de vías)...	57
2.3.1.1.1	Válvulas de 5 vías, 2 posiciones.....	58
2.3.1.2	Válvulas de bloqueo (cierre).....	60
2.3.1.2.1	Válvulas de antirretorno.....	60
2.3.1.3	Válvulas de estrangulación.....	61
2.3.1.3.1	Válvulas de estrangulación y antirretorno.....	61
2.3.1.4	Válvulas de presión.....	61
2.3.1.4.1	Válvulas reguladoras de presión.....	62
2.3.2	Actuadores.....	63
2.3.3	Sellos.....	63
2.3.4	Propiedades de los cilindros.....	65
2.3.4.1	Fuerza del émbolo.....	66
2.3.4.2	Carrera.....	66
2.3.4.3	Velocidad del émbolo.....	66
2.3.4.4	Flujo volumétrico en actuadores.....	67
2.3.4.5	Consumo de aire.....	67
2.3.4.6	Factor de diseño.....	68

CAPITULO III

3.0 MANTENIMIENTO DE SISTEMAS NEUMATICOS.....	69
3.1 Reglas generales.....	69
3.1.1 Mantenimiento preventivo.....	70
3.1.2 Servicios y fallas en los sistemas neumáticos.....	74

CAPITULO IV

4.0. CIRCUITOS BASICOS.....	77
Circuito No. 1. Circuito con presión diferencial.....	78
Circuito No. 2. Circuito de accionamiento de un cilindro de doble efecto operado por un control neumático semiautomático.....	80
Circuito No. 3. Circuito para accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto.....	82
Circuito No. 4. Circuito para accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto utilizando válvula lógica.....	84
Circuito No. 5. Circuito para accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto utilizando válvulas límite.....	86
Circuito No. 6. Circuito de doble presión.....	88
Circuito No. 7. Control neumático semiautomático de un cilindro de doble efecto, con tres mandos manuales.	90
Circuito No. 8. Simulador de dispositivo de sujeción a diferentes presiones.....	92
Circuito No. 9. Control neumático semiautomático de un cilindro de doble efecto con regulación en la velocidad de extensión y retracción.....	94
Circuito No.10. Circuito de control automático de un cilindro de doble efecto utilizando válvulas lógicas y válvulas límite.....	96

Circuito No.11. Cilindro reciprocante automático sin usar válvulas límites.....	98
Circuito No.12. Control de operación de dos cilindros con desplazamiento en serie, utilizando válvula reguladora de presión.....	100
Circuito No.13. Circuito con movimiento de extensión-retracción simultaneo de dos actuadores.....	102
Circuito No.14. Circuito de control de dos cilindros con extensión en serie y retracción en paralelo.....	104
Circuito No.15. Circuito de control de dos cilindros de doble acción con desplazamiento en serie, utilizando válvulas de accionamiento por rodillo.....	107
Circuito No.16. Circuito con movimiento alternado de vástagos.	110
Circuito No.17. Control de operación de dos cilindros simultáneamente o uno independiente.....	112
Circuito No.18. Control neumático de accionamiento de cilindros de doble efecto que trabajan en forma secuencial.....	114
Circuito No.19. Desconexión de señales mediante válvulas conmutadoras para el control automático de dos cilindros de doble efecto.....	117

CAPITULO V

5.0. SELECCION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS PARÀ EL BANCO DIDACTICO.....	120
5.1. Elementos constitutivos del banco neumático.....	120

CAPITULO VI

6.0 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO Y ELEMENTOS NEUMATICOS..	124
6.1 Cálculo del panel de sujección de los elementos neumáticos.....	126

6.1.1	Cálculo de los pernos de las escuadras.....	127
6.1.1.1	Estados de esfuerzos Nº 1.....	127
6.1.2	Diseño de escuadras.....	134
6.1.3	Cálculo de la soldadura de la platina de sujeción del panel.....	138
6.1.3.1	Cálculo del peso del panel de sujeción de los elementos neumáticos.....	138
6.1.3.2	Estado de esfuerzos dos.....	140
6.1.3.3	Estado de esfuerzos tres.....	144
6.1.3.4	Cálculo de la soldadura de la platina de sujeción.	146
6.1.4	Cálculo de la soldadura en las bisagras.....	150
6.1.5	Cálculo de la varilla pivote.....	155
6.2	Selección de los rodos de la bancada.....	159
6.2.1	Cálculo del peso del banco.....	159
6.2.1.1	Cálculo del peso de las gavetas.....	159
6.2.1.1	Cálculo del peso para la gaveta tipo "A".....	159
6.2.1.2	Cálculo del peso para la gaveta tipo "B".....	161
6.2.1.2	Cálculo del peso de la bancada.....	163
6.2.1.3	Cálculo del peso de las platinas de sujeción.....	166
6.2.1.4	Cálculo del peso de los elementos que alojará el panel.....	166
6.3	Determinación de los elementos neumáticos a construir.....	167
6.4	Diseño del cilindro.....	168
6.4.1	Diseño de la camisa del cilindro.....	170
6.4.1.1	Cálculo de la fuerza teórica desarrollada por el cilindro.....	175
6.4.1.2	Cálculo de la fuerza que el vástago puede soportar.....	176
6.4.2	Cálculo de los pernos de sujeción del cilindro.....	177
6.4.2.1	Determinación del momento de torsión de apriete...	183
6.4.3	Especificación de sellos.....	183
6.4.3.1	Sellos estáticos.....	183
6.4.3.2	Sellos dinámicos.....	184

6.4.4	Cálculo de las tolerancia en el cilindro.....	184
6.5	Diseño de la válvula antirretorno.....	185
6.5.1	Djimensiones de la válvula.....	187
6.5.1.1	Cálculo del diámetro del plato sellador.....	187
6.5.1.2	Cálculo de la fuerza debido al intercambio de la cantidad de movimiento.....	188
6.5.2	Especificaciones del resorte.....	194
6.5.3	Especificación del sello de la válvula.....	195
6.6	Diseño de la válvula direccional de 5 vías, 2 posiciones, operación neumática y manual.....	195
6.6.1	Cálculo teórico de la fuerza de fricción.....	197
6.6.1.1	Cálculo de coeficiente de fricción.....	197
6.6.1.2	Cálculo del modulo de compresibilidad promedio....	198
6.6.1.3	Cálculo de la fuerza de fricción.....	199
6.6.2	Cálculo experimental de la fuerza de fricción.....	201
6.6.3	Criterios de dimensionamiento de la válvula.....	202
6.6.3.1	Especificación de sellos.....	202
6.6.3.1.1	Sellos de la corredera.....	202
6.6.3.1.2	Sellos del botón pulsador.....	202
6.6.4	Cálculo de la longitud del eje y camisa.....	203

CAPITULO VII

7.0	SISTEMA DE ALIMENTACION DE ENERGIA.....	205
7.1	Selección del compresor.....	205
7.2	Capacidad del acumulador.....	206
7.3	Selección de los elementos del sistema de distribución de aire.....	207
7.4	Selección del diámetro de la tubería del sistema de distribución.....	208
7.5	Pérdidas en el sistema de distribución.....	212
7.5.1	Pérdidas primarias.....	212
7.5.2	Pérdidas secundarias.....	214

CAPITULO VIII

8.0 PROCESO DE FABRICACION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS	
DISEÑADOS Y GAVETAS DEL BANCO.....	221
8.1 Válvula check.....	222
8.2 Cilindro de doble efecto.....	227
8.3 Válvula de control direccional.....	240
8.4 Gavetas del banco.....	247

CAPITULO IX

9.0 FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS	
DISEÑADOS.....	253
9.1 Válvula de control direccional de 5/2 vías.....	253
9.2 Válvula check.....	254
9.3 Cilindro neumático de doble efecto.....	255
9.4 Costo total del banco neumático.....	256

CAPITULO X

10.0 PROPUESTA DE GUIAS DE PRACTICAS DE LABORATORIO.....	259
Práctica de laboratorio No. 1.	
Uso y normas de seguridad.....	260
Práctica de laboratorio No. 2.	
Circuito de presión diferencial.....	264
Práctica de laboratorio No. 3.	
Circuito de accionamiento de un cilindro de doble efecto operado por un control neumático semineumático.....	267
Práctica de laboratorio No. 4.	
Circuito para accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto.....	270
Práctica de laboratorio No. 5.	
Circuito para accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto utilizando una válvula lógica.....	273

Práctica de laboratorio No. 6.	
Circuito para accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto utilizando válvulas límite.....	276
Práctica de laboratorio No. 7.	
Circuito de doble presión.....	279
Práctica de laboratorio No. 8.	
Control neumático semiautomático de un cilindro de doble efecto con tres mandos manuales.....	282
Práctica de laboratorio No. 9.	
Simulador de un dispositivo de sujeción a diferentes presiones.....	285
Práctica de laboratorio No. 10.	
Control neumático semiautomático de un cilindro de doble efecto con regulación en la velocidad de extensión y retracción.....	288
Práctica de laboratorio No. 11.	
Circuito de control automático de un cilindro de doble efecto utilizando válvulas lógicas y válvulas límite.....	291
Práctica de laboratorio No. 12.	
Cilindro reciprocante automático sin usar válvulas límite.....	294
Práctica de laboratorio No. 13.	
Control de operación de dos cilindros con desplazamiento en serie utilizando válvula reguladora de presión.....	297
Práctica de laboratorio No. 14.	
Circuito con movimiento de extensión-retracción simultaneo de dos actuadores.....	300
Práctica de laboratorio No. 15.	
Circuito de control de dos cilindros con extensión serie y retracción en paralelo.....	303
Práctica de laboratorio No. 16.	
Circuito de control de dos cilindros de doble acción con desplazamiento en serie, utilizando válvulas de accionamiento por rodillo.....	306

Práctica de laboratorio No. 17.	
Circuito con movimiento alternado de vástagos.....	309
Práctica de laboratorio No. 18.	
Control de operación de dos cilindros simultáneamente o uno independiente.....	312
Práctica de laboratorio No. 19.	
Control neumático de accionamiento de cilindros de doble efecto que trabajan en forma secuencial.....	315
Práctica de laboratorio No. 20.	
Desconexión de señales mediante válvulas conmutadoras para el control automático de dos cilindros de doble efecto.....	318
Conclusiones.....	321
Recomendaciones y observaciones.....	324
Bibliografía.....	326
Anexos.....	329

INTRODUCCION

El desarrollo tecnológico de la industria salvadoreña, requiere de procesos automáticos y semiautomáticos con el fin de incrementar la productividad, la calidad y poder ser competitivos en el mercado. Por lo general, las máquinas que más se adecúan debido a las ventajas que ofrecen en cuanto a los medios de trabajo (fuerza lineal, regulabilidad, manejo, etc) son aquellas cuyos elementos que realizan trabajo, reciben potencia a través de un fluido. Si el fluido de trabajo es un gas, la transmisión de potencia de la máquina es neumática y si es un líquido la transmisión de potencia de la máquina es hidráulica.

De lo anterior, se deduce que el Ingeniero Mecánico debe tener conocimiento en el campo de la hidráulica y la neumática para poder adaptarse adecuadamente a este sector de la industria; razón por la cual, la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador, ha incluido en su curricula donde se imparte la teoría básica de dichos campos, haciéndose necesario la realización de prácticas de laboratorio para consolidar la teoría, las cuales no es posible realizar por falta de laboratorios debidamente equipados.

Es por eso, que se presenta el diseño y construcción de un Banco Didáctico para realización de pruebas neumáticas.

Los capítulos del uno al dos presentan la teoría básica sobre neumática, aquí se incluye información general sobre, potencia neumática, elementos que conforman un sistema neumático analizando su funcionamiento y rol dentro del sistema, y un apartado sobre normalización simbólica de los elementos de un sistema neumático, con la finalidad de hablar un lenguaje uniforme y trabajar en un amplio marco de entendimiento.

El capítulo tres contiene reglas generales para el mantenimiento preventivo y correctivo en sistemas neumáticos.

Posteriormente en el capítulo cuatro se presentan una serie de circuitos básicos de los cuales se obtiene una lista de elementos que hace posible la construcción de estos circuitos, y en el capítulo cinco se seleccionan los elementos de ésta lista en base a catálogos de fabricantes.

El capítulo seis aborda el diseño del banco y tres elementos neumáticos (un cilindro, válvula de control direccional y válvula unidireccional).

En el capítulo siete se seleccionan el compresor a utilizar para alimentar el banco neumático, y se presenta la alternativa de la construcción del sistema de distribución al utilizar el compresor de 10 Hp ya que se cuenta con este recurso.

En el capítulo ocho se presenta el proceso de fabricación del banco y de los elementos neumáticos diseñados.

El capítulo nueve trata de la factibilidad de construcción de los elementos neumáticos diseñados finalmente en el capítulo diez se propone una serie de guías para laboratorio para realizar en el área neumática.

Y para cerrar se presentan las recomendaciones y conclusiones del trabajo.

OBJETIVOS

GENERALES:

- Investigar la teoría básica sobre potencia neumática, sus principios, características y efectos sobre los elementos que constituyen un sistema.
- Diseñar y construir la estructura del banco y algunos elementos neumáticos.

ESPECÍFICOS:

- Conocer algunos conceptos fundamentales de la técnica de mando.
- Identificar los elementos que constituyen un sistema neumático.
- Conocer la importancia de los elementos que intervienen en la generación y alimentación del aire comprimido.
- Conocer los símbolos normalizados utilizados en la técnica de mando y en la representación de circuitos neumáticos.
- Conocer el funcionamiento de los diferentes elementos en un sistema neumático.
- Elaborar una serie de circuitos neumáticos básicos.
- Seleccionar los elementos neumáticos a diseñar.
- Diseñar y construir los elementos neumáticos seleccionados.

- Seleccionar los materiales a utilizar para la etapa constructiva del banco y elementos neumáticos.
- Diseñar el sistema de distribución de aire y seleccionar los elementos necesarios para su construcción.
- Determinar la factibilidad de construcción de los elementos neumáticos diseñados.
- Elaborar una serie de guías prácticas de laboratorio.
- Describir el proceso de fabricación de los elementos neumáticos diseñados.
- Elaborar los planos de construcción del banco y de los elementos neumáticos diseñados.

CAPITULO I

1.0 INTRODUCCIÓN A LA POTENCIA NEUMÁTICA.

En la actualidad la neumática juega un papel importante en la mecánica, y cada vez adquiere mayor utilidad en las aplicaciones automatizadas. Los medios de trabajo más comunes en la industria son la electricidad, hidráulica, Neumática o combinación de estos, sin embargo la neumática presenta algunas ventajas respecto a las otras, las cuales mencionaremos posteriormente. No obstante, antes de optar por el uso de sistemas neumáticos de mando y de trabajo, es oportuno efectuar una comparación de la neumática con energías de otra índole.

Para efectos de mayor comprensión del presente tema y ordenar las ideas se considera pertinente definir algunos conceptos.

Potencia Neumática: es la energía por unidad de tiempo transportada por un medio continuo llamado fluido de trabajo el cual es un gas. En términos generales la neumática es la aplicación industrial del aire como fluido energético.

El vasto campo de trabajo y mando en la neumática se logra mediante la actuación conjunta de elementos neumáticos los cuales deben de estar conectados en forma lógica y alguna veces compleja. Esta concatenación lógica de elementos recibe el nombre de SISTEMA NEUMÁTICO. También, conviene recalcar brevemente y sin comentarlas, algunas definiciones para el concepto de mando, provenientes de la literatura técnica y del lenguaje común.

MANDO: - Dispositivo que sirve para gobernar grandes energías empleando otras menores.

- Conjunto de los órganos, con los cuales es modificada, por lo general automáticamente, la potencia de una máquina o su funcionamiento.

- Elementos que transmiten la energía o movimiento, con el fin de registrar la variación del estado de funcionamiento o gobernar otro órgano.

Sin embargo, en el capítulo 2 se darán definiciones normalizadas de este concepto muy importante que a menudo no solo se emplea en el proceso de mando, sino también para el conjunto de la instalación, en la que tiene lugar esta acción.

El área de trabajo de la neumática puede dividirse en tres sub-áreas, tomando como base la presión del aire.

1. Neumática a baja presión.

Esta se conoce también bajo la denominación de fluídica, y a veces equívocamente como lógica neumática.

Campo de presión: hasta 1.5 bar. aproximadamente.

Recaen en esta categoría todos los sistemas para resolver los problemas de mando a las presiones mencionadas.

2. Neumática convencional, presión normal.

Campo de presión: 1.5 a 16 bar.

Engloba a toda la neumática normal, los elementos de mando y trabajo funcionan dentro de estas presiones.

3. Neumática alta presión.

Campo de presión: superior a 16 bar.

Engloba las aplicaciones especiales respecto a los elementos de trabajo.

Los mandos que se trataran serán los utilizados en la neumática convencional.

Un sistema neumático puede ilustrarse de la siguiente manera (fig. 1.1).

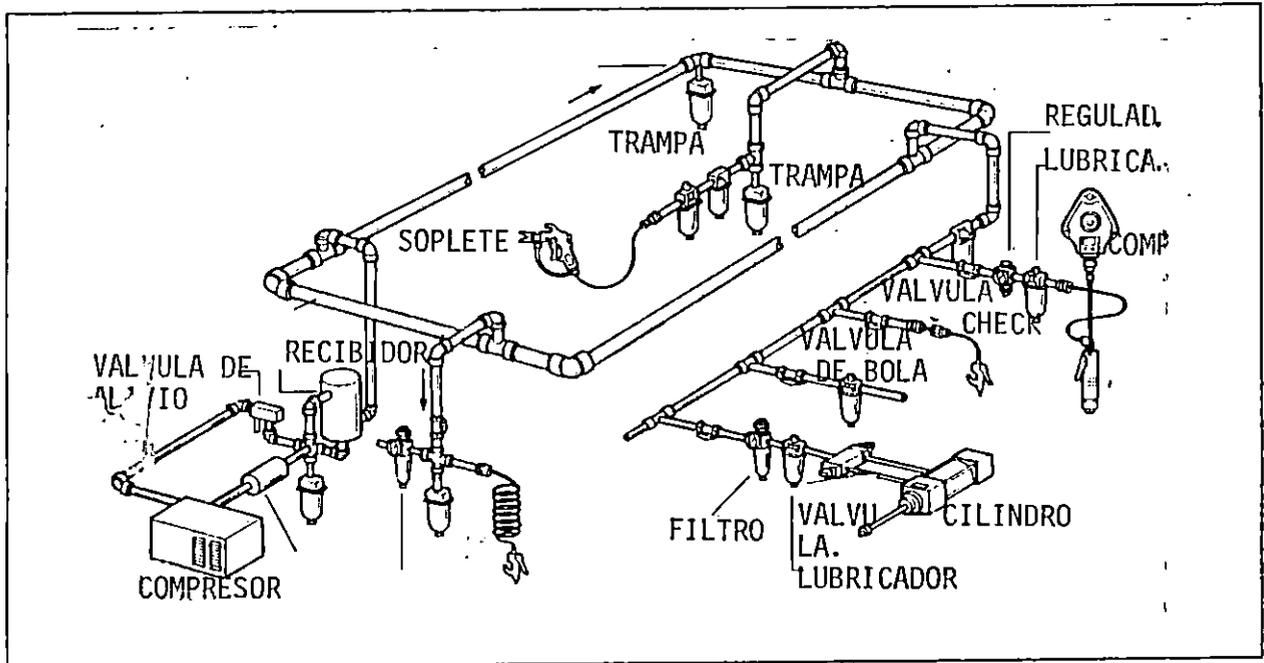


Figura 1.1

El fluido de trabajo que generalmente se emplea es el aire, ya que existe en gran abundancia y su tratamiento es relativamente sencillo. Esto agrega características ventajosas a la neumática, entre estas características están: la facilidad de transportar aire a grandes distancias a través de tuberías; posibilidad de almacenar aire comprimido en acumuladores desde los que se puede abastecer el sistema, además el acumulador puede ser transportado; el aire comprimido es prácticamente indiferente a las oscilaciones de la temperatura, de este modo es posible obtener un funcionamiento fiable incluso bajo condiciones extremas; el aire comprimido no alberga riesgos en relación con fuego o explosión y no contamina el ambiente; los elementos de trabajo son de composición sencilla y por lo tanto su precio es relativamente bajo; el aire comprimido es un medio de trabajo rápido, puesto que permite obtener elevadas velocidades del movimiento del émbolo y los tiempos de conmutación

son cortos; las herramientas y los elementos neumáticos puede funcionar hasta que estén totalmente detenidos, por lo que no son sobrecargados.

Sin embargo, para evaluar correctamente los campos de aplicación de la neumática, también es necesario conocer sus desventajas. El aire comprimido: tiene que ser acondicionado, ya que de lo contrario puede producirse un desgaste precoz de los elementos neumáticos por efectos de partículas de suciedad y agua condensada la cual a la vez produce oxidación; no permite obtener velocidades homogéneas y constantes de los émbolos; es económico solamente hasta determinados niveles de fuerza, el cual se ubica entre 20,000 y 30,000 Newton, según la carrera y la velocidad y suponiendo el uso de las presiones comunes que oscilan entre 6 y 7 bar.

Hasta el momento se han nombrado características así como ventajas y desventajas de los sistemas neumáticos, por lo tanto procederemos a nombrar algunas propiedades de los gases, ya que como se enfatizó anteriormente el fluido utilizado en un sistema neumático es un gas, por lo que se considera adecuado considerar sus propiedades.

1.1 PROPIEDADES DEL AIRE.

El aire es una mezcla de gases conteniendo cerca de 21% de oxígeno, 78% de nitrógeno y 1% de otros gases como argón, bióxido de carbono, metano, etc. Por volumen el aire contiene más de un 4% de vapor de agua dependiendo de la humedad; el porcentaje de vapor de agua en la atmósfera cambia de hora a hora en un mismo sitio.

Cuando hacemos cálculos de circuitos neumáticos, la presión de 14.7 psi es usada como presión standard.

En el aire, la falta de cohesión es característica, es decir la ausencia de fuerzas entre las moléculas. El aire al igual que todos los gases posee propiedades muy importantes entre los que podemos citar:

- a) Energía molecular.
- b) La capacidad de tomar forma del recipiente que lo contiene.
- c) Energía térmica.

a) ENERGIA MOLECULAR.

Las moléculas que conforman un gas contenido en un recipiente se mueven rápida y continuamente a través de él, chocando unas con otras moléculas y contra las paredes del recipiente.

b) LA CAPACIDAD DE TOMAR LA FORMA DEL RECIPIENTE QUE LO CONTIENE.

Debido a la energía molecular un gas puede tomar la forma de cualquier recipiente y llenar el volumen del recipiente.

c) ENERGIA TERMICA.

En un gas, las moléculas están continuamente en movimiento, este movimiento molecular constituye la energía térmica en un gas con temperatura alta tiene movimiento molecular más rápido que un gas frío.

En condiciones normales un gas contenido en un recipiente contiene billones de moléculas moviéndose rápidamente a través del volumen del recipiente.

Como ya se menciono anteriormente el aire, al igual que todos los gases, no tiene una forma definida, su forma cambia a la más mínima fuerza y además, ocupa el volumen máximo disponible. El aire puede ser comprimido, esta característica es descrita por la ley de Boyle Mariotte; a temperatura constante los volúmenes de una misma masa gaseosa son inversamente proporcionales a las presiones a las que se halla sometida figura 1.2.

El producto de volumen y presión absoluta es constante para determinada masa de gas y a una temperatura dada.

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_3 V_3 = \text{Cte.}$$

Ec. 1.1

La ley de Boyle-Mariotte.

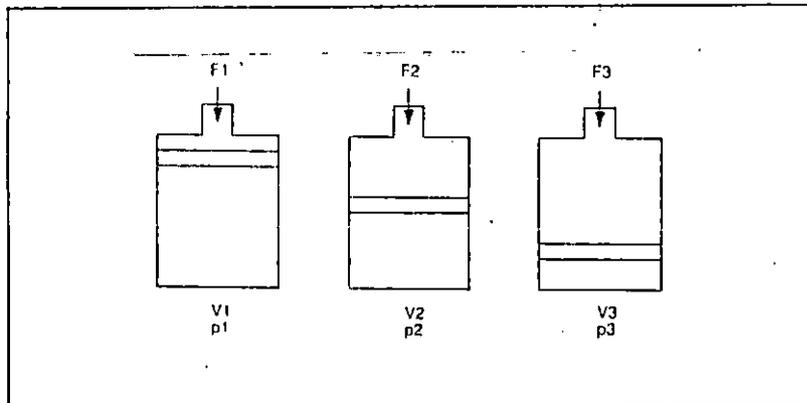


Figura 1.2

1.1.1. PROPIEDADES DEL AIRE EN SISTEMAS NEUMATICOS.

El aire en los sistemas neumáticos debe poseer ciertas propiedades para ejecutar una función satisfactoria y adecuada entre estas tenemos:

- Aire seco y limpio (humedad relativa 36%).
- Presión de trabajo adecuada dependiente de la aplicación (normalmente entre 1.5 y 16 bar).
- Temperatura de operación ligeramente mayor que la del medio ambiente (30°C en nuestro medio).
- Lubricación, el aire debe lubricarse para evitar desgaste prematuro en los sellos y partes en movimiento de los elementos que componen el sistema.
- Densidad, la densidad del aire a presión para los sistemas neumáticos, se obtiene a partir de la ecuación de estado de los gases ideales, ya que el aire puede ser tratado como tal ($\rho = P/RT$)

donde:

ρ = Densidad.

P = Presión en escala absoluta.

R = Constante del gas.

T = Temperatura absoluta del gas.

f) Viscosidad, ésta se incrementa al incrementar la temperatura, para el caso de los gases. En los sistemas neumáticos es inconveniente, por lo tanto, valores altos de temperatura para el aire, ya que a mayor viscosidad se asocian mayores pérdidas por fricción y por lo tanto, menos eficiencia para el sistema. Otro inconveniente asociado a los valores altos de temperatura es el aumento en el volumen del gas lo cual produce más dificultad en la compresión de éste, reduciendo la capacidad de almacenar energía de presión.

La viscosidad tanto absoluta como relativa para los gases puede encontrarse en tablas o gráficos de libros y catálogos técnicos de flujo de fluidos.

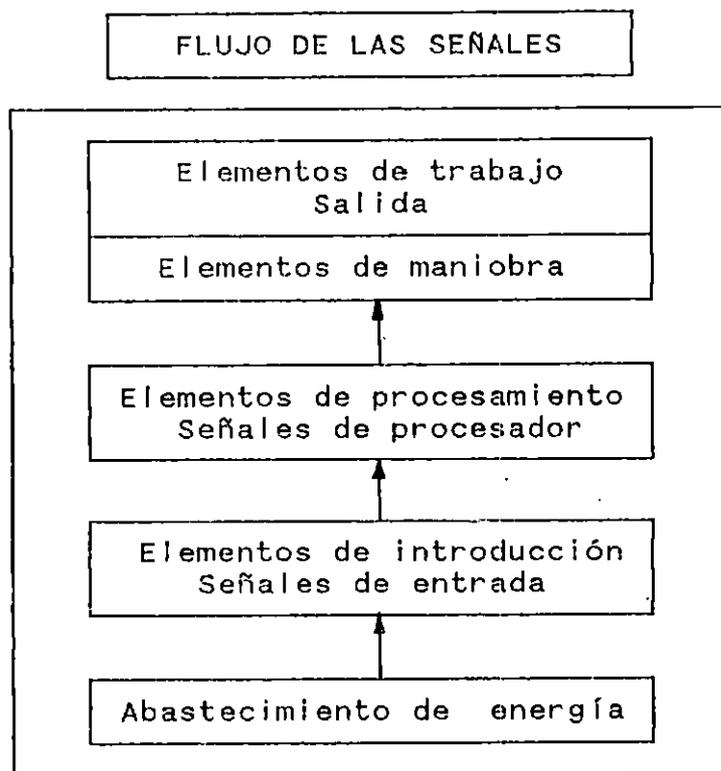
CAPITULO II

2.0 ELEMENTOS DE SISTEMAS NEUMATICOS (GENERALIDADES).

Los sistemas neumáticos están compuestos de una concatenación de diversos grupos de elementos.

Estos elementos conforman una vía para la transmisión de señales de mando desde el lado de la emisión de señales (entrada) hasta el lado de ejecución del trabajo (salida).

El flujo de las señales en un sistema neumático puede representarse a través de un flujograma de la siguiente manera.



Flujograma 2.1

EL ABASTECIMIENTO DE ENERGIA es proporcionado en principio por máquinas térmicas llamadas compresores, que convierten la energía eléctrica en energía mecánica, el medio de transporte de esta energía es un fluido en estado gaseoso generalmente aire, el cual

también es curtido por este sistema.

LOS ELEMENTOS DE INTRODUCCION DE SEÑALES se encargan de recibir la energía proveniente del sistema de abastecimiento y transformarla en una señal útil para el sistema neumático, dándose en este nivel los primeros transformaciones de energía de presión en energía cinética. Estas señales son procesadas en forma lógica en los ELEMENTOS DE PROCESAMIENTO y recibidos por los ORGANOS DE MANIOBRA los que se encargan de controlar los ELEMENTOS DE TRABAJO o de accionamiento en función de las señales recibidas siendo estos últimos los que desarrollan un trabajo útil hacia el medio que los rodea.

Los elementos que conforman cada uno de los subsistemas anteriormente mencionados se presentan en el cuadro del apartado 3.1.4.

2.1 SIMBOLOS Y NORMAS EN LA TECNICA DE MANDO.

La normalización de términos en la técnica de mando así como de los símbolos que representa cada uno de los elementos es de gran importancia para el orden, entendimiento y desarrollo de la técnica de mando. Por lo tanto se considera adecuado informar sobre símbolos y términos normalizados, utilizados en el presente trabajo.

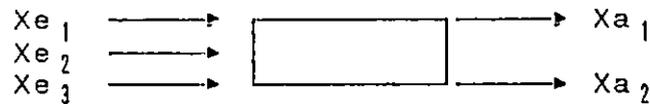
2.1.1 TERMINOS UTILIZADOS EN LA TECNICA DE MANDO.

A continuación se recopilan los términos más importantes y de usos más frecuente, comentándolos.

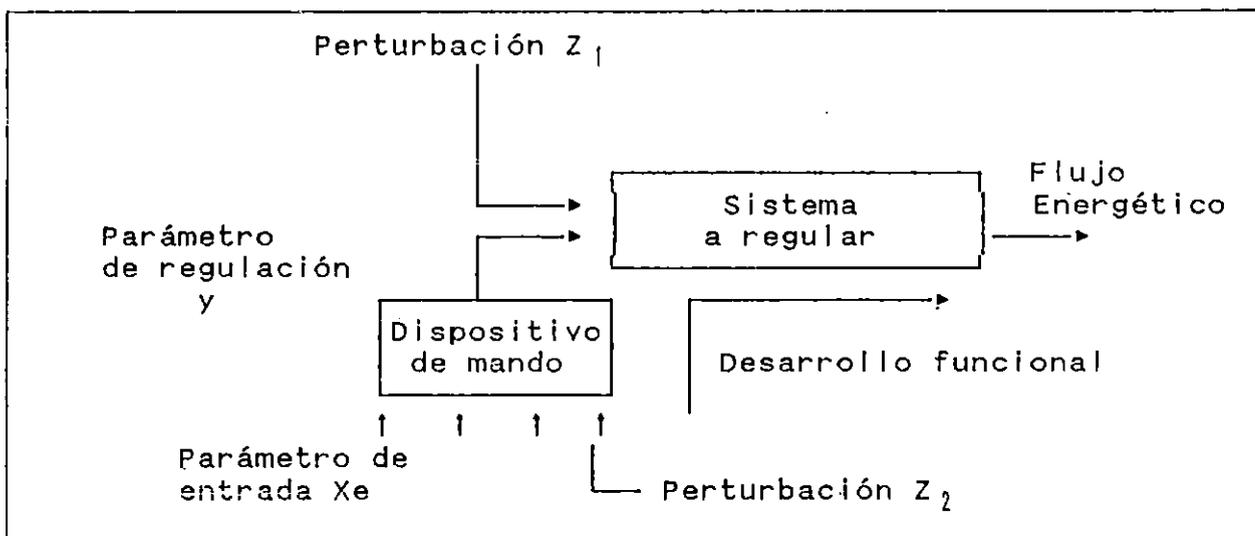
- Mandar o controlar es el fenómeno generado en el interior de un sistema, durante el cual uno o varios parámetros, considerados de entrada, actúan sobre, según leyes propias del sistema, otros parámetros, considerados de salida. Este fenómeno origina una acción a través del órgano de transferencia, como tal o a través de la cadena de mando (Norma DIN 199226).

Este sistema está simplificado en un bloque (flujograma 2.2). Los parámetros de entrada (designados por X_e), introducen las señales

de información, son tratadas y restituidas bajo la forma de parámetros de salida, designados por X_a . Estos últimos intervienen entonces en el gobierno directo del fluido energético considerado.



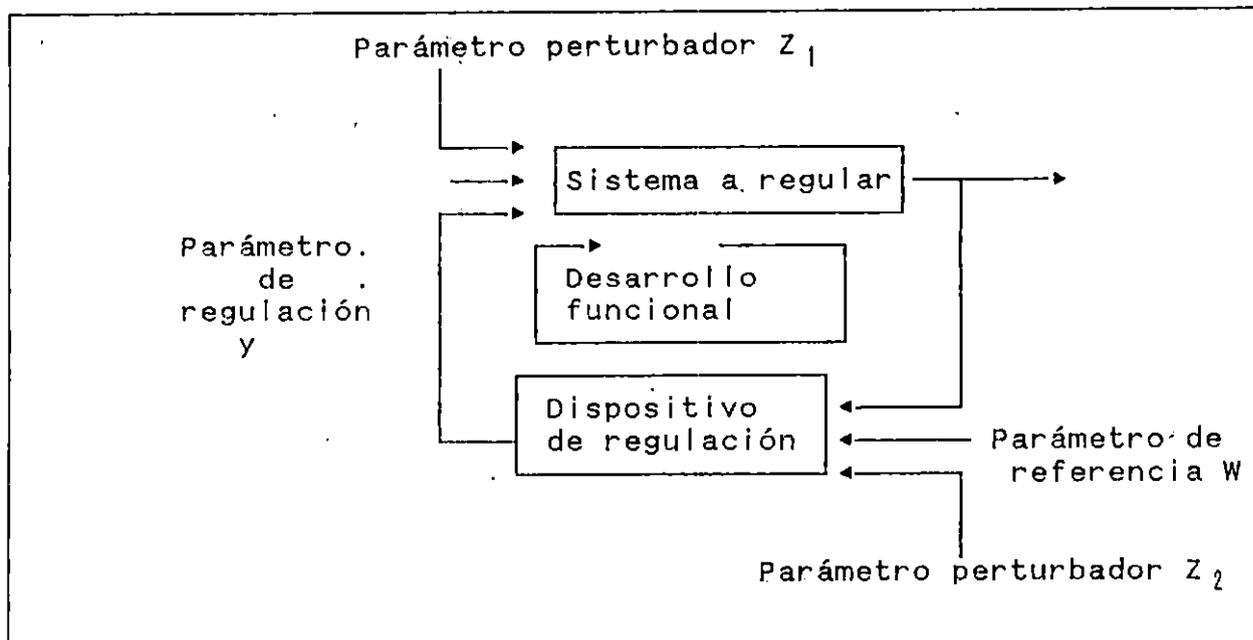
Expresión general : $X_a = f(X_e)$



Flujograma 2.2

- Regular (flujograma 2.3) es el fenómeno, mediante el cual el parámetro de salida se toma constantemente en consideración y comparado a otro de referencia, antes de ser adaptado, en función del resultado, a otro valor del parámetro de entrada. El desarrollo funcional que resulta entonces es un circuito cerrado (Norma DIN 19226). La regulación tiene por finalidad adaptar el valor del parámetro a regular, a pesar de influencias parásitas o perturbadoras, el valor predeterminado como parámetro de referencia.

En el caso de la regulación, los parámetros disponibles a la salida del dispositivo, intervienen igualmente en el flujo energético, pero en este caso el parámetro de entrada del sistema está influenciado por la comparación con el valor de salida.



Flujograma 2.3

Según las normas DIN 19226 y DIN 44300 tenemos las siguientes definiciones.

- **Vía de transferencia:** vía a lo largo de la cual se transmiten los efectos que determinan un proceso de regulación o de mando.
- **Sentido de la señal:** sentido de la transmisión de la señal.
- **Sistema a regular o mandar:** parte de una instalación que debe asumir un cambio de estado.
- **Organo de regulación:** elemento montado a la entrada del sistema a regular o mandar.
- **Dispositivo (de mando o de regulación):** elementos que efectúan la combinación de las señales de entrada según una ley dada.
- **Lugar de perturbación:** punto de ataque de un parámetro no influenciado por el sistema que tiende a perturbar el estado a mantener.
- **Señales:** las señales son informaciones, se representan por el valor o variación del valor de una característica física. Esta variación puede afectar la transmisión, el tratamiento o la memorización de informaciones. En una contemplación ideal no

es necesario tomar, dimensiones físicas como referencia, pudiéndose llamar señales al valor o variación de valor de una magnitud matemática determinada.

Dentro de las señales tenemos:

- **Señal analógica:** una señal analógica es una señal de entrada, en la cual están coordinadas punto por punto diferentes informaciones en un campo continuo de valores del parámetros de señal de salida.
- **Señal discreta:** es aquella cuyo contenido de informaciones sólo puede adoptar un número de valores dentro de determinados límites. Los valores no tienen relación alguna entre sí, a cada valor, corresponde una determinada información. Las señales discretas pueden ser de dos tipos digital o binaria.
- **Señal digital:** es una señal con un número definido de valores del parámetro de señales o contenido de información. A cada uno le corresponde una información bien determinada, pero con la diferencia, de que los valores son un múltiplo de un número entero de la unidad base E.
- **Señal binaria:** es una señal digital con sólo dos valores del parámetro de señales. Se trata, pues, de una señal con dos informaciones, por ejemplo, Marcha - paro, si - no, 1 - 0.

I_p = parámetro de informaciones

Señal analógica

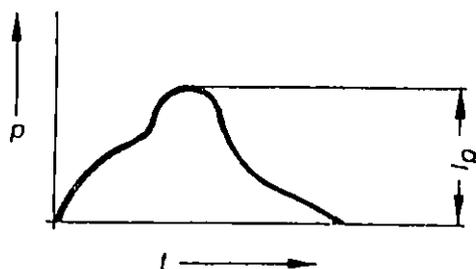


Gráfico 2.1

Señal digita

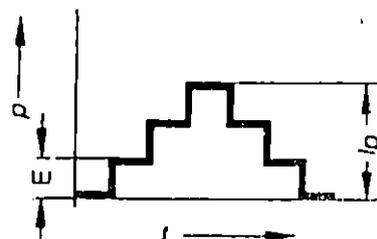


Gráfico 2.2

señal discreta

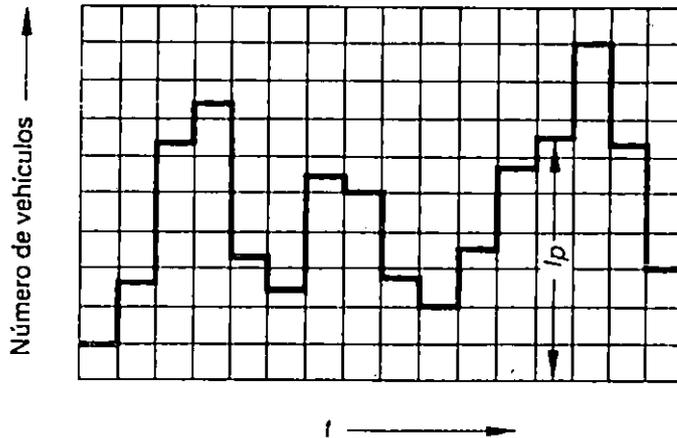


Gráfico 2.3

Señal binaria

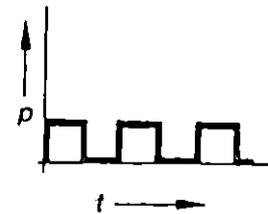


Gráfico 2.4

En la regulación se trabaja principalmente con señales analógicas, en la técnica de mando con más frecuencia se recurre a las señales digitales, con lo cual predominan aquí las señales binarias. Estas señales binarias tienen una gran importancia para el tratamiento de la información, puesto que son fáciles de representar atendiendo la técnica de los aparatos (por ejemplo, interruptores) y también son fáciles de procesar. En la práctica es indispensable atribuir a cada señal un campo de valores bien determinados.

2.1.2 REPRESENTACION DE LOS DESARROLLOS SECUENCIALES DEL MOVIMIENTO Y LOS ESTADOS DE CONMUTACION EN LOS SISTEMAS NEUMATICOS.

La necesidad de controlar el desarrollo secuencial del movimiento de los elementos de trabajo y los estados de conmutación de los elementos de mando exige elegir una forma apropiada de representa-

ción. Una representación sencilla facilita además una comprensión en un marco más amplio. Por lo tanto a continuación se pasa a exponer las posibilidades más usuales de representación.

2.1.2.1 Representación gráfica en forma de diagrama (DIN 40719).

Los diagramas de funcionamiento se emplean para la representación de las secuencias funcionales de mandos mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos y electrónicos así como para combinaciones de estos tipos de mando, por ejemplo, electroneumáticos, electrohidráulicos.

En la representación de las secuencias funcionales se distinguen:

- Diagrama de movimientos.
- Diagrama de mando.

Mientras que en el diagrama de movimientos se representa los estados de los elementos de trabajo y las unidades operatorias, informa el diagrama de mando sobre el estado de los distintos órganos de mando. Ambos diagramas juntos se califican de diagrama de funcionamiento también de diagrama de estados.

2.1.2.1.1 Diagrama de movimientos.

a) Diagrama espacio-fase.

Se representa el ciclo de un elemento de trabajo, quedando en función de las fases respectivas (fase: cambio del estado de cualquier unidad operatoria) anotando el espacio recorrido. Cuando para un mando existen varios elementos de trabajo, quedan representados éstos de la misma manera y dibujados uno bajo el otro. La relación queda establecida por las fases.

Para un cilindro neumático A resulta, por ejemplo, el diagrama de espacio y fase mostrado en el diagrama 2.1

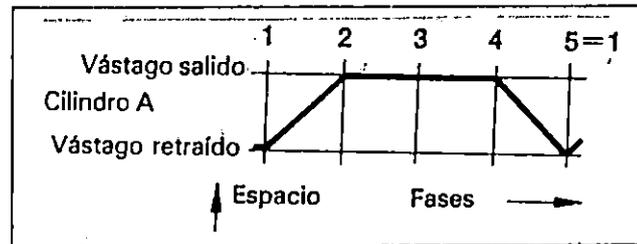


Diagrama 2.1

De la fase 1 a la fase 2 marcha el cilindro desde la posición final trasera a la posición final delantera, alcanzándose ésta en la fase 2. A partir de la fase 4 vuelve a retroceder el cilindro, alcanzando en la fase 5 la posición final trasera.

Recomendaciones para el trazado del diagrama:

- Las fases deberán quedar representadas horizontalmente y con distancias idénticas.
- El espacio no se representará a escala, sino en magnitud idéntica para todas las unidades operatorias.
- Con varias unidades, no es conveniente elegir demasiado pequeña la distancia vertical entre los recorridos.
- Cuando durante el movimiento se modifica el estado por ejemplo, por el accionamiento de un detector en la posición intermedia del cilindro o por modificación de la velocidad de avance, pueden quedar introducidas fases intermedias.
- La numeración de las fases es a voluntad.
- La designación del estado también es libre puede tener lugar por indicación de la posición del cilindro (detrás - delante, arriba - abajo, etc.) o bien por números (por ejemplo, 0 para la posición vástago entrado y 1 para la posición vástago salido).
- La designación de la unidad respectiva se apuntará a la izquierda en el diagrama, por ejemplo cilindro A.

b) Diagrama espacio-tiempo.

El espacio de una unidad operatoria es representado en función del tiempo. En contraposición al diagrama de espacio-fase se aplica aquí, el tiempo t a escala, representando la unión entre las distintas unidades, como se muestra en el diagrama 2.2.

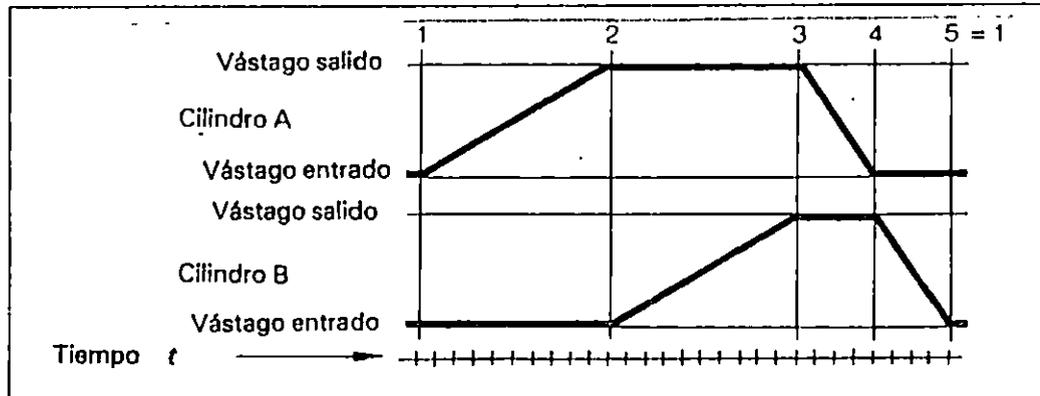


Diagrama 2.2

Para la representación gráfica rige aproximadamente lo mismo que para el diagrama de espacio-fase. La relación con el diagrama de espacio-fase queda de manifiesto por las líneas de unión (líneas de intersección), cuya distancia corresponde ahora sin embargo al tiempo respectivamente necesario y a la escala elegida de tiempo. Mientras que el diagrama de espacio-fase ofrece una orientación más fácil, pueden representarse en el diagrama de espacio-tiempo con más claridad las interferencias y las diferentes velocidades de trabajo.

Se recomienda lo siguiente:

- Los diagramas de espacio-fase es conveniente emplearlos preferentemente para el diseño y la representación de mandos por programa de movimientos (mandos de desarrollo secuencial controlados por el proceso), puesto que aquí juega el tiempo un papel secundario.
- Los diagramas de espacio-tiempo es conveniente emplearlos preferentemente para el diseño y la representación de mandos programados (mandos de desarrollo secuencial en función del

- tiempo), puesto que en este diagrama está claramente representada la dependencia temporal de las secuencias del programa.
- Si se han de hacer diagramas para elementos rotativos de trabajo (por ejemplo, motores eléctricos, motores neumáticos), se emplearán las mismas formas básicas. Sin embargo, no se tendrá en cuenta el desarrollo cronológico de las modificaciones de estado.

2.1.2.1.2 Diagrama de mando.

En el diagrama de mando (diagrama 2.3) se representa el estado de conmutación de un elemento de control en función de la fase o tiempo, no considerándose el tiempo de conmutación, por ejemplo, el estado de una válvula.

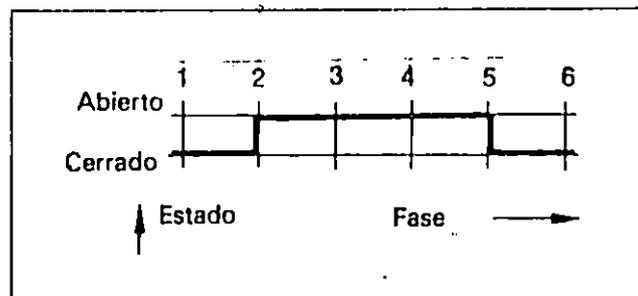


Diagrama 2.3

La válvula abre en la fase 2 y vuelve a cerrar en la fase 5, se recomienda lo siguiente:

- El diagrama de mando se trazará en lo posible en combinación con el diagrama de movimientos.
- Las fases o bien los tiempos se aplicarán horizontalmente.
- La distancia vertical de las líneas de movimientos es a voluntad, sin embargo, es conveniente mantenerla clara y legible.

2.1.2.2 Representación de los movimientos en forma de símbolos.

De acuerdo a la especificación DIN 55003 están recopilados en este numeral los símbolos que pueden utilizarse tanto en esquemas y diagramas, como en las placas de identificación en máquinas-herramientas.

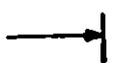
Especificaciones	Representación
Movimiento rectilíneo en sentido de la flecha.	
Movimiento rectilíneo de dos sentidos.	
Movimiento rectilíneo en sentido de la flecha, limitado.	
Movimiento rectilíneo en sentido de la flecha, limitado de ida y vuelta.	
Movimiento rectilíneo continuo en sentido de la flecha, limitado a la ida y vuelta.	
Movimiento de giro en sentido de la flecha.	
Movimiento de giro en dos sentidos.	
Movimiento de giro en sentido de la flecha, limitado.	
Revoluciones/marcha continua/ciclo continuo.	
Una revolución/marcha individual/ciclo único.	
Revolución min.	

Tabla 2.1

Especificaciones	Representación
Manómetro según DIN 40716.	
Elemento de medición eléctrico según DIN40716	
Motor eléctrico.	

Tabla 2.2. Símbolos generales

Especificaciones	Representación
Marcha	
Paro	
Marcha/paro	
Marcha automática	
Pulsador (conectado, mientras es pulsado el botón)	
Paro de emergencia (color rojo)	
Final de carrera	
Presostato	
Temporizador	
Función O (signo v)	
Función Y (signo ^)	
Función NO (signo a1)	
Derivación	
Entrada de otra máquina	
Salida hacia otra máquina	

Tabla 2.3. Símbolos para elementos, líneas y combinaciones de señales según VDI 3260, para su representación en el diagrama de espacio-fase.

Código de colores de pulsadores y pilotos
(según DIN 43605).

En general:

Color rojo : Estado de conexión, circulación o funcionamiento.

Color verde: Estado de desconexión, paro.

Color	Pulsadores	Indicaciones
Rojo	Paro Paro emergencia	Estado de conexión (conectado)
Amarillo	Puesta en marcha del primer ciclo	Avería
Negro	Puesta en marcha	
Verde	Arranque	Estado de desconexión (a punto para el arranque)
Azul		Acuse del recibo

Tabla 2.4. Determinación.

Especificaciones	Representación
Sistemas hidráulicos	
Sistemas neumáticos	
Sistemas mecánicos	
Sistemas eléctricos	

Tabla 2.5. Símbolos gráficos funcionales

2.1.3 SIMBOLOS EN NEUMATICA.

Para representar sistemas neumáticos es necesario recurrir a símbolos uniformes que representen elementos y esquemas de distribución. Los símbolos deben informar sobre las siguientes propiedades:

- * Tipo de accionamiento.
- * Cantidad de conexiones y denominación de dichas conexiones.
- * Cantidad de posiciones.
- * Funcionamiento.
- * Representación simplificada del flujo.

Los símbolos aplicados en la neumática corresponden a la norma industrial DIN/ISO 1219, "SÍMBOLOS DE SISTEMAS Y EQUIPOS DE LA TÉCNICA DE FLUIDO". A continuación se ofrece una lista de los símbolos más importantes.

Los símbolos que se refieren al sistema de alimentación de aire a presión pueden representar componentes individuales o una combinación de varios elementos. En este caso se indica una conexión conjunta para todos los elementos, con lo que la fuente de aire a presión puede estar representada por un solo símbolo simplificado.

Símbolos para la sección de alimentación de energía.

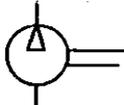
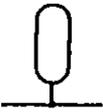
Especificaciones	Representación
Compresor con volumen de desplazamiento constante	
Bomba de vacío	
Acumulador con conexión en T	

Tabla 2.6. Abastecimiento.

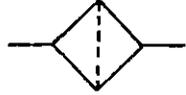
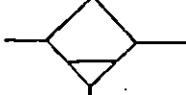
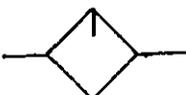
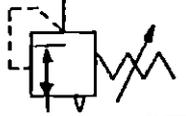
Especificaciones	Representación
Filtro Separación y filtrado de partículas de suciedad	
Separador de agua con accionamiento manual	
Lubricador Adición de pequeñas cantidades de aceite al aire.	
Regulador de Presión: Válvula reguladora de presión con agujero de descarga ajustable.	

Tabla 2.7. Unidad de mantenimiento.

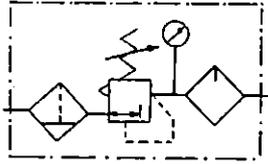
Especificaciones	Representación
Unidad de mantenimiento compuesto de filtro, válvula reguladora de presión, manómetro y lubricador.	
Esquema simplificado de una unidad de mantenimiento.	
Alimentación de presión.	

Tabla 2.8. Símbolos combinados.

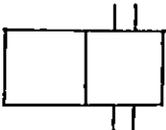
Especificación	Representación
Las posiciones de conmutación son representadas mediante cuadrados	
La cantidad de cuadrados corresponde a la cantidad de posiciones de conmutación	
Posición de paso abierto	
Posición de bloqueo	
Las conexiones son agregadas a los cuadrados y representan el estado inactivo	

Tabla 2.9. Válvulas de vías: símbolos de conmutación.

Las válvulas de vías son representadas indicándose la cantidad de conexiones, la cantidad de posiciones y la dirección del paso de aire. Las entradas y las salidas de una válvula están debidamente señalizadas para evitar equivocaciones al efectuar las conexiones.

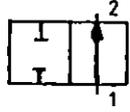
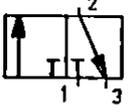
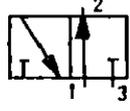
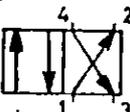
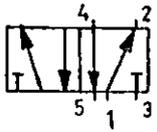
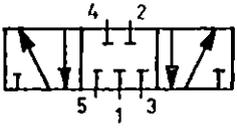
Cantidad de conexiones / Cantidad de posiciones	Especificación	Representación
2 / 2	Válvula de vías en posición abierta	
3 / 2	Válvula de vías en posición de bloqueo	
3 / 2	Válvula de vías en posición abierta	
4 / 2	Válvulas de vías Conexiones a la derecha. Posición de conmutación a la izquierda	
5 / 2	Válvula de vías Conexiones a la derecha. Posición de conmutación a la izquierda	
5 / 3	Válvula de vías en posición intermedia bloqueada	

Tabla 2.10. Válvulas de vías: conexiones y posiciones.

Los símbolos utilizados para representar los tipos de accionamiento están contenidos en la norma DIN ISO 1219.

Tratándose de válvulas de vías, es necesario considerar su tipo básico de accionamiento y sus características de reposición. Los símbolos correspondientes son colocados, normalmente, en ambos lados de los bloques que indican las posiciones. Los tipos de accionamiento adicionales, tales como el accionamiento manual auxiliar, son indicados por separado.

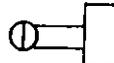
Especificación	Representación
General	
Por pulsador de hongo	
Por hongo tractor	
Por hongo Pulsador-tractor	
Por palanca	
Por palanca con enclavamiento	
Por pedal	
Por pedal basculante	

Tabla 2.11. Tipo de accionamiento manual.

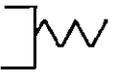
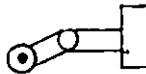
Especificación	Representación
General	
Recuperación por muelle	
Centrado por muelle	
Por rodillo	
Por rodillo con retorno en vacío (escamoteable)	
Por palpador (no normalizado)	

Tabla 2.12. Tipo de accionamiento mecánico.

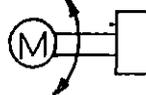
Especificación	Representación
Por electroimán con un solo arrollamiento	
Por electroimán con dos arrollamientos opuestos	
Por motor con giro continuo	

Tabla 2.13. Tipo de accionamiento eléctrico.

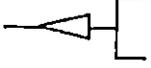
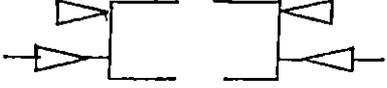
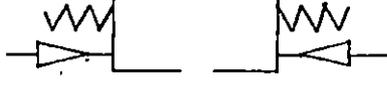
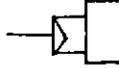
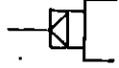
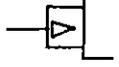
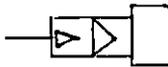
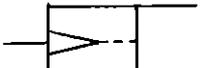
Especificación	Representación
Directo por presión	
Directo por depresión	
Diferencial	
Centrado por presión	
Centrado por muelles	
Indirecto por presión (servopilotaje positivo)	
Indirecto por depresión (servopilotaje negativo)	
Por amplificador de presión de pilotaje (no normalizado)	
Por amplificador de presión de pilotaje a baja presión (no normalizado)	
Mando de divisor binario (no normalizado)	

Tabla 2.14. Tipo de accionamiento neumático.

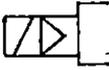
Especificación	Representación
Por electroimán y presión (servopilotaje)	
Por electroimán o presión	
Por electroimán o accionamiento manual.	
En general: * : Signo explicativo	

Tabla 2.15. Tipos de accionamientos combinados.

La válvula de antirretorno es utilizada como elemento básico en muchas variantes. Las válvulas de antirretorno pueden estar equipadas con muelles de reposición o pueden prescindir de ellos. Tratándose de una válvula equipada con muelle de reposición, es necesario que la fuerza de la presión sea mayor que la fuerza del muelle para abrir el paso.

VALVULAS DE ANTIRRETORNO Y SUS VARIANTES.

Especificación	Representación
Válvula antirretorno sin muelle	
Válvula antirretorno con muelle	
Válvula antirretorno pilotada por aire	
Válvula selectora de circuito (función O)	
Válvula de escape rápido	
Válvula de simultaneidad (función Y)	

Tabla 2.16. Válvulas de bloqueo.

La mayoría de las válvulas de estrangulación son ajustables y permiten reducir el caudal en una o en ambas direcciones. Si se instala paralelamente una válvula de antirretorno, la estrangulación solo actúa en una dirección. Si el símbolo de estrangulación lleva una flecha, ello significa que es posible regular el caudal. La flecha no se refiere a la dirección del flujo.

Especificación	Representación
Válvula de estrangulación, regulable	

Tabla 2.17. Válvulas de estrangulación.

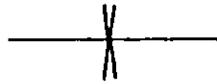
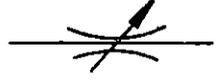
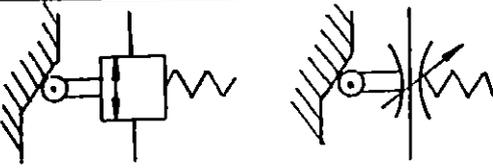
Especificación	Representación
Válvula de estrangulación constante	
Válvula de diafragma constante	
Válvula de estrangulación, regulable	
Válvula de estrangulación, regulable, accionamiento manual	
Válvula de estrangulación, regulable, accionamiento mecánico retorno por muelle	

Tabla 2.18. Válvulas de caudal.

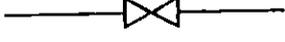
Especificación	Representación
Válvula de cierre, representación simplificada	

Tabla 2.19. Válvulas de estanqueidad.

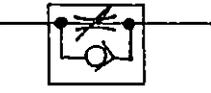
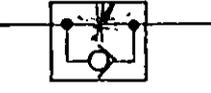
Especificación	Representación
Válvula antirretorno con estrangulación, regulable	
Válvula antirretorno con diafragma, regulable	

Tabla 2.20. Válvulas de caudal y bloqueo.

Las válvulas de presión tienen la función de intervenir en la presión de un sistema neumático parcial o completo. Las válvulas de presión suelen ajustarse en función de la fuerza de un muelle. Según su aplicación, puede distinguirse entre las siguientes versiones.

- Válvula de presión sin escape.
- Válvula de presión con escape.
- Válvula de secuencia.

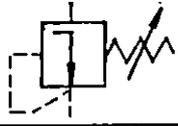
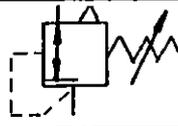
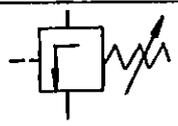
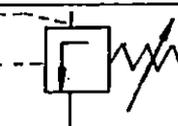
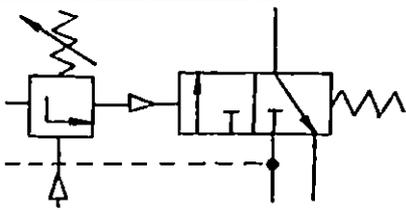
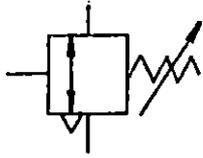
Especificación	Representación
Válvula reguladora de presión, regulable, sin escape	
Válvula reguladora de presión, regulable, con escape	
Válvula de secuencia, conducto de alimentación exterior	
Válvula de secuencia, conducto de alimentación directo	
Válvula de secuencia Combinación	
Válvula de secuencia con escape, regulable (función de 3 vías), representación simplificada (no normalizada)	

Tabla 2.21. Válvulas de presión.

El símbolo representa a las válvulas de presión como válvulas de una posición, con una vía de flujo y con la salida abierta o ce-

rrada. En el caso de las válvulas reguladoras de presión, el paso está siempre abierto. Las válvulas de secuencia se mantienen cerradas hasta que la presión ejercida sobre el muelle alcanza el valor límite que se haya ajustado.

Los elementos de accionamiento o cilindros son descritos según se tipo constructivo.

El cilindro de simple efecto y el de doble efecto son la base para las demás variantes constructivas. La utilización de un sistema de amortiguación para reducir el choque en las posiciones de final de carrera durante el proceso de frenado del émbolo tiene como consecuencia una vida útil más larga del cilindro y, asimismo, garantiza un movimiento más homogéneo. El sistema de amortiguación puede ser fijo o ajustable. Si el símbolo correspondiente está provisto de una flecha, ello significa que la amortiguación es ajustable.

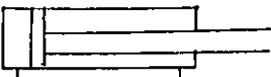
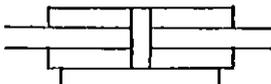
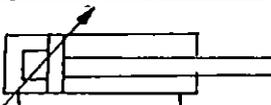
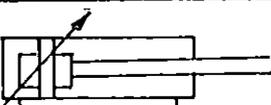
Especificación	Representación
Cilindro de simple efecto	
Cilindro de doble efecto	
Cilindro de doble efecto con doble vástago	
Cilindro de doble efecto con amortiguación no regulable, de efecto en un solo sentido	
Cilindro de doble efecto con amortiguación regulable simple	
Cilindro de doble efecto con amortiguación regulable doble	

Tabla 2.22. Elementos de accionamiento lineal.

Los elementos de accionamiento giratorio son clasificados como motores con movimiento giratorio continuo y motores pivotantes con un ángulo de giro limitado. Los motores neumáticos alcanzan regímenes de revoluciones muy elevados que pueden ser constantes o ajustables. En el caso de las unidades con limitación del ángulo de giro, éste puede ser fijo o ajustable; la amortiguación puede efectuarse en función de la carga o de la velocidad del movimiento pivotante.

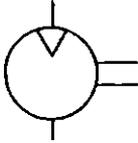
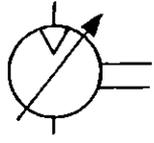
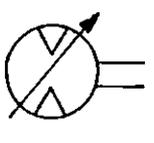
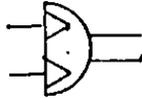
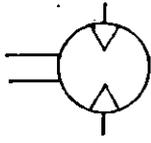
Especificación	Representación
Motor neumático de caudal constante, con un sentido de giro	
Motor neumático de caudal variable, con un sentido de giro	
Motor neumático de caudal variable, con dos sentidos de giro	
Actuador giratorio limitado	
Motor neumático de caudal constante con dos sentidos de giro	

Tabla 2.23. Movimiento rotativo.

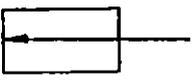
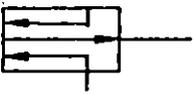
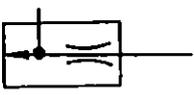
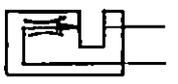
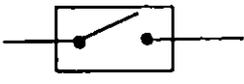
Especificación	Representación
Detector reflex	
Emisor, del detector de paso (barrera de aire)	
Receptor, del detector de paso (barrera de aire)	
Detector por obturación de fuga	
Detector de paso en forma de horquilla	
Detector neumático de proximidad accionado por imán permanente	
Detector eléctrico de proximidad accionado por imán permanente	

Tabla 2.24. Símbolos especiales para detectores de proximidad (no normalizados).

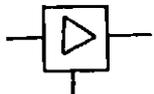
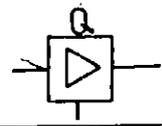
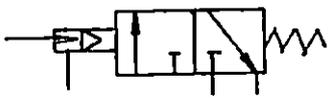
Especificación	Representación
Amplificador	
Amplificador de caudal	
Válvula 3/2 vías con amplificador	

Tabla 2.25. Amplificadores.

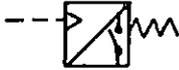
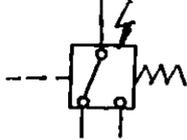
Especificación	Representación
Eléctrico-neumático	
Neumático-eléctrico	
Neumático-eléctrico (no normalizado)	

Tabla 2.26. Convertidores de señales.

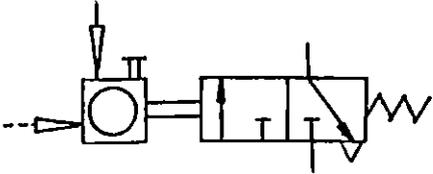
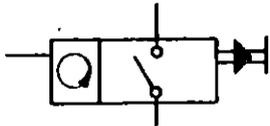
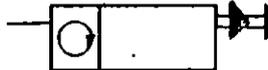
Especificación	Representación
Contadores de impulsos con re- posición neumática o mecánica	
Contador por sustracción (no normalizado)	
Contador por diferencia (no normalizado)	
Contador por adición (no normalizado)	

Tabla 2.27. Contadores.

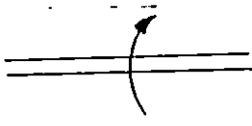
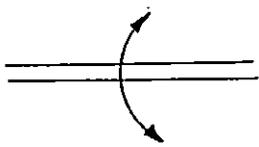
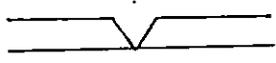
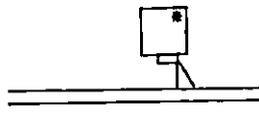
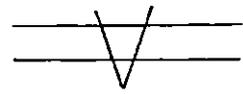
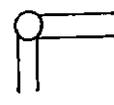
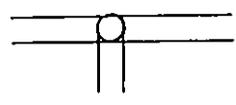
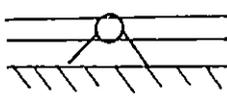
Especificación	Representación
Eje, movimiento giratorio en un sentido	
Eje, movimiento giratorio en dos sentidos	
Enclavamiento	
Bloqueo (* símbolo del medio de accionamiento para soltar el bloqueo)	
Mecanismo de salto	
Unión articulada, simple	
Unión articulada, con palanca continua	
Articulación con punto fijo	

Tabla 2.28. Mandos mecánicos.

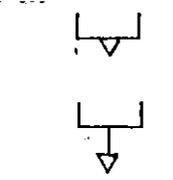
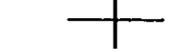
Especificación	Representación
Escape: - no recuperable - recuperable	
Silenciador	
Unión de conductos	
Cruce de conductos	

Tabla 2.29. Símbolos auxiliares.

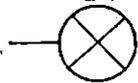
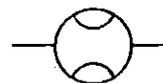
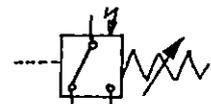
Especificación	Representación
Manómetro	
Manómetro diferencial	
Indicador de presión	
Termómetro	
Medidor de caudal	
Medidor de volumen	
Presostato (no normalizado)	

Tabla 2.30. Elementos de medida.

2.1.4 TRAZADO DE ESQUEMAS EN NEUMATICA.

En la realización de esquema, la disposición gráfica de los diferentes elementos es análoga a la representación esquemática de la cadena de mando (ver numeral 2.0), es decir, que las señales deben dirigirse de abajo hacia arriba. La alimentación es un factor importante y debe hacerse figurar también. Los elementos necesarios a la alimentación en la parte inferior y distribuir la energía, tal como mencionábamos de manera ascendente. Para circuitos relativamente grandes puede simplificarse dibujando en una parte del esquema la fuente de abastecimiento de energía (unidad de mantenimiento, válvula de cierre, diferentes conexiones de distribución, etc.) señalando en los diferentes elementos, por medio de las conexiones de alimentación.

Actuadores Señales de salida.	Unidades de Salida: Cilindros neumáticos Motores Indicadores Opticos
Elementos de Maniobra Señales de mando	Elementos de maniobra: Válvulas de vías
Procesadores Señales de procesador	Procesadores: Válvulas de vías: circulares de pasos secuenciales. Válvulas de presión. Válvulas de bloqueo. Válvulas de caudal. Temporizadores.

Tabla 2.31. Mando Neumático.

Sensores Señales de entrada	Unidades de introducción: Válvulas de vías con pulsador. Válvulas de rodillo. Detector de proximidad. Barrera de aire.
Abastecimiento de energía	Equipos de abastecimiento: Compresor. Acumulador. Regulador de presión. Unidad de mantenimiento.

Tabla 2.31. Mando Neumático (continuación).

Este cuadro implica, que el esquema de conexiones queda dibujado sin tener en cuenta la disposición local real de los elementos, recomendándose además, representar todos los cilindros y válvulas direccionales horizontalmente.

En la figura 2.1, se establece según el principio de la cadena de mando; indica al mismo tiempo que la posición de un elemento puede ser muy diferente a su localización real.

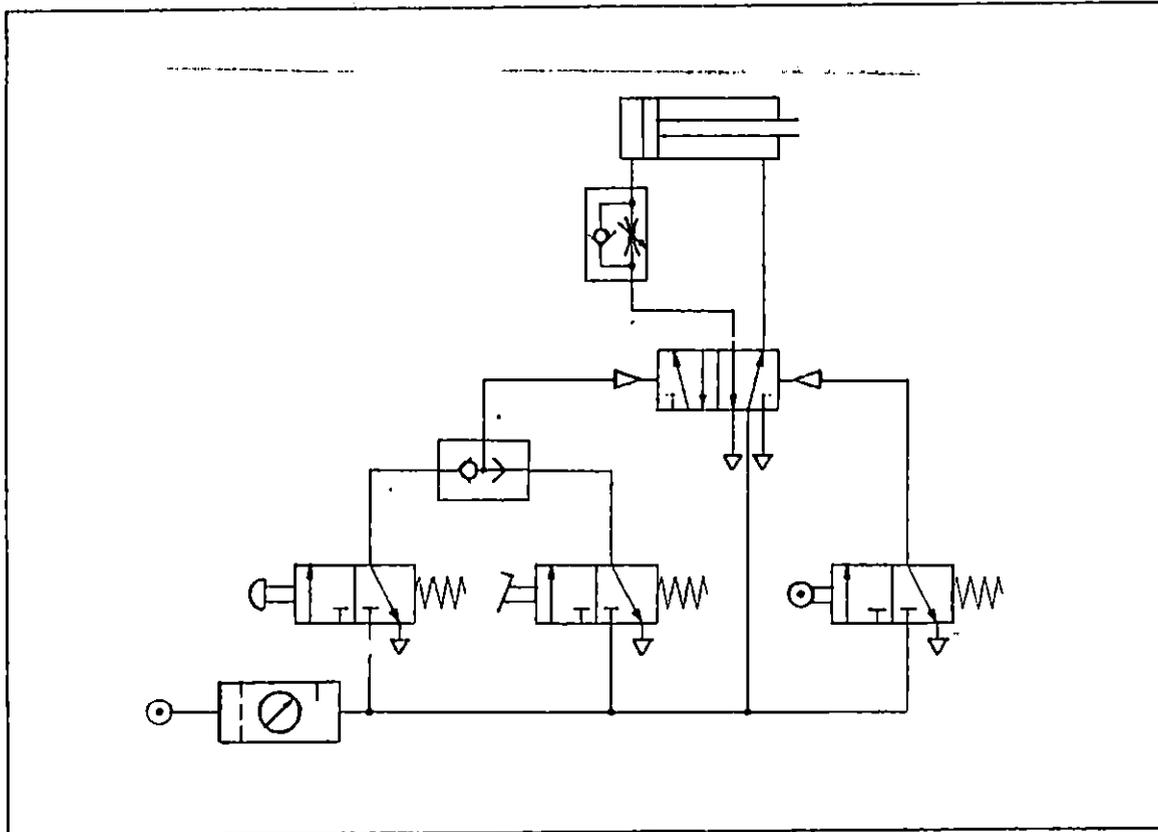


Figura 2.1

Cuando se trata de un mando complejo que comprende varios elementos de trabajo es recomendable realizar el mando en varias cadenas, correspondiendo cada una al elemento de trabajo dado. Estas cadenas se dibujarán unas al lado de las otras, permitiendo ser posible el desarrollo secuencial de las fases.

2.1.4.1 Designación de los elementos.

El sistema de numeración de componentes se rige por los criterios especificados a continuación:

- 0. Alimentación de energía.
- 1.0, 2.0, etc. Elementos de trabajo.
- .1 Elementos de mando.
- .01, .02, etc. Elementos ubicados entre el elemento de mando y el elemento de trabajo.
- .2, .4, etc. Elementos que inciden en el movimiento de avance del cilindro.
- .3, .5, etc. Elementos que inciden en el movimiento de retroceso del cilindro.

2.1.4.2 Designación abreviada de conexiones por cifras (según ISO 5599).

- 1 Alimentación de presión.
- 2,4 Conexiones de utilización.
- 13,5 Escapes.
- 12,14 Pilotajes.
- 10 Conexión de pilotaje que anula la señal de salida.

2.1.4.3 Designación de conexiones por letras.

- A,B,C Conexiones de utilización.
- P Alimentación de presión.
- R,S,T Escapes.
- L Fugas.
- X,Y,Z Pilotajes.

ISO 5599	Designación por letras
1	P
2	A
3	R
4	B
5	S
(10)	(Z)
12	Z
14	Y

Tabla 2.32. Comparación de las designaciones.

Nota: Dado que actualmente se emplean en el mercado de la neumática tanto letras como también cifras para la designación de las conexiones, es por ello que se optó por mostrar los dos tipos de designación.

2.1.4.4 Representación de las fases de los movimientos de un actuador (cilindro).

Para representar el movimiento de extensión (el vástago sale del cilindro) y retracción (el vástago entra al cilindro) en los cilindros se pueden usar cualquiera de las formas siguientes:

Si el cilindro se representa por la letra A.

Cilindro A	Representación en forma vectorial	Representación en escritura abreviada
Retracción	A ←	A -
Extensión	A →	A +

Tabla 2.33. Representación de las fases de los movimientos de un actuador.

EJEMPLO DE ESQUEMA DE SISTEMAS NEUMATICOS.

Los esquemas de sistemas siempre tienen la misma estructura, sin importar la configuración real de las conexiones.

A continuación se presenta el esquema de un sistema neumático.

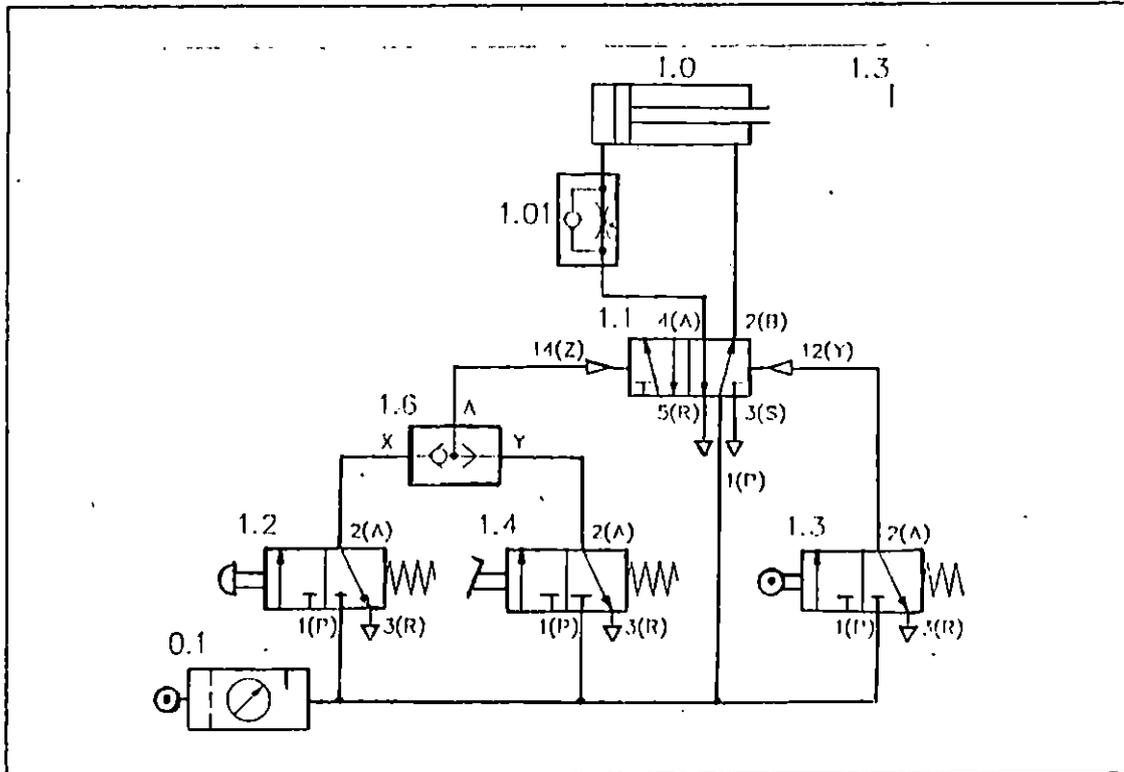


Figura 2.2

2.2 GENERACION Y ALIMENTACION DE AIRE COMPRIMIDO.

Los elementos de sistemas neumáticos suelen ser concebidos para presiones de 8 hasta 10 bar (800 hasta 1000 kpa.), no obstante, es recomendable que por razones económicas, se trabaje en la práctica con presiones entre 5 y 6 bar (500 y 600 kpa.).

El compresor debería suministrar una presión de 6.5 hasta 7 bar para poder compensar cualquier fuga en el sistema de distribución, del aire.

Para garantizar la confiabilidad de un mando neumático es necesario que el aire alimentado al sistema tenga un nivel de calidad suficiente. Ello implica considerar los siguientes factores:

- Presión correcta.
- Aire seco.
- Aire limpio.

De no cumplirse estas condiciones, es posible que se originen tiempos más prolongados de inactividad de las máquinas y además aumentaran los costos de servicio.

La generación del aire a presión empieza por la compresión de aire. El aire pasa a través de una serie de elementos antes de llegar hasta el punto de su consumo. El tipo de compresor y su ubicación en el sistema inciden en mayor o menor medida en la cantidad de partículas, de aceite y aguas incluidas en el sistema neumático. Para el acondicionamiento adecuado del aire es recomendable utilizar los siguientes elementos.

- Filtro de aspiración.
- Compresor.
- Acumulador de aire a presión.
- Secador.
- Filtro de aire a presión con separador de agua.
- Regulador de presión.
- Lubricador.
- Puntos de evacuación del condensado.

Con el fin de evitar que surjan problemas en el sistema, deberían tomarse en cuenta los siguientes aspectos relacionados al acondicionamiento del aire.

- Consumo de aire.
- Tipo de compresor.
- Presión necesaria en el sistema.
- Cantidad acumulada necesaria.

- Grado necesario de pureza del aire.
- Mínima humedad ambiente.
- Requisitos de lubricación.
- Temperatura del aire y su incidencia en el sistema.
- Tamaño de las tuberías y de las válvulas.
- Selección de los materiales utilizados en el equipo y en los periféricos.
- Puntos de escape y de purga.
- Disposición del sistema de distribución.

Si el aire no ha sido acondicionado debidamente provoca un aumento de la cantidad de fallas y en consecuencia, disminuye la vida útil de los sistemas neumáticos. Esta circunstancia se manifiesta de las siguientes maneras:

- Aumento del desgaste de juntas y de piezas móviles de válvulas y cilindros.
- Válvulas impregnadas de aceite.
- Suciedad en los silenciadores.

Una vez hablado sobre algunos aspectos que son de gran importancia para que un sistema de control neumático trabaje en buenas condiciones de operación, detallaremos cada uno de los elementos que intervienen en la generación y alimentación del aire comprimido.

2.2.1 COMPRESORES.

Los compresores convierten la energía mecánica suministrada por un motor primario (motor eléctrico, máquinas de combustión interna, etc.) en energía potencial de aire comprimido.

Para obtener trabajo útil un sistema neumático, se requiere un dispositivo que logre suministrar la cantidad suficiente de aire a la presión deseada. Este dispositivo es el compresor.

2.2.1.1 Tipos de compresores.

Existen dos tipos básicos de compresores de aire: de desplazamiento positivo y dinámico.

- En el compresor de desplazamiento positivo, la presión aumenta debido al cambio de volumen del aire atrapado en un espacio confinado. En un compresor, la capacidad no se ve afectada por variaciones en las presiones de trabajo (cuando no se toman en cuenta ni fugas, ni eficiencia volumétrica).
- En el tipo de compresores dinámicos, el aumento de presión se debe a un aumento en energía cinética para acelerar el movimiento del gas y a la transformación de energía cinética en energía de presión mediante algún tipo de difusor.

La elección del compresor depende de la presión y de la cantidad de aire necesaria. Los compresores son clasificados según su tipo constructivo los cuales se muestran el cuadro siguiente:

Tipos constructivos de compresores.	Compresor de émbolo alternativo.	Compresor de émbolo.
		Compresor de membrana.
	Compresor de émbolo giratorio.	Compresor rotativo multicelular.
		Compresor de hélices bicelular.
		Compresor ROOTS.
	Compresor de flujo.	Compresor radial.
		Compresor axial.

Tabla 2.34. Tipos de compresores.

2.2.2 ACUMULADOR.

El acumulador se encarga de almacenar el aire comprimido proveniente del compresor. Su función consiste en estabilizar la alimentación de aire a presión al sistema y procurar que las oscilaciones de la presión se mantengan en niveles mínimos.

El tamaño del acumulador depende de los siguientes criterios:

- Caudal del compresor.
- Cantidad de aire requerido en el sistema.
- Red de tuberías.
- Regulación del compresor.
- Oscilación permisible de la presión en el sistema.

Para poder determinar el volumen del acumulador lo podemos estimar en base al diagrama del anexo N^o 1.55, con valores de caudal, conmutación y diferencia de presión, previamente establecidos.

También para determinar el volumen del acumulador lo podemos hacer mediante la siguiente formula:

$$V = Q * Pa / (P_1 + Pa)$$

De donde:

- V : tamaño del recipiente (pies cúbicos)
- Q : salida del compresor (pies cúbicos por minuto, pcm)
- Pa : presión atmosférica standard (psig lbf/pulg² MAN)
- P₁ : presión del compresor (psia, lbf/pulg²)

En unidades del sistema Inglés tenemos:

$$V = Q * 14.7 / (P_1 + 14.7)$$

De donde:

- Q : caudal en pies cúbicos por minuto (pcm)
- P₁ : presión en bar.

Pero debido a los requerimientos del sistema, la ecuación debe de multiplicarse por un factor (seleccionado de acuerdo a la experiencia de 1.5 a 3), por lo que la ecuación queda, entonces

$$V = K * Q * 14.7 / (P_1 + 14.7)$$

2.2.3 SECADORES DE AIRE.

El aire comprimido con un contenido demasiado elevado de humedad reduce la vida útil de sistemas neumáticos. En consecuencia es necesario instalar secadores de aire con el fin de reducir el contenido de humedad del aire hasta alcanzar los niveles deseados. Para secar el aire puede recurrirse a alguno de los siguientes métodos:

- Secado por enfriamiento.
- Secado por adsorción.
- Secado por absorción.

Los costos adicionales ocasionados por la instalación de un secador de aire son rápidamente amortizados debido a la disminución de los costos de mantenimiento, por tiempos de inactividad menores y por la mayor fiabilidad del sistema.

SECADOR POR ENFRIAMIENTO.

El secador usado con más frecuencia es el secador por enfriamiento (fig. 2.3) en él, el aire es enfriado hasta temperaturas inferiores al punto de condensación. La humedad contenida en el aire es segregada y recogida en un recipiente.

El aire que penetra en el secador por enfriamiento pasa antes por un proceso de enfriamiento previo en el que se recurre al aire frío que sale de un intercambiador térmico. A continuación el aire es enfriado en el secador hasta alcanzar una temperatura inferior al punto de condensación.

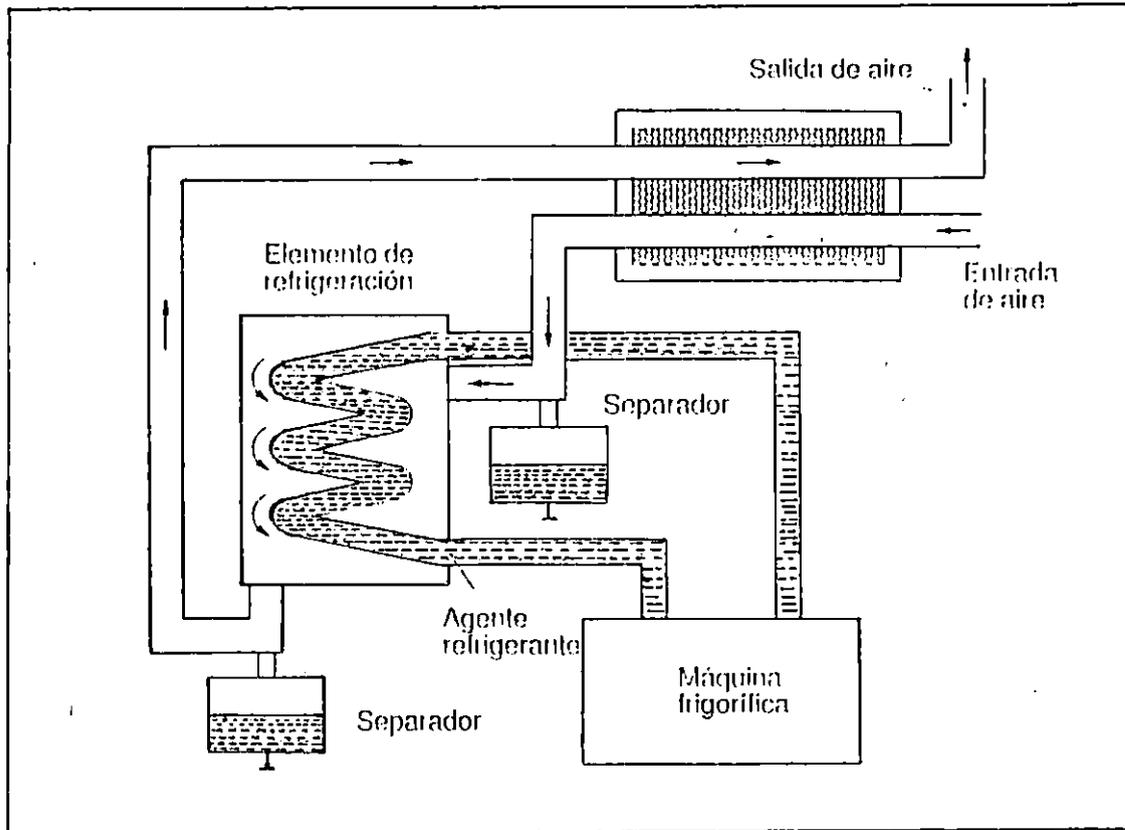


Figura 2.3. Secado por enfriamiento.

Punto de condensación:

La temperatura de punto de condensación es aquella que tiene que alcanzar el aire para que pueda condensar el agua.

Cuanto menor se la temperatura en relación con el punto de condensación, tanto más agua condensará. El secador por enfriamiento permite alcanzar temperaturas entre los 2°C y 5°C.

2.2.4 UNIDAD DE MANTENIMIENTO.

La unidad de mantenimiento tiene la función de acondicionar el aire a presión, dicha unidad es antepuesta al mando neumático, y esta compuesta de los siguientes elementos:

- Filtro para aire comprimido.
- Lubricación de aire comprimido.
- Regulador de aire comprimido.

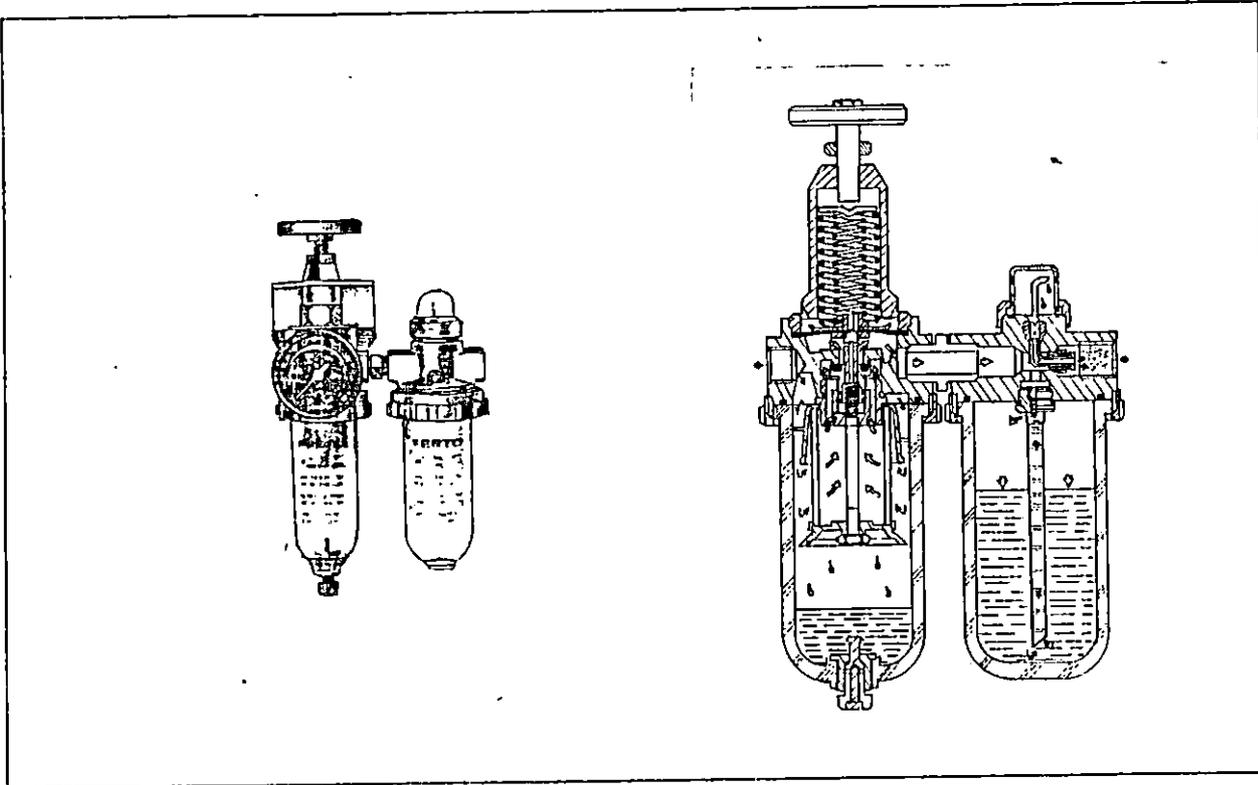


Figura 2.4. F. R. L.

2.2.4.1 Filtro para aire a presión.

El filtro para aire comprimido tiene la función de eliminar impurezas y condensado a presión que pasa por él (fig. 2.5)

El condensado, las impurezas y demasiada cantidad de aceite pueden ser motivo de desgaste de piezas móviles y de juntas de elementos neumáticos. Dichas sustancias pueden contaminar el medio ambiente a través de fugas en el sistema. Si no se utilizan filtros, es posible que los productos que se produzcan en la fábrica queden inutilizados por efecto de la suciedad (por ejemplo, en el caso de alimentos o productos farmacéuticos o químicos).

El parámetro característico de los filtros es la amplitud de los poros. Dicho parámetro determina el tamaño mínimo de las partículas que pueden ser retenidas en el filtro.

Los filtros normales tienen poros con dimensiones que oscilan entre 5 μm y 40 μm .

Bajo el concepto de grado de filtración de un filtro se entiende el porcentaje de partículas que son separadas de la corriente de aire. Si los poros son de $5\ \mu\text{m}$, normalmente se obtiene un grado de filtración de 99.99%.

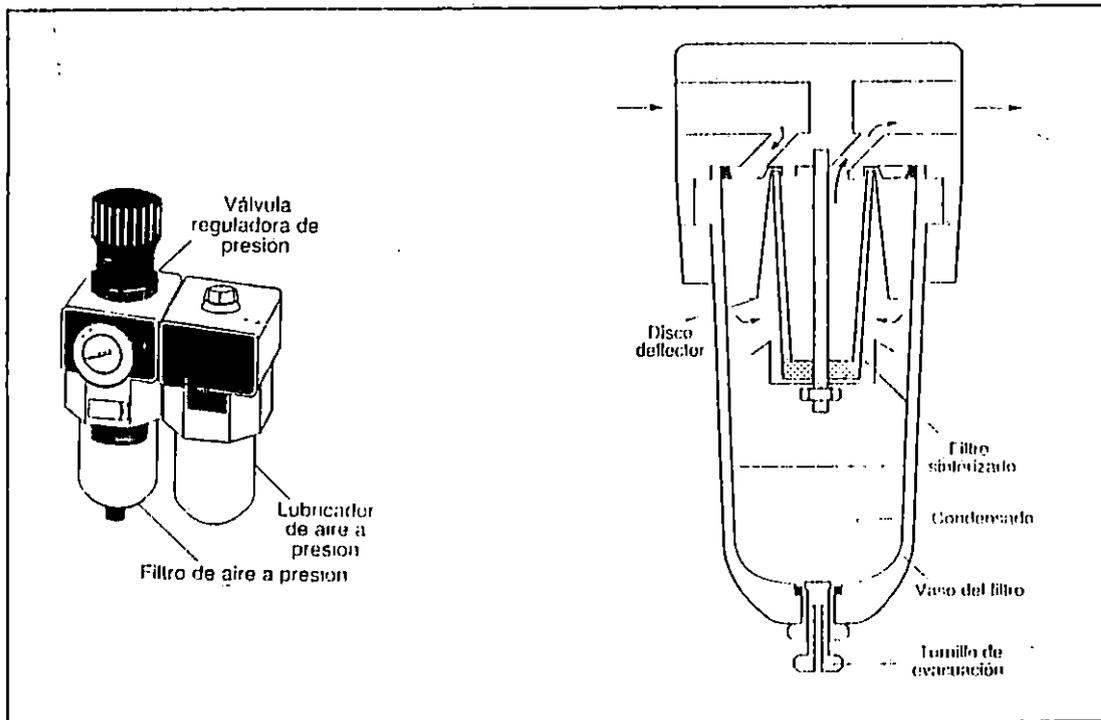


Figura 2.5. Filtro de aire a presión.

2.2.4.2 Lubricador del aire a presión.

El lubricador de aire a presión tiene la función de agregar aceite al aire en determinado tramo del sistema de distribución de aire, en caso de que el funcionamiento del sistema neumático así lo requiera (figura 2.6). En términos generales no debería lubricarse el aire a presión. No obstante, si las partes móviles de válvulas y cilindros requieren de la lubricación, deberá enriquecerse el aire a presión con una cantidad suficiente de aceite. La lubricación del aire a presión debería siempre limitarse tan solo a los segmentos del sistema que necesiten lubricación. El aceite que pasa del compresor al aire a presión no es apropiado para la lubricación de elementos neumáticos.

El aire a presión debería contener aceite de lubricación en los siguientes casos:

- Necesidad de operar con movimientos extremadamente veloces.
- Uso de cilindros de grandes diámetros.

Si la lubricación es demasiada pueden surgir los siguientes problemas:

- Funcionamiento deficiente de los elementos.
- Mayor contaminación del medio ambiente.
- Agarrotamiento de elementos después de períodos de inactividad prolongados.

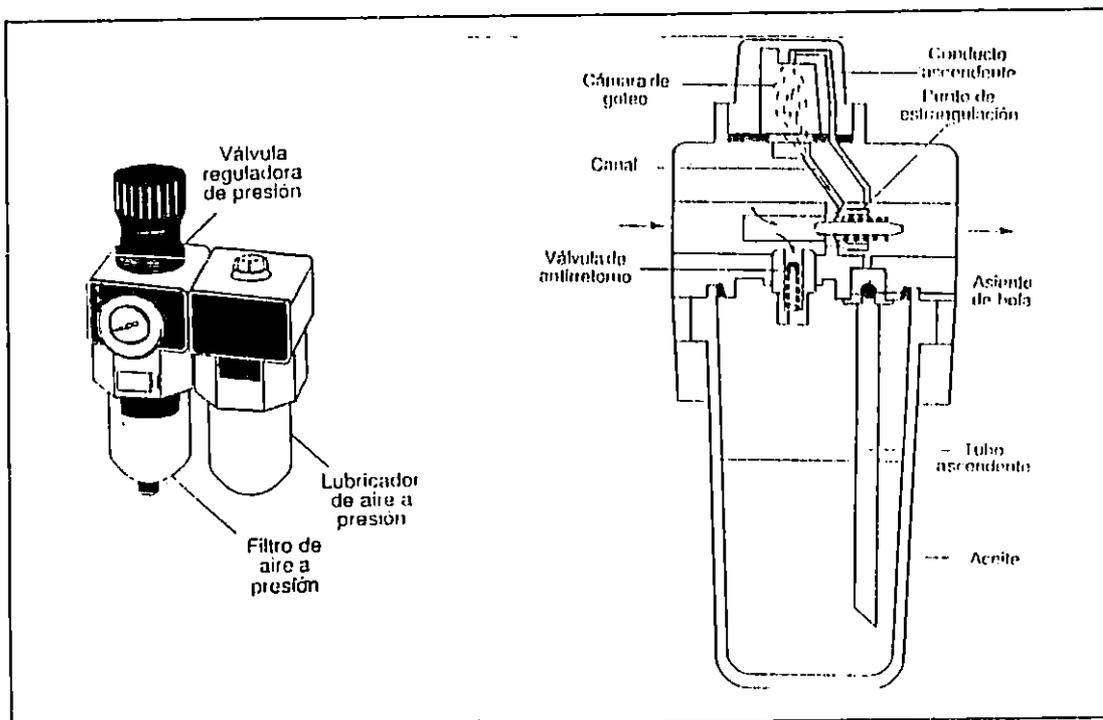


Figura 2.6. Lubricador de aire a presión.

2.2.4.3 Regulador de aire comprimido.

El nivel de la presión del aire comprimido generado por el compresor no es constante.

Las oscilaciones de la presión en las tuberías pueden incidir negativamente en las características de conmutación de válvulas, en la

velocidad de cilindros y en la regulación del tiempo de válvulas de estrangulación y de retardo. En consecuencia, es importante que la presión del aire sea constante para que el equipo neumático no ocasiona problemas. Para obtener un nivel constante de la presión del aire se instalan reguladores de presión en la red de aire a presión con el fin de procurar la uniformidad de la presión en el sistema de alimentación de aire comprimido (presión secundaria), independientemente de las oscilaciones que surjan en el circuito principal (presión primaria), el reductor o regulador de presión es instalado detrás del filtro de aire con el fin de mantener un nivel constante de la presión de trabajo. El nivel de la presión, siempre deberá regirse por las exigencias que plantee la parte correspondiente del sistema, 6 bar en la sección de operación y 4 bar en la sección de mando, estas son las presiones que en la práctica han demostrado, ser la mejor solución para satisfacer los criterios de aire a presión y los del rendimiento de los elementos neumáticos.

Si la presión de trabajo es más elevada, no se aprovecharía debidamente la energía y, además, el desgaste sería mayor; si la presión es menor, disminuirá la eficiencia en la sección operativa del sistema.

2.2.5 DISTRIBUCION DEL AIRE.

Para que la distribución del aire sea fiable y no cause problemas, es recomendable acatar una serie de puntos. Entre ellos, las dimensiones correctas del sistema de tuberías son tan importantes como la elección correcta de los materiales, de la resistencia al caudal de aire, así como la configuración del sistema de tuberías y la ejecución de los trabajos de mantenimiento.

Tratándose de instalaciones nuevas, siempre debe tomarse en cuenta una posible ampliación posterior. Concretamente, la tubería principal debería tener dimensiones mayores a las que se necesiten para el sistema actual. Con miras a una posterior ampliación, también es

recomendable instalar cierres y válvulas de bloqueo adicionales. En todos los conductos se producen pérdidas de presión a raíz de resistencias al flujo, especialmente en zonas de estrechamiento, en ángulos, bifurcaciones y conexiones de tubos. Estas pérdidas tienen que ser compensadas por el compresor. La disminución de presión en todo el sistema no debería ser mayor a 0.1 bar.

Para calcular las diferencias de presión es necesario conocer exactamente la longitud de la tubería. Las conexiones de tubos, las desviaciones y los ángulos deberán ser sustituidos por las longitudes respectivas. Además, la selección del diámetro interior correcto depende también de la presión de servicio y de la cantidad de aire alimentado al sistema; en consecuencia, es recomendable calcular el diámetro mediante un nomograma.

Cualquier tipo de influencia que incida sobre el flujo de aire o cualquier cambio de dirección significan un factor de interferencia que provocan un aumento de la resistencia al flujo. Ello tiene como consecuencia una constante disminución de la presión dentro de las tuberías. Dado que es inevitable utilizar desviaciones, ángulos y conexiones de tubos en cualquier red neumática, es imposible evitar una reducción de la presión. No obstante, la instalación óptima de las conexiones, la elección de los materiales adecuados y el montaje correcto de las conexiones pueden contribuir a que la reducción sea mínima.

2.2.5.1 Materiales.

Los sistemas neumáticos modernos exigen la instalación de tubos que cumplan con determinadas condiciones. Concretamente, los materiales tienen que cumplir con lo siguiente:

- Bajo nivel de pérdida de presión.
- Estanqueidad.
- Resistencia a la corrosión.
- Posibilidad de ampliación.

2.2.5.2 Configuración de la red de tubos.

La configuración de la red de tuberías es de gran importancia para el funcionamiento económico del sistema, aparte de escoger las dimensiones correctas de los tubos y de optar por una buena calidad de los materiales empleados.

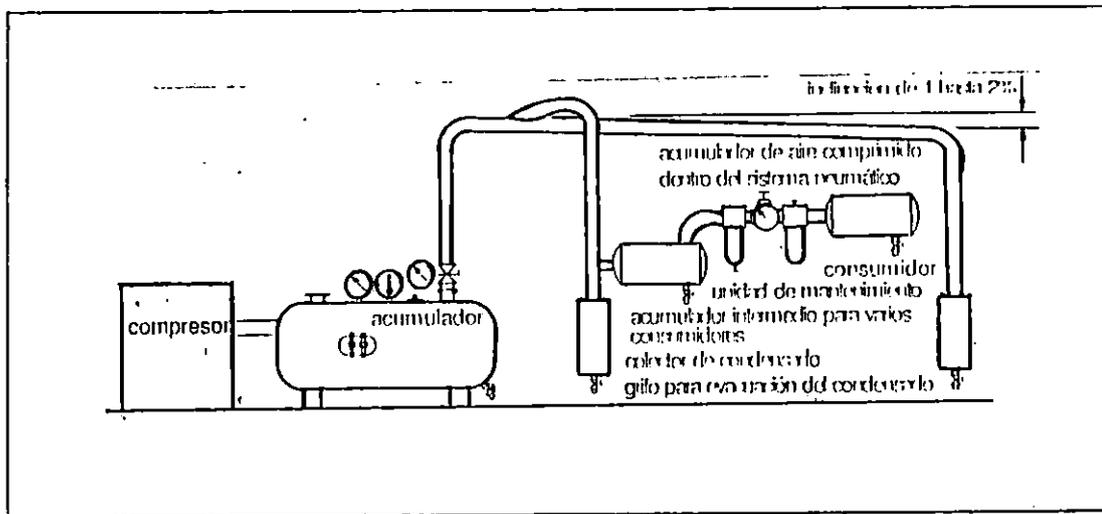


Figura 2.7. Red múltiple.

Aunque el sistema de evacuación de aire del sistema generador de presión sea eficiente, siempre puede haber residuos de condensado en el sistema de tuberías debido a caídas de presión o de la temperatura exterior. Para evacuar ese condensado, todo el sistema debería tener una inclinación de 1 hasta 2% en dirección del flujo de aire. (figura 2.7). Los puntos de evacuación también pueden instalarse escalonadamente. De esta forma, el condensado puede ser evacuado en los puntos respectivamente más bajos a través de un separador de agua.

2.3 ELEMENTOS DE CONTROL DE LA ENERGIA NEUMATICA.

La energía neumática que se transmite a través de un sistema neumático debe estar en todo momento dirigida y bajo completo control. Si la energía no es controlada cada instante parte del trabajo no podrá convertirse en trabajo útil o la maquinaria o los operarios podrían sufrir algún daño. Una de las ventajas de la transmisión neumática de la energía es que puede controlarse de manera relativamente fácil utilizando válvulas, actuadores, indicadores, etc.

2.3.1 VALVULAS NEUMATICAS.

Las válvulas tienen la función de controlar la dirección, la presión o el flujo de aire a presión. Según su tipo, las válvulas pueden clasificarse del siguiente modo:

- Válvulas de vías: sensores, procesadores y elemento de manobra.
- Válvulas de bloqueo o cierre (válvulas antirretorno).
- Válvulas reguladoras de flujo (válvulas de estrangulación).
- Válvulas de presión.
- Combinación de estas válvulas.

DISEÑO DE VALVULAS.

El diseño de una válvula es un criterio importante para: la vida útil, los tiempos de conmutación, el tipo de accionamiento, el sistema de conexiones y el tamaño.

Entre los tipos de diseño de válvulas de vías están:

Válvula de asiento y las válvulas de corredera.

En el caso de las válvulas de asiento, los pasos son abiertos o cerrados mediante bolas, platos, discos o conos. Las válvulas de asiento suelen llevar juntas de goma que hacen las veces de asiento. Estas válvulas apenas tienen piezas que puedan desgastarse y en

consecuencia, tienen una vida útil larga. No son sensibles a la suciedad y son muy resistentes. Pero requieren de una fuerza de accionamiento relativamente grande, ya que tiene que superar la fuerza del muelle de recuperación y de la presión del aire.

En el caso de las válvulas de corredera, las conexiones son unidas o cerradas mediante correderas cilíndricas, planas o circulares.

2.3.1.1 Válvulas de control direccional (válvulas de vías).

Las válvulas de vías son dispositivos que controlan el paso de señales neumáticas o flujo de aire.

Una válvula de vías consiste de un cuerpo de la válvula, un número determinado de conductos internos que están dentro del cuerpo de la válvula y de una parte móvil o vástago deslizante que conecta y desconecta los conductos, controlando así la dirección del flujo de trabajo.

Estas válvulas se clasifican por el número de vías y posiciones de está. El número de vías es igual al número de conductos diferentes dentro del cuerpo y el número de posiciones esta dado como su nombre lo indica por el número de posiciones que la parte móvil o vástago puede adoptar dentro de la válvula para conectar y desconectar los conductos, generalmente el número de posiciones que puede adoptar una válvula de vías son tres, dos extremas (a la izquierda o derecha) y una central.

Así por ejemplo, si una válvula posee 4 conductos y tres posiciones del vástago diremos que es una válvula de control direccional de (4/3) cuatro vías tres posiciones. En los sistemas neumáticos tenemos este tipo de válvulas en dos, tres y cuatro vías en dos o tres posiciones, en la tabla 2.10 se muestra la representación simbólica de los diferentes tipos de válvulas de vías.

2.3.1.1.1 Válvulas de 5 vías, 2 posiciones.

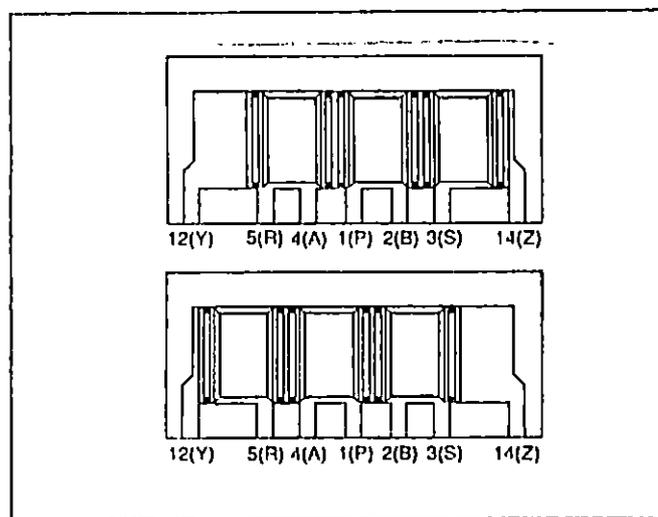


Figura 2.8. Válvula de 5/2 vías, sistema de corredera longitudinal.

Las válvulas de 5/2 vías tienen cinco conexiones y dos posiciones. Estas válvulas son utilizadas principalmente como elementos de maniobra para el accionamiento de cilindros. La válvula de corredera longitudinal es un ejemplo de válvula de 5/2 vías. En su calidad de elemento de mando, estas válvulas tienen un émbolo de mando que se encarga de unir o separar los conductos correspondientes efectuando movimientos longitudinales. Se necesita poca fuerza para el accionamiento porque no es necesario superar la resistencia del aire comprimido o de un muelle (método de bola o de plato). En el caso de las válvulas de corredera longitudinal, es posible aplicar todos los tipos de accionamiento, ya sean manuales, mecánicos, eléctricos o neumáticos. Estos mismos tipos de accionamiento pueden también ser utilizados para los movimientos de reposición. En estas válvulas, el recorrido de la operación de accionamiento es considerablemente mayor que en el caso de las válvulas de asiento.

Las válvulas de 5/2 vías son utilizadas con frecuencia en sustitución de válvulas de 4/2 vías. Las válvulas de 5/2 vías permiten la evacuación por dos conexiones separadas al avanzar o retroceder el cilindro lo que nos permite regular por medio de otros disposi-

tivos de control (válvulas de estrangulación) la velocidad en los cilindros en la extensión o en la retracción, no obstante, las funciones de mando de las válvulas de 4/2 vías y de 5/2 vías son fundamentalmente las mismas.

Esta versión de válvulas de corredera ofrece problemas de estanqueidad. Las conexiones de "metal sobre metal", conocidas en la hidráulica, exigen tolerancias mínimas de la corredera en relación con el taladro en el cuerpo de la válvula.

Tratándose de válvulas neumáticas, la holgura entre la corredera y el taladro del cuerpo de la válvula no debería ser mayor a 0.002-0.004 mm, puesto que de lo contrario las fugas serían demasiado grandes. Para evitar los gastos que significarían una fabricación de las piezas con esa precisión, se utilizan juntas tóricas y retenes en los cilindros y juntas tóricas en el cuerpo de la válvula. Para evitar daños en las zonas de las conexiones, es posible repartir los elementos de estanqueidad a lo largo de toda la camisa del cilindro.

Otro método de estanqueidad consiste en utilizar una junta de plato suspendido con movimientos de conmutación relativamente pequeños. La junta de asiento une la conexión 1(P) con 2(B) o con 4(A). Las juntas secundarias del émbolo unen las conexiones de evacuación de aire con las conexiones de escape. La válvula tiene en ambos lados una unidad de accionamiento manual para controlar el movimiento del émbolo.

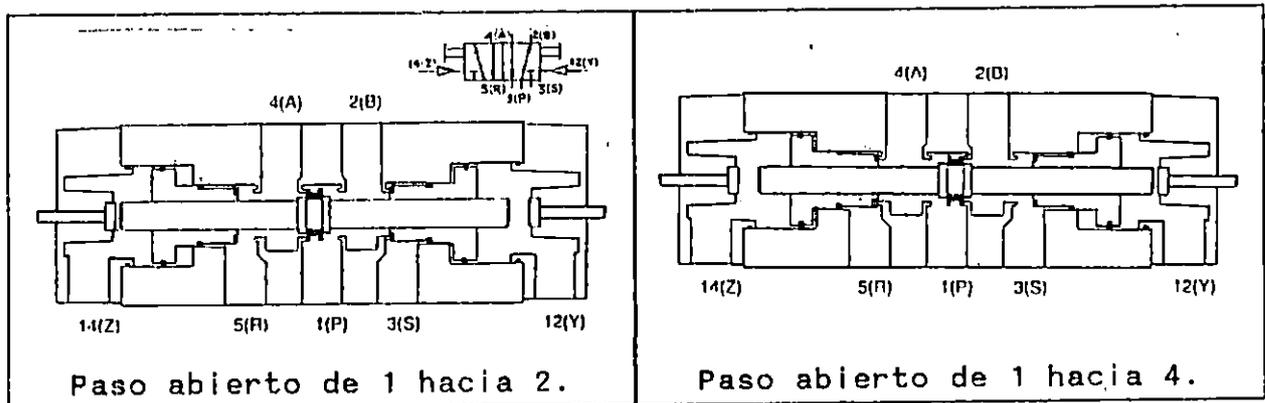


Figura 2.9. Válvula de 5/2 vías, asiento de plato suspendido.

Las válvulas neumáticas de impulsos de 5/2 vías tienen capacidad de memoria. La válvula conmuta de conexión 14(Z) a conexión 12(Y) por efecto de señales neumáticas alternativas. Al retirarse la señal, la posición se mantiene hasta que la válvula reciba una señal contraria.

2.3.1.2 Válvulas de bloqueo (cierre).

Las válvulas de cierre bloquean el paso en una dirección y lo abren en la dirección contraria. La presión en el lado de la salida ejerce una fuerza sobre el lado que bloquea y, por lo tanto, apoya el efecto de estanqueidad de la válvula (tabla 2.17).

Este tipo de válvulas es utilizado entre otras en válvulas selectoras o en combinación con una válvula reguladora de caudal, en válvulas de estrangulamiento y antirretorno (válvulas reguladoras de caudal unidireccionales).

2.3.1.2.1 Válvulas antirretorno.

Las válvulas de antirretorno pueden bloquear totalmente el paso en una dirección mientras que en la dirección contraria pasa el aire con un mínimo de pérdida de presión. El bloqueo de una dirección puede realizarse con conos, bolas, platos o membranas.

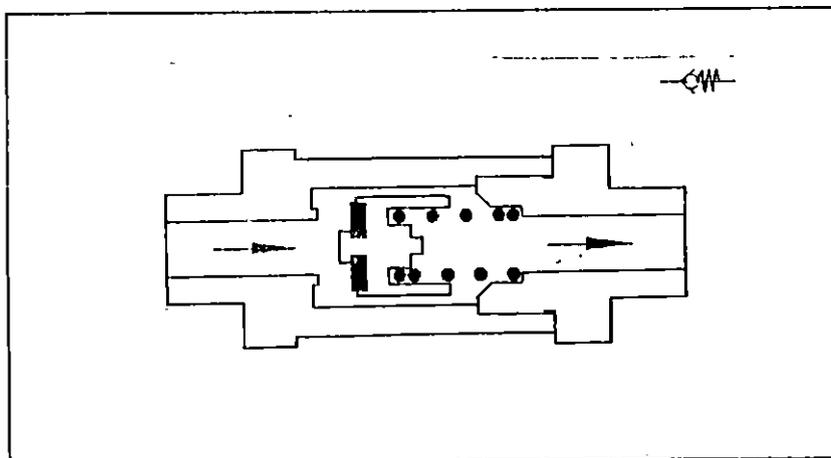


Figura 2.10. Válvula de antirretorno.

2.3.1.3 Válvulas de estrangulación.

Las válvulas reguladoras de flujo (o de estrangulación) bloquean o estrangulan el caudal y, en consecuencia, regulan el paso del aire. Si en paralelo funciona, además, una válvula de antirretorno, entonces el paso es limitado en una dirección y en la dirección contraria, el paso de aire es máximo.

2.3.1.3.1 Válvulas de estrangulación y antirretorno.

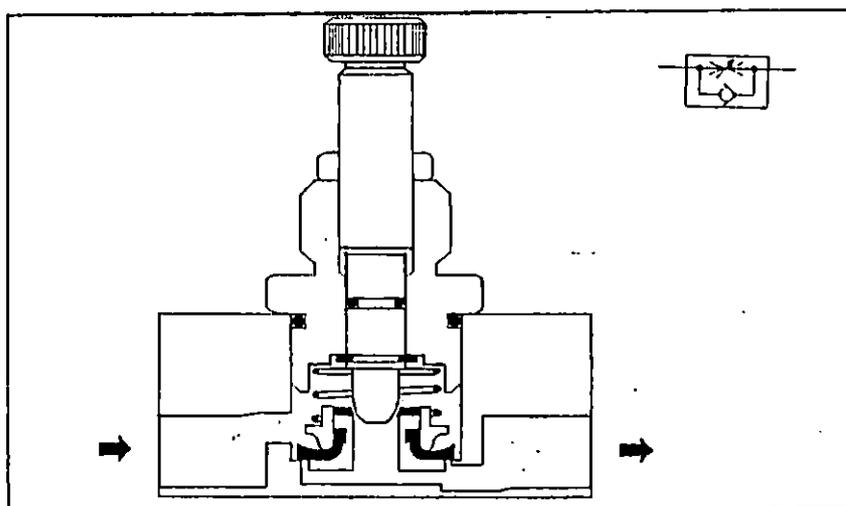


Figura 2.11. Válvula de estrangulación y antirretorno.

La válvula de estrangulación y antirretorno reduce el caudal de aire solamente en una dirección. La válvula de antirretorno cierra el paso del aire en una dirección y el aire sólo puede pasar a través de la sección regulada.

2.3.1.4 Válvulas de presión.

Las válvulas de presión son elementos que se encargan de regular la presión o que son controladas por la presión. Concretamente pueden diferenciarse los siguientes tres grupos, tal como se especifica en el encabezado de la tabla 2.21, en esta tabla se muestran los diferentes tipos de válvulas de presión.

2.3.1.4.1 Válvulas reguladoras de presión.

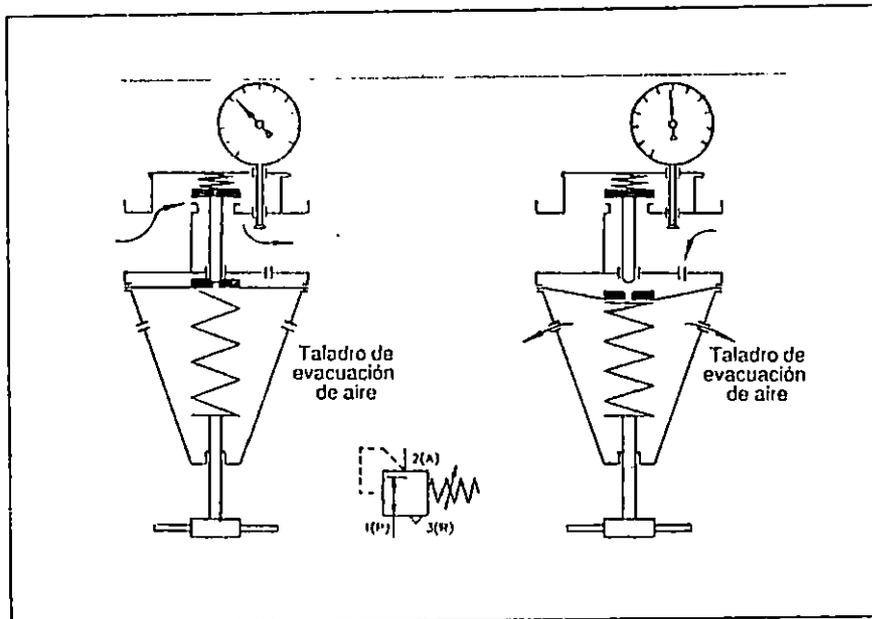


Figura 2.12. Válvula reguladora de presión.

Funcionamiento:

La presión de entrada (presión primaria) siempre tiene que ser mayor que la presión de salida (presión secundaria) en la válvula reguladora de presión. La presión es regulada mediante una membrana, mientras que por el otro lado actúa un muelle. La fuerza del muelle puede ajustarse mediante un tornillo.

Si la presión aumenta en el circuito secundario, por ejemplo al producirse un cambio de cargas en un cilindro, la membrana es presionada contra el muelle, con lo que disminuye o se cierra el diámetro del escape en el asiento de la válvula. El asiento de la válvula abre y el aire a presión puede salir a través de los taladros de evacuación.

Si disminuye la presión en el circuito secundario, el muelle se encarga de abrir la válvula. En consecuencia la regulación de la presión de aire es función de una presión de servicio ajustada con anticipación. Significa que el asiento de la válvula abre y cierra constantemente por efecto del volumen de aire que pasa a través de ella. La presión de trabajo es indicada en un instrumento de medición.

2.3.2 ACTUADORES.

El aire comprimido se usa para muchos propósitos en una instalación industrial. En un gran número de instalaciones, el aire comprimido se usa para impulsar actuadores neumáticos. En cualquier aplicación la energía neumática disponible debe transformarse primero a energía mecánica para poder realizar trabajo útil.

Los actuadores neumáticos pueden clasificarse en dos grupos según el movimiento, si es lineal o es giratorio:

a) Movimiento rectilíneo (movimiento lineal).

- Cilindro de simple efecto.
- Cilindro de doble efecto. Ver tabla 2.22.

b) Movimiento giratorio.

- Motor giratorio.
- Actuador giratorio. Ver tabla 2.23.

2.3.3 SELLOS.

Para el buen funcionamiento de un cilindro neumático debe existir un sello positivo alrededor del pistón y en el prensa-estopas del vástago.

Generalmente, los pistones de los cilindros neumáticos se equipan con sellos elásticos. Este tipo de sellos no permite fugas bajo condiciones normales, pero son menos duraderos que los anillos para pistón, ya sean metálicos o no metálicos. Los sellos elásticos típicos son los arosellos, sellos de ceja, etc.

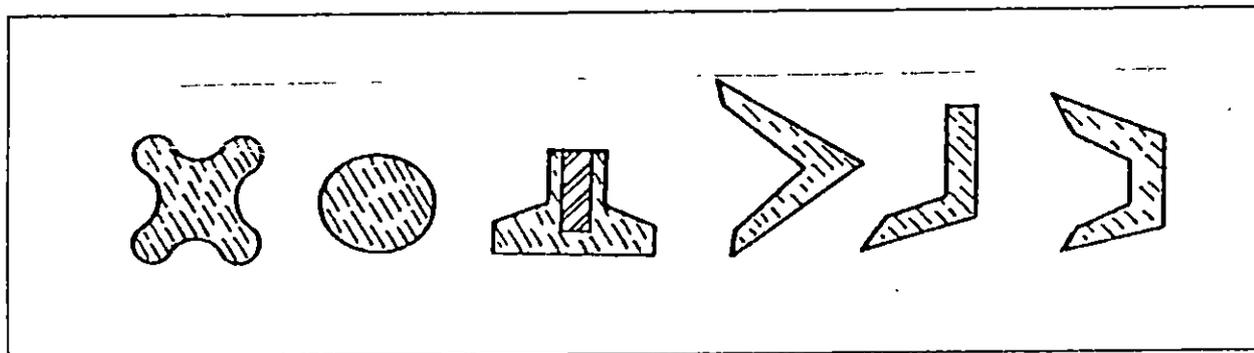


Figura 2.13. Secciones transversales de anillos formados para pistón.

Existe gran variedad de sellos para el prensa-estopas del vástago y generalmente son sellos elásticos. Algunos cilindros cuentan con un sello primario en forma de "V" o "U", de multiceja o acopado y un sello limpiador del vástago que evita la introducción de materiales extraños a través del prensa-estopas.

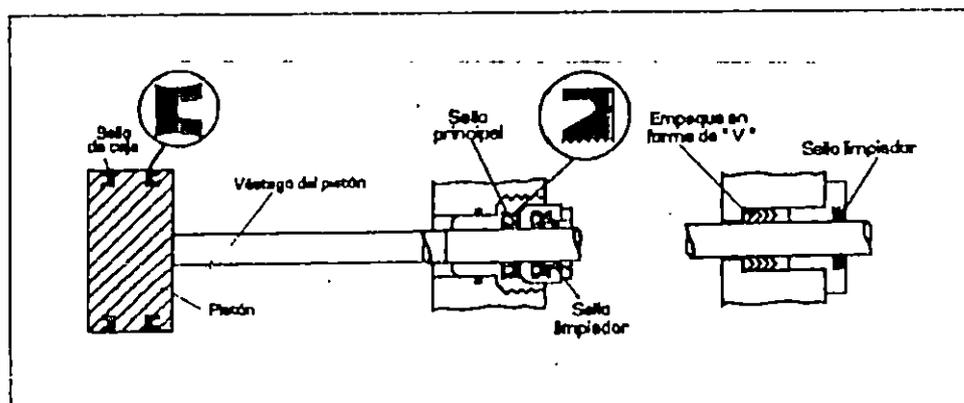


Figura 2.14. Sellos del émbolo y vástago.

Un sello común para el prensa-estopas de vástago tiene un sello de caja como sello principal. El borde de las cejas roza continuamente el vástago del cilindro y proporciona un sello positivo con fuerzas estáticas y dinámicas bajas. Un segundo sello frota el vástago durante la extensión para retener el fluido que pudiese haber pasado por el sello principal y lo barre durante el retroceso, cubriéndolo con una delgada película de aceite que reingresa al cilindro en la carrera de retorno.

Entre los materiales más utilizados en el retén están:

Perbunan.....para -20°C hasta $+80^{\circ}\text{C}$
 Vitón.....para -20°C hasta $+190^{\circ}\text{C}$
 Teflón.....para -20°C hasta $+200^{\circ}\text{C}$

Las juntas toricas se encargan de la estanqueidad estática.

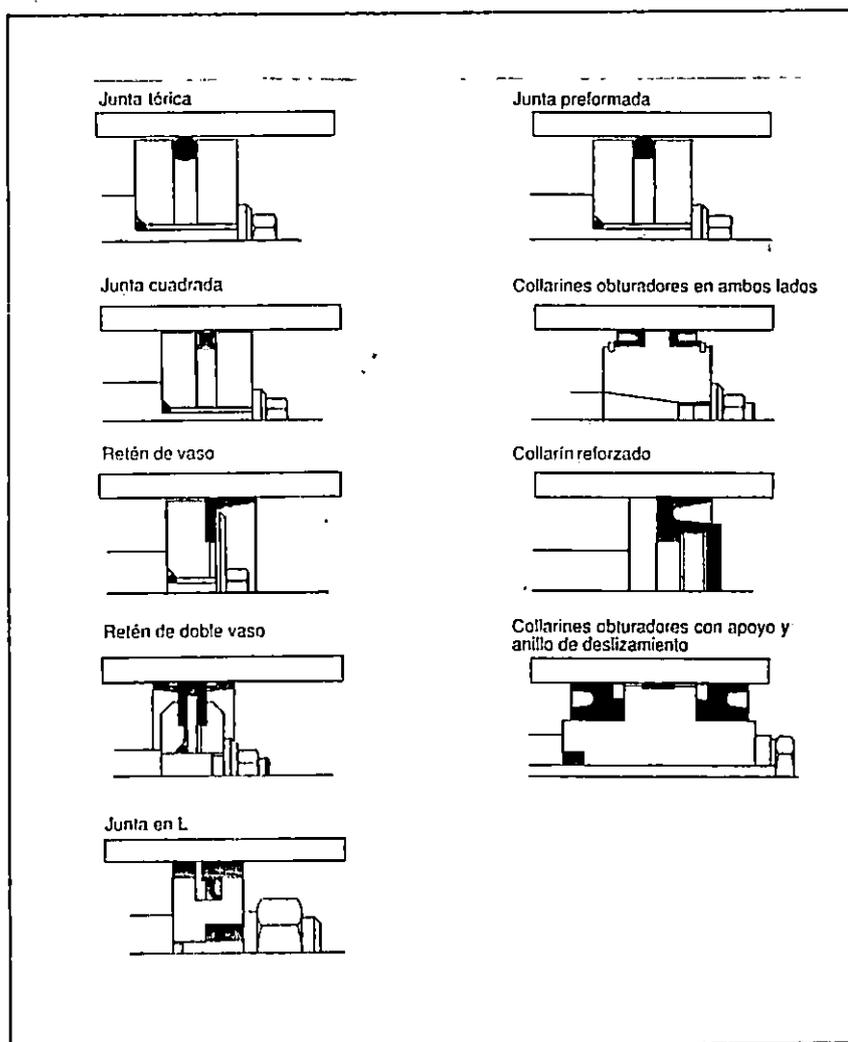


Figura 2.15. Juntas de cilindros.

2.3.4 PROPIEDADES DE LOS CILINDROS.

El rendimiento de un cilindro puede ser calculado teóricamente o recurriendo a los datos ofrecidos por el fabricante. Si bien ambos métodos son correctos, cabe notar que los datos ofrecidos por el

fabricante suelen ser más informativos para una versión y aplicación específica.

2.3.4.1 Fuerza del émbolo.

La fuerza ejercida por el émbolo de un cilindro depende de la presión del aire, del diámetro del cilindro y de la resistencia por fricción de los elementos estanqueizantes.

Para calcular la fuerza teórica de un émbolo deberá recurrirse a la siguiente fórmula:

$$F_t = A.P \quad \text{Ec. 2.1}$$

De donde: F_t = Fuerza teórica del émbolo [N].

A = Superficie útil del émbolo [m²].

P = Presión de trabajo [Pa].

2.3.4.2 Carrera.

La carrera de los cilindros neumáticos no debería exceder de 2 mt. Las carreras demasiado grandes significan un esfuerzo demasiado grande para el vástago y el cojinete guía. Para evitar el peligro de pandeo, debería optarse por un diámetro más grande del vástago si la carrera del cilindro es grande.

2.3.4.3 Velocidad del émbolo.

La velocidad del émbolo de los cilindros neumáticos depende de la contra-fuerza, de la presión de aire, de la longitud de los conductos, de la sección entre la unidad de maniobra y de trabajo y, además, del caudal de la válvula de maniobra. La amortiguación de final de carrera también incide en la velocidad.

La velocidad media de los émbolos de cilindros estándar oscila en-

tre aproximadamente 0.1 y 1.5 m/s. Con cilindros especiales pueden alcanzarse velocidades de hasta 10 m/s. La velocidad de los cilindros puede ser reducida mediante válvulas de estrangulación y anti-retorno, y para aumentarla deberá recurrirse a sistemas de escape rápido.

2.3.4.4 Flujo volumétrico en actuadores.

El caudal suministrado a un cilindro es la cantidad de aire necesaria para mover la carga del pistón, y descargar el aire contenido en el lado opuesto del cilindro, a una velocidad específica. Puede calcularse de la siguiente manera:

$$V = A \times S$$

Ec. 2.2

En donde: V = volumen.

A = área mayor o menor.

S = velocidad del vástago.

2.3.4.5 Consumo de aire.

Para conocer los detalles relacionados con la alimentación de aire a presión y para calcular los costos respectivos es importante saber cuanto aire consume la red neumática. Dados la presión de trabajo, el diámetro del cilindro y la carrera, el consumo de aire puede calcularse de la siguiente manera:

$$CA = (Rc)(SE)(S)$$

En donde: CA = Consumo de aire

Rc = Relación de compresión

SE = Superficie del émbolo

S = Carrera

Pero:

$$R_c = (1.013 + P_t) / 1.013$$

Ec. 2.3

En donde: P_t = Presión de trabajo (en bar).

2.3.4.6 Factor de diseño.

El dimensionamiento de un cilindro se hace en base al empuje teórico desarrollado, multiplicado por un factor de exceso entre 20 y 50%, este factor de diseño considera las pérdidas debidas a la fricción o a otras fuerzas mecánicas, pérdidas de presión en la línea y posibles fugas.

CAPITULO III

3.0 MANTENIMIENTO DE SISTEMAS NEUMATICOS.

3.1 REGLAS GENERALES.

Las siguientes reglas son válidas para diferentes sistemas (hidráulicos, neumáticos y eléctrico). Tomando en cuenta, que la única diferencia que se presenta es el tipo de mediciones que en cada sistema se realizan. Es bueno recordar lo importante que resulta el tener el diagrama de funciones (pasos) del sistema (máquina), con esto resulta más fácil y rápido el determinar donde se encuentra la avería.

En un circuito pueden presentarse fallas, incluso con el empleo de los mejores elementos y con una instalación excelente.

Aunque se debe estar consciente de que las averías deben ser reparadas rápidamente para prevenir las pérdidas de producción, en lo posible no debe uno dejarse influenciar por la necesidad de rapidez. Esto puede producir pánico y originar una falta de claridad en el diagnóstico de la avería. Podemos desmontar elementos al azar, desde el primero al último, lo cual, evidentemente, no es acertado.

Las principales reglas para la localización y rectificación de averías son las siguientes:

1. No dejarse alterar por el pánico y pensar cuidadosamente.
2. Indagar qué pieza o aparato en el sistema produce la avería debido a su mal funcionamiento o bien a su fallo total. El fallo debe ser localizado y para ello, y en primer lugar, hay que tener a mano el esquema o diagrama de la instalación. A partir de él puede ser deducido como funciona la instalación en condiciones normales.

Si hay una avería, quiere decir normalmente que el sistema está detenido en una posición intermedia.

Inspeccionando la secuencia para a paso, puede detectarse qué parte no ha transmitido la señal requerida (uso del diagrama de funciones). Se localiza la unidad defectuosa. Las fugas en las tuberías y rácores pueden causar descenso de presión, pero en general no interrumpe la operación salvo naturalmente que fueran exageradas.

La parada del sistema durante el ciclo es casi siempre debida a un defecto del equipo o a una incorrecta actuación de una pieza del mismo. Cuando esta pieza ha sido localizada, entonces se actúa cuidadosamente hasta encontrar la causa del fallo.

3.1.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

El filtro y el lubricador son los elementos más simples que intentan reducir el mantenimiento del sistema al mínimo incluso en un medio ambiente desfavorable la fiabilidad de un sistema neumático es buena, debido a que las partes internas del equipo están normalmente sometidas a una presión superior a la atmosférica y, en consecuencia, cualquier abertura a la atmósfera tiende a comportarse como una salida más bien que como una entrada, por tanto, el polvo y la suciedad del entorno no pueden entrar al sistema neumático. Las excepciones a esto son ciertos espacios de los componentes, que absorben aire atmosférico cuando se produce el movimiento de algún componente interior, por ejemplo, en el espacio interior de la corredera de un distribuidor de retorno por muelle y también por el lado del resorte en los cilindros de simple efecto. Los pasos hacia estos espacios deben protegerse con filtros adecuados para que al producirse la aspiración sea detenida la posible suciedad. También el vástago del cilindro al retraerse puede introducir en su interior impurezas si las juntas rascadoras están deterioradas.

TAREAS DE MANTENIMIENTO PARA TODAS LAS INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO.

A continuación, se presentan una serie de actividades de mantenimiento general para las instalaciones neumáticas. Debido a que las actividades son prácticamente las mismas para todos los componentes del sistema, se hacen de una manera general.

DIARIAMENTE:

- Evacuar el agua condensada, si el contenido de agua en el aire es grande y si no está previsto un purgador automático del condensador. Para depósitos grandes debería generalmente de ser utilizado un separador de agua con vaciado o purgado automático.
- Revisar el estado del aceite en el lubricador, controlar la cantidad correcta de aceite (dosificación).

SEMANALMENTE:

- Controlar de manera eventual el emisor de señal de sedimentos.
- Revisar el manómetro del reductor de presión.
- Revisar el funcionamiento exacto del lubricador.

TRIMESTRALMENTE:

- Revisar la hermeticidad de los sellos y de las conexiones. En caso necesario apretar las conexiones.
- Revisar la hermeticidad de las conexiones de desaireación de las válvulas.
- Limpiar el elemento filtrante con agua jabonosa (no utilizar disolventes).
- Revisar la función de las válvulas automáticas de descarga (purgado).

SEMESTRAL:

- Revisar existencia de desgaste en las guías del vástago del cilindro, en dado caso renovar.
- Renovar o cambiar retenedores y los sellos según sea necesario.

LISTA DE INSPECCION Y SERVICIO PARA INSTALACIONES NEUMATICAS.			
ACTIVIDADES A REALIZAR	INTERVALO	ESTADO DEL SISTEMA	OBSERVACIONES
INSTALACION COMPLETA Revisar: - Presión de trabajo. - Funcionamiento de los elementos. - Valores regulables o limitadores de carrera. - Estado del sistema de conducción de aire.	D S S 3M	F F F F	
COMPRESOR Revisar: - Conexiones de tubería. - Dispositivos de seguridad: * Manómetros * Válvula de seguridad.	S S	P P	
VALVULAS NEUMATICAS Revisar: - Fijación. - Conexiones de tubería. - Hermeticidad. - Dispositivos de regulación. - Temperatura.	6M 3M S S 3M	F F F F F	
TUBERIA, MANGUERAS Y ACCESORIOS. Revisar: - Fijación. - Hermeticidad en las uniones de las tuberías, mangueras. - Revisión visual de daños externos.	6M S S	P F F	

Tabla 3.1

Intervalos de revisión.

D = diariamente.

S = semanalmente.

M = mensualmente.

3M = trimestralmente.

6M = semestralmente.

Estado del sistema.

F = Funcionando.

P = Fuera de servicio.

LISTA DE INSPECCION Y SERVICIO PARA INSTALACIONES NEUMATICAS.			
ACTIVIDADES A REALIZAR	INTERVALO	ESTADO DEL SISTEMA	OBSERVACIONES
UNIDAD DE MANTENIMIENTO (F.R.L.)			
Revisar:			
- Contenido de agua en el separador de agua.	D	F	
- Fijaciones.	M	P	
- Conexiones de tubería.	M	P	
- Grado de suciedad en el filtro.	S	P	
- Purgador del condensado.	D	P	
- Estado de aceite en el lubricador.	D	P	
- La cantidad correcta de aceite (dosificación) en el lubricador.	D	F	
- Limpiar el elemento filtrante con agua jabonosa.	3M	P	
- Revisar el manómetro del regulador de presión.	S	F	
CILINDROS NEUMATICOS.			
Revisar:			
- Fijación.	6M	P	
- Conexiones de las mangueras.	3M	P	
- Estado exterior y hermeticidad, estado superficial del vástago del émbolo.	S	F	
- Amortiguación y estabilidad en la carrera del cilindro.	3M	F	
- Existencia de desgaste en las guías del vástago del cilindro.	3M	P	
- La hermeticidad de los sellos.	3M	F	

Tabla 3.1. Continuación.

Intervalos de revisión.
 D = diariamente.
 S = semanalmente.
 M = mensualmente.
 3M = trimestralmente.
 6M = semestralmente.

Estado del sistema.
 F = Funcionando.
 P = Fuera de servicio.

3.1.2 SERVICIOS Y FALLAS EN LOS SISTEMA NEUMATICOS.

A continuación se presentan tablas que contienen el tipo de falla de los distintos elementos neumáticos especificando su posible causa y solución.

COMPONENTE	TIPO DE FALLA	POSIBLE CAUSA	SOLUCION
Filtro de aire comprimido y válvula reguladora de presión	<ul style="list-style-type: none"> -El filtro de aire comprimido no elimina la suciedad ni el agua. -En la válvula reguladora de presión (VRP) el aire escapa a la atmósfera. 	<ul style="list-style-type: none"> -El filtro ha sido instalado de forma invertida. -La VRP con respecto al sentido de flujo está mal instalada. 	<ul style="list-style-type: none"> -Instalar la conexión del filtro conforme el sentido del flujo. -Invertir de sentido la VRP.
Lubricador de aire comprimido.	<ul style="list-style-type: none"> -Permanencia del aceite en el lubricador. -El lubricador no funciona adecuadamente. -Existe mucho aceite en la instalación. -En el lubricador la cantidad de aceite se reduce rápidamente. 	<ul style="list-style-type: none"> -Falso aceite utilizado (inadecuado). -El lubricador está mal instalado. -El nivel de aceite está arriba del nivel señalado. -El sello (O-ring) está dañado. -El lubricador está mal regulado. 	<ul style="list-style-type: none"> -Lavado del lubricador. -El sentido de la flecha da el sentido del flujo. -Regular correctamente el lubricador. -Drenar el aceite al nivel señalado. -Montaje de un sello nuevo. -Regular correctamente el lubricante.
Cilindro de simple efecto.	<ul style="list-style-type: none"> -El vástago del émbolo no regresa a su posición original. -El aire escapa a la atmósfera por medio del sello (retenedor) entre el vástago y el cilindro. -El vástago tiene las guías sucias o dañadas. -Existe fuga de aire de la cámara de extensión a la de retracción. 	<ul style="list-style-type: none"> -Resorte (muelles) destruidos. -El filtro de aire está obstruido. -Sello (retenedor) dañado. -Montaje invertido del sello. -El retenedor está fuera de su posición original. -El émbolo está dañado. -El émbolo ajusta con demasiada holgura. 	<ul style="list-style-type: none"> -Montaje de resortes nuevos. -Limpiar el filtro de aire. -Cambio del retenedor. -Invertir el sentido del retenedor. -Cambio del retenedor o ajuste a su posición original. -Instalación de un nuevo sello en el émbolo.

Tabla 3.2. Lista de falla, causas y soluciones en los sistemas neumáticos.

COMPONENTE	TIPO DE FALLA	POSIBLE CAUSA	SOLUCION
Cilindro de doble efecto.	<ul style="list-style-type: none"> -Escapa aire por medio del sello entre el vástago y el cilindro. -Hay escape de aire por la conexión de retorno (R) en la válvula cerrada. -El émbolo choca fuertemente en ambas posiciones finales de carrera. 	<ul style="list-style-type: none"> -Sello defectuoso. -Hermeticidad del cilindro y los sellos de las guías del vástago están dañados. -Ambos anillos de amortiguación están salidos o fuera de lugar. 	<ul style="list-style-type: none"> -Instalar un nuevo sello. -Cambio de ambas partes. -Cambio de ambos anillos.
Válvula de control direccional (VCD), 3/2, activada mecánicamente.	<ul style="list-style-type: none"> -La válvula no evacua el aire. -La válvula deja escapar aire por la conexión R. -Dificultad en la circulación del aire en la válvula. 	<ul style="list-style-type: none"> -El retén labial se encuentra fijo. -La cabeza de la válvula está dañada o se encuentra fija al tubo de la válvula debido a fuertes accionamientos. -El retén labial o la cabeza de la válvula están dañados. -La guarnición en forma de "U" esta dañada. -El resorte de compresión está montado invertido. -La tubería de presión esta conectada de manera invertida. -Acumulación de suciedad en el retén labial. 	<ul style="list-style-type: none"> -Renovación del retén labial. -Renovar la cabeza de la válvula. -Cambio de ambas partes. -Limpieza del retén labial. -Renovarlo.
VCD 4/2, pilotada retorno por medio de resorte a posición original.	<ul style="list-style-type: none"> -Dificultad en la circulación del aire en la válvula. -La válvula no es activada correctamente. -La válvula tiene fugas. 	<ul style="list-style-type: none"> -Existencia de suciedad en toda la válvula por lo cual es dañado el retén labial. -Presión de control muy pequeña. -Ambos retenes labiales dañados. -El retén labial fue dañado, la cabeza de la válvula fue golpeada. 	<ul style="list-style-type: none"> -Cambio del retén labial. -Limpieza de la válvula. -Regular la presión de control correctamente. -Cambio de ambas partes. -Cambio de las partes dañadas.

Tabla 3.2. Lista de falla, causas y soluciones en los sistemas neumáticos (continuación).

COMPONENTE	TIPO DE FALLA	POSIBLE CAUSA	SOLUCIÓN
VCD 4/2 pilotada por ambos extremos.	<ul style="list-style-type: none"> -El émbolo no cambia de posición. -El émbolo distribuidor no es activado correctamente. -En las conexiones A y R escapa el aire. 	<ul style="list-style-type: none"> -Superficie de asiento o apoyo abombada, la válvula no asienta de una manera precisa. -Presión de control muy pequeña. -La segunda señal piloto no es admitida debido a la existencia de la primera señal. -El émbolo se encuentra pegado a la carcasa. -El perno fijador está roto. -La corredera plana no se encuentra en posición correcta, debido a que el resorte de compresión está encogido. 	<ul style="list-style-type: none"> -Fabricar una superficie de apoyo que ajuste correctamente. -Revisar el estado del regulador de presión; en todo caso ajustar de nuevo la presión ($P_{min} = 2 \text{ bar}$). -Verificar la colocación de los tubos flexibles del sistema de control. -Revisar los sellos que se encuentran montados en el émbolo. -Renovar el perno. -Instalar una corredera plana nueva, colocar un nuevo resorte y renovar la carcasa de la parte inferior.
Válvula de estrangulación de retención.	<ul style="list-style-type: none"> -Escapa aire de la válvula cuando el tornillo regulador está totalmente cerrado. -La válvula produce ruido. 	<ul style="list-style-type: none"> -El resorte de compresión está fijo o mal instalado. -El tornillo regulador está dañado. -El retén o sello en forma de disco está dañado. 	<ul style="list-style-type: none"> -Instalar un resorte nuevo. -Instalar un tornillo nuevo. -Montar uno nuevo.
Válvula de aireación rápida.	<ul style="list-style-type: none"> -Escapa aire a través de la conexión R. -El aire se escapa entre la parte superior e inferior de la carcasa. 	<ul style="list-style-type: none"> -Conexión falsa de la tubería del aire comprimido. -La guarnición de forma embutida está dañada. -El sello (O-ring) está dañado. 	<ul style="list-style-type: none"> -Cambio de las conexiones P y A. -Instalar una nueva. -Cambio del O-ring.

Tabla 3.2. Lista de falla, causas y soluciones en los sistemas neumáticos (continuación).

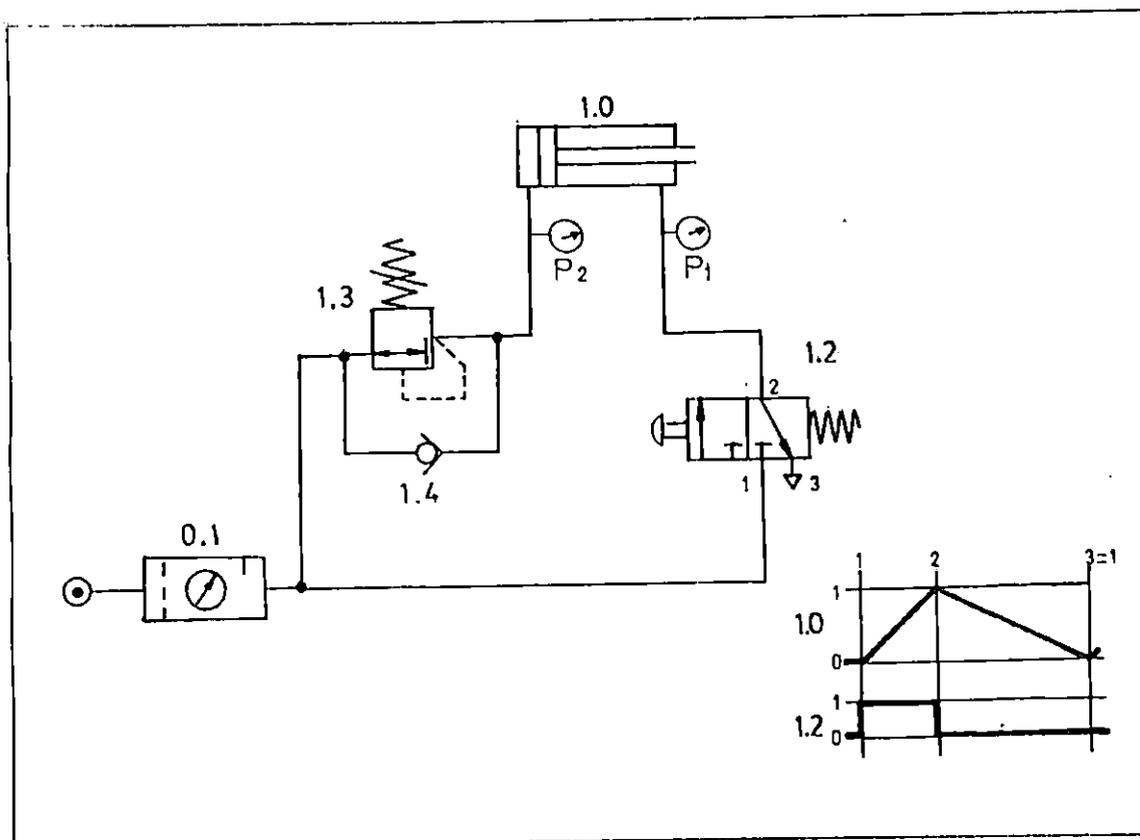
CAPITULO IV

4.0 CIRCUITOS BASICOS.

En los capítulos anteriores se discutieron los elementos de control de la energía neumática, entre los cuales se encuentran las válvulas, cilindros, etc. Sin embargo, cada uno de estos elementos se analizó de una manera aislada, por lo tanto únicamente con ese análisis se hace difícil comprender lo importante de la función que cada uno de ellos desempeña dentro de un sistema de transmisión de potencia neumática.

En el presente capítulo se ilustra y explica el funcionamiento de una serie de circuitos básicos en el área de la transmisión de potencia neumática. A continuación se presenta cada uno de estos circuitos de manera detallada.

CIRCUITO No. 1.
CIRCUITO CON PRESION DIFERENCIAL.



PRESION DEL CIRCUITO No. 1.

Este circuito consta de un actuador de doble efecto el cual se extiende a una velocidad mayor que la de retracción, debido a que el aire que se encuentra en la cabeza del cilindro pasa a la tapa en la carrera de extensión agregándose al que surge del compresor. La fuerza mayor proporcionada por el cilindro podrá ser en la extensión o retracción, dependiendo a que presión se regule la válvula 1.3.

FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO.

El funcionamiento de este circuito es sumamente sencillo. La válvula 1.2, deberá de actuarse cuando se quiera tener la carrera de extensión del cilindro. Cuando esto ocurre, todo el aire que esta en la cabeza se agrega al aire que surte el compresor al cilindro, ocasionando una velocidad mayor en la extensión que en la retracción. Pero la fuerza en la carrera de extensión se ve disminuida por la fuerza opuesta debida a la presión P_2 en la cabeza del cilindro, sin embargo la relación de fuerzas dependerá de la relación de áreas y presiones en la tapa y cabeza del cilindro. Para la carrera de retracción relación se deja de actuar la válvula 1.2 y el flujo de aire pasa a la cabeza del cilindro.

Al deducir las expresiones de fuerza para las carreras de extensión y retracción en el cilindro, tenemos:

$$F_E > F_R \quad \Leftrightarrow \quad P_2 < P_1 \left[\frac{1}{\left(\frac{\phi_p}{\phi_v}\right)^2} - 1 \right]$$

$$F_E < F_R \quad \Leftrightarrow \quad P_2 > P_1 \left[\frac{1}{\left(\frac{\phi_p}{\phi_v}\right)^2} - 1 \right]$$

De donde:

F_E = Fuerza del vástago en la carrera de extensión.

F_R = Fuerza del vástago en la carrera de retracción.

ϕ_p = Diámetro del pistón.

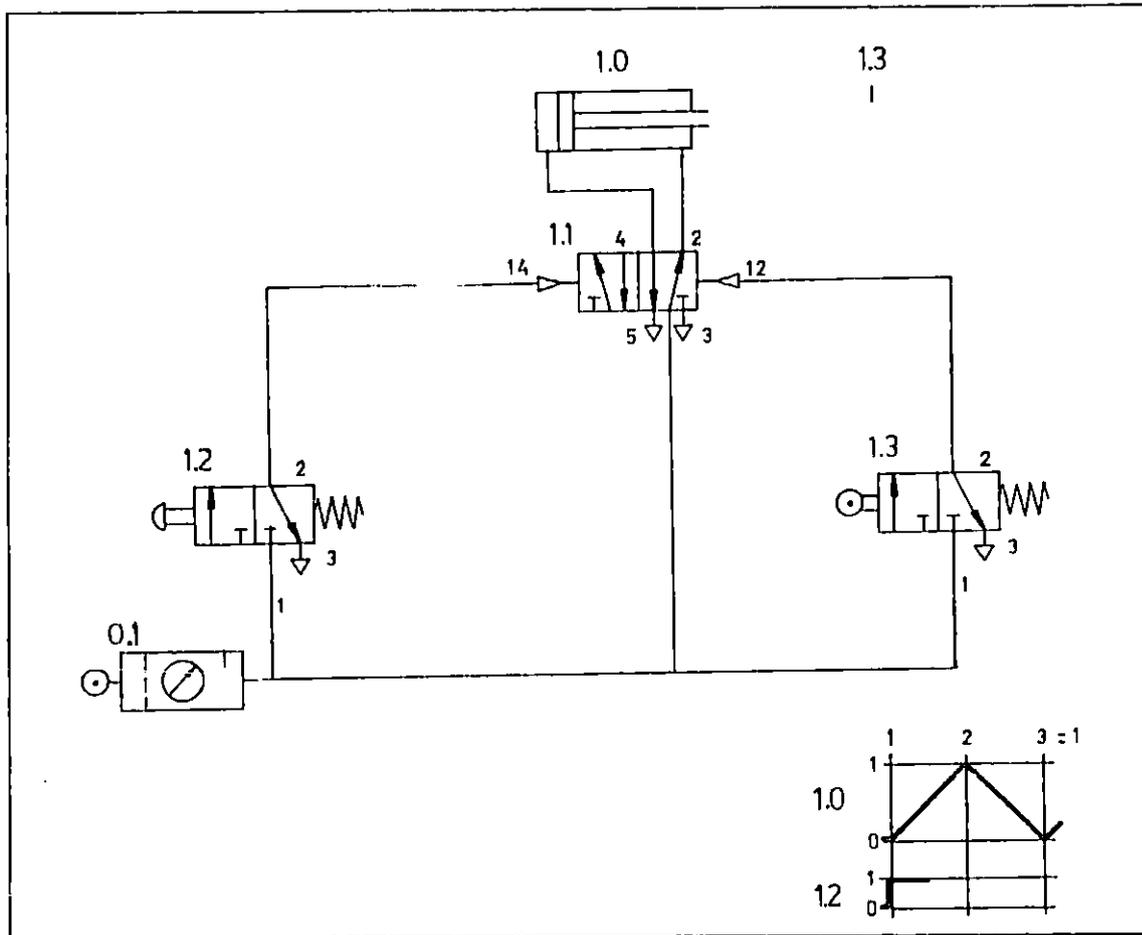
ϕ_v = Diámetro del vástago.

P_1 = Presión de entrada al circuito.

P_2 = Presión de regulación de la válvula 1.3

CIRCUITO No. 2.

CIRCUITO DE ACCIONAMIENTO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO OPERADO POR UN CONTROL NEUMATICO SEMIAUTOMATICO.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 2.

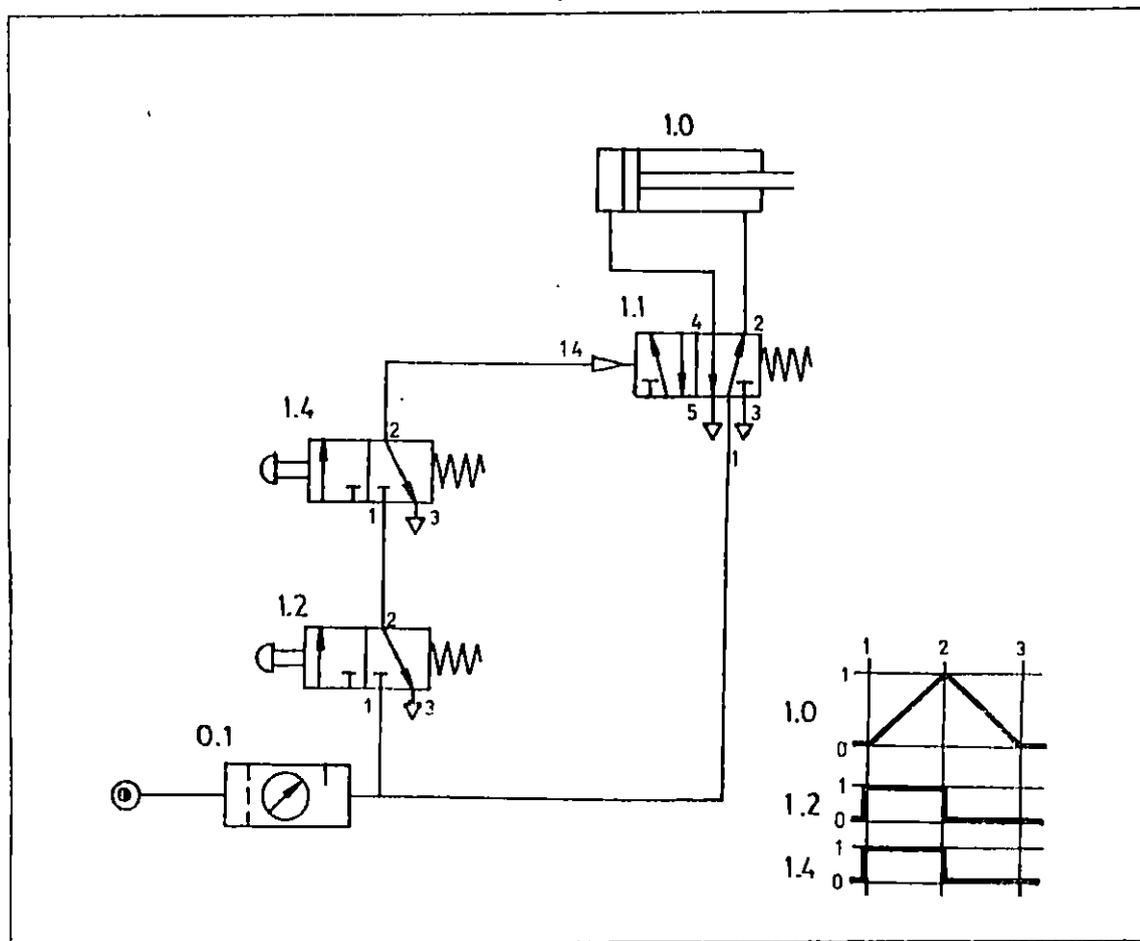
El circuito neumático simula un sistema en el cual un cilindro de doble efecto tiene un control semiautomático que permite que dicho circuito sea excitado durante un solo ciclo.

Cada vez que la válvula 1.2, es operada, el pistón se extiende y luego se retraerá inmediatamente.

FUNCIONAMIENTO

La válvula 1.1, conmuta al oprimir el pulsador 1.2, con lo que avanza el vástago del cilindro 1.0. Una vez que el cilindro alcanza su posición de final de carrera, se actúa la válvula 1.3. En consecuencia se conmuta la válvula 1.1, y el cilindro 1.0, retrocede, alcanzando su posición normal. De esta manera se ha recuperado la situación inicial del sistema. Oprimiendo el pulsador 1.2, puede activarse un nuevo ciclo.

CIRCUITO No. 3.
CIRCUITO PARA ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN
CILINDRO DE DOBLE EFECTO.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 3.

Este circuito simula un dispositivo de entrega de piezas el cual las recoge de una cinta transportadora. El cilindro 1.0 avanza si la pieza actúa sobre la válvula 1.4, de accionamiento por rodillo y el operador oprime el pulsador de una válvula. Cuando el operador suelta el pulsador el cilindro 1.0, vuelve a su posición normal.

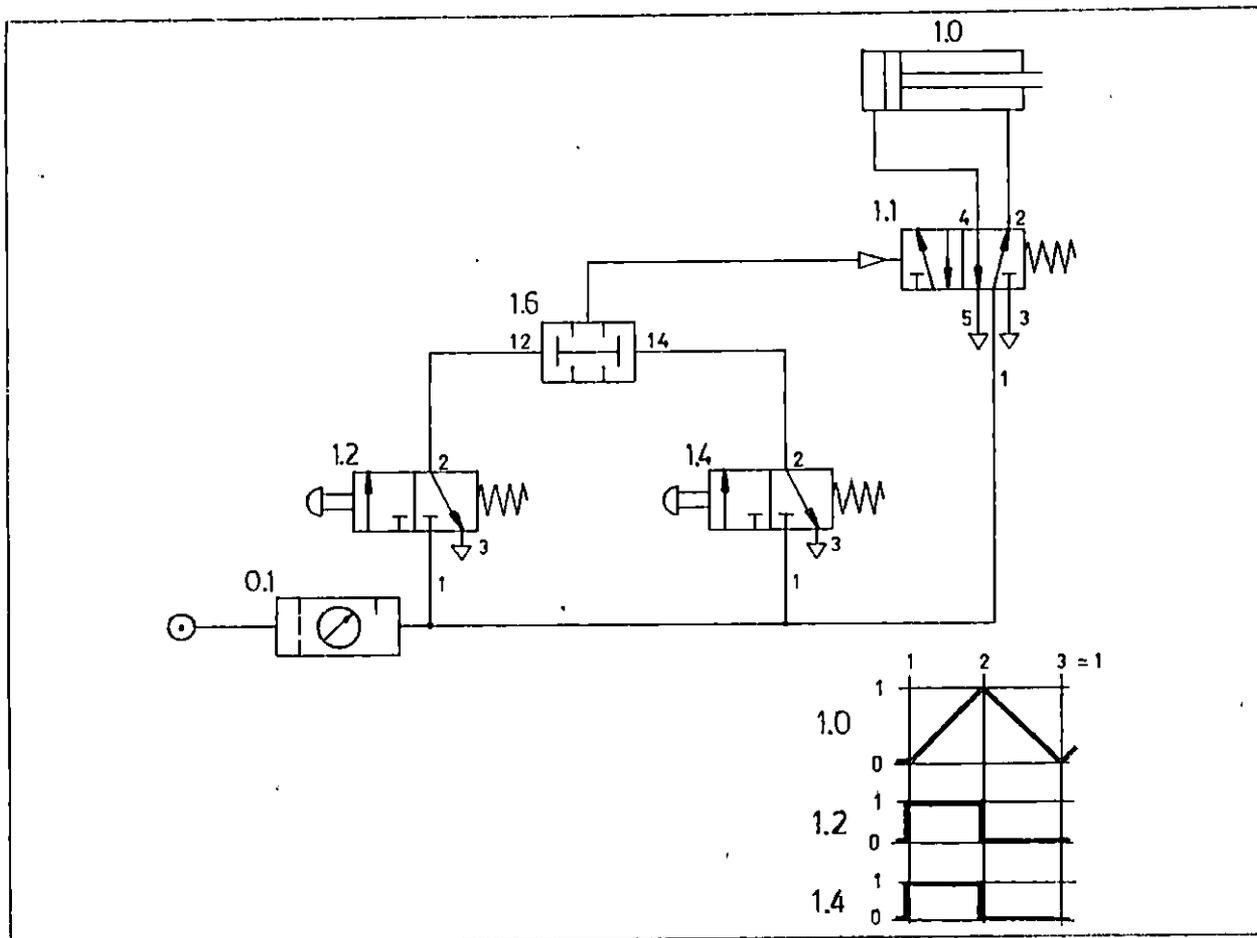
FUNCIONAMIENTO.

En este circuito se crea una válvula de simultaneidad por medio de la conexión en serie de dos válvulas equipadas con pulsador y rodillo respectivamente.

Si la válvula 1.4, esta activada (por efecto de la pieza) y si lo esta la válvula 1.2, (por acción del operario), la condición Y se cumple y la señal es transmitida hacia la entrada 14 de la válvula 1.1. Esta válvula conmuta, con lo que la cámara del lado del émbolo del cilindro 1.0, recibe presión, y en consecuencia avanza el vástago. Al soltarse uno de los pulsadores se cancela la señal en la válvula de mando, con lo que retrocede el cilindro.

CIRCUITO No. 4.

CIRCUITO PARA ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO UTILIZANDO VALVULA LOGICA.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 4.

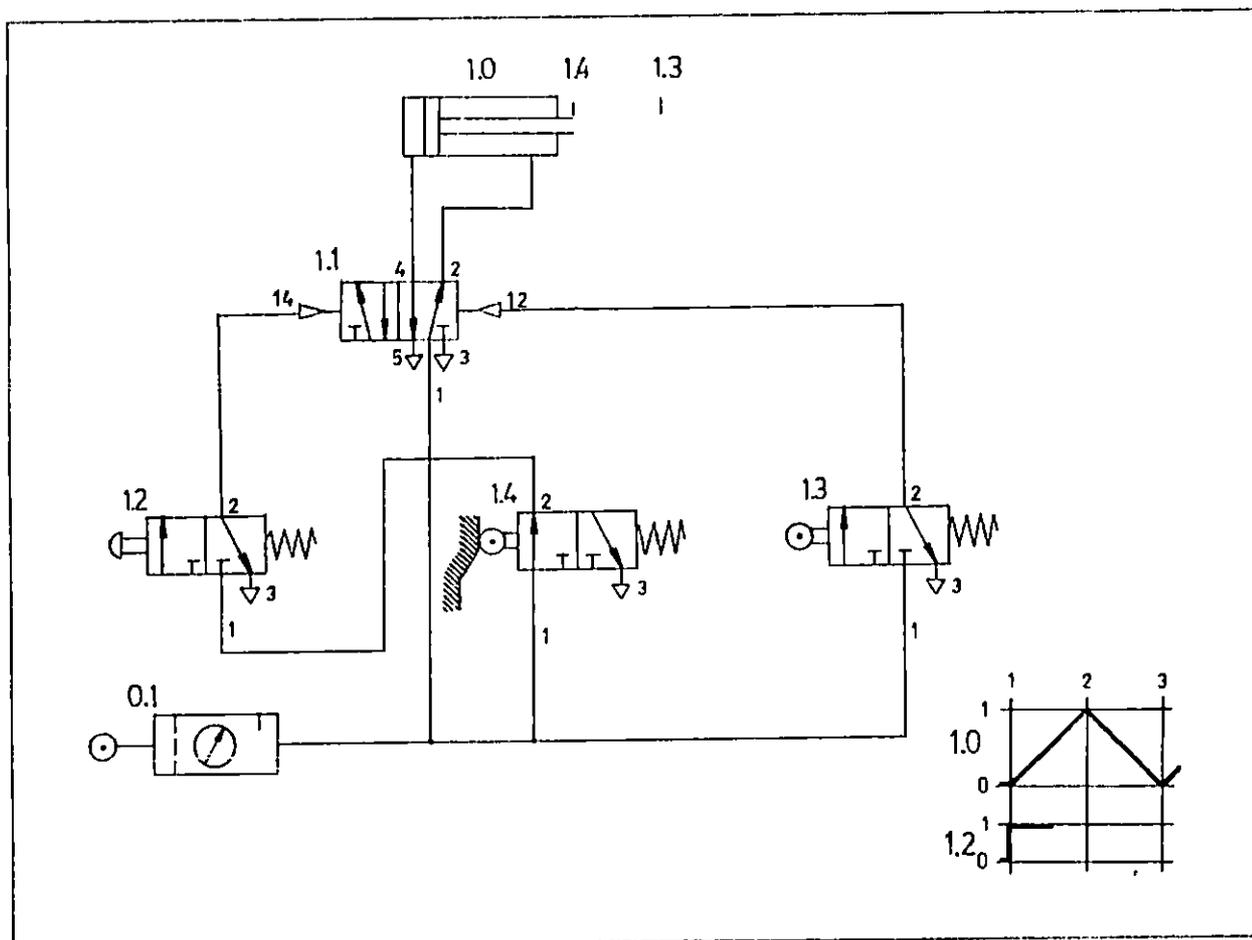
El vástago de un cilindro de doble efecto deberá avanzar al oprimirse simultáneamente los pulsadores de las válvulas 1.2 y 1.4. El cilindro deberá retroceder a su posición normal si se suelta uno de los dos pulsadores.

FUNCIONAMIENTO.

Las entradas X e Y de la válvula de simultaneidad se conectan a los puertos de trabajo 2(A) de las válvulas 1.2 y 1.4. Al oprimir un pulsador, la válvula correspondiente abre paso. En una de las entradas de la válvula de simultaneidad se emite una señal. Dado que solo está activada una de las entradas, no se cumple con la condición Y, por lo que se mantiene cerrada la salida de la válvula de simultaneidad. Si adicionalmente, se oprime el segundo pulsador, la segunda entrada también recibe una señal, con lo que se cumple la condición Y, por lo que se emite una señal en la salida de la válvula de simultaneidad. La válvula 1.1 conmuta, la cámara del lado del émbolo (tapa) del cilindro recibe presión y el cilindro avanza. Al soltarse uno de los pulsadores ya no se cumple la función Y, con lo que se cancela la señal en la salida de la válvula de simultaneidad. El aire que origina la señal en la entrada de la válvula de mando 1.1 es evacuado hacia afuera a través de la válvula de vías que pasa a la posición normal. La presión generada a continuación en la cabeza del vástago hace que el cilindro retroceda.

CIRCUITO No. 5.

CIRCUITO PARA ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO UTILIZANDO VALVULAS LIMITE.



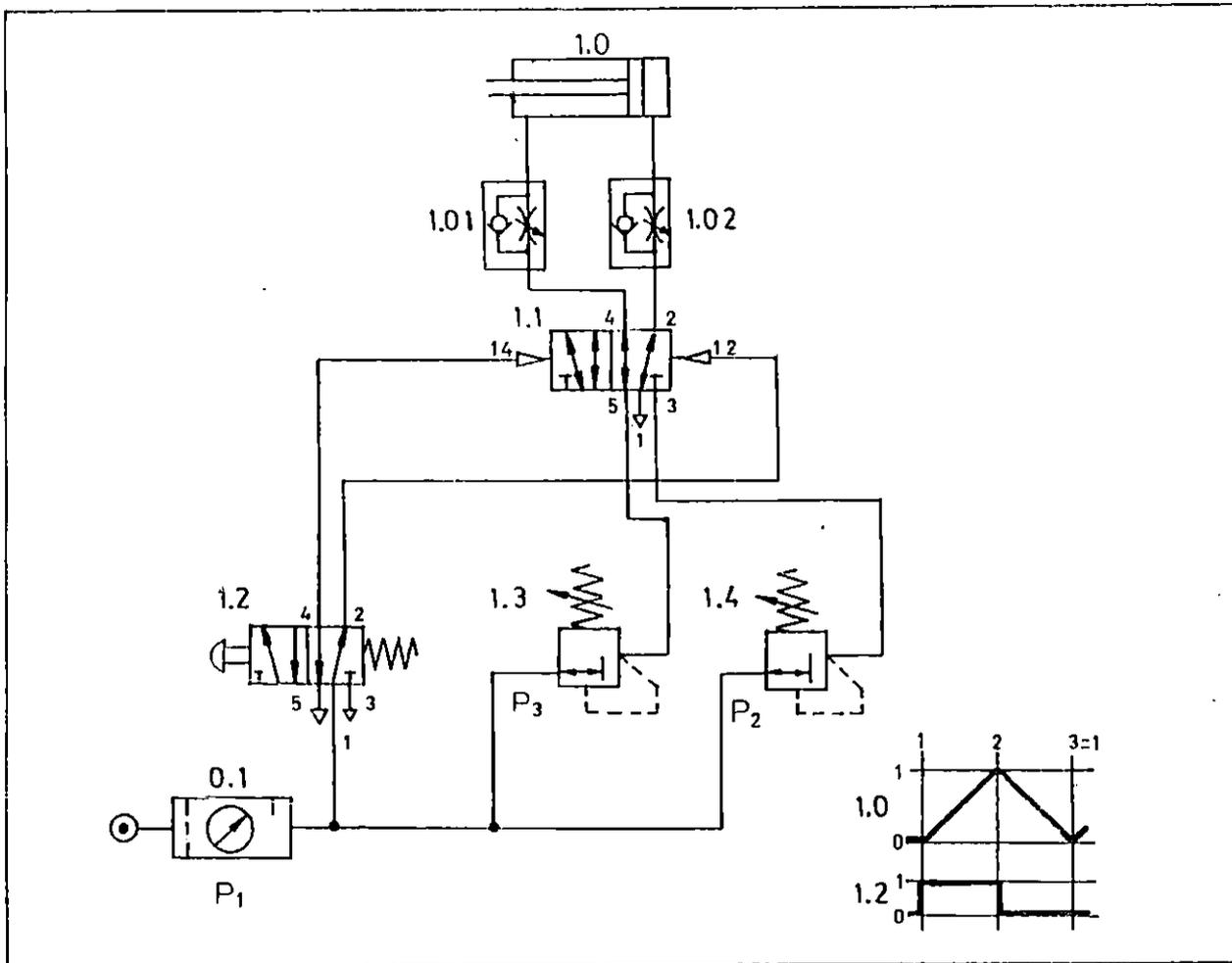
DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 5.

El circuito neumático simula un sistema en el cual un cilindro de doble efecto realiza un ciclo de trabajo (extensión y retracción) cuando se pulsa momentáneamente una válvula de control direccional, actuada por pulsador y retornada por resorte.

FUNCIONAMIENTO.

La válvula 1.1, conmuta al oprimir el pulsador de la válvula 1.2, con lo que avanza el vástago del cilindro 1.0, liberando la válvula 1.4. Una vez el cilindro alcanza su posición de final de carrera se actúa la válvula 1.3, conmutando la válvula 1.1 y el cilindro retrocede liberando la válvula 1.3. Cuando el cilindro alcanza su posición inicial, activa o conmuta de nuevo a la válvula 1.4, de esta manera el circuito completa un ciclo de trabajo quedando listo para iniciar uno nuevo, el pulsador 1.2.

CIRCUITO No. 6.
CIRCUITO DE DOBLE PRESION.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 6.

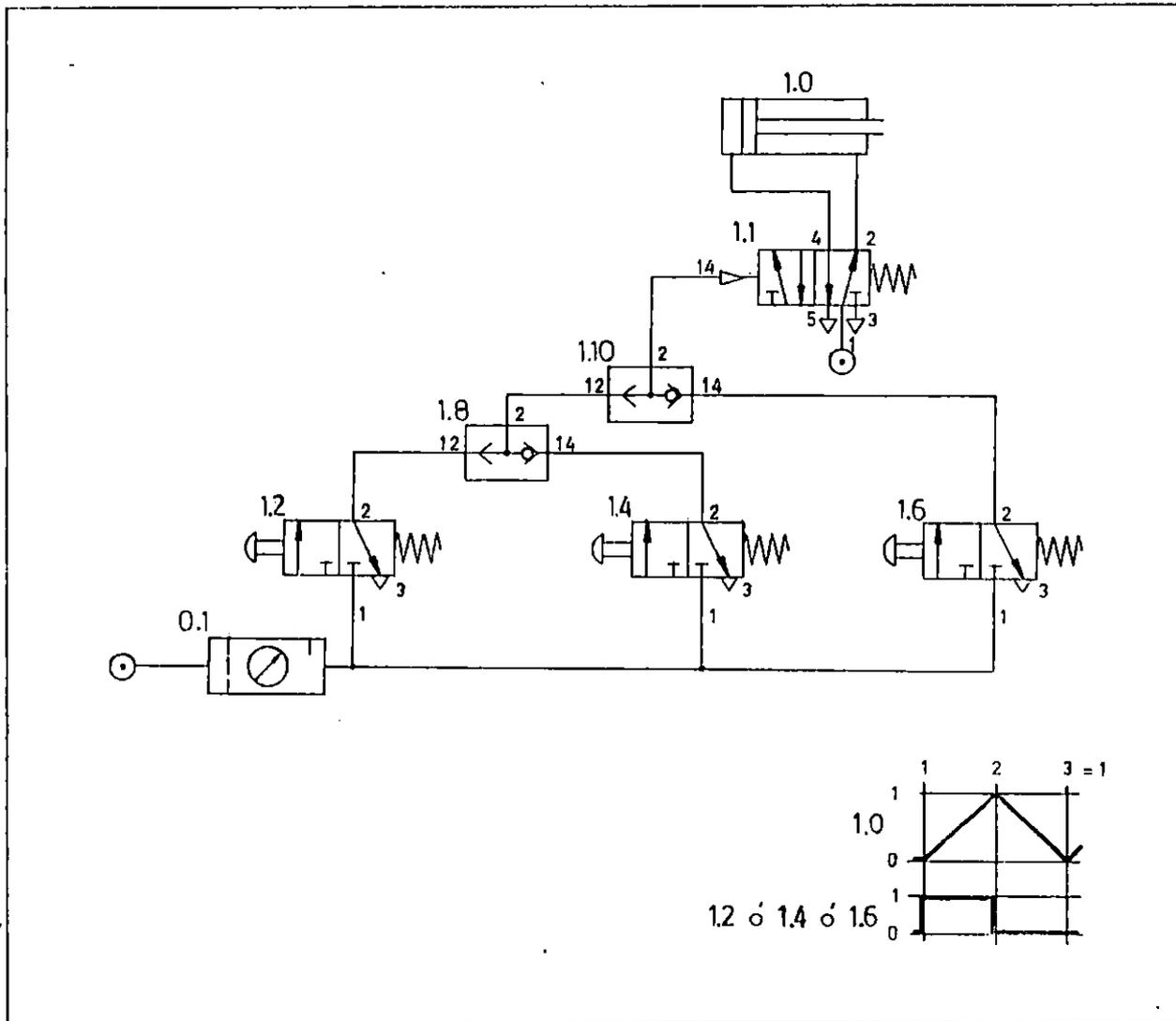
En este circuito se tiene un cilindro de doble efecto, que desarrolla diferentes fuerzas en la carrera de extensión y retracción respectivamente, gracias a las válvulas reguladoras de presión. La válvula 1.2, solo es necesario accionarla en la carrera de extensión. Es bueno notar que es posible desarrollar una velocidad mayor en la carrera del cilindro donde la presión de alimentación es mayor ya que la válvula reguladora de presión restringe menos el paso de fluido.

FUNCIONAMIENTO.

Cuando la válvula 1.2 se acciona se presuriza la entrada 12 de la válvula 1.1, conmutandola, ya que la presión en la entrada 14 es cero. Inmediatamente el cilindro comienza la carrera de extensión, siendo alimentado por la presión P_2 , en esta carrera la fuerza máxima que el actuador es capaz de desarrollar es: $F_2 = P_2 A_2$, donde A_2 es el área de la tapa del cilindro. Cuando la carrera termina deberá dejarse de actuar la válvula 1.2, si se quiere que comience la carrera de retracción, sin embargo la fuerza que el cilindro es capaz de desarrollar será $F_3 = P_3 A_3$, como $P_3 < P_2$ y $A_3 < A_2$, se concluye que $F_2 > F_3$.

Otra característica de este circuito es, que la carrera de extensión se desarrolla a una velocidad mayor que la de retracción, ya que la válvula 1.4 estrangula menos al flujo por estar calibrada a mayor presión.

CIRCUITO No. 7.
 CONTROL NEUMATICO SEMIAUTOMATICO DE UN CILINDRO
 DE DOBLE EFECTO, CON TRES MANDOS MANUALES.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 7.

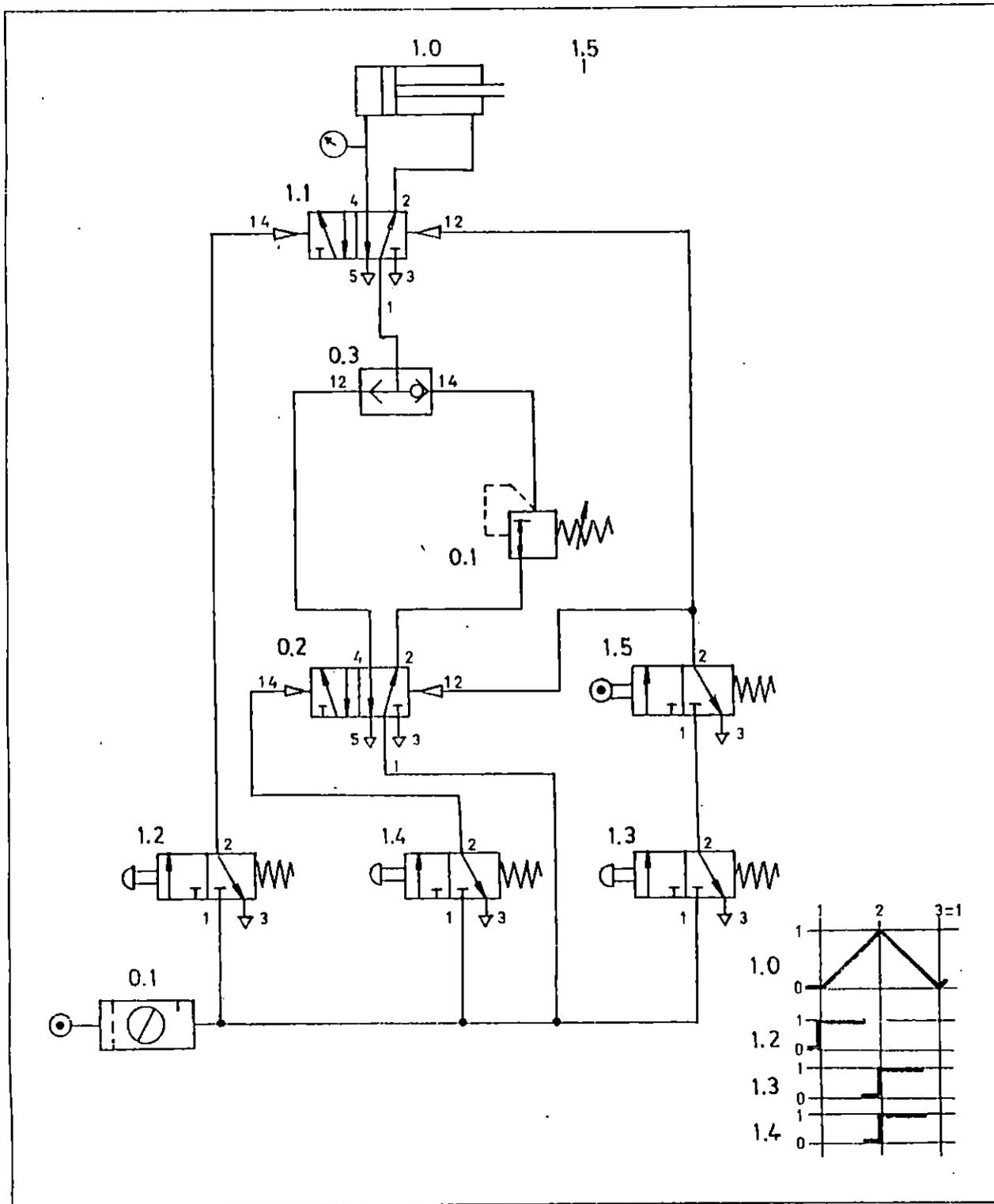
El vástago de un cilindro de doble efecto, deberá avanzar si es oprimido por lo menos uno de los tres pulsadores. Al soltar los tres pulsadores, el cilindro deberá retroceder.

FUNCIONAMIENTO.

Las entradas (12) e (14) de la válvula selector 1.8, están conectadas a las conexiones de trabajo de las válvulas 1.2 y 1.4. Las entradas (12) e (14) de la válvula selector 1.10 están conectadas a la salida de la válvula selector 1.8 y a la conexión de trabajo de la válvula 1.6. Al oprimir cualquiera de los pulsadores 1.2 o 1.4, la válvula correspondiente abre paso, emitiéndose una señal a una de las entradas de la válvula selector 1.8, de esta forma se cumple la condición 0 en esta válvula, con lo que la señal es transmitida a la salida de la válvula selector 1.8. Esta señal de salida se convierte en una señal de entrada para la válvula selector 1.10, la señal penetra a través del puerto (12) de la válvula selector, de este modo también se cumple con la condición 0 en esta válvula, y por lo tanto, la señal es transmitida a la salida de la válvula selector. La señal conmuta la válvula de mando 1.1. El lado del émbolo del cilindro recibe presión y el vástago avanza. En las dos válvulas selectoras se produce un bloqueo, para evitar que el aire a presión, portador de la señal, pueda ser evacuado a través de la válvula que no han sido accionada. El otro mando del cilindro se puede realizar si se pulsa la válvula de vías 1.6, la cual emite una señal hacia la entrada (14) de la válvula selector 1.10 (bloqueando a la vez la entrada (12) de esta misma válvula). cumpliéndose con la condición 0; con lo que la señal es transmitida a la salida de la válvula selector 1.10, la señal conmuta la válvula de mando 1.1, con lo que se inicia la extensión del vástago del cilindro. Al oprimir el segundo y tercer pulsador la condición 0, se cumple y se mantiene la señal en la válvula de mando 1.1. Al soltar los tres pulsadores, la presión portadora de la señal es evacuada a través de las tres válvulas equipadas de pulsadores, y en consecuencia la válvula de mando vuelve a su posición normal. De este modo aumenta la presión en el lado del vástago del cilindro, con lo que éste se retrae.

CIRCUITO No. 8.

SIMULADOR DE DISPOSITIVO DE SUJECION A DIFERENTES PRESIONES.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 8.

Este circuito consta de un cilindro de doble efecto que ejecuta su ciclo de trabajo, al accionar las válvulas 1.2 (extensión), 1.4 (aumenta la presión) y 1.3 (retracción).

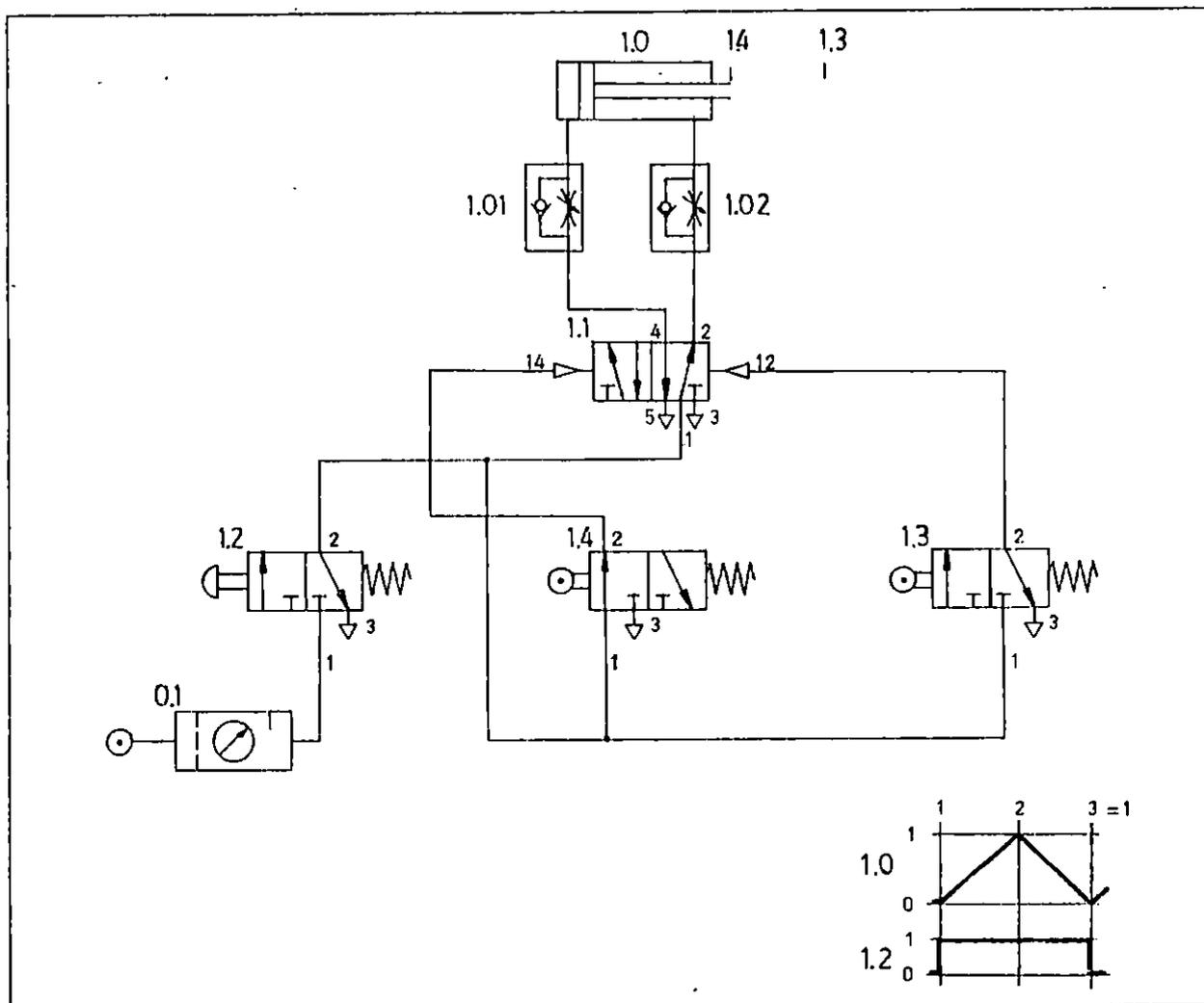
Este sistema simple puede ser similar al de una taladradora que sujeta piezas mediante un cilindro neumático 1.0, al hacerlo ha de sujetarse la pieza primero con poca fuerza para facilitar su ajuste (por medio del pulsador manual 1.2), sujetándola a continuación con plena fuerza (pulsador 1.4), una vez concluida la fase de taladrado se efectúa a través de otro pulsador manual (1.3) el retorno del cilindro de sujeción. La apertura de la sujeción no debe ser posible durante el proceso de taladrar.

FUNCIONAMIENTO.

Al pulsar la válvula 1.2 se conmuta la válvula 1.1, permitiendo la carrera de extensión del cilindro. Cuando este termina la carrera de extensión puede pulsarse la válvula 1.4, aumentando la fuerza de presión en el actuador, ya que se conmuta la válvula 0.2 permitiendo el flujo de energía de presión, sin pasar por 0.1 cuya función es reducir la presión. De esta manera P_1 registra un valor mayor que el anterior. Al terminar la carrera de extensión se actúa 1.5, permitiendo la disposición de la carrera de retracción al actuar la válvula 1.3, quién conmuta las válvulas 0.2 y 1.1, permitiendo la retracción del cilindro. Realmente la válvula de rodillo no debería de ser actuada por el vástago de 1.0, sino que con el usillo del taladro, al estar este arriba, lo cual indica que ya no se está realizando la operación de taladrado, y así cumplir con la disposición de no aflojar la pieza prensada hasta que termine la operación de taladrado.

CIRCUITO No. 9.

CONTROL NEUMATICO SEMIAUTOMATICO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO
CON REGULACION EN LA VELOCIDAD DE EXTENSION Y RETRACCION.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 9.

El vástago de un cilindro de doble efecto deberá realizar un ciclo de trabajo (extensión y retracción), cuando se accione una válvula de 3/2 vías. La velocidad de extensión y retracción del vástago es controlada a través de válvulas de estrangulación y antirretorno.

FUNCIONAMIENTO.

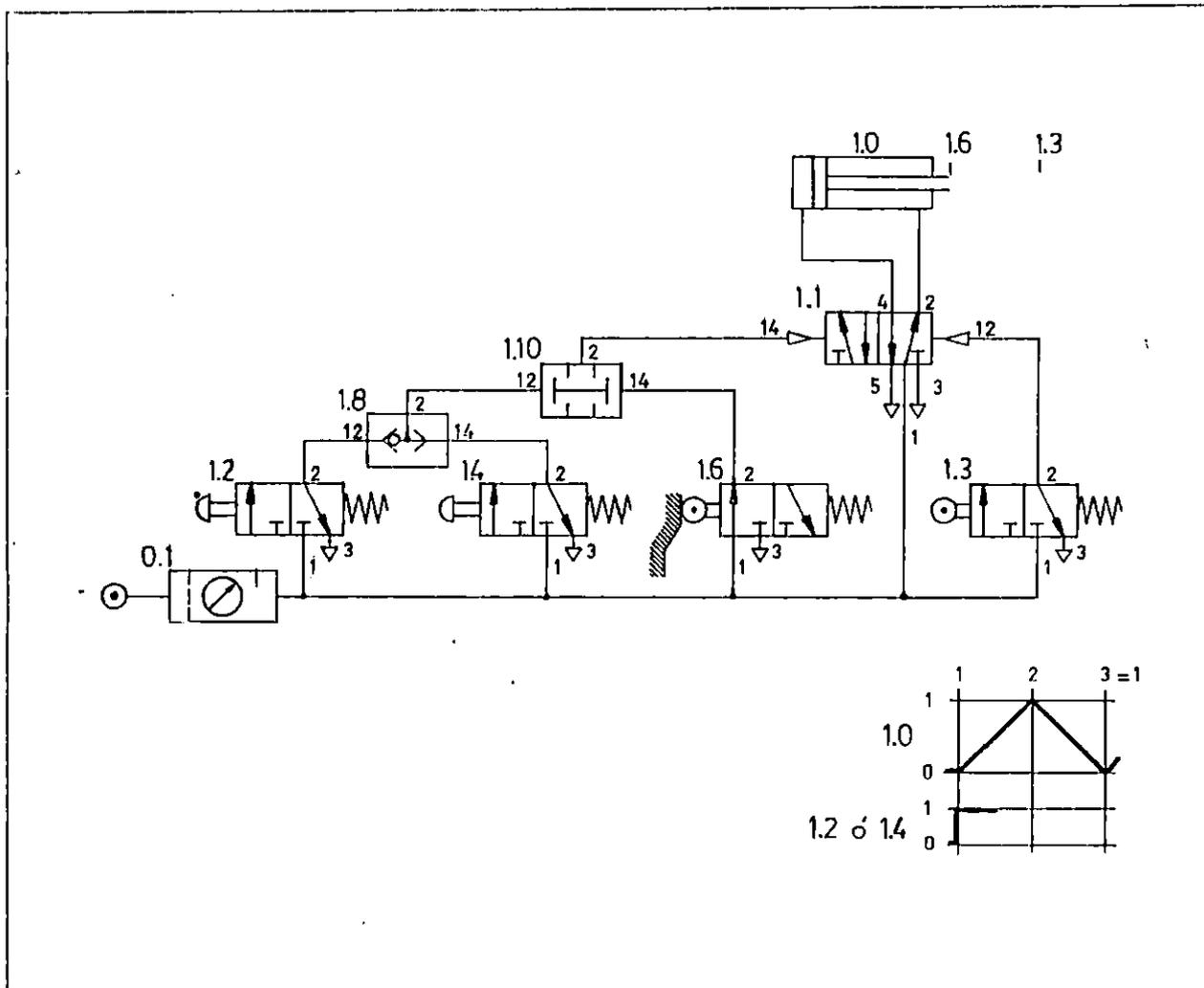
El ciclo se inicia cuando se oprime el pulsador de la válvula 1.2, con lo que la entrada 14, de la válvula 1.1 recibe presión conmutando esta última, como resultado de esta operación se presuriza la tapa del cilindro 1.0, y el vástago avanza sin mayor restricción a través de la válvula 1.01, pero si tiene restricción a la salida de la cabeza del cilindro, ya que forzosamente tiene que atravesar la válvula 1.02, con lo anterior logramos controlar la velocidad en la extensión. El interruptor de final de carrera 1.4, queda inactivo y por consiguiente se produce una evacuación del aire en el conducto que lleva hacia la entrada 14 de la válvula 1.1.

Una vez alcanzada la posición de final de carrera, el vástago actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.3, con lo que conmuta la válvula 1.1, y retrocede el cilindro. El aire a presión que llega a la cabeza del cilindro atraviesa la válvula de estrangulación y antirretorno sin mayor dificultad, pero el aire presurizado que sale de la tapa del cilindro, forzosamente tiene que atravesar la válvula 1.01, ya que la válvula antirretorno está cerrada, logrando con esto la regulación en la carrera de retracción.

Una vez el cilindro ha retrocedido hasta su posición final, actúan sobre el interruptor de final de carrera 1.4, de esta manera el sistema se encuentra nuevamente en su estado inicial (para iniciar un nuevo ciclo deberá oprimirse el pulsador 1.2).

CIRCUITO No. 10.

CIRCUITO DE CONTROL AUTOMATICO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO
UTILIZANDO VALVULAS LOGICAS Y VALVULAS LIMITE



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 10.

El vástago de un cilindro de doble efecto deberá extenderse si es oprimido por lo menos uno de los dos pulsadores, luego de completar la carrera de extensión el vástago deberá retraerse incluso estando activadas las válvulas provistas de pulsadores.

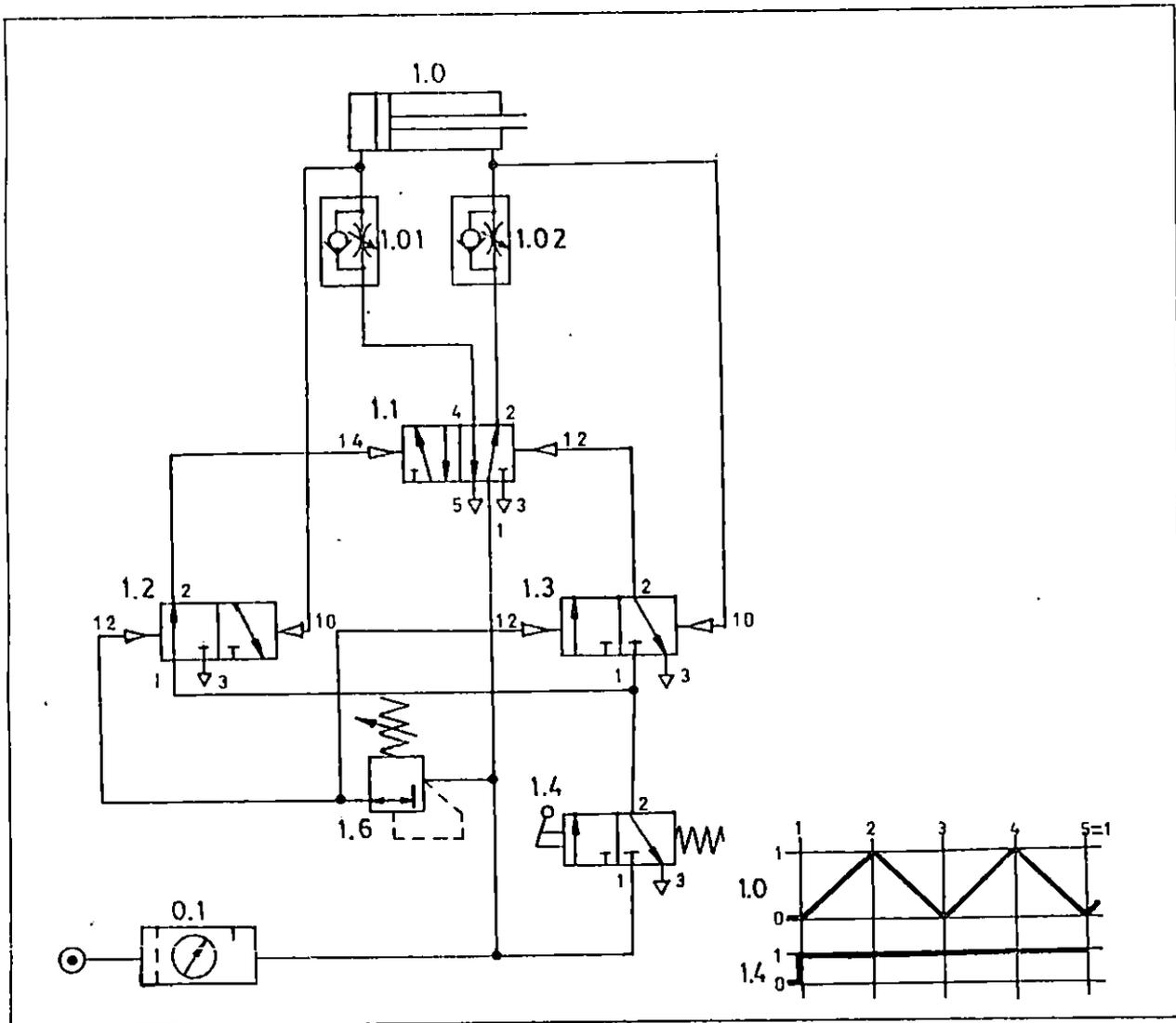
FUNCIONAMIENTO.

Las entradas (12) e (14) de la válvula selectora 1.8, están conectadas a los puertos 2 de las válvulas 1.4 y 1.2 provistas de pulsadores. Al oprimirse un pulsador, la válvula correspondiente abre el paso, emitiéndose una señal hacia la entrada de la válvula 1.8. De este modo se cumple con la condición 0, con lo que la señal es transmitida a la salida de la válvula selectora 1.8, o lo que es lo mismo a la entrada (12) de la válvula de 1.10, y si el interruptor de final de carrera 1.6, esta activado se cumple la condición para que opere la válvula 1.10, por lo que se transmite una señal de salida que llega a la entrada 14 de la válvula 1.1, dando como resultado la conmutación de esta ultima y el cilindro 1.0 se extiende. De este modo queda inactivado el interruptor de final de carrera 1.6, anulando la condición de funcionamiento de la válvula 1.10, produciendose la evacuación del aire en el conducto que lleva hacia la entrada (14) de la válvula 1.10.

Una vez alcanzada la posición de final de carrera, el vástago actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.3, conmutando la válvula 1.1; el cilindro 1.0 retrocede incluso estando aun activadas las válvulas provistas de pulsadores (1.2 y 1.4), ya que el interruptor de final de carrera 1.6 no está activado.

La instalación de la válvula 1.10 y del interruptor de final de carrera 1.6 permite tener la seguridad que el cilindro retrocederá completamente hasta la posición inicial antes de volver a avanzar.

CIRCUITO No. 11.
 CILINDRO RECIPROCANTE AUTOMATICO SIN
 USAR VALVULAS LIMITES.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 11.

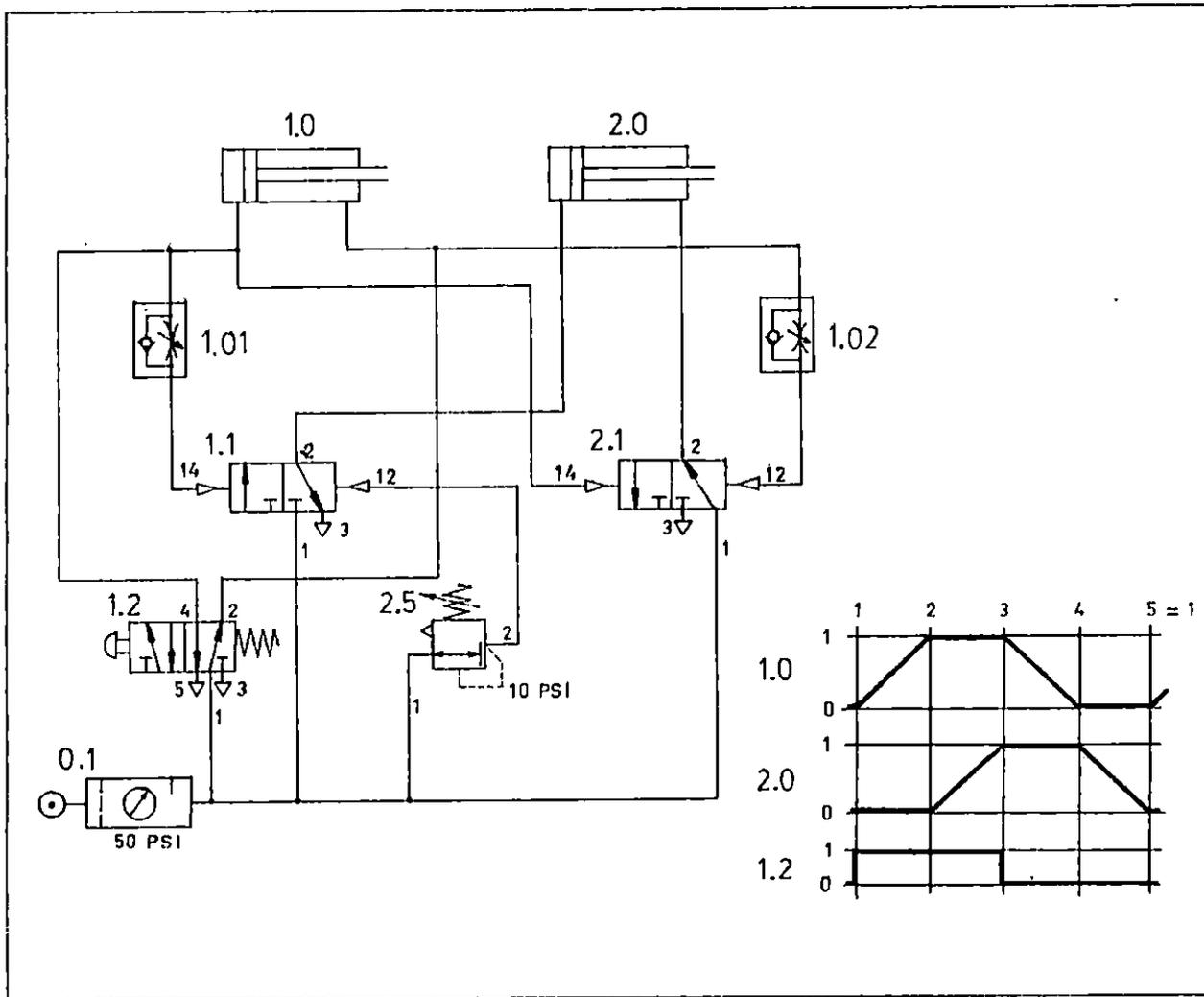
En este circuito se ocupa una sola válvula para el control de la extensión y el retroceso del vástago. El ciclo de extensión-retracción es continuo si se mantiene accionada la válvula 1.4. Notar que este circuito podría también construirse con válvulas limite.

FUNCIONAMIENTO.

Cuando la válvula 1.4 es actuada y mantenida en esa posición, se presuriza la entrada 14 de la válvula 1.1, produciendo la carrera de extensión del cilindro, simultáneamente en la válvula 1.3 se presuriza la entrada 12, lo cual no conmuta la válvula 1.1, ya que está aplicada la misma presión en la entrada 14, permitiendo esto, que se concluya la carrera de extensión del cilindro. Concluida esta, la presión en la línea que conecta la tapa del cilindro con la válvula 1.2, se incrementa, conmutandola al presurizar la entrada 10, esta acción permite que la válvula 1.1, conmute al presurizar la entrada 12, iniciandose la carrera de retracción y conmutando la válvula 1.2 al presurizar la entrada 12, esta acción no permite que la válvula 1.1 retorne a la posición que reestablece la conexión 14, ya que en la entrada 12 existe la misma presión, permitiéndose así la culminación de la carrera de retracción y de un ciclo que se repite indefinidamente mientras la válvula 1.4 permanezca accionada.

CIRCUITO No. 12.

CONTROL DE OPERACIÓN DE DOS CILINDROS CON DESPLAZAMIENTO EN SERIE UTILIZANDO VALVULA REGULADORA DE PRESION.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 12.

El circuito simula un sistema en el que los dos cilindros de doble efecto se extienden y retraen en serie, accionando una válvula 5/2 vías, para ejecutar este ciclo se utilizan válvulas de estrangulación y antirretorno, con el fin de retardar la conmutación en las válvulas de maniobra.

FUNCIONAMIENTO.

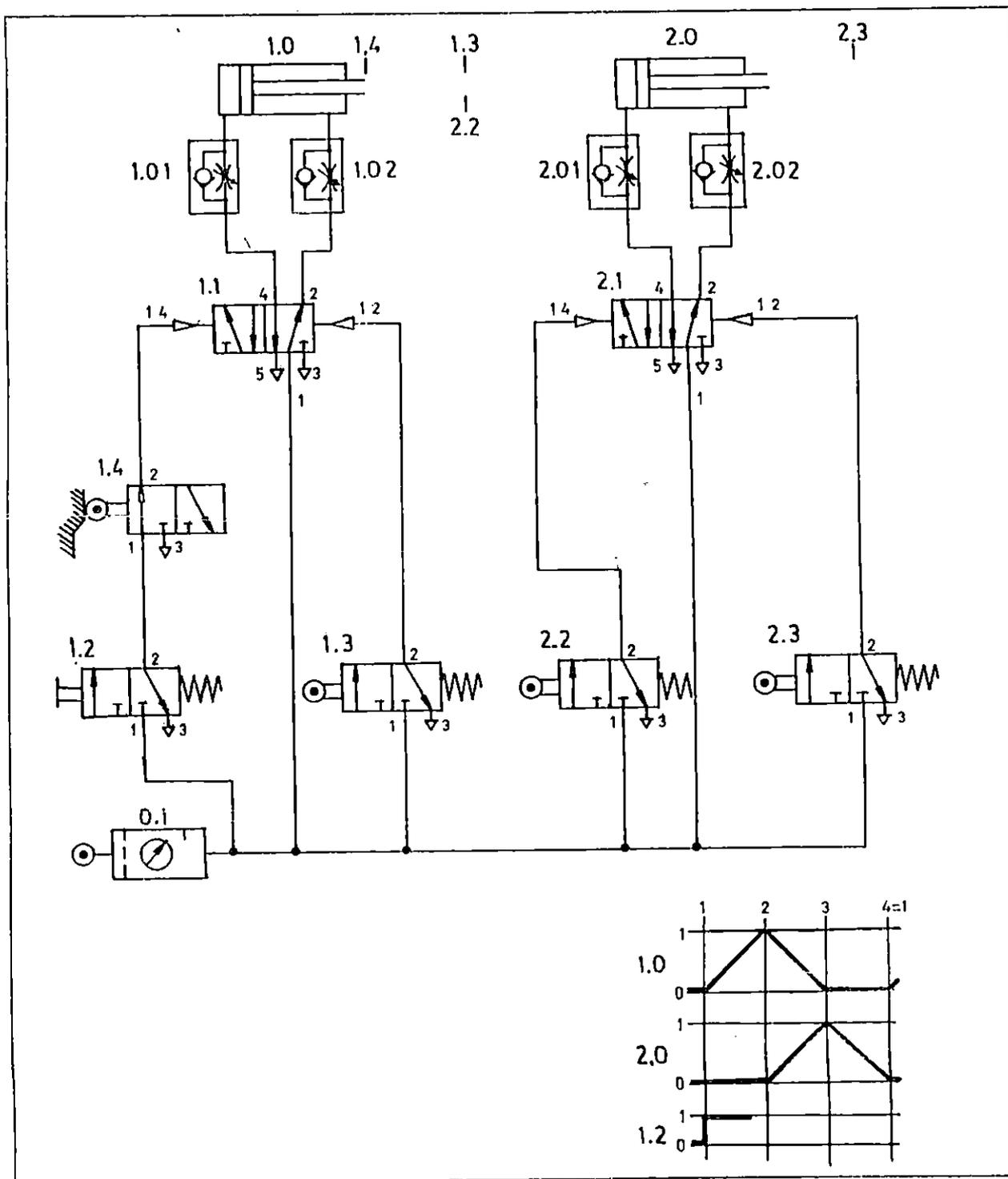
El ciclo se inicia cuando se oprime el pulsador de la válvula 1.2, presurizando la tapa del cilindro 1.0, a la vez la entrada 14 de la válvula 2.1, recibe presión con lo que se conmuta esa válvula. La válvula reguladora de presión 2.5, permite el flujo de aire a presión de 10 psi a la entrada 12 de la válvula 1.1, y manteniendo los puertos 2 y 3 comunicados.

Cuando el cilindro 1.0, alcanza la posición de final de carrera el aire presurizado pasa a través de la válvula 1.01, con gran restricción, hacia la entrada 14 y conmuta la válvula 1.1, después de haber vencido vence la presión de la conexión 12 que es igual a 10 psi, o sea que la válvula 1.1, trabaja con un diferencial de presión. Una vez conmutada la válvula 1.1, se presuriza la tapa de cilindro 2.0, y el cilindro 2.0 se extiende.

Es de observar que el pulsador 1.2, tiene que soltarse cuando el vástago del cilindro 2.0, llega a su posición de final de carrera, de esta forma la válvula regresa a su posición normal, con lo que se presuriza la cabeza del cilindro 1.0, y la válvula 2.01 pero como esta válvula ofrece gran restricción al paso del flujo de aire presurizado, primero se retrae el vástago del cilindro 1.0, cuando el vástago llega a su posición de final de carrera el aire a presión tiene que atravesar forzosamente la válvula de estrangulación ya que la válvula de antirretorno esta bloqueada, como resultado de la operación anterior la entrada 12 de la válvula 2.1, recibe presión por lo que conmuta a dicha válvula, y el vástago del cilindro 2.0 inicia su carrera de retracción. Cuando el cilindro 2.0 llega a su posición de final de carrera el sistema se encuentra nuevamente en su estado inicial. Para iniciar un nuevo ciclo oprimirse el pulsador 1.2.

CIRCUITO No. 13.

CIRCUITO CON MOVIMIENTO DE EXTENSION-RETRACCION
SIMULTANEO DE DOS ACTUADORES.



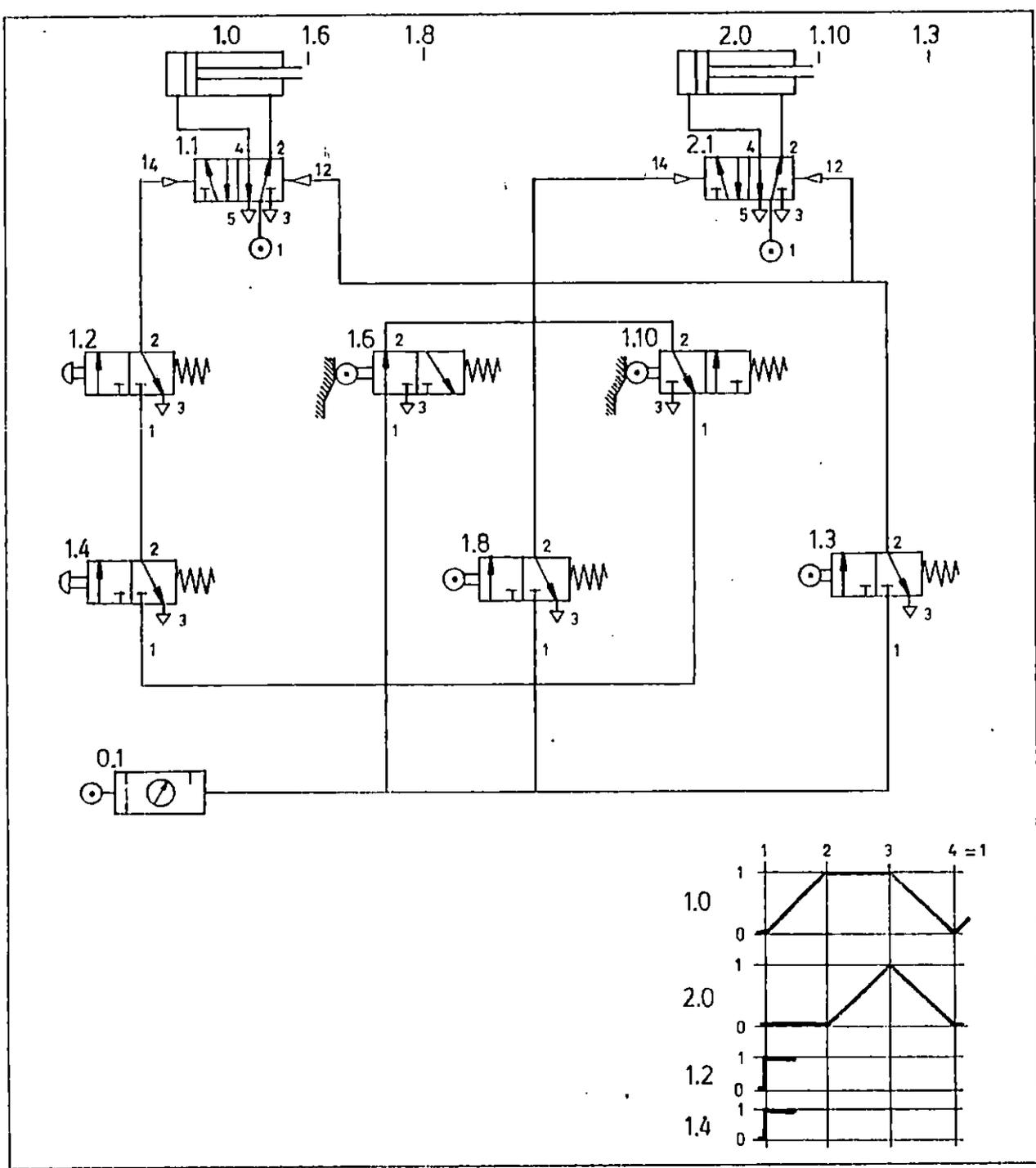
DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 13.

En el presente circuito se tiene un movimiento alternado de extensión de los vástagos, sin embargo el ultimo vástago que se extiende es el primero que se retrae, posteriormente se retrae el cilindro que se extendió de primero.

FUNCIONAMIENTO.

Este circuito hace uso de 4 válvulas limites. Al pulsar la válvula 1.2, se presuriza la entrada 14 de la válvula 1.1, conmutandola y permitiendo la carrera de extensión del cilindro 1.0, al terminar esta, la válvula 1.4, despresuriza la entrada 14 de la válvula 1.1, y el vástago actúa la válvula 2.2 presurizando la entrada 14 de la válvula 2.1, dando lugar al comienzo de la carrera de extensión del cilindro 2.0. El vástago de este actúa la válvula 1.3, conmutando la válvula 1.1, y dando lugar al comienzo de la carrera de retracción del cilindro 1.0, luego al culminar la carrera de extensión del cilindro 2.0, se actúa la válvula 2.3, permitiendo la conmutación de la válvula 2.1, ocasionando la retracción del cilindro 2.0. Así se cierra un ciclo de funcionamiento del circuito.

CIRCUITO No. 14.
CIRCUITO DE CONTROL DE DOS CILINDROS CON EXTENSION
EN SERIE Y RETRACCION EN PARALELO.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 14.

El circuito neumático simula un sistema en el que los dos cilindros de doble efecto se extienden en serie, cuando se presionan simultáneamente los pulsadores de dos válvulas de control direccional. El retorno de los cilindros es automático, y se retraen al mismo tiempo.

FUNCIONAMIENTO.

El ciclo inicia cuando se pulsan simultáneamente las válvulas 1.2 y 1.4, con lo que se conmuta la válvula 1.1, dando lugar a la extensión del vástago del cilindro 1.0.

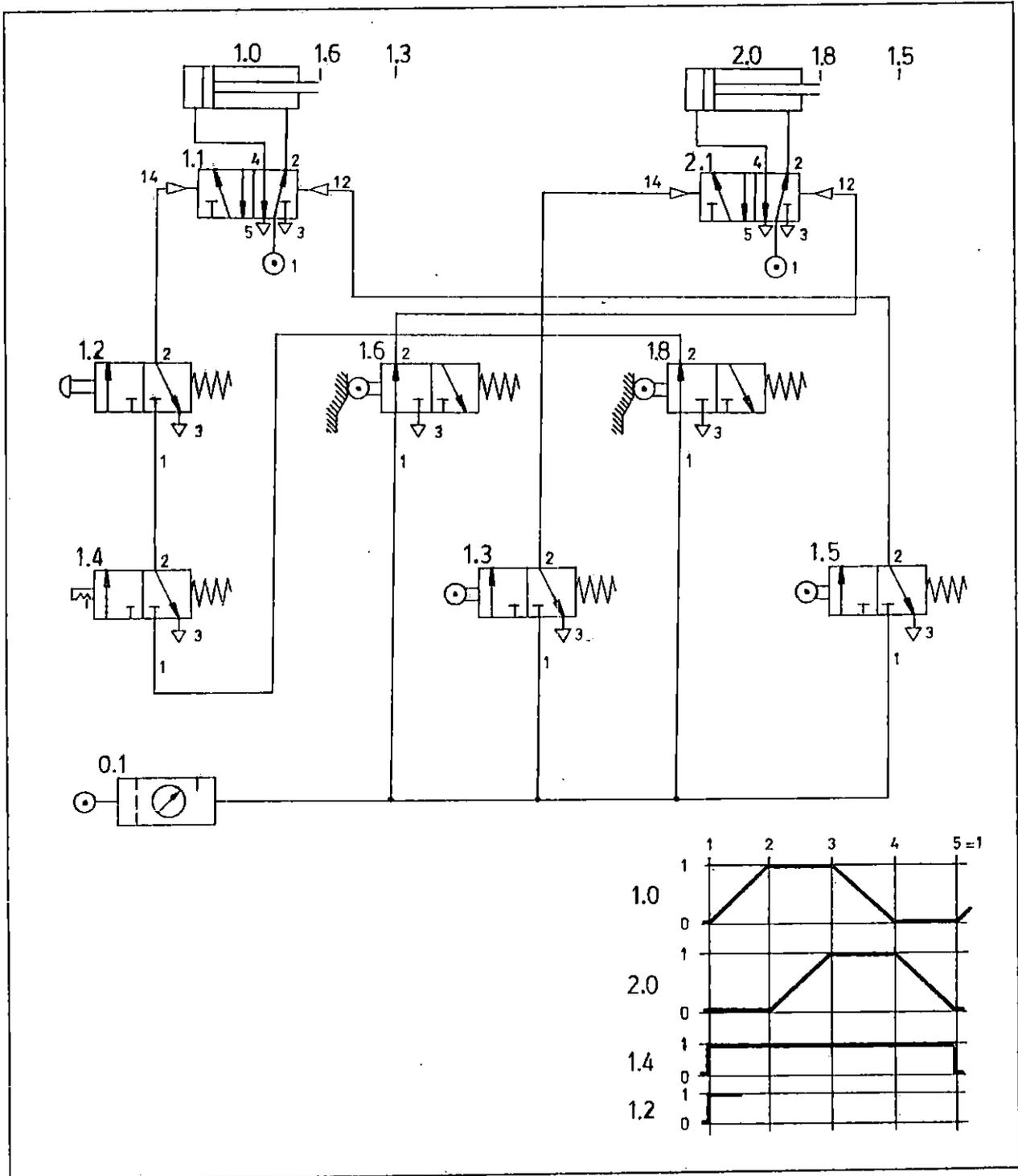
Las válvulas 1.2 y 1.4, retornan a su posición normal por medio de sus respectivos muelles, por lo que la entrada 14 de la válvula 1.1, queda despresurizada.

Un instante después de iniciada la carrera de extensión se libera el interruptor de final de carrera 1.6, por lo que se conmuta esta válvula. Cuando el vástago del cilindro 1.0, alcanza su posición de final de carrera se conmuta la válvula 1.8, con lo que se presuriza la conexión 14 de la válvula 2.1, en consecuencia de esta operación el vástago del cilindro 2.0, se extiende. Una vez iniciada la extensión se libera la válvula 1.10. Cuando el vástago del cilindro 2.0, alcanza su posición de final de carrera actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.3, con lo cual se presurizan las conexiones 12 de las válvulas 1.1 y 2.1 conmutandolas. Es de señalar que para conmutar la válvula 2.1 es necesario liberar la entrada 14 de la misma válvula, lo que conlleva a liberar inicialmente la válvula 1.8, esto nos demuestra que la retracción realmente se inicia en el vástago del cilindro 1.0, y un instante después inicia la retracción en el vástago del cilindro 2.0, pero la diferencia en tiempo es sumamente pequeña, por lo que parece que los dos

cilindros se retraen al mismo tiempo.

Una vez terminada la carrera de retracción, el vástago de cada cilindro actúa las válvulas 1.6 y 1.10, respectivamente. De este modo el sistema esta listo para iniciar un nuevo ciclo de trabajo.

CIRCUITO No. 15.
 CIRCUITO DE CONTROL DE DOS CILINDROS DE DOBLE ACCION
 CON DESPLAZAMIENTO EN SERIE, UTILIZANDO VALVULAS
 DE ACCIONAMIENTO POR RODILLO



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 15.

El circuito neumático, simula un sistema en el que dos cilindros de doble efecto están trabajando en serie. Un cilindro de doble efecto simula un elevador neumático automático, el cual eleva paquetes desde una cinta transportadora (No. 1), hasta otra cinta transportadora (No. 2), ubicada a una mayor altura. Cuando un paquete llega al final de la cinta transportadora No. 1, el operador acciona una válvula de vías, con lo que avanza cilindro 1.0, el cual levanta el paquete a la cinta transportadora No. 2. El cilindro 2.0, entonces reacciona, empujando el paquete hacia la cinta transportadora No. 2.

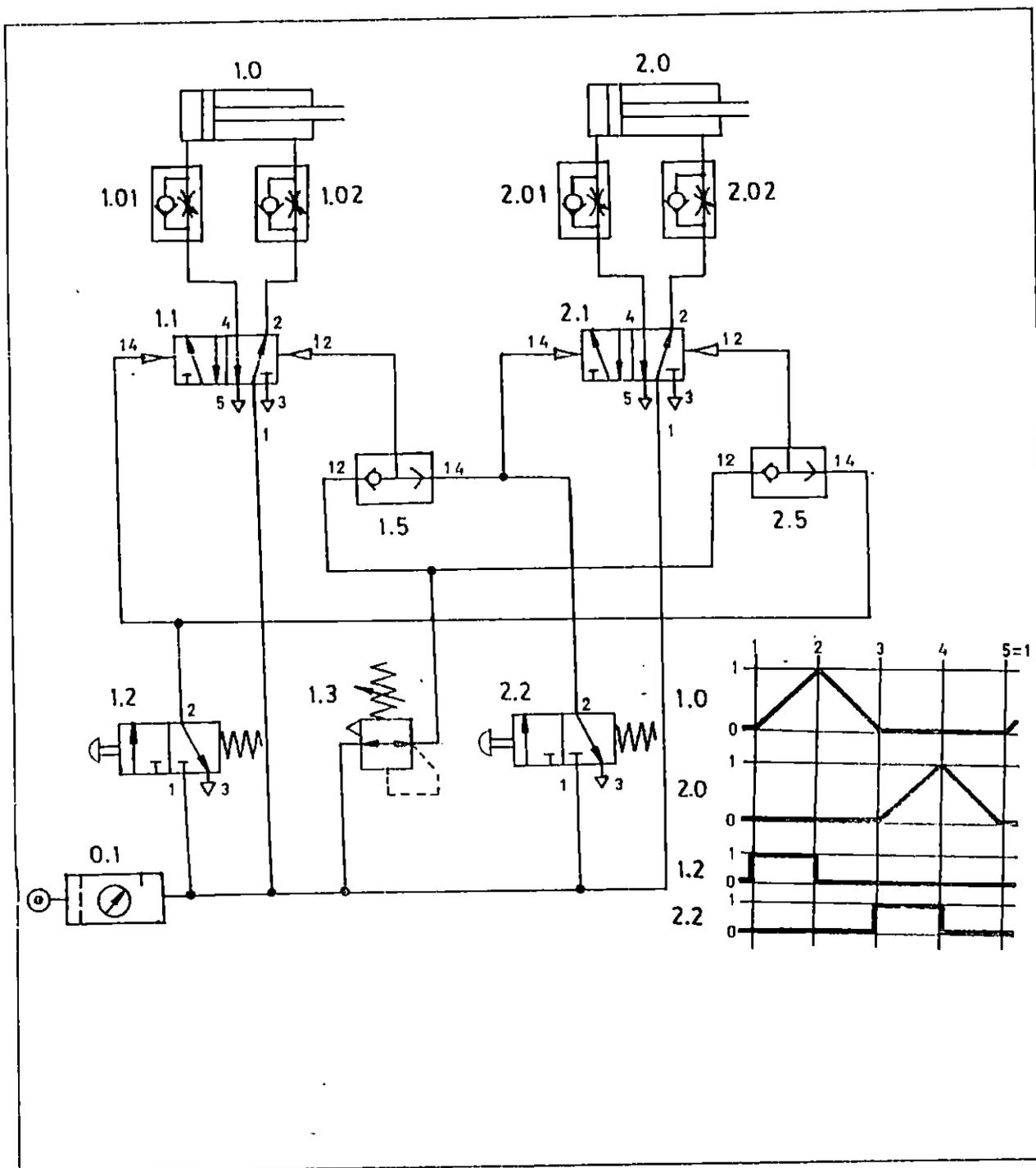
FUNCIONAMIENTO.

Al oprimir simultáneamente los pulsadores de las válvulas 1.2 y 1.4 se presuriza la entrada 14 de la válvula 1.1, con lo que conmuta la válvula y el vástago del cilindro 1.0 avanza. De este modo queda inactivado el interruptor de final de carrera 1.6, y se produce la evacuación del aire en el conducto que lleva hacia la entrada 12 de la válvula 2.1. Cuando el vástago termina de extenderse, actúa la válvula 1.3, con lo que se transmite una señal a la entrada 14 de la válvula 2.1, como resultado de esta operación, el vástago del cilindro 2.0, se extiende. Una vez iniciada la extensión se libera el interruptor de final de carrera 1.8, y cuando se alcanza la posición de final de carrera de este cilindro se actúa la válvula 1.5, como resultado de esta operación, se conmuta la válvula 1.1, a través de la conexión 12, de la misma válvula. En consecuencia el vástago del cilindro 1.0. empieza a retraerse, y deja de actuar sobre la válvula 1.3, la cual despresuriza la conexión 14 de la válvula 2.1.

Cuando se concluye la retracción del vástago del cilindro 1.0, se actúa la válvula 1.6, la cual presuriza la entrada 12 de la válvula 2.1, conmutandola, retrayendo de esta forma el vástago del cilindro 2.0, completándose así el ciclo de trabajo.

CIRCUITO No. 16.

CIRCUITO CON MOVIMIENTO ALTERNADO DE VASTAGOS.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 16.

En este circuito se emplean dos cilindros. El movimiento de extensión y retracción de los vástagos se realiza en forma alternada, es decir, solo se puede extender y retraer un vástago a la vez.

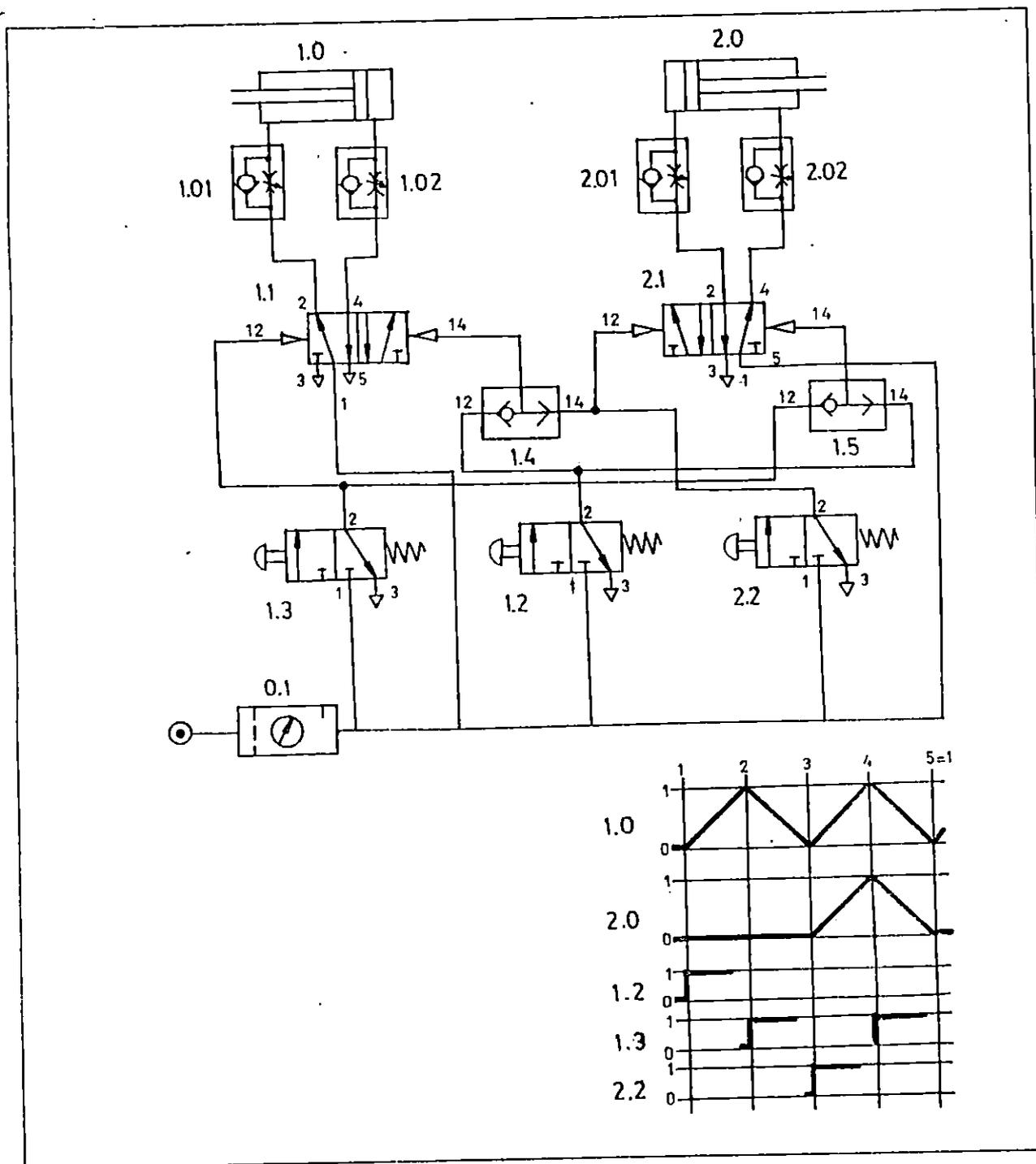
FUNCIONAMIENTO.

En este circuito la válvula 1.2, controla al cilindro 1.0 y la válvula 2.2, controla el cilindro 2.0.

Al actuar la válvula 1.2, se inicia la carrera de extensión del cilindro 1.0, y para que ésta se complete deberá de permanecer actuada la válvula, si se desea que el cilindro regrese deberá de soltar la palanca actuadora. Este mismo funcionamiento se repite para la válvula 2.2, y cilindro 2.0. La particularidad de este circuito es que no puede darse la carrera de extensión simultáneamente en los dos cilindros, por que las válvulas lógicas no lo permiten. Por ejemplo si el cilindro 1.0 se esta extendiendo, la entrada 12 de la válvula 2.1 estará presurizada, si la válvula 2.2 se actua se presuriza la entrada 14 de 2.1, pero ésta no se conmutara gracias a la igual presión de la entrada 12 de esta, y el cilindro 2.0 no podrá extenderse.

CIRCUITO No. 17.

CONTROL DE OPERACION DE DOS CILINDROS SIMULTANEAMENTE
O UNO INDEPENDIENTE.



DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO No. 17.

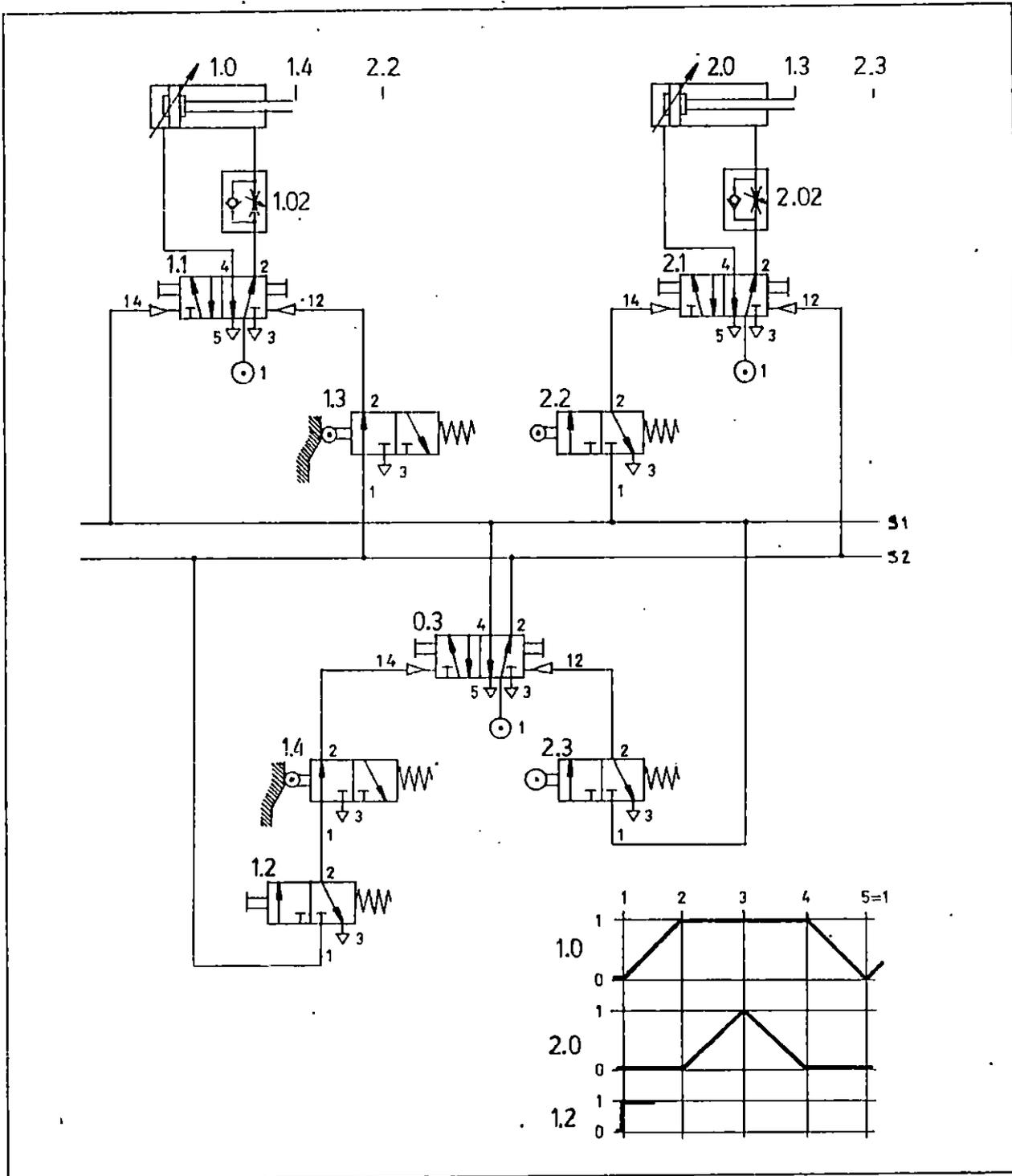
El presente circuito consta de dos cilindros de doble efecto que pueden ser actuados simultáneamente en su carrera de extensión y retracción actuando las válvulas 2.2 y 1.3, respectivamente.

Sin embargo, también puede obtenerse un ciclo de extensión retracción del cilindro 1.0, sin afectar 2.0, actuando las válvulas 1.2 y 1.3.

FUNCIONAMIENTO.

Al actuar la válvula 1.2, se presuriza la entrada 14 de la válvula 1.1 y 1.2, sin embargo, solo la válvula 1.1, es conmutada ya que 2.1 esta en su posición conmutada. Así el cilindro 1.0 extiende su vástago, luego al actuar 1.3, se presuriza a la entrada 12 de la válvula 1.1, produciendo la retracción del vástago para el cilindro 1.0. Si se actúa la válvula 2.2, entonces, se presurizan las conexiones 12 y 14 de las válvulas 2.1 y 1.1, respectivamente conmutandolas y permitiendo la extensión simultanea de los dos cilindros. Si luego se actúa la válvula 1.3 se presurizan las entradas 12 y 14 de las válvulas 1.1 y 2.1, respectivamente, conmutandolas de nuevo y permitiendo la retracción simultanea de los dos cilindros.

CIRCUITO No. 18.
 CONTROL NEUMÁTICO DE ACCIONAMIENTO DE CILINDROS DE
 DOBLE EFECTO QUE TRABAJAN EN FORMA SECUENCIAL.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 18.

El circuito simula un sistema en el cual dos cilindros de doble efecto realizan ciclos de trabajos secuenciales (ni en serie, ni en paralelo). En este circuito primero se extenderá el cilindro 1.0. Luego se extenderá el cilindro 2.0, después este cilindro se retrae y por último el vástago del cilindro 1.0 se retrae.

El ciclo de trabajo deberá empezar actuando sobre un pulsador. La posición de los vástagos de los cilindros es manejada mediante interruptores de final de carrera la sobreposición de señales se evita recurriendo al uso de válvulas conmutadas.

FUNCIONAMIENTO.

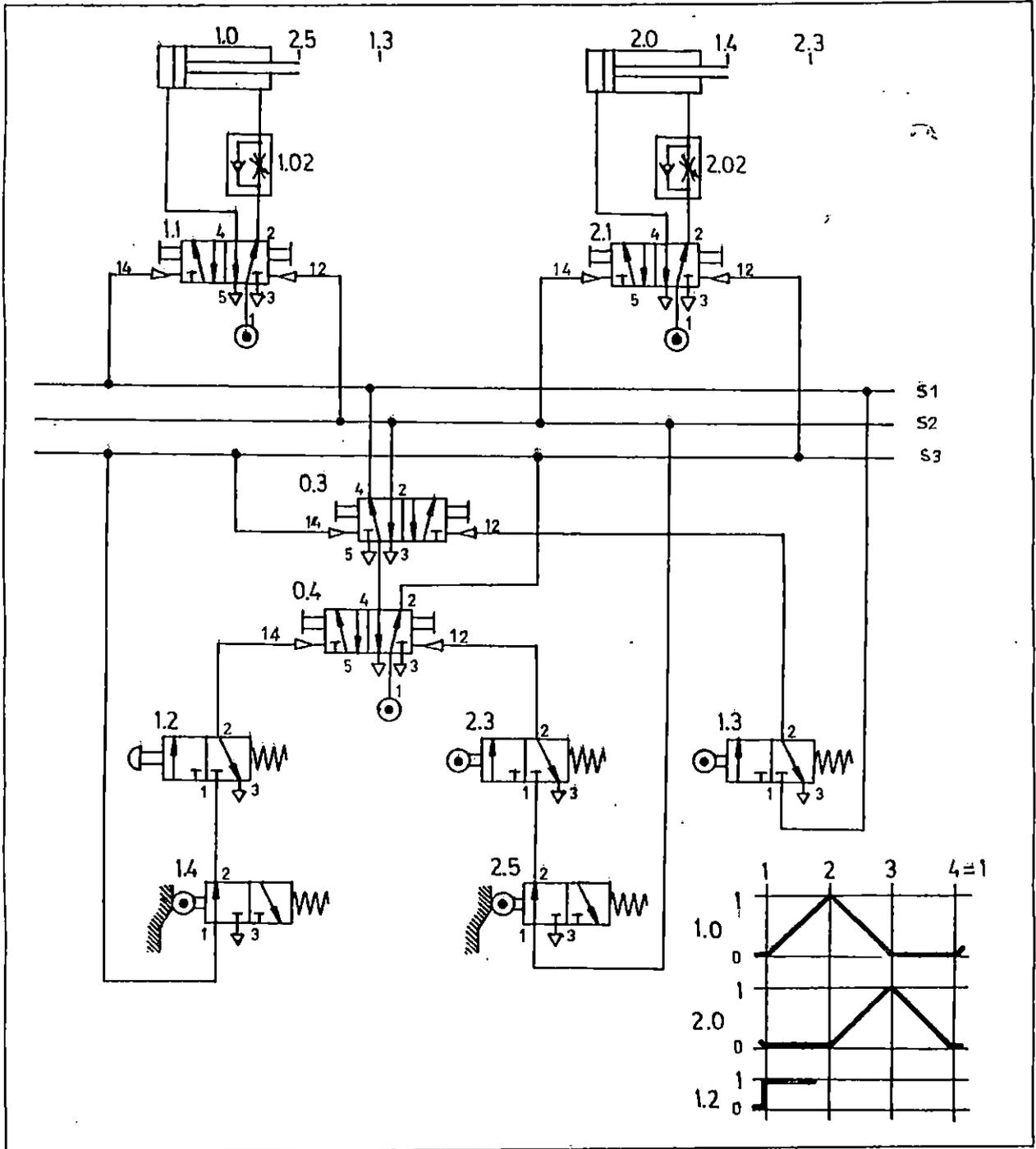
La válvula conmutadora 0.3 se encarga de alimentar con aire a presión los conductos S1 y S2 o, por lo contrario, se encarga de evacuar el aire de dichos conductos hacia el ambiente. En posición normal, los dos vástagos están retraídos, los interruptores de final de carrera 1.3 y 1.4, están accionados y las entradas 12 de las válvulas 1.1 y 2.1, reciben una señal.

Al oprimir el pulsador 1.2, conmuta la válvula 0.3. El conducto S1 recibe aire a presión y el conducto S2 es evacuado. Si bien es cierto que la válvula 1.3, permanece activada, ello no trasciende porque la entrada de señales 12 no recibe presión. La entrada 14 de la válvula 1.1 si recibe presión, por lo que conmuta la válvula y el vástago del cilindro 1.0 avanza. De este modo queda inactivado el interruptor de final de carrera 1.4, y se produce la evacuación del aire en el conducto que lleva hacia la entrada 14 de la válvula conmutadora.

Una vez alcanzada la posición de final de carrera, el vástago actúa sobre el interruptor de final de carrera 2.2, con lo que conmuta la válvula 2.1 y avanza se extiende el vástago del cilindro 2.0. Cuando el vástago abandona su posición inicial, deja de estar activado el interruptor de final de carrera 1.3, con lo que es evacuado el aire del conducto que lleva hacia la conexión 12 de la válvula 1.1. Cuando el cilindro 2.0 llega a su posición de final de carrera 2.3. En consecuencia, la válvula 0.3 conmuta, el conducto S2 recibe presión del sistema y el conducto S1 no tiene presión. La válvula 2.1 conmuta y el vástago del cilindro 2.0, se retrae. Cuando el cilindro 2.0 llega a su posición inicial, actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.3, con lo que conmuta la válvula 1.1, y entonces, retrocede el vástago del cilindro 1.0. Una vez que el cilindro 1.0, ha retrocedido hasta su posición final, actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.4. De este modo el sistema se encuentra nuevamente en su estado inicial. Para iniciar un nuevo ciclo deberá oprimirse el pulsador 1.2.

CIRCUITO No. 19.

DESCONEXION DE SEÑALES MEDIANTE VALVULAS CONMUTADORAS PARA CONTROL AUTOMÁTICO DE DOS CILINDROS DE DOBLE EFECTO.



DESCRIPCION DEL CIRCUITO No. 19.

Este circuito deberá simular un mecanismo de avance en el cual se recogen piezas de un cargador para desplazarlas hacia un plano inclinado. El cilindro 1.0 retira las piezas del cargador y el cilindro 2.0 las desplaza hacia el plano inclinado. El vástago del cilindro 2.0 deberá retroceder solamente si el cilindro 1.0 ya se encuentra en su posición normal. El ciclo de trabajo deberá empezar actuando sobre un pulsador. La posición de los vástagos de los cilindros es consultada mediante interruptores de final de carrera.

FUNCIONAMIENTO.

Al oprimir el pulsador 1.2, se conmuta la válvula 0.4. El conducto S1 recibe aire a presión, el conducto S2, es evacuado a través de la válvula 0.3. El conducto S3 es despresurizado a través de la válvula 0.4. La entrada 14 de la válvula 1.1, recibe presión como consecuencia de presurizar el conducto S1, con lo que se conmuta la válvula y el vástago del cilindro 1.0 se extiende, de este modo queda inactivado el interruptor de final de carrera 2.5. Una vez alcanzada la posición de final de carrera es actuada la válvula 1.3, con lo que se conmuta la válvula 0.3, por lo que el conducto S2, es presurizado. Las válvulas 1.1 y 2.1, se conmutan y el vástago del cilindro 1.0, se retrae mientras el vástago del cilindro 2.0, se extiende. Cuando los dos cilindros 1.0 y 2.0, llegan a su posición de final de carrera accionan los interruptores de final de carrera 2.5 y 2.3, respectivamente, con lo que se conmuta la válvula 0.4, de esta manera el conducto S2, se despresuriza y el conducto S3 recibe presión del sistema, con lo que la entrada 14 de la válvula conmutadora 0.3, recibe presión dando como resultado la conmutación de esta. También como consecuencia de presurizar el conducto S3, la entrada 12 de la válvula 2.1, recibe presión conmutando a esta, por lo que el vástago del cilindro 2.0 se

retrae, de este modo queda inactivado el interruptor de final de carrera 2.3, comunicando el conducto que lleva hacia la entrada 12 de la válvula conmutadora 0.4, con la salida.

Una vez alcanzada la posición de final de carrera, el vástago actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.4, de este modo el sistema se encuentra nuevamente en su estado inicial.

CAPITULO V

5.0 SELECCION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS PARA EL BANCO DIDACTICO.

5.1 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL BANCO NEUMATICO.

Los elementos necesarios para realizar los circuitos básicos son los siguientes:

CANTIDAD	ELEMENTOS
2	- Cilindro de doble efecto con amortiguación.
2	- Válvulas de control direccional de 5/2 vías, neumático-resorte.
5	- Válvulas de 5/2 vías accionada neumáticamente.
4	- Válvulas de 3/2 vías de pulsador retornada por resorte.
2	- Válvulas de 3/2 vías con enclavamiento accionada por palanca.
6	- Válvulas de 3/2 vías accionada por rodillo.
2	- Válvulas de 3/2 accionada neumáticamente.
4	- Válvulas de control de flujo.
5	- Válvulas check.
5	- Válvulas lógicas O.
5	- Válvulas lógicas Y.
4	- Manómetros.
2	- Reguladores de ajuste de presión.
20	- Raccord recto 4x1.
15	- Raccord "T" 4x1.
5	- Silenciador.
1	- Filtro regulador lubricador.
1	- Raccord múltiple.

Tabla 5.1. Listado de elementos neumáticos.

CANTIDAD	ELEMENTOS
25	- Tapón para acople rápido.
50 mt	- Mangueras de 4x1.
5	- Acople rápido rosca hembra.

Tabla 5.1. Listado de elementos neumáticos (cont.).

El listado de elementos neumáticos mostrados en la tabla 6.1, se obtuvo a partir de los circuitos básicos.

La selección de los elementos neumáticos involucran tres parámetros cada uno de estos toma diversas variables que influyen en la solución del problema de selección adecuada, de una serie de elementos para un banco neumático didáctico, estos parámetros son:

i) Tipo: se refiere a la versatilidad del uso, en cuanto a fijación e interconexión de los elementos, para el montaje y desmontaje rápido de circuitos neumáticos didácticos.

ii) Capacidad: se refiere a la magnitud de las variables de trabajo (presión y caudal).

En cuanto a la presión se busca trabajar en el campo de la baja presión por ser el más adecuado para aplicaciones didácticas (6, 7 bar). Con respecto al caudal este se relaciona directamente con el tamaño del elemento y por lo tanto con el costo de este. En este trabajo la elección de un caudal pequeño se traduce como la oportunidad de obtener mayor diversidad de elementos para una mayor cobertura en el uso del banco entrenador.

iii) Tamaño: en este caso la importancia del tamaño es en el sentido del ahorro de espacio en la construcción de circuitos, a través de la selección de elementos neumáticos más pequeños.

No	RB	ELEMENTOS.	CAN- TIDAD	PESO (kg)	CAUDAL (Lt/ min)	PRECIO UNITAR. (\$)	PRECIO TOTAL (\$)	ANEXOS
1	D	Cilindro de doble efecto con amortiguacion Longitud de la carrera 150 mm.	2	0.460		99.90	199.80	1.23
2	D	Valvula 3/2 vias, piloto neumatico G 1/8	2	0.275	200	65.03	130.06	1.24
3	B	Valvula de 5/2 vias, palanca mecanica G 1/8	2	0.320	200	46.58	93.16	1.25
4	B	Valvula de 3/2 vias de rodillo	4	0.102	200	33.14	132.56	1.26
5	B	Valvula de 3/2, palanca de enclavamiento G 1/8	2	0.168	200	44.02	88.04	1.27
6	A	Valvula de 5/2 vias, rodillo G 1/8	2	0.224	200	30.49	60.48	1.28
7	B	Valvula de 5/2 vias, piloto-resorte G 1/8	2	0.250	300	47.11	94.22	1.29
8	B	Valvula 5/2 vias, piloto neumatico G 1/8	5	0.250	300	48.57	242.85	1.30
9	B	Valvula de 3/2 vias, pulsador-resorte G 1/8	4	0.160	150	40.73	162.92	1.31
10	A	Valvula de control de flujo regulable G 1/8	4	0.100	135	24.17	96.68	1.32
11	C	Valvula check G 1/8	5	0.067	750	5.18	25.90	1.33
12	B	Valvula logica "O"	4	0.098	640	23.17	92.68	1.34
13	B	Valvula logica "Y"	2	0.160	300	33.26	66.52	1.35
14	D	Regulador de presion	2	0.150	1900	42.81	85.62	1.36
15	D	Filtro regulador lubricador	1	1.470	700	98.45	98.45	1.37
16	B	Raccord multiple (8x1, 4x1)	1	0.166		33.87	33.87	1.38
17	B	Tapon para raccord (diametro 4 mm).	25	0.010		0.21	5.25	1.39
18	B	Raccord recto	20	0.011		1.10	22.00	1.40
19	B	Raccord "T" (4x1)	15	0.022		2.37	35.55	1.41
20	B	Manguera (4x1)	25m	0.010		0.31	7.75	1.42
21	B	Manguera (4x1)	25m	0.010		0.31	7.75	1.42
22	B	Manometro	4	0.200		21.19	84.76	1.43
23	A	Silenciador	5	0.010		0.47	2.35	1.44
24	D	Acople rapido (rosca hembra) (4x1)	5	0.020		1.74	3.70	1.45
TOTALES:			105				1873.11	

Tabla 5.2. Selección de los elementos neumáticos.

Nota: La presión de trabajo para los elementos de la tabla 6.2, es de 10 bar, y el tipo de rosca es G1/8.

- RB : Referencias Bibliográficas.
- A : Manual Pneumatic examination and training system.
- B : Manual Pneumatics teaching and training system international.
- C : Libro Das Bosch Pnuamatik-Programm.
- D : Pneumatics teaching and training system.

CAPITULO VI

6.0 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO Y ELEMENTOS NEUMÁTICOS.

La estructura del banco estará compuesta de dos partes principales:

- 1.- Panel de sujeción de los elementos neumáticos.
- 2.- Bancada de la estructura del banco.

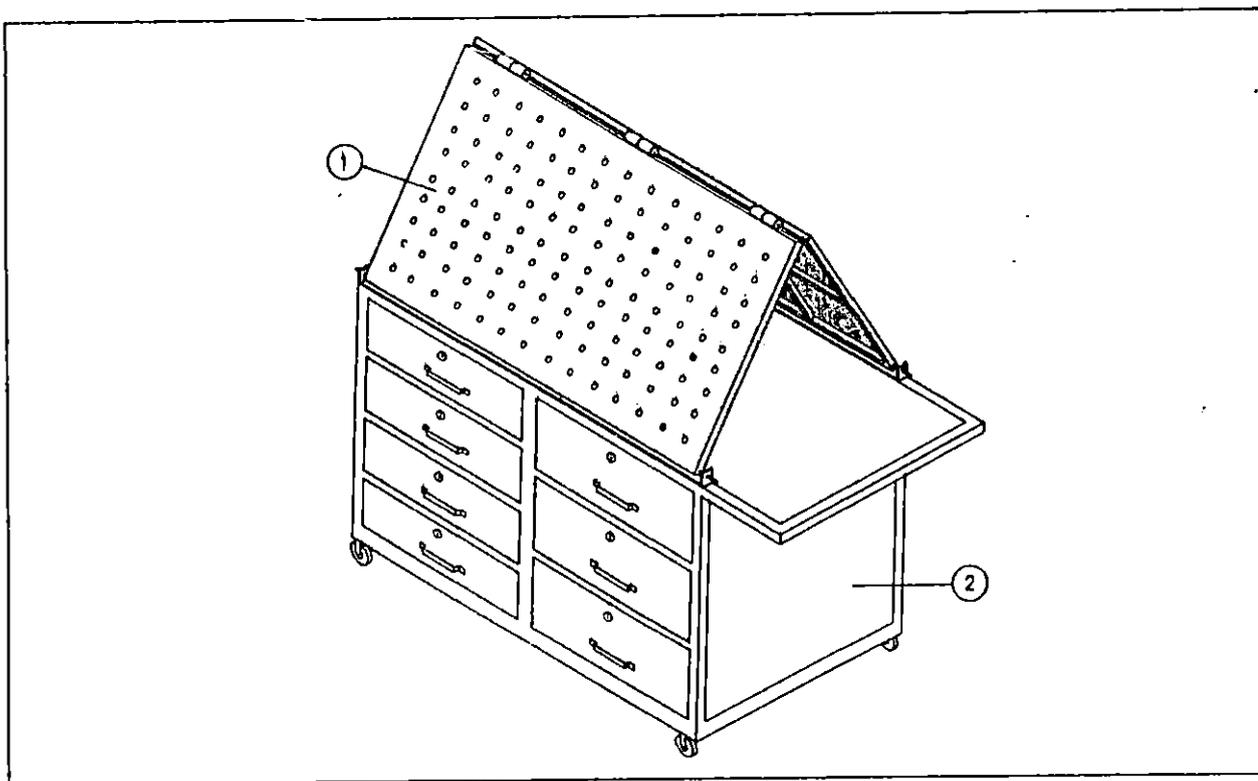


Figura 6.1. Banco neumático.

Esta forma del panel presenta la ventaja de "convertibilidad", la que consiste en un giro angular del panel de tal manera que el perfil triangular de este se convierta en un perfil en ele (L), así como se muestra en la figura 6.2.

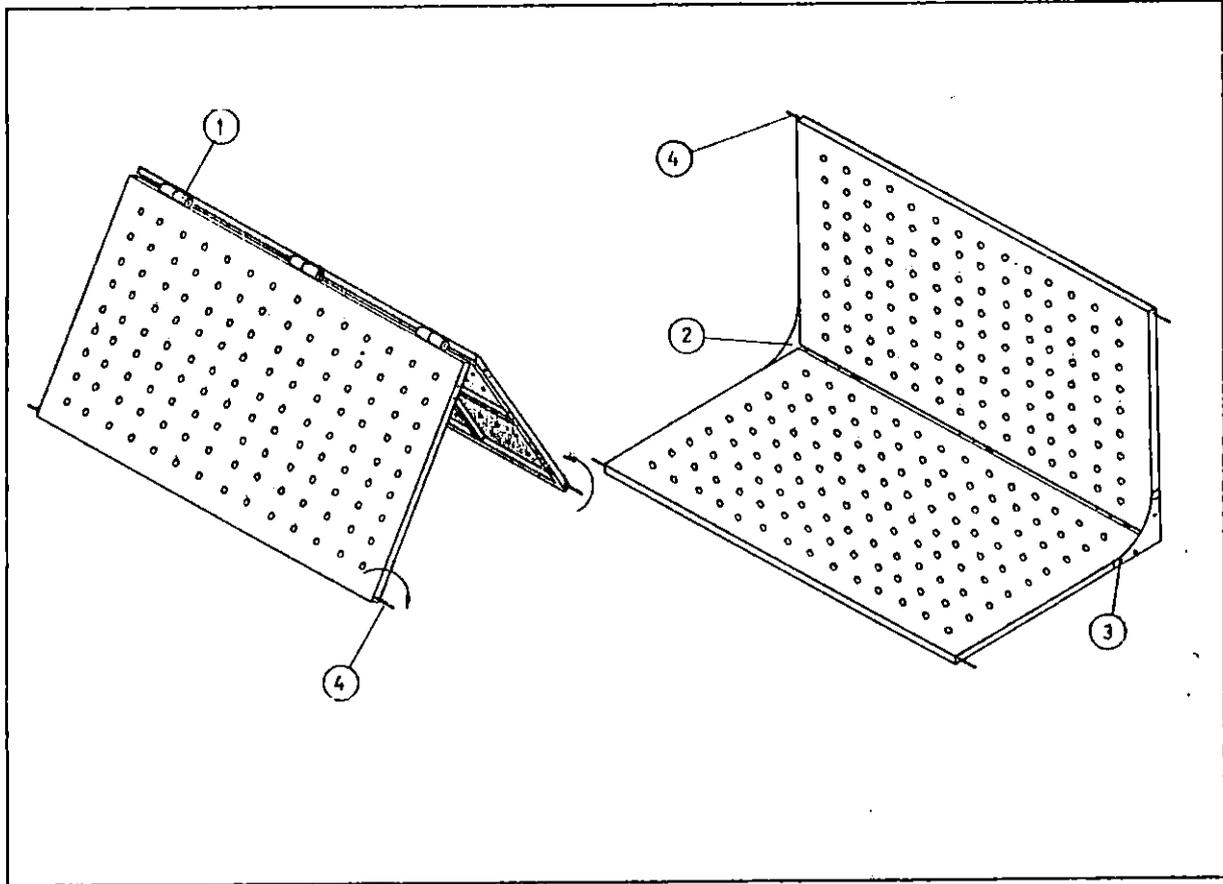


Figura 6.2. Panel de sujeción.

Los elementos que aparecen enumerados, se consideran para efectos de diseño, por desempeñar una función importante en el estado de esfuerzos del panel.

- 1.- Pernos de escuadra.
- 2.- Escuadra.
- 3.- Bisagra.
- 4.- Varilla pivote.

En cuanto a la bancada de la estructura del banco (fig. 6.3), se considera para efectos de calculo de diseño, solamente la soldadura de la platina de sujección del panel (5).

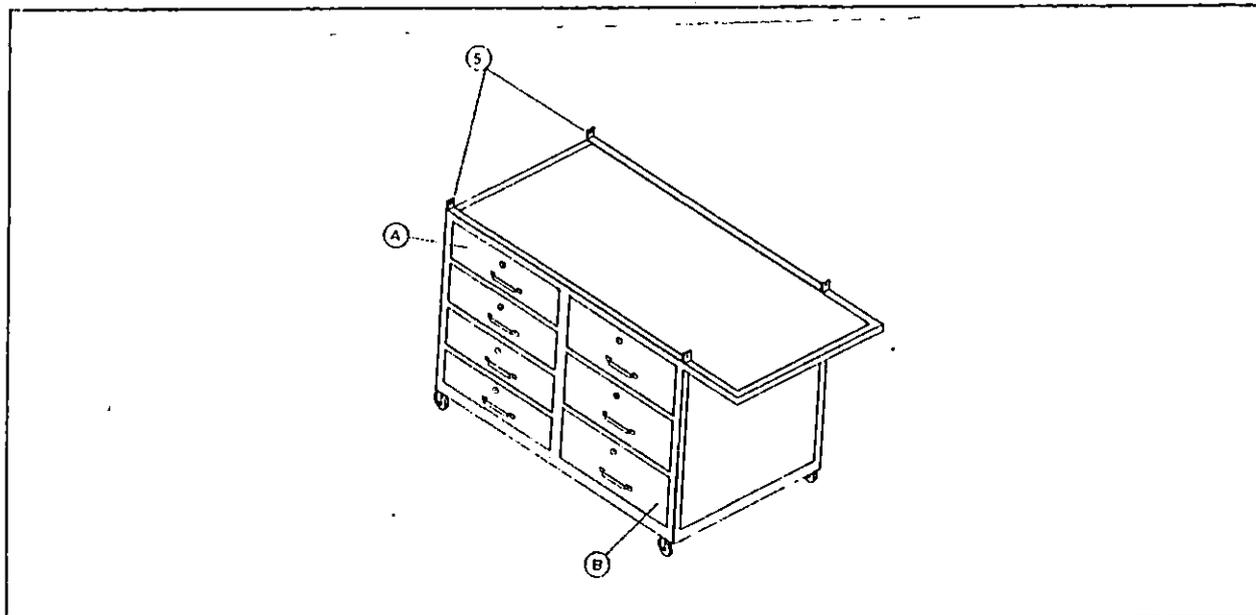


Figura 6.3. Bancada.

6.1 CALCULO DEL PANEL DE SUJECION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS.

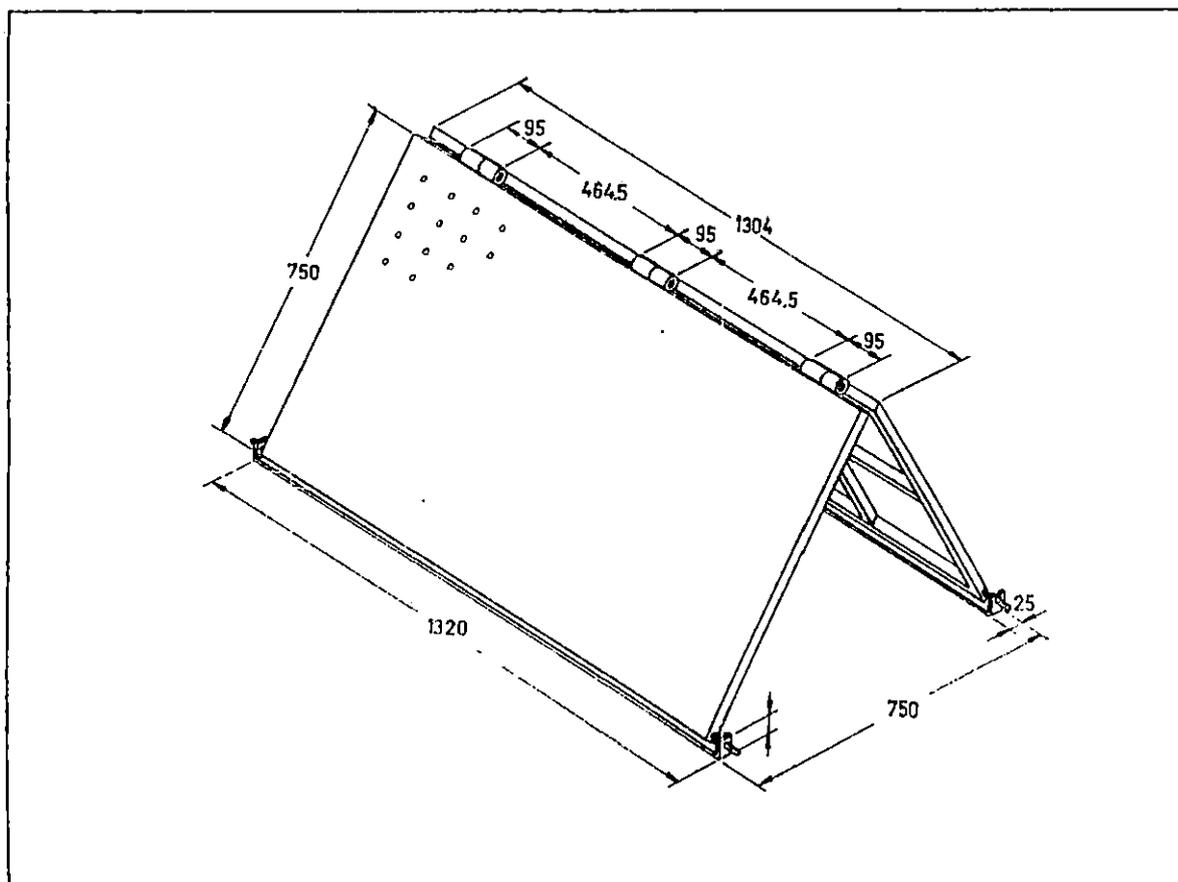


Figura 6.4. Panel de sujeción.

6.1.1. CALCULO DE LOS PERNOS DE LAS ESCUADRAS.

6.1.1.1. Estado de esfuerzos N.º 1.

En este apartado, se calcula el diámetro del perno que se colocará en las escuadras que sujetan el panel, para mantener la forma en ele (L), esto es cuando las dos caras útiles del panel estén formando un ángulo de 90° entre sí, con el fin de desarrollar circuitos neumáticos más complejos.

Los pernos deberán ser capaces de soportar los esfuerzos, a que serán sometidos cuando se este trabajando con el banco en ele (L). El estado de esfuerzos al que se someterá el panel será el siguiente:

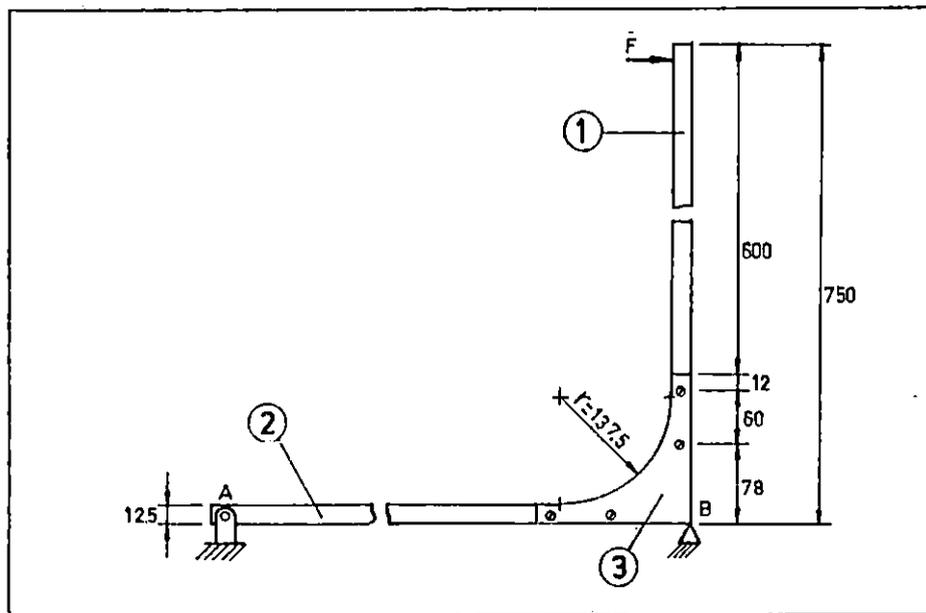


Figura 6.5. Estado de esfuerzos N.º 1.

Esta estructura puede ser analizada como un marco, así:
El diagrama de cuerpo libre de esta estructura es:

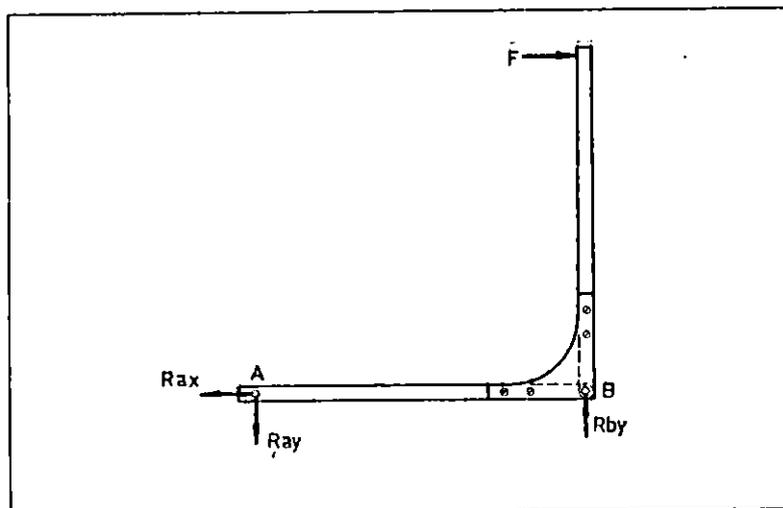


Figura 6.6. Diagrama de cuerpo libre.

Se estima que el valor de F será un valor máximo que un usuario podría ejercer sobre el panel. Esta fuerza se calculó con un dinamómetro simulando las condiciones de trabajo del banco y su valor es de $F_d = 40$ lb.

Aplicando un factor de carga $F_c = 1.5$, por cualquier fuerza extra que eventualmente se pueda ejercer, se tiene:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza} &= F_c \times F_d = 1.5 \times 40 \text{ lb.} \\ &= 60 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Como se tienen dos escuadras la fuerza se reparte simétricamente en cada una de ellas y:

$$\text{Fuerza} = 30 \text{ lb} = 134 \text{ N.}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F = R_{ax} = 134 \text{ N} = 0.134 \text{ kN.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

$$\Sigma M_b = 0$$

$$0.75F = R_{ay} \cdot 0.75$$

$$R_{ay} = 0.134 \text{ kN.}$$

Al desmembrar el marco y suponer un solo perno en la escuadra (el más cercano a la bisagra) ya que es el que soporta el mayor momento de F se tiene:

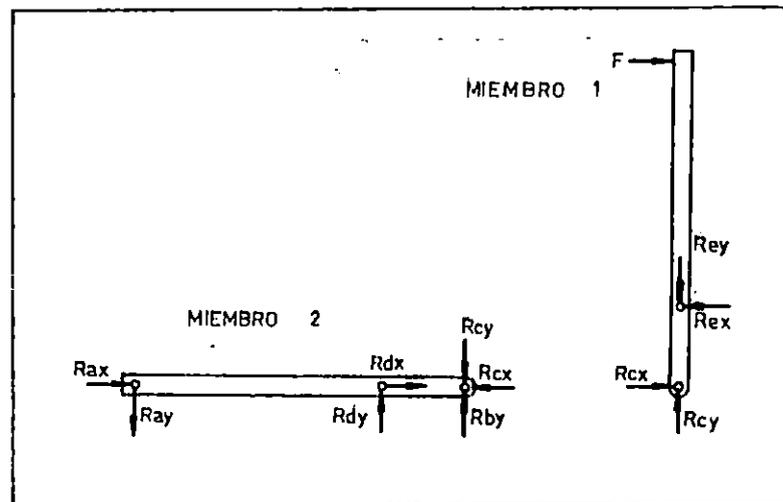


Figura 6.7

Del miembro 1, tenemos:

$$\Sigma M_e = 0$$

$$78R_{cx} - 672(0.134) = 0$$

$$R_{cx} = 1.154 \text{ kN.}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$0.134 + R_{cx} - R_{ex} = 0$$

$$R_{ex} = 0.134 + 1.154$$

$$R_{ex} = 1.288 \text{ kN}$$

Del miembro 2, tenemos:

$$\Sigma Md = 0$$

$$672R_{ay} + 78R_{by} = 78R_{cy}$$

$$R_{cy} = 672(0.134)/78 + 0.134$$

$$R_{cy} = 1.288 \text{ kN.}$$

$$\Sigma Mc = 0$$

$$750R_{ay} = 78R_{dy}$$

$$R_{dy} = 750(0.134)/78$$

$$R_{dy} = 1.288 \text{ kN.}$$

$$\Sigma Fx = 0$$

$$- R_{ax} - R_{cx} + R_{dx} = 0$$

$$R_{dx} = 1.288 \text{ kN.}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$R_{ey} = R_{cy}$$

CUADRO RESUMEN DE REACCIONES

REACCIONES	FUERZA (kN)
Rax	0.134
Ray	0.134
Rbx	0
Rby	0.134
Rcx	1.154
Rcy	1.288
Rdx	1.288
Rdy	1.288
Rex	1.288
Rey	1.288
F	0.134

Tabla 6.1

Al realizar el diagrama de cuerpo libre de la escuadra tenemos:

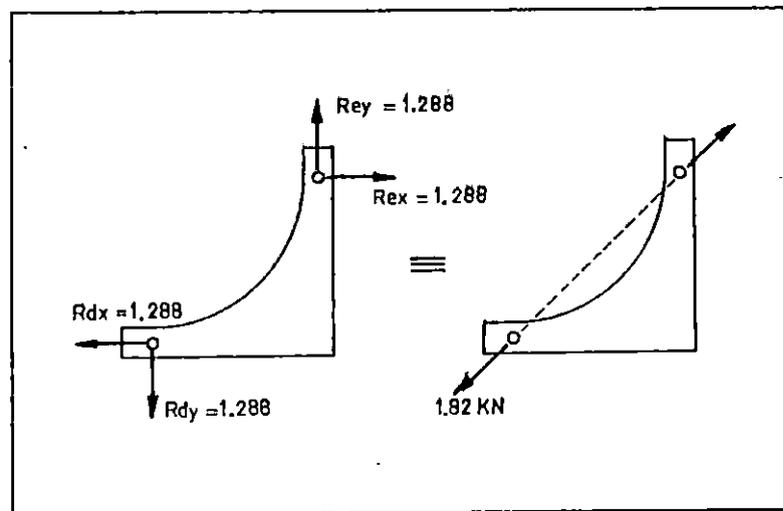


Figura 6.8

Los pernos estarán sometidos al siguiente tipo de esfuerzos.

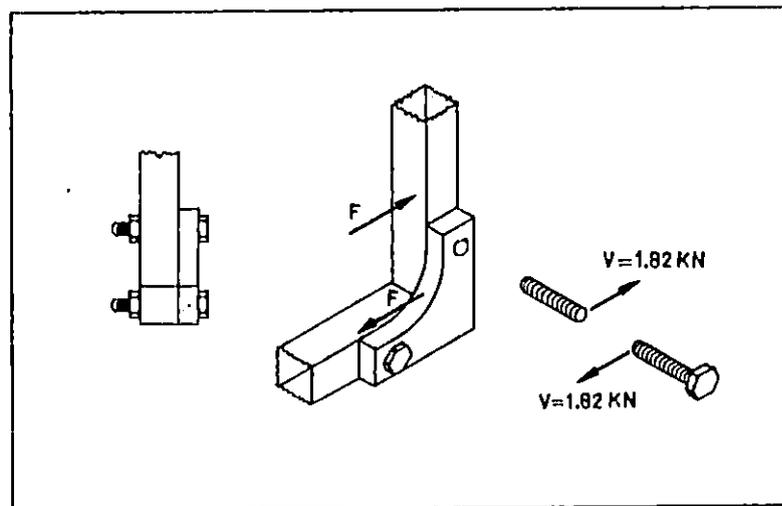


Figura 6.9

Como los dos pernos están sujetos a esfuerzo cortante con iguales condiciones de fuerza se diseña uno de ellos.

Se hará un análisis de fatiga al perno ya que la fuerza F no es estática.

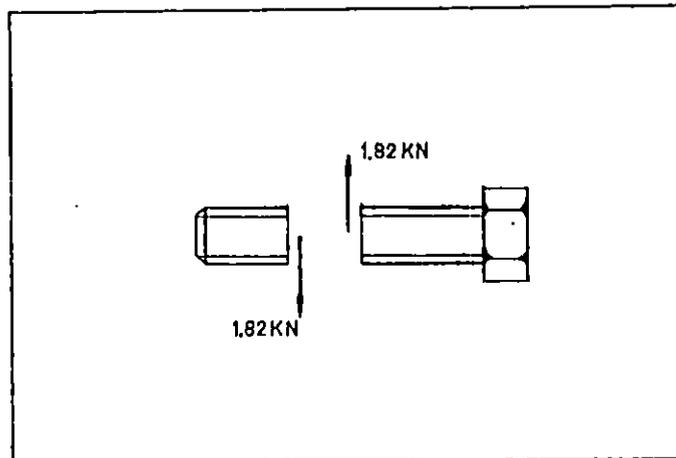


Figura 6.10

$$S_e = C_1 \cdot C_d \cdot C_s \cdot S_e' / K_f \text{.}^1$$

Ec. 6.1

$$S_e' = 0.5 S_{us}, \quad \text{para torsión.}$$

De anexo N.º. 1.3 y anexo N.º. 1.5.

Obtenemos algunas propiedades del acero 1020

$$S_u = 380 \text{ Mpa} = 55 \text{ Kpsi} \quad \text{y} \quad S_{us} = 0.8 S_u = 304 \text{ Mpa.}$$

$$S_e' = 0.5(304) = 152 \text{ Mpa.}$$

El factor C_1 y C_d , se obtienen del anexo N.º. 1.3

$$C_1 = 0.58 \quad (\text{esfuerzos cortantes})$$

$$C_d = 1.0 \quad (\text{para diámetros} < 0.4\text{"})$$

El factor de superficie C_s , se obtiene del anexo N.º. 1.4

$$C_s = 0.8 \quad (\text{superficie maquinada o un } S_u < 60 \text{kpsi})$$

No existe concentración de esfuerzos ya que la sección que soporta el cortante puro fluctuante es un eje liso cilíndrico, por lo tanto: $K_f = 1.0$

¹/ Joseph Marin, Mechanical Behavior of Engineering Materials, Prentice-Hall, Englewood Cliffs No.1., 1962, pag. 224.

$$S_e = (0.58)(0.9)(0.8)(152)/1.0$$

$$S_e = 63.472 \text{ Mpa.}$$

τ_a = Esfuerzo alternante

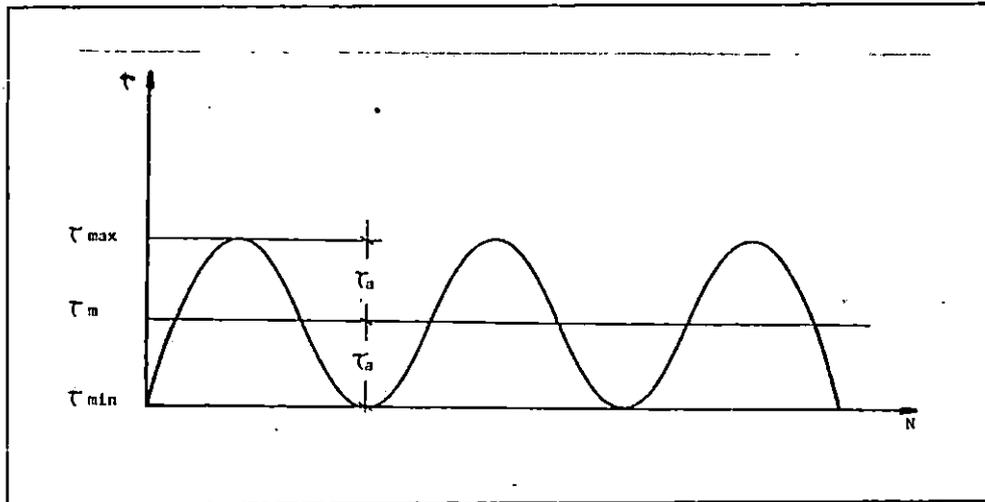


Figura 6.11

$$\tau_a = 1/2 \tau_{\max}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= F_{\text{cortante}} / A_{\text{perno}}^2 \\ &= 1.82 \text{ kN} / 0.25\pi d^2 \text{ mm}^2 \\ &= 2.317 / d^2 \text{ GPa} \end{aligned}$$

Ec. 6.2

$$\tau_a = 1.158 / d^2 \text{ GPa.}$$

$$\tau_m = \tau_a$$

Luego:

$$\begin{aligned} \tau_a / S_{es} + \tau_m / S_{sut} &= 1/n \\ \tau_a [1/S_{es} + 1/S_{sut}] &= 1/n^3 \end{aligned}$$

Ec. 6.3

^{2/} Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 406.

^{3/} Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 337.

Utilizando un factor de seguridad de 1.5, tenemos:

$$(1.158/d^2)[1/0.0634 + 1/0.304] = 1/1.5$$

$$d = 5.75 \text{ mm.}$$

Eligiendo un diámetro estandarizado de pernos superior se tiene $1/4''$

$$d_{\text{perno}} = 1/4''$$

6.1.2. DISEÑO DE ESCUADRAS.

La escuadra puede ser analizada como un elemento a tensión:

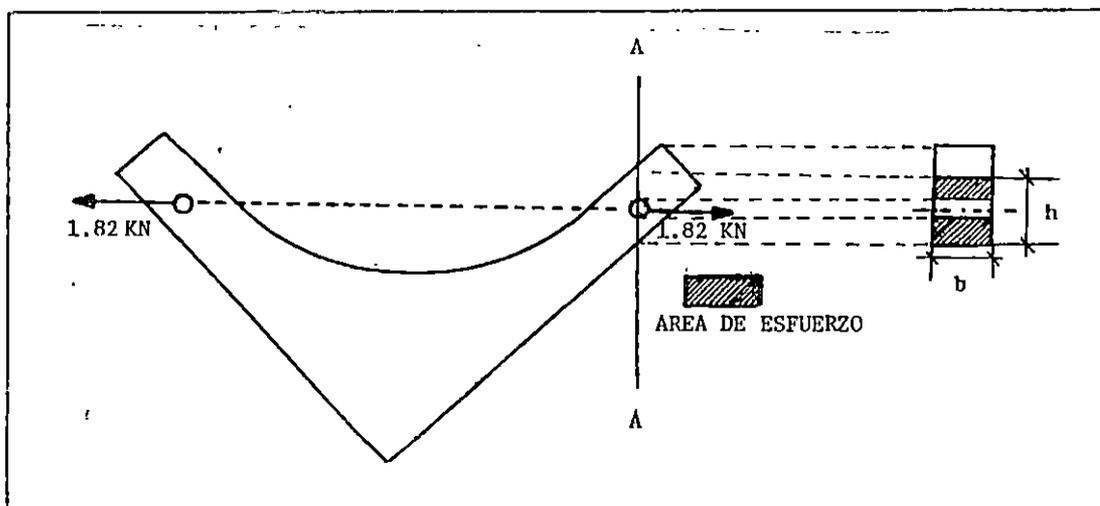


Figura 6.12

Para poder determinar el área de esfuerzos se hará un análisis matemático como sigue:

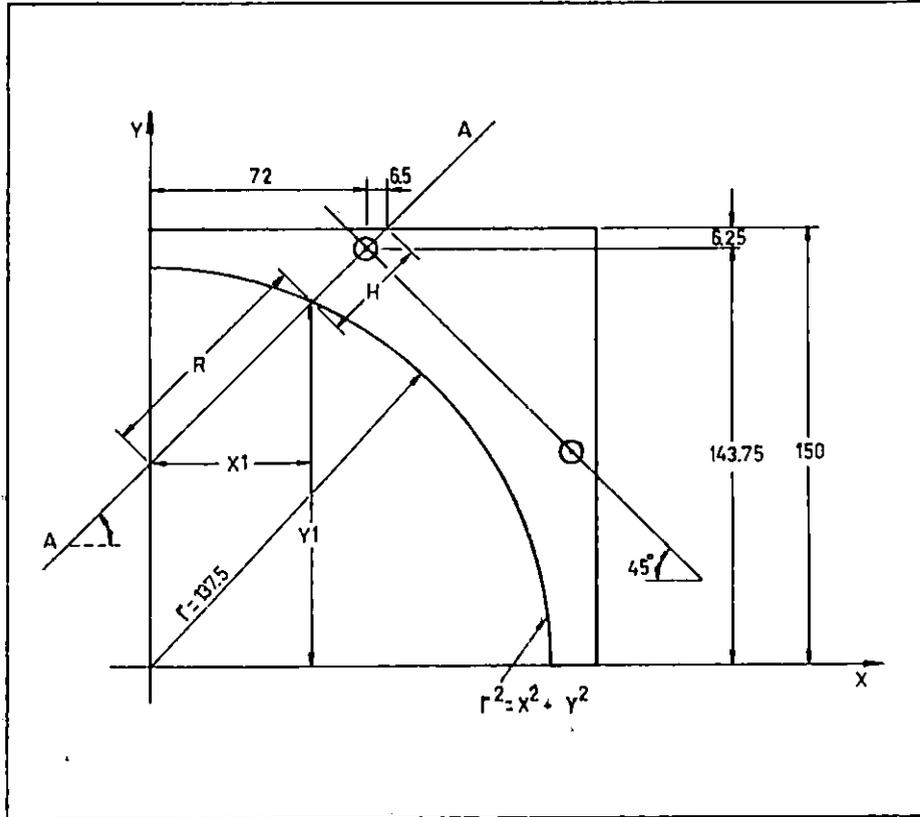


Figura 6.13

Sea :

$$r^2 = x^2 + y^2$$

Ec. 6.4

La ecuación del círculo

$$x^2 + y^2 = 137.5^2$$

Ecuación de la recta A-A:

$$y = mx + b$$

Ec. 6.5

$$m = \tan 45^\circ = 1$$

b = puede calcularse con la ecuación 6.5 y el punto n(72,143.75)

$$143.75 = 72 + b$$

$$b = 71.74$$

De donde:

$$y = x + 71.74$$

Ec. 6.6

Para calcular x_1 , deberá simultanearse las ecuaciones 6.4 y 6.6.

$$X_2 + (X + 71.75)^2 = 18906.25$$

$$2X^2 + 143.48X - 13,759.62 = 0$$

$$X_{1,2} = (-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}) / 2A$$

$$X_1 = 54.5$$

$$X_2 = -126.235$$

$$R = X_1 / \cos(45^\circ) = 77.07$$

$$R + h = (72 + 6.25) / \cos(45^\circ) \\ = 110.66$$

$$h = 110.66 - 77.07$$

$$h = 33.6 \text{ mm}$$

Por lo tanto el área de esfuerzos es:

$$A = b (h - d_{\text{perno}})$$

$$A = b (33.6 - 6.35) \\ = 27.25 b \text{ mm}^2.$$

A continuación se calcula la resistencia a la fatiga de la sección.

$$S_e = C_1 \cdot C_d \cdot C_s \cdot S_e' / K_f$$

Del anexo N.º. 1.5, tenemos:

Para acero 1020 HR:

$$S_y = 380 \text{ MPa.}$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut}, \quad \text{para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa.}$$

$$S_e' = 380(0.504)$$

$$C_1 = 0.9 \text{ (carga axial sin flexión)}$$

$$C_d = 0.7 \text{ (valor más conservador de } C_d \text{ para carga axial)}$$

$$C_s = 0.8 \text{ (superficies maquinadas y un } S_a < 60 \text{ KPa).}$$

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

K_t : factor de concentración de esfuerzos es obtenido del anexo N.º. 1.8.

$$d/w = 6 / 12.5 = 0.48$$

$$h/w = 72 / 12.5 = 5.76$$

$$K_t = 2.5$$

q : factor de sensibilidad a la muesca es obtenida del anexo N.º. 1.7.

$$q = 2.4$$

por lo tanto:

$$K_f = 1 + 2.4(2.5 - 1)$$

$$K_f = 4.6$$

de donde:

$$S_e = (0.9)(0.7)(0.8)(380) / 4.6$$

$$S_e = 41.63 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo alternante será:

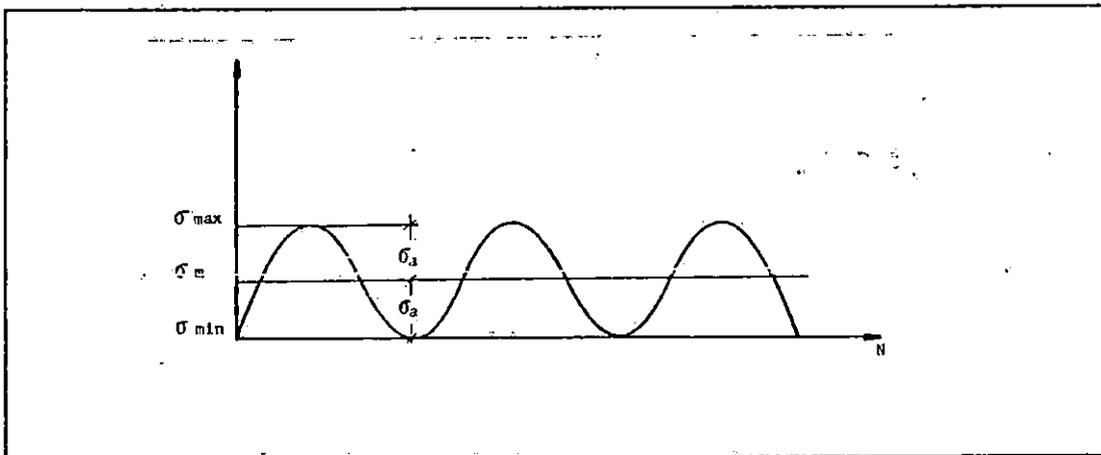


Figura 6.14

$$\sigma_a = 0.5 (1.82 / A)$$

$$\sigma_m = \sigma_a$$

pero:

$$A = 27.25 b$$

entonces:

$$\sigma_a = 0.0329 / b$$

$$1/n = \sigma_a [1/S_e + 1/S_u]^4$$

Con un factor de seguridad de $n=1.5$ para mayor seguridad en el sistema tendremos:

$$1/1.5 = (0.0329/b)[1/0.04163 + 1/0.38]$$

$$b = 1.31 \text{ mm}$$

6.1.3. CALCULO DE LA SOLDADURA DE LA PLATINA DE SUJECION DEL PANEL.

6.1.3.1. Cálculo del peso del panel de sujeción de los elementos neumáticos.

⁴/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 337.

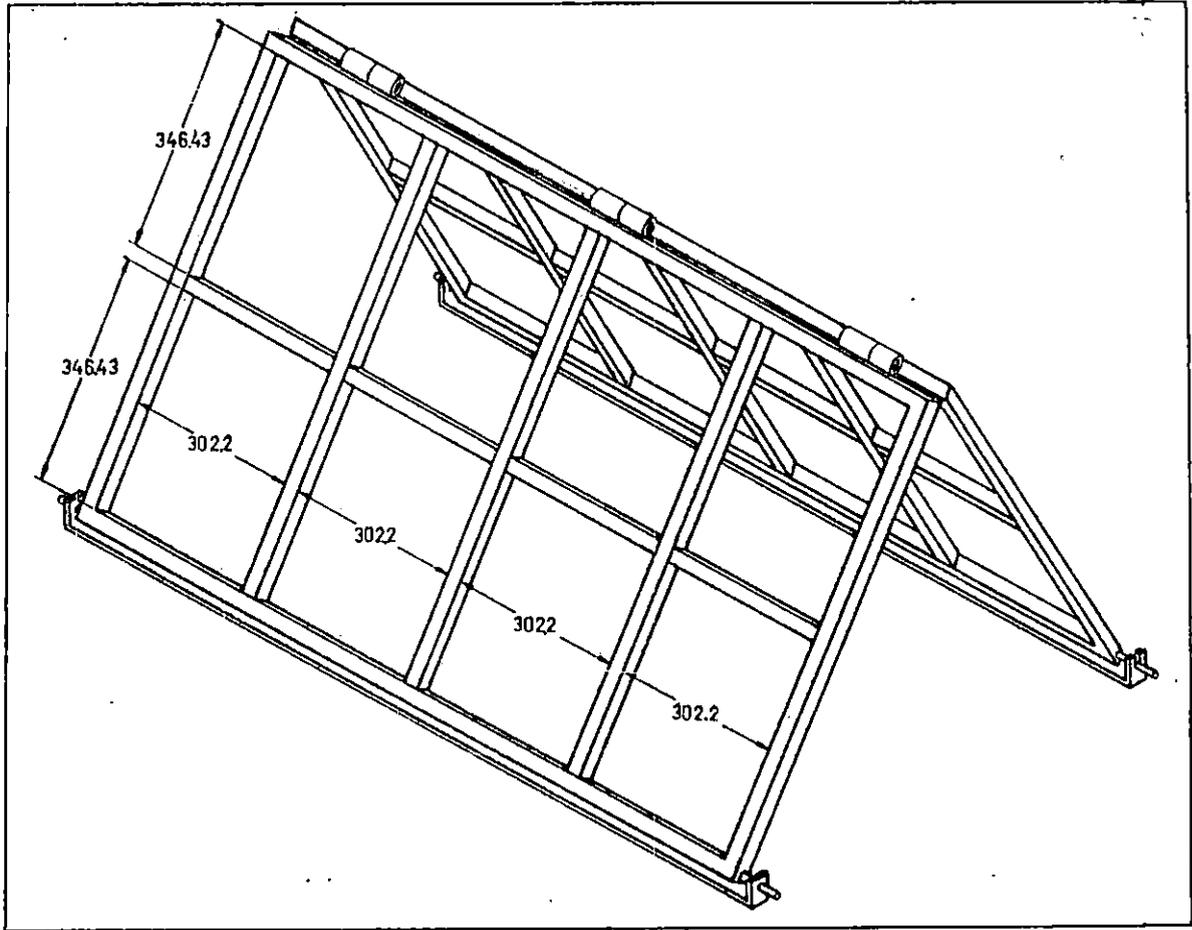


Figura 6.15

Para la construcción del panel de sujeción se hace necesario el siguiente listado de materiales:

- Tubo industrial de 3/4"
 - 8 piezas de 1.30 mt -----> 10.4 mt.
 - 8 piezas de 0.75 mt -----> 6.0 mt.
 - 16.4 mt.
- Lamina de 1/16"
 - 2 piezas de 1.27 mt x 0.75 mt = 1.905 mt²
- Varilla lisa de acero de 3/8" = 3 mt.
- Bisagras = 3 unidades.

a) Peso del tubo industrial de 3/4" ==> $W_{3/4}$

El peso por unidad de longitud de este tubo es de 0.625 lb/mt

$$\begin{aligned} W_{3/4} &= (16.4 \text{ mt})(0.625 \text{ lb/mt})(1 \text{ kg} / 2.205 \text{ lb}) (9.81 \text{ N} / 1 \text{ kg}) \\ &= 0.046 \text{ kN.} \end{aligned}$$

b) Peso de la lámina de hierro de 1/16" ==> $W_{1/16}$

$$\begin{aligned} W_{1/16} &= \rho_{\text{Fe}} V \\ &= (7800 \text{ Kg/mt}^3)(9.81 \text{ N/Kg})(1.905 \text{ mt}^2)(1/16") \times \\ &\quad (2.54 \times 10^{-2} \text{ mt/1"}) \\ &= 0.231 \text{ kN.} \end{aligned}$$

c) Cálculo del peso de la varilla de acero de 3/8" ==> W_{var}

$$\begin{aligned} W_{\text{var}} &= \rho_{\text{Fe}} V \\ &= (7800)(9.81)(0.25\pi(3/8))(2.54 \times 10^{-2})(3) \\ &= 0.016 \text{ kN.} \end{aligned}$$

d) Cálculo del peso de las bisagras ==> W_{bi}

El peso por bisagra es de 0.5 lb, por lo que:

$$\begin{aligned} W_{\text{bi}} &= 3 \text{ bisagras} \times (0.5 \text{ lb})(1 \text{ Kg}/2.205 \text{ lb})(9.81 \text{ N}/1 \text{ Kg}) \\ &= 0.00675 \text{ kN.} \end{aligned}$$

En resumen tenemos que el peso del panel de sujeción (W_{panel}) es igual a:

$$\begin{aligned} W_{\text{panel}} &= W_{3/4} + W_{1/16} + W_{\text{var}} + W_{\text{bi}} \\ &= 0.046 + 0.231 + 0.016 + 0.00675 \text{ kN} \\ &= 0.30275 \text{ kN.} \end{aligned}$$

6.1.3.2. Estado de esfuerzos dos.

Análisis de esfuerzos del panel de sujeción de elementos neumáticos.

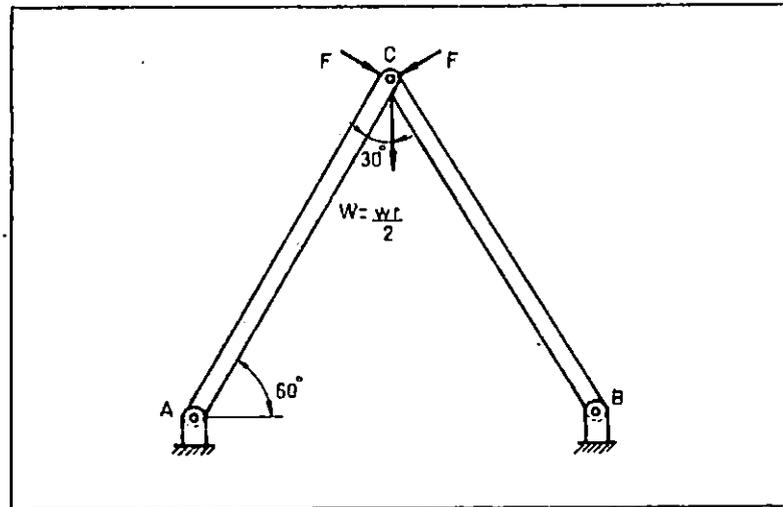


Figura 6.16

El valor de $F = 30$ lb, se estimó en base a una fuerza máxima que el usuario puede ejercer al instalar los elementos en el panel, considerando que son dos personas que trabajan simultáneamente.

Note que en realidad la fuerza aplicada a cada cara del panel es de 60 lb, pero la fuerza $F = 30$ lb, resulta de dividir la fuerza de 60 lb, entre dos ya que son dos apoyos por cara.

Con respecto a la fuerza $W = 0.898$ kN, surge de la suma del peso del panel $W_{\text{panel}} = 0.302$ kN más el peso de los elementos alojados en el panel $W_{\text{elementos}} = 0.147$ kN, multiplicado por un factor de carga igual a 2, por eventuales fuerzas que puedan ser ejercidas sobre el panel.

Note también que W_t es transmitido hacia 4 apoyos, por ser simétrica la estructura se puede trabajar con dos apoyos resultando un peso $W = W_t / 2$.

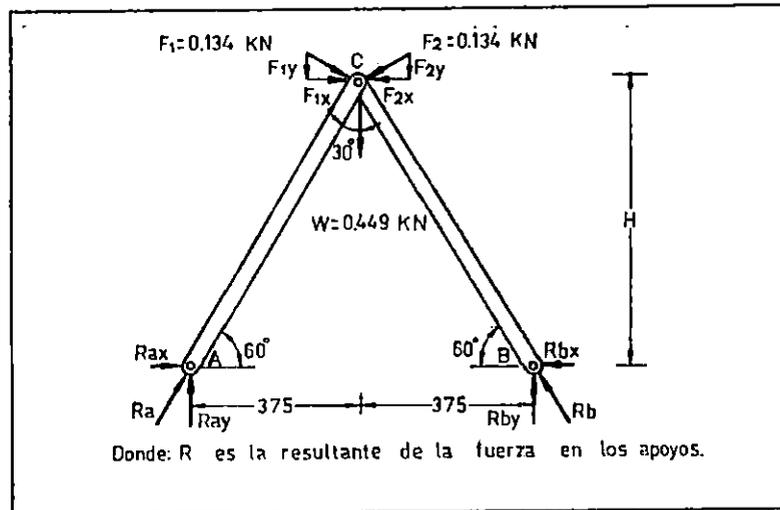


Figura 6.17

$$n = 750 \operatorname{sen}(60^\circ)$$

$$= 649.51 \text{ mm}$$

CALCULO DE REACCIONES.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$- F_1 (750) - W(375) - F_{2Y} (375) + F_{2X} (649.51) + R_{BY} (750) = 0$$

Sustituyendo valores:

$$- 0.134(750) - 0.449(375) - 0.134\operatorname{sen}(30^\circ)(375) +$$

$$0.134\operatorname{cos}(30^\circ)(649.51) + R_{BY} (750) = 0$$

$$R_{BY} = 218.63 / 750$$

$$R_{BY} = 0.292 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$0.292 + R_{AY} - 0.449 - 2(0.134\operatorname{sen}(30^\circ)) = 0$$

$$R_{AY} = 0.292 \text{ kN.}$$

Siendo:

$$\tan(60^\circ) = R_{AY} / R_{AX}$$

$$R_{AX} = R_{AY} / \tan(60^\circ)$$

$$R_{AX} = 0.169 \text{ kN.}$$

$$R_{BX} = R_{BY} / \tan(60^\circ)$$

$$= 0.169 \text{ kN.}$$

Desarticulando el miembro derecho tenemos:

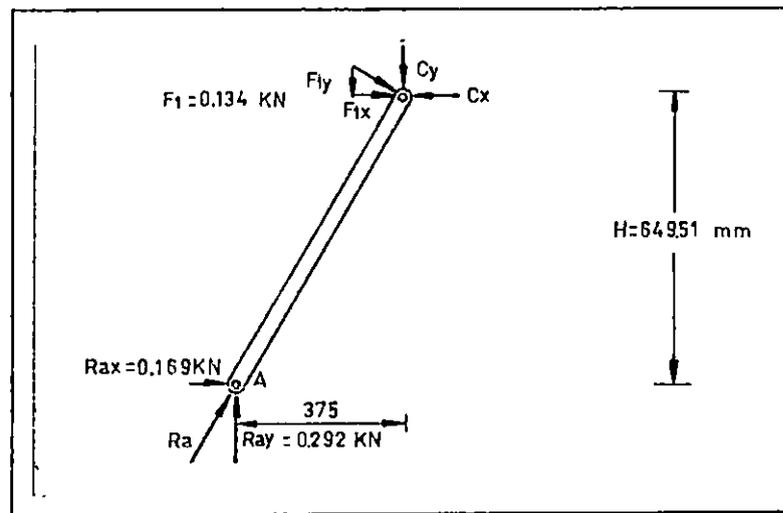


Figura 6.18

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{AY} - C_Y - F_{1Y} = 0$$

$$C_Y = -(0.134)\text{sen}(30^\circ) - 0.292$$

$$C_Y = 0.225 \text{ kN.}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{AX} + F_{1X} - C_X = 0$$

$$C_X = 0.169 + (0.134)\text{cos}(30^\circ)$$

$$C_X = 0.285 \text{ kN.}$$

RESUMEN DE FUERZAS PARA EL ESTADO DE ESFUERZOS (2).

REACCIONES	FUERZA (kN)
R_{AX}	0.169
R_{AY}	0.292
R_{BX}	0.169
R_{BY}	0.292
R_{CX}	0.225
R_{CY}	0.285

Tabla 6.2

6.1.3.3 Estado de esfuerzos tres.

A continuación se calculan las reacciones en los pasadores A y B en el caso de que el banco sea utilizado solo por un usuario.

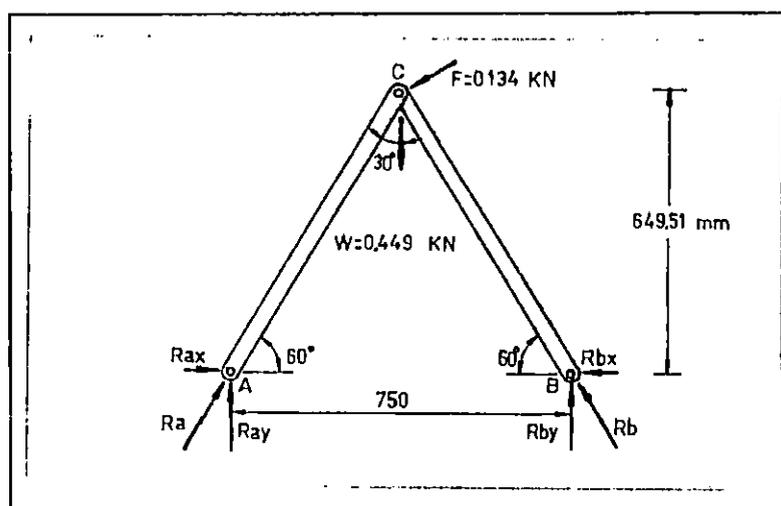


Figura 6.19

CALCULANDO R_{AY} .

$$\Sigma M_B = 0$$

$$- 750 R_{AY} + 375(0.449) + 750(0.134) = 0$$

$$R_{AY} = 0.3585 \text{ kN.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$0.3585 + R_{BY} - 0.449 - (0.134)\text{sen}(30^\circ) = 0$$

$$R_{BY} = 0.1575 \text{ kN.}$$

Pero:

$$\tan(60^\circ) = R_{AY} / R_{AX}$$

$$\begin{aligned} R_{AX} &= R_{AY} / \tan(60^\circ) \\ &= 0.3585 / \tan(60^\circ) \\ &= 0.207 \text{ kN.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{BX} &= R_{BY} / \tan(60^\circ) \\ &= 0.1575 / \tan(60^\circ) \\ &= 0.091 \text{ kN.} \end{aligned}$$

Desarticulando el miembro izquierdo (para estado de esfuerzo 3)

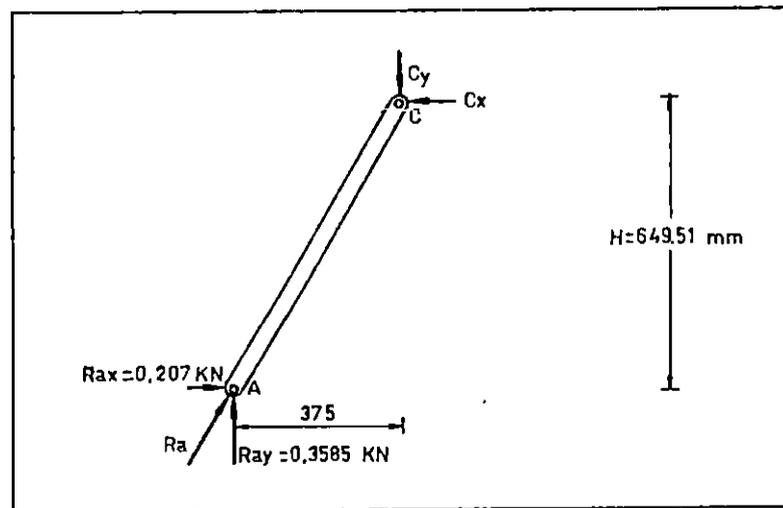


Figura 6.20

$$C_y = R_{AY} = 0.3585 \text{ kN.}$$

$$C_x = R_{AX} = 0.207 \text{ kN.}$$

RESUMEN DE FUERZAS PARA EL ESTADO DE ESFUERZOS TRES.

REACCIONES	FUERZA (kN)
R_{AX}	0.207
R_{AY}	0.3585
R_{BX}	0.091
R_{BY}	0.1575
C_X	0.3585
C_Y	0.207

Tabla 6.3

De los 3 estados de esfuerzos analizados anteriormente podemos concluir que los esfuerzos más críticos en los pasadores se obtienen en el caso 3, en base a eso se procede a calcular la soldadura de las platinas de sujeción.

La soldadura estará compuesta de 2 cordones en cada platina (una en cada extremo).

Es de hacer notar que un cordón continuo de longitud apreciable (por ejemplo si el cordón fuera a lo largo de la platina) tiene como efecto la deformación parcial del tubo industrial.

6.1.3.4 Cálculo de la soldadura de la platina de sujeción.

A continuación se determinara el factor de seguridad para las juntas soldadas.

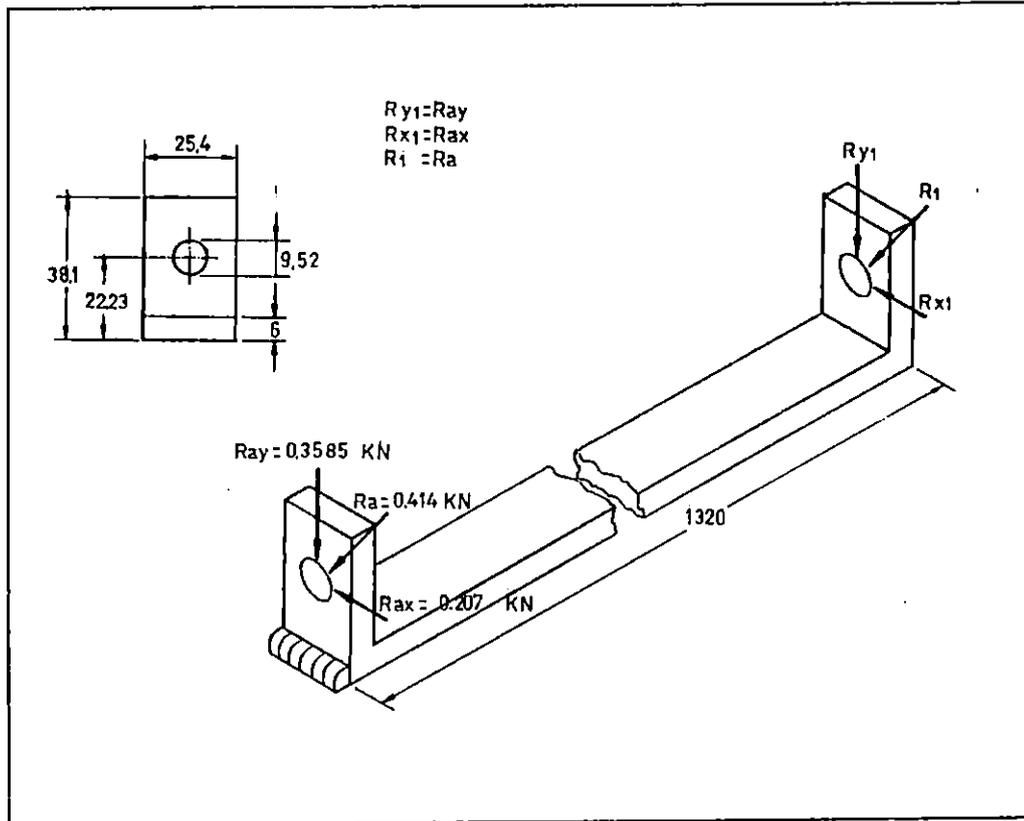


Figura 6.21

La altura $H = 40$ mm, es la suma del claro entre la platina de sujeción y el marco del panel de sujeción más el espesor de la platina de sujeción y el radio de la varilla pivote. Ahora se determina un sistema equivalente fuerza-par en la base de la platina.

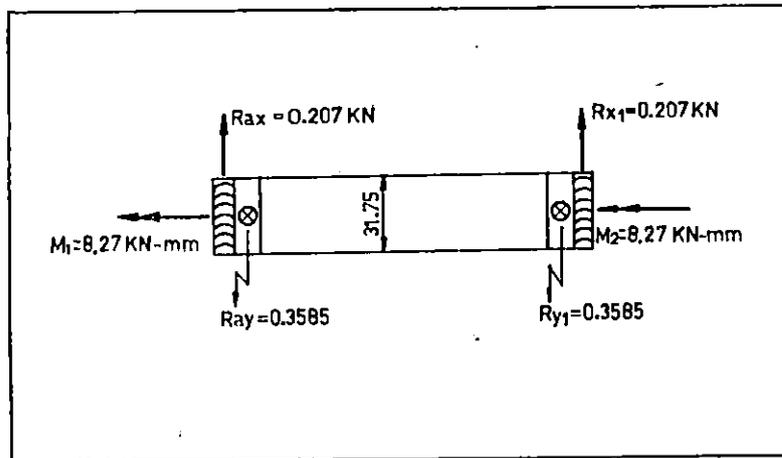


Figura 6.22

SISTEMA EQUIVALENTE

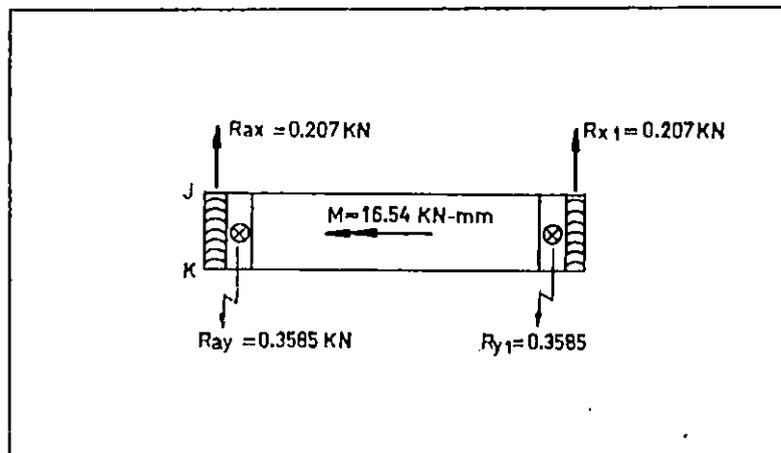


Figura 6.23

El esfuerzo cortante debido a la fuerza R_{Ax} tiene por valor:

$$\tau_l = R_{Ax} / A^5 \quad \text{Ec. 6.7}$$

Donde:

$$A = 1.414 \text{ hd (de anexo N}^\circ \text{. 1.1)}$$

$$\begin{aligned} d &= 1 \frac{1}{4} \text{''} \\ &= 31.75 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{1}{4} \text{''} \\ &= 6.35 \text{ mm} \rightarrow \text{espesor de la platina.} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} A &= 1.414 (31.35)(6.35) \\ &= 285.08 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

De donde:

$$\begin{aligned} \tau_l &= 0.207 \text{ kN} / 285.08 \text{ mm}^2 \\ &= 0.726 \times 10^{-3} \text{ kN/mm}^2 \end{aligned}$$

El momento M produce un efecto de flexión sobre la junta causando tensión en K y compresión en J , además R_{AY} produce un efecto de compresión en ambos puntos. Analizando la soldadura se concluye que K es el punto crítico de esfuerzos. El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_2 = Mc / I - R_{AY} / A^6$$

De anexo NQ. 1.1, obtenemos el segundo momento de área unitario:

$$I_u = d^3 / 6$$

donde:

$$d = 1 \frac{1}{4}''$$

$$= 31.75 \text{ mm.}$$

de donde:

$$I_u = 5334.33 \text{ mm}^3$$

Entonces, el segundo momento de área respecto a un eje por G (centroide) paralelo al eje X , es:

$$I = 0.707 h I_u$$

$$= 0.707(6.35)(5334.33)$$

$$= 23948.21 \text{ mm}^4$$

pero:

$$C = 15.875 \text{ mm}$$

$$M = 16.54 \text{ kN.mm}$$

$$R_{AY} = 0.3585 \text{ kN.}$$

de donde:

$$\tau_2 = (16.54)(15.875) / 23948.21 - 0.3585 / 285.08$$

$$= 0.0097 \text{ GPa.}$$

⁶/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 453.

Los esfuerzos τ_1 y τ_2 son perpendiculares entre sí, y su resultante es:

$$\begin{aligned}\tau &= \sqrt{(\tau_1^2 + \tau_2^2)}^{\frac{1}{2}} && \text{Ec. 6.9} \\ &= \sqrt{((0.726 \times 10^{-3})^2 + (0.0079)^2)} \\ &= 0.00973 \text{ GPa.}\end{aligned}$$

De anexo N.º. 1.5, se obtiene las propiedades mecánicas del material de la platina de sujeción: $S_y = 210 \text{ MPa}$.

Se utilizarán estas mismas propiedades para el material soldante, aunque podrían ser empleados electrodos más fuertes.

El factor de seguridad que previene contra la fluencia estática en la unión soldada es:

$$\begin{aligned}n &= S_{sy} / \tau = 0.577 S_y / \tau^{\frac{1}{2}} \\ &= 0.577 (210) / 9.73 \\ &= 12.45\end{aligned}$$

El electrodo a utilizar es de 3/32", debido a que el material a soldar es tubo industrial. La designación numérica del electrodo según la AWS (de anexo N.º. 1.2), es E6010 el cual tiene una resistencia de fluencia de 345 MPa.

El ancho de filete de la soldadura es de 1/4".

6.1.4. CALCULO DE LA SOLDADURA EN LAS BISAGRAS.

Para calcular las soldaduras de la bisagras retomamos los valores de las reacciones $R_{Cx} = 1.154 \text{ kN}$. y $R_{Cy} = 1.288 \text{ kN}$. Estos valores fueron obtenidos luego de analizar los resultados de los 3 estados de esfuerzos, posibles a que puede estar sometido el panel de sujeción de los elementos, obviamente se tomaron los valores de fuerzas

^{1/} Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 454.

más críticos (estado de esfuerzos N^o 1).

Es de tomar en cuenta que son 4 bisagras por lo que cada bisagra estará sometida a:

$$R_{SY} = R_{CY} / 1.5 = 0.86 \text{ kN} \quad \text{y}$$

$$R_{SX} = R_{CX} / 1.5 = 0.77 \text{ kN}$$

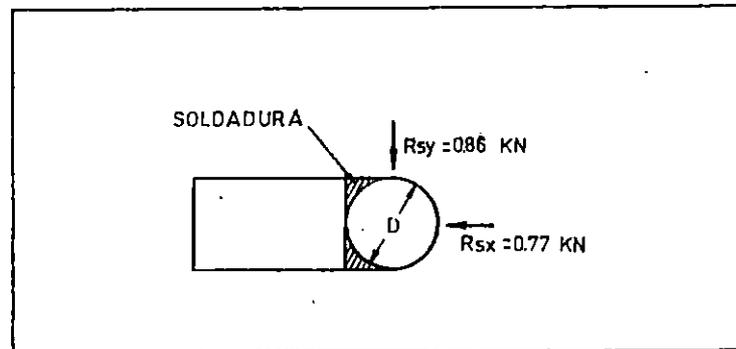


Figura 6.24

D : diámetro de la bisagra 3/4" (19.05 mm)

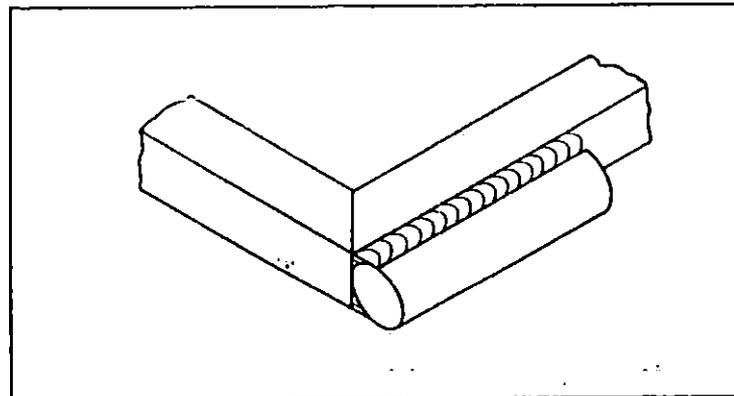


Figura 6.25

La soldadura de la bisagra soporta dos efectos, cortante puro y flexión.

Sistema equivalente fuerza-par en el tubo industrial de 3/4" (19.05 mm).

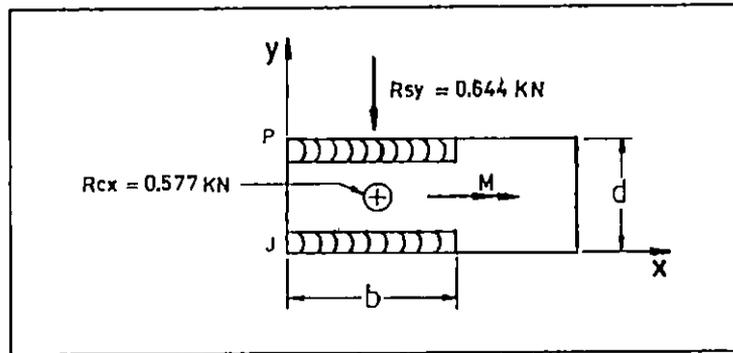


Figura 6.26

$$\begin{aligned}
 M &= R_{Sy} (D/2) \\
 &= 0.86 (19.05/2) \\
 &= 8.19 \text{ kN.mm}
 \end{aligned}$$

El esfuerzo cortante debido a la fuerza R_{Sy} , tiene el valor de:

$$\tau_1 = R_{Sy} / A \quad \text{Ec. 6.7}$$

donde: $A = 1.414 h b$ (de anexo N $^{\circ}$. 1.1)

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$h = 1/8'' (3.175 \text{ mm}), \text{ se eligió un filete de } 1/8''$$

de donde:

$$\begin{aligned}
 A &= (1.414)(40 \text{ mm})(3.175 \text{ mm}) \\
 &= 179.578 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 \tau_1 &= 0.86 \text{ kN} / 179.578 \text{ mm}^2 \\
 &= 0.00479 \text{ kN} / \text{mm}^2
 \end{aligned}$$

El momento M , produce un efecto de flexión sobre la junta soldada, causando tensión en P , y compresión en J , al analizarlos se concluye que P , es el punto crítico de esfuerzos. El valor de este

esfuerzo esta dado por:

$$\tau_2 = M c / I^8$$

Ec. 6.10

Obtenemos el segundo momento de área unitario:

$$I_u = b d^2 / 2$$

donde: $d = 3/4''$ (19.05 mm)

$$b = 40 \text{ mm}$$

de donde:

$$\begin{aligned} I_u &= (40)(19.05)^2 / 2 \\ &= 7258.05 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Por lo que el segundo momento de área respecto a un eje que pasa por G (centroide) paralelo al eje X (ver figura 6.26) es:

$$\begin{aligned} I &= 0.707 h I_u \\ &= 0.707(3.175)(7258.05) \\ &= 16292.32629 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Tenemos:

$$C = d/2 = 9.525 \text{ mm}$$

$$M = 8.19 \text{ kN.mm}$$

por lo tanto:

$$\begin{aligned} \tau_2 &= 8.19 (9.525) / 16292.33 \\ &= 0.00479 \text{ kN/mm}^2 \end{aligned}$$

⁸/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 448.

Los esfuerzos τ_1 y τ_2 , son perpendiculares entre sí, y su resultante es (de ecuación 6.9):

$$\begin{aligned}\tau &= \sqrt{(\tau_1^2 + \tau_2^2)} \\ &= \sqrt{((0.00479)^2 + (0.00479)^2)} \\ &= 0.00677 \text{ kN/mm}^2\end{aligned}$$

De anexo N^o. 1.5, se obtienen las propiedades mecánicas del material del tubo industrial: $S_y = 210$ MPa.

Se utilizarán estas mismas propiedades para el material soldante, aunque podrían ser empleados electrodos más fuertes.

El factor de seguridad que previene contra la fluencia estática en la unión soldada es:

$$\begin{aligned}n &= S_{SY} / \tau = 0.577S_y / \tau^9 && \text{Ec. 6.11} \\ &= 0.577 (210) / 6.77 \\ &= 17.89\end{aligned}$$

El electrodo a utilizar es de 3/32", debido a que el material a soldar es tubo industrial, la designación numérica del electrodo según la AWS (de anexo N^o.1.2), es E6010 el cual tiene una resistencia de fluencia de 345 MPa.

El ancho de filete de la soldadura es de 1/8".

⁹/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 454.

6.1.5. CALCULO DE LA VARILLA PIVOTE.

La varilla pivote estará sometida al siguiente estado de esfuerzos (estado de esfuerzos N^o. 3).

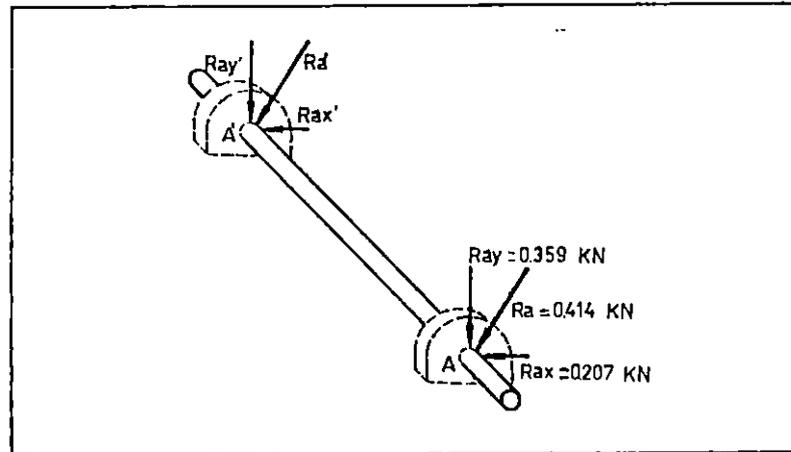


Figura 6.27

Girando la varilla sobre su propio eje y realizando su diagrama de cuerpo libre se tiene:

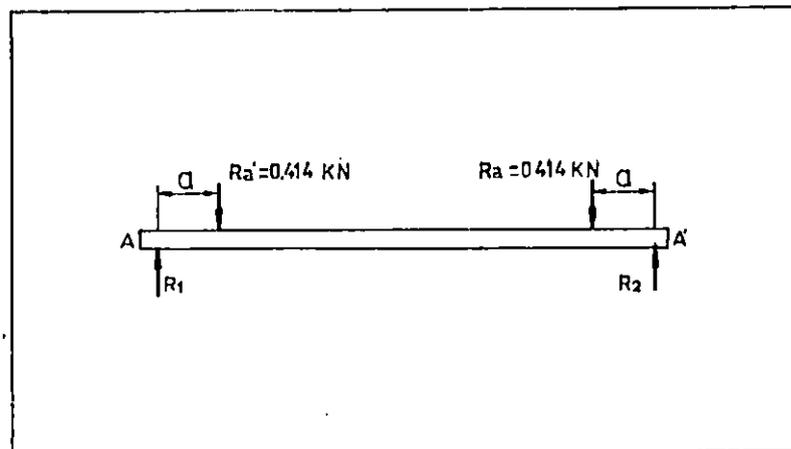


Figura 6.28

Del caso apoyos simples y cargas gemelas del anexo N^o. 1.9, tenemos que el momento máximo en la varilla es:

$$M_{80} = F a$$

donde:

$$M_{BC} = \text{momento máximo}$$

$$F = R_A = 0.414 \text{ kN.}$$

$$a = 1/8'' = 3.175 \text{ mm}$$

por lo tanto:

$$\begin{aligned} M_{\max} &= (0.414 \text{ kN}) (3.175 \text{ mm}) \\ &= 1.314 \text{ kN.mm} \end{aligned}$$

Calculando deflexión máxima (de anexo N^o. 1.9)

$$Y_{\max} = F a (4a^2 - 3L^2)/(24 E I)$$

donde:

$$F = R_A = 0.414 \text{ kN}$$

$$a = 1/8'' = 3.175 \text{ mm}$$

$$L = 1270 \text{ mm}$$

$$E = 270 \text{ MPa}$$

$$I = (\pi/64)d^4 \quad (\text{de anexo N}^{\circ}. 1.10)$$

$$d = 3/8'' = 9.525 \text{ mm}$$

tenemos:

$$\begin{aligned} I &= (\pi/64)(9.525)^4 \\ &= 404.045 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

de donde:

$$\begin{aligned} Y_{\max} &= (0.414)(3.175)(4(3.175^2) - 3(1270^2))/(24(270)(404.045)) \\ &= -2.43 \text{ mm} \end{aligned}$$

Eligiendo un diámetro de varilla de acero comercial de 3/8" ~ 9.525 mm, procedemos a calcular el factor de seguridad de la varilla. La varilla esta sometida a esfuerzos de tensión y compresión debido a la carga de flexión sobre la misma.

El tipo de carga es fluctuante por lo tanto se calcula el factor de seguridad por fatiga.

$$n_f = S_e / \sigma_a$$

donde:

$$S_e = C_1 \cdot C_d \cdot C_s \cdot S_e' / K_f, \quad \text{anexo N}^\circ \text{ 1.3}$$

$$C_1 = 1.0 \text{ para carga flexionante rotativa}$$

$$C_d = 1.0 \text{ para } \phi < 0.4''$$

$$C_s = 0.9 \text{ de anexo N}^\circ \text{ 1.4, con material de varilla de acero (1040 HR, con } S_u = 76 \text{ Kpsi} = 520 \text{ MPa, de anexo 1.5) y acabado superficial tipo pulido comercial.}$$

Como la varilla es lisa, no posee concentrador de esfuerzos, por tanto $K_f = 1.0$

Calculando S_e' :

$$\begin{aligned} S_e' &= 0.504 S_{ut} \text{ para } \leq 1400 \text{ MPa.}^{10} && \text{Ec. 6.12} \\ &= 0.504 (520) \\ &= 262.08 \text{ MPa} \end{aligned}$$

por lo tanto:

$$\begin{aligned} S_e &= (0.9)(262.08) \\ &= 235.87 \text{ MPa.} \end{aligned}$$

Para el esfuerzo alternante:

$$\tau_a = M_a C / I \quad (\text{de ecuación 6.10})$$

$$M_a = M_{\max}$$

¹⁰/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 316.

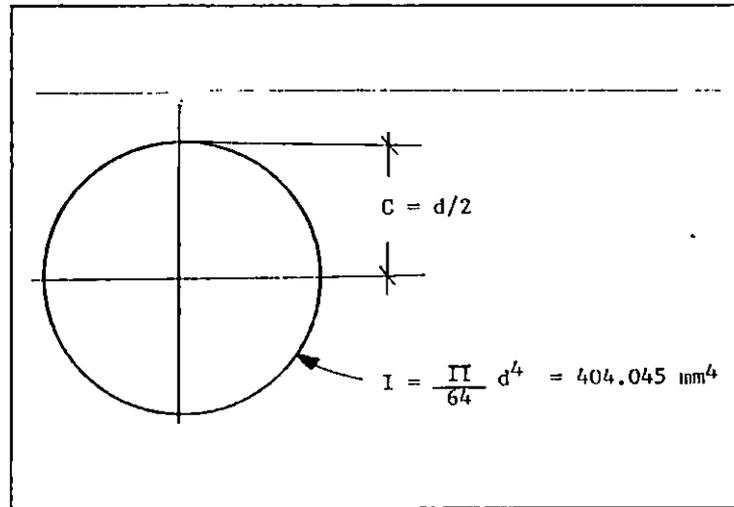


Figura 6.29

$$\begin{aligned}\tau_{\theta} &= (1.314 \text{ kN}\cdot\text{mm})(4.763\text{mm}) / 404.045 \text{ mm}^4 \\ &= 15.49 \text{ MPa}\end{aligned}$$

de donde:

$$\begin{aligned}n_f &= 235.87 / 15.49 \\ &= 15.23 \quad (\text{factor de seguridad que previene la falla por fatiga en la varilla pivote}).\end{aligned}$$

Por lo tanto se elige una varilla de diámetro de 3/8"

6.2. SELECCION DE LOS RODOS DE LA BANCADA.

6.2.1. CALCULO DEL PESO DEL BANCO.

6.2.1.1. Cálculo del peso de las gavetas.

Se tendrá dos tipos de gavetas cuyas dimensiones son:

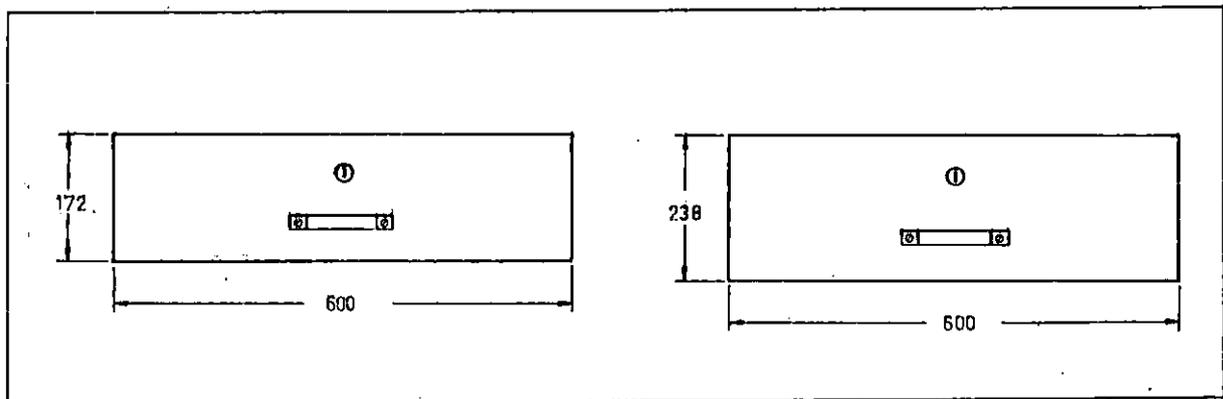


Figura 6.30

6.2.1.1.1. Cálculo del peso para la gaveta tipo "A".

El peso de esta gaveta se calcula tomando en cuenta 3 pesos; el peso de la estructura metálica, el peso de los elementos neumáticos que se alojarán en ella y el peso de la plataforma de madera donde se sujetan los elementos al interior de la gaveta.

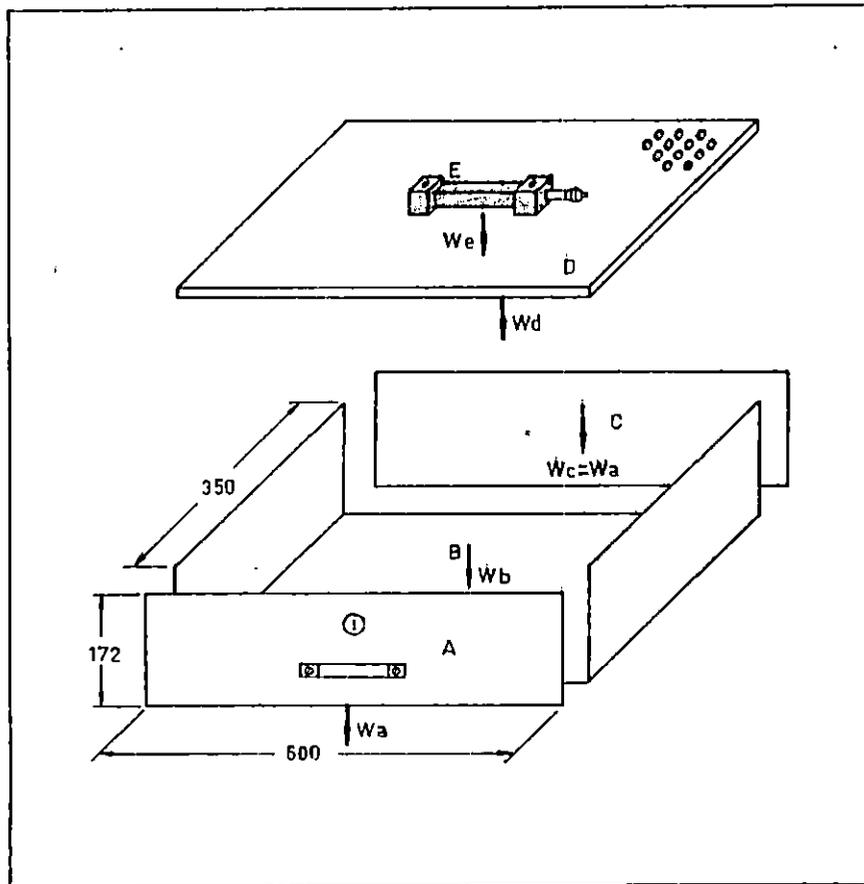


Figura 6.31

$$W_{ga} = 2W_a + W_b + W_d + W_e$$

donde: W_e es la sumatoria del peso de elementos que se alojan por gaveta.

$$\begin{aligned} W_a &= V_{\text{volumen}} \rho_{\text{hierro}} \\ &= (0.172)(0.6)(1/32)(2.54 \times 10^{-2})(7800 \text{ kgf/mt}^3 \times 9.81 \text{ N/kgf}) \\ &= 6.27 \text{ N.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_b &= (2 \times 0.172 + 0.6)(0.35)(1/32)(2.54 \times 10^{-2})(7800 \times 9.81) \\ &= 20.0 \text{ N.} \end{aligned}$$

$$W_d = V_{\text{volumen}} \rho_{\text{madera}}$$

$$\rho_{\text{madera pino}} = 36 \text{ lb/pie} \times (4.448 \text{ N/1 lb}) \times (3.28 \text{ pie/1mt})^3$$

$$= 5650.5 \text{ N/m}^3$$

$$V = (0.02)(0.6)(0.35)$$

$$= 4.2 \times 10^{-3} \text{ mt}^3$$

$$W_d = (5650.5)(4.2 \times 10^{-3})$$

$$= 23.73 \text{ N.}$$

$$W_e = (\text{Peso total de los elementos} \times \text{factor de seguridad}) / \# \text{ gavetas}$$

$$= [(15 \text{ kgf} \times 9.81 \text{ N/kgf})(1.5)] / 8 \text{ gavetas.}$$

$$= 27.6 \text{ N.}$$

$$W_{ga} = 2(6.27) + 20 + 23.73 + 27.6$$

$$W_{ga} = 83.56 \text{ N}$$

6.2.1.1.2. Cálculo del peso para la gaveta tipo "B".

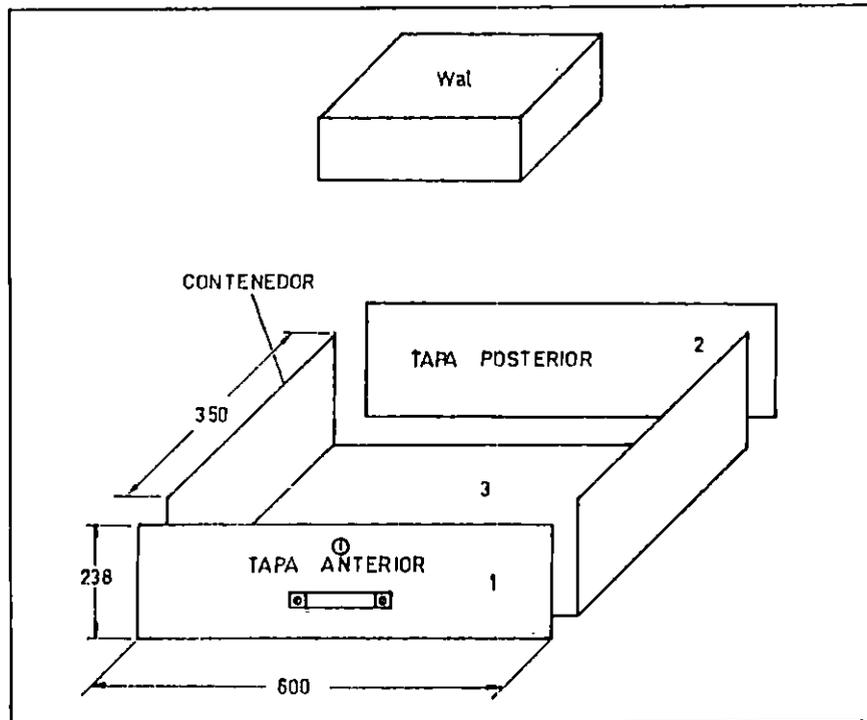


Figura 6.32

Esencialmente la gaveta esta compuesta de dos tapas (1) y (2), una pieza que le denominamos contenedor (3), para conocer el peso de la gaveta W_{gb} primero necesitamos conocer la cantidad de lamina necesaria (área), para luego multiplicarla por el peso por unidad de área de lamina (1/32" de espesor) más el peso alojado en las gavetas (W_{al}).

$$W_{gb} = W_{g1} + W_{al}$$

Donde:

W_{g1} = Peso de la gaveta

W_{al} = Peso considerado que alojara.

$$W_{g1} = \text{Area (tapas y contenedor)} \times \text{Espesor de lámina} \times \rho_{fe}$$

Las dimensiones de las tapas y contenedor han sido alteradas para contemplar la longitud de los dobleces que lleva cada pieza.

$$\text{Area de tapa 1} = 27.8 \times 64 \text{ cm} = 1779.2 \text{ cm}^2$$

$$\text{Area de tapa 2} = 23.8 \times 62 \text{ cm} = 1475.6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Area del contenedor} = 107.6 \times 35 \text{ cm} = 3766.0 \text{ cm}^2$$

=====

$$\Sigma \text{ Areas} = 7020.8 \text{ cm}^2$$

Donde:

$$\rho_{fe} = 7800 \text{ kg/mt}^3 \text{ (densidad del hierro)}$$

$$W_{g1} = 15 \text{ lb} = 6.803 \text{ kg} = 66.73 \text{ N.}$$

$$W_{g1} = 7020.8 \text{ cm}^2 \times (1/32") \times (2.54 \text{ cm}/1") \times (7800 \text{ kg/mt}^3) \times (1 \text{ mt}/100 \text{ cm})^3$$

$$= 4.347 \text{ kg} = 9.58 \text{ lb.}$$

$$= 4.347 \text{ kg} \times 9.81 \text{ N} / 1 \text{ kg}$$

$$= 42.64 \text{ N.}$$

Por lo que el peso total W_{gb} es:

$$W_{gb} = 42.64 \text{ N} + 66.76 \text{ N.}$$

$$= 109.37 \text{ N}$$

6.2.1.2. Cálculo del peso de la bancada.

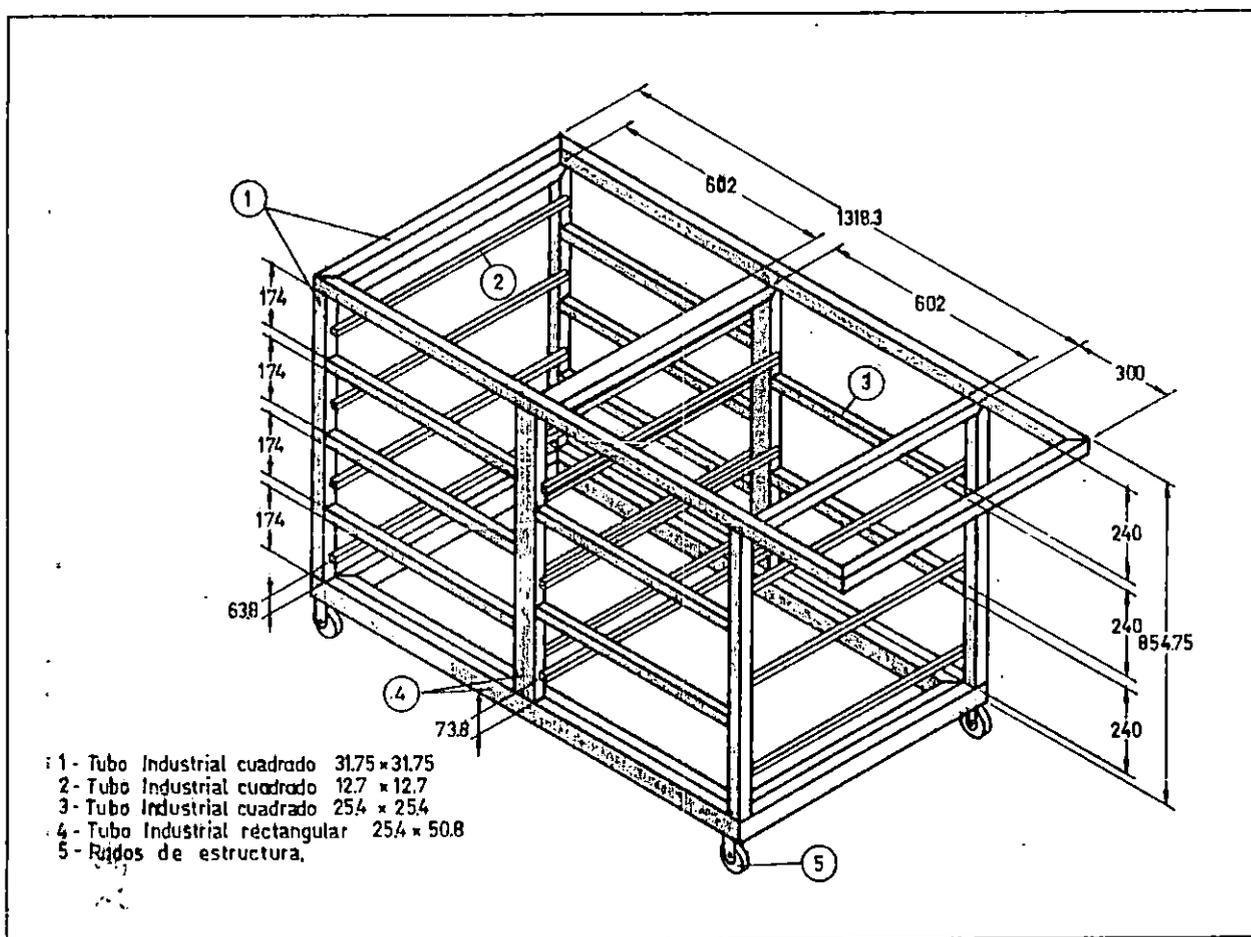


Figura 6.33

BANCADA

Para la construcción de la bancada se hace necesario el siguiente material:

- Tubo industrial de 1 1/4" x 1 1/4"
 - 4 piezas de 0.75 mt -----> 1.5 mt
 - 4 piezas de 0.85 mt -----> 1.7 mt
 - 2 piezas de 1.62 mt -----> 3.24 mt
- $\Sigma = 6.44$ mt
- Tubo industrial de 1" x 1"
 - 10 piezas de 0.60 mt -----> 6.0 mt

- Tubo industrial de 2" x 1"
 - 6 piezas de 0.75 mt -----> 7.50 mt
 - 2 piezas de 0.85 mt -----> 1.70 mt
 - 4 piezas de 1.32 mt -----> 3.24 mt
- $\Sigma = 11.48 \text{ mt}$

- Tubo industrial cuadrado de 1/2".
 - 14 piezas de 0.60 mt -----> 6.0 mt

- Lámina de hierro de 1/32"
 - 2 piezas de 1.70 mt x 0.85 mts = 2.89 mt²

- Gavetas tipo "A" -----> 8 gavetas
- Gavetas tipo "B" -----> 6 gavetas

a) Peso del tubo industrial de 1 1/4" x 1 1/4" ----> W_{t1}

El peso por unidad de longitud para este tubo es 1.875 lb/mt

$$W_{t1} = 6.44 \text{ mt} (1.875 \text{ lb/mt})(1\text{kg}/2.205\text{lb})(9.81\text{N}/1\text{kg})$$

$$= 0.054 \text{ kN}$$

b) Peso del tubo industrial de 1" x 1" ----> W_{t2}

El peso por unidad de longitud para este tubo es 1.25 lb/mt

$$W_{t2} = 6.0 \text{ mt} (1.25 \text{ lb/mt})(1\text{kg}/2.205\text{lb})(9.81\text{N}/1\text{kg})$$

$$= 0.034 \text{ kN}$$

c) Peso del tubo industrial de 2" x 1" ----> W_{t3}

El peso por unidad de longitud para este tubo es 2.5 lb/mt

$$W_{t3} = 16.38 \text{ mt} (2.5 \text{ lb/mt})(1\text{kg}/2.205\text{lb})(9.81\text{N}/1\text{kg})$$

$$= 0.1825 \text{ kN}$$

d) Peso del tubo industrial de 1/2" ----> W_{t4}

El peso por unidad de longitud para este ángulo es 2.125 lb/mt

$$\begin{aligned} W_{t4} &= 6.0 \text{ mt} (0.625 \text{ lb/mt})(1\text{kg}/2.205\text{lb})(9.81\text{N}/1\text{kg}) \\ &= 0.017 \text{ kN} \end{aligned}$$

e) Peso de la lámina de hierro de 1/32" ----> W_{lam}

El peso por unidad de longitud para este ángulo es 2.125 lb/mt

$$\begin{aligned} W_{lam} &= \rho_{Fe} V \\ &= (7800\text{kg}/\text{mt}^3)(9.81\text{N}/1\text{kg})(2.89\text{mt}^2)(1/32") \times \\ &\quad (2.54 \times 10^{-2} \text{ mt}/1") \\ &= 0.176 \text{ kN} \end{aligned}$$

f) Peso de gavetas tipo "A" ----> W_{gta}

$$\begin{aligned} W_{gta} &= 8 \text{ gavetas} \times 0.108356 \text{ kN/gaveta} \\ &= 0.6685 \text{ kN} \end{aligned}$$

g) Peso de gavetas tipo "B" ----> W_{gtb}

$$\begin{aligned} W_{gtb} &= 6 \text{ gavetas} \times 0.10937 \text{ kN/gaveta} \\ &= 0.65622 \text{ kN} \end{aligned}$$

Por lo que el peso de la bancada (W_{bac}) es:

$$\begin{aligned} W_{bac} &= W_{t1} + W_{t2} + W_{t3} + W_{t4} + W_{lam} + W_{gta} + W_{gtb} \\ &= 0.054 + 0.034 + 0.1825 + 0.017 + 0.176 + 0.6685 + \\ &\quad 0.65622 \\ &= 1.78822 \text{ kN} \end{aligned}$$

6.2.1.3. Cálculo del peso de las platinas de sujeción. (W_{plat})

$$\begin{aligned}
 W_{plat} &= \rho_{Fe} \cdot V \text{ (volumen de platina)} \\
 &= (7800 \text{ kg/mt}^3)(9.81 \text{ N/kg})(3.0 \text{ mt}^2)(1/4") \times \\
 &\quad (2.54 \times 10^{-2} \text{ mt/1"}) \\
 &= 0.037 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

6.2.1.4. Cálculo del peso de los elementos que alojara el panel (W_{elem})

Se tienen 65 elementos con un peso de 15 kg

$$\begin{aligned}
 W_{elem} &= (15 \text{ kg})(9.81 \text{ N/kg}) \\
 &= 0.147 \text{ kN.}
 \end{aligned}$$

El peso del panel de sujeción fue calculado anteriormente en el apartado 6.1.3.1, y tiene un valor de:

$$W_{panel} = 0.302 \text{ kN}$$

Por lo que el peso total del banco es de:

$$\begin{aligned}
 W_{ban} &= W_{bac} + W_{panel} + W_{plat} + W_{elem} \\
 &= 1.78822 + 0.302 + 0.037 + 0.147 \\
 &= 2.27422 \text{ kN (1kg /9.81N)(2.205lb/1kg)} \\
 &= 511.179 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

La selección de los rodos se realiza en base al peso total del banco ($W_{ban} = 511.179 \text{ lbs}$). El banco estará provisto de 4 rodos, por lo que cada rodo soportara:

$$\begin{aligned}
 W_{rodo} &= W_{ban} / 4 \\
 &= 127.79 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

En la cotización de rodos en el mercado local se selecciono un rodo que soportara una carga inmediata superior a la antes mencionada con un valor de 175 lbs. Este valor nos da un factor de carga de 1.37.

El rodo seleccionado tiene el siguiente código en el mercado:

- SR-50-C (rodos fijos) y SG-50-C (rodos giratorios)

El banco está dotado de dos rodos fijos y dos rodos giratorios. Estos últimos permiten cambiar la dirección del movimiento cuando el banco se desplace.

6.3 DETERMINACION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS A CONSTRUIR.

Para determinar la factibilidad técnica de construcción de los elementos neumáticos se procede a diseñar algunos elementos como son: un cilindro neumático de doble efecto, una válvula de control direccional y una válvula unidireccional.

Una de las razones por la cual se eligen estos elementos para su diseño es que ellos son frecuentemente utilizados en la formación de circuitos neumáticos.

La otra razón esta basada en un análisis constructivo de elementos neumáticos, ya que después de haber analizado una serie de estos, los tres anteriormente elegidos presentan un grado promedio de dificultad para la tecnología (máquinas herramientas, mano de obra, disponibilidad de materiales, etc.), existente en nuestro país.

Se eligen solo tres elementos debido a que se tiene asignado para la finalización del proyecto un tiempo prudencial para la construcción de dichos elementos.

6.4 DISEÑO DEL CILINDRO.

La estructura de un cilindro esta formada por una serie de elementos (tal como se muestra en la figura 6.34), entre los cuales se tienen:

- 1.- Camisa del cilindro.
- 2.- Pistón.
- 3.- Vástago del cilindro.
- 4.- Cabeza del cilindro.
- 5.- Soporte de sello limpiador.
- 6.- Contra tuerca del pistón.
- 7.- Tapa del cilindro.
- 8.- Tornillo regulador de amortiguación del pistón.
- 9.- Pernos de sujeción.
- 10.- Tuerca.
- 11.1.- Sello limpiador.
- 11.2.- Sello del vástago.
- 11.3.- Sello de la camisa.
- 11.4.- Sello de la rosca del pistón.
- 11.5.- Sello del pistón.
- 11.6.- Sello del tornillo amortiguador.

De los elementos anteriormente enumerados los elementos 1, 3 y 9, son los que están sometidos a las condiciones más críticas de trabajo. Con respecto al elemento 11 (sellos), se seleccionarán en base a catálogos, ya que el diseño de estos implica un proceso de investigación amplio que se sale del alcance de este trabajo.

De los elementos restantes una parte son excesivamente robustos debido a sus detalles constructivos internos (como cabeza y tapa), y otros soportan esfuerzos de trabajo despreciables por la función específica que desempeñan en el cilindro. Las justificaciones anteriormente expuestas son válidas dentro del marco de los alcances de este trabajo, ya que en términos estrictos tendría que diseñarse cada uno de los elementos del cilindro.

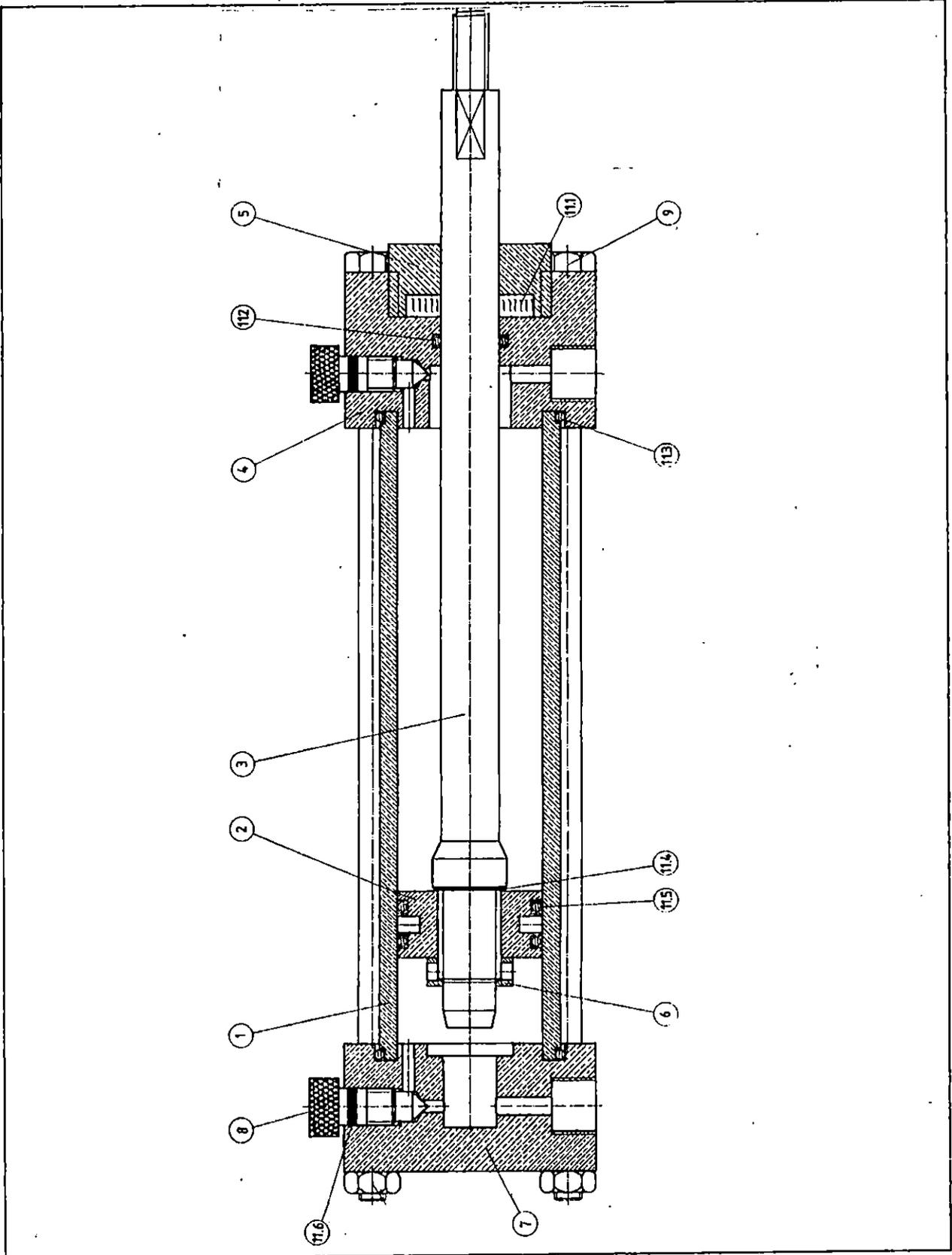


Figura 6.34

6.4.1. DISEÑO DE LA CAMISA DEL CILINDRO.

El material de la camisa del cilindro es bronce, este material se elige en base a los materiales recomendados en la teoría ya que presenta buenas propiedades mecánicas, tales como, facilidad de maquinado, resistencia a la corrosión, excelente resistencia a la tensión, compresión, fatiga y corte.

Se necesita determinar el espesor de la pared de la camisa del cilindro con diámetro y presión interior de 1 pulg. y 7 bar, respectivamente. La camisa posee una longitud de $4 \frac{7}{16}$ pulg. (114.3 mm) (ver en anexo N^o. 2, el plano 1/3).

Para los cálculos se aplicara un factor de seguridad de 2, ya que no se trabajara en el rango de alta presión, además el cilindro no tendrá uso industrial.

Las propiedades del bronce fosforado son (de anexo N^o. 1.11):

- Resistencia a la tensión : $S_u = 49 \text{ kpsi}$ (337.86 MPa)
- Resistencia a la fluencia: $S_y = 22 \text{ kpsi}$ (151.69 MPa)
- Modulo de elasticidad : $E = 13 \text{ Mpsi}$ (89.64 MPa)

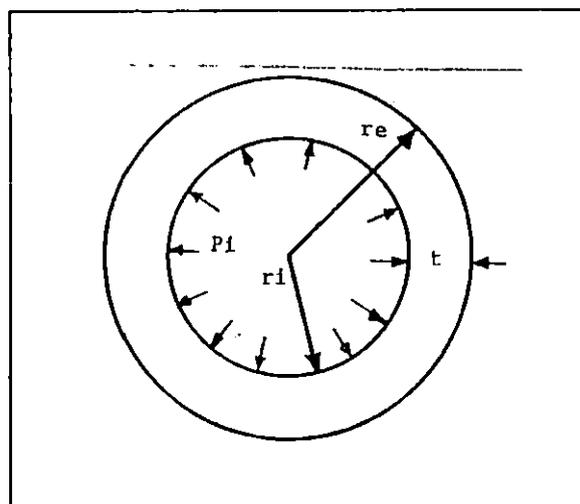


Figura 6.35

DIAGRAMA DE ESFUERZOS.

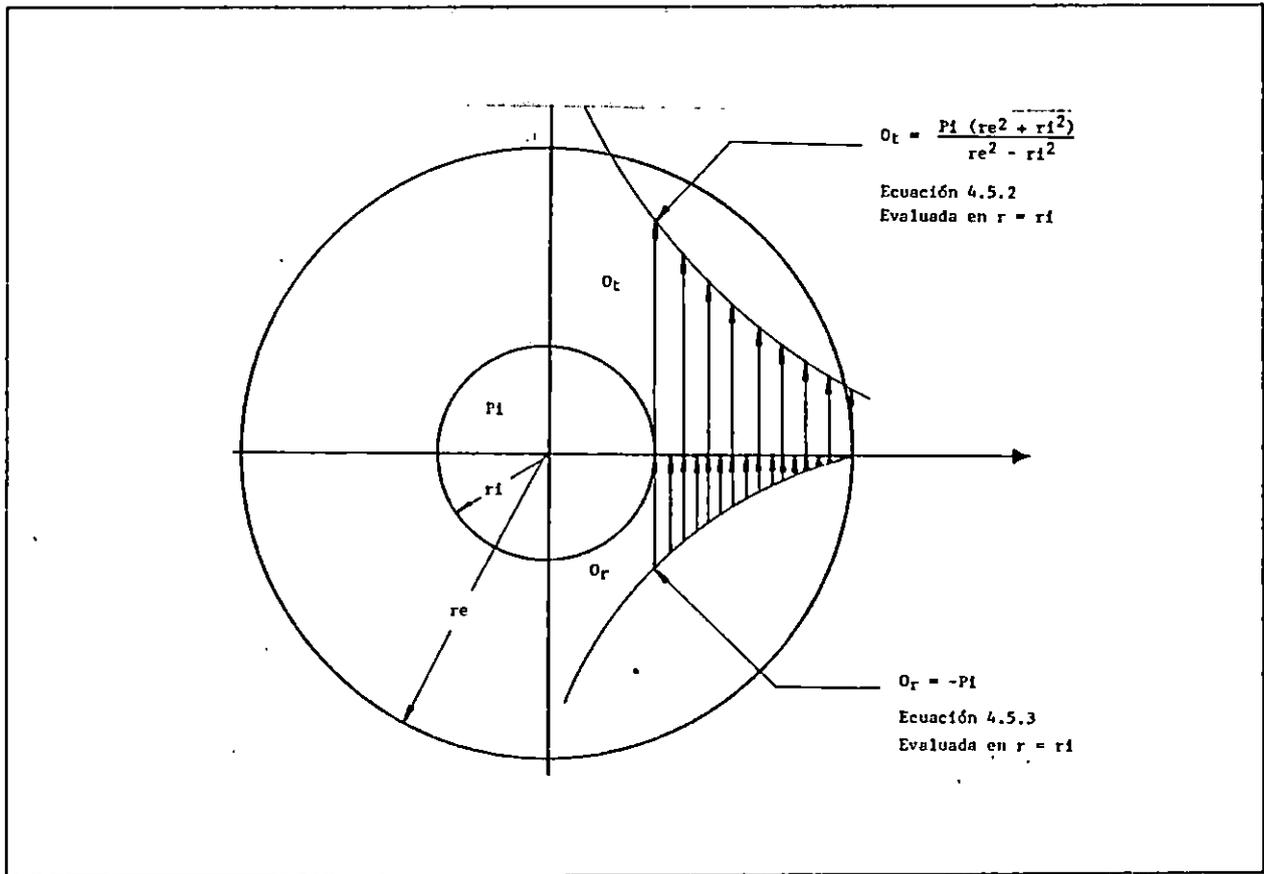


Figura 6.36

Como puede observarse de la curva los esfuerzos tangenciales (σ_t) y radiales máximos (σ_r), se presentan en la pared interna del cilindro.

Con la teoría del esfuerzo cortante medio (T.E.C.M.), tenemos que:

$$\tau_{\max} = (\sigma_t - \sigma_r) / 2 \quad ^1 \quad \text{Ec. 6.13}$$

$$S_{sy} = S_y / 2 \quad ^2 \quad \text{Ec. 6.14}$$

^{1/} Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 30.

^{2/} Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 282.

De ecuación 6.11, tenemos:

$$\begin{aligned} n &= S_{sy} / \tau_{\max} \\ &= (S_y / 2) / ((\sigma_t - \sigma_r) / 2) \\ &= S_y / (\sigma_t - \sigma_r) \\ \sigma_t &= S_y/n + \sigma_r \end{aligned}$$

Sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= 151.69 \text{ MPa}/2 - (7.0 \text{ bar})(1 \times 10^5 \text{ Pa}/1 \text{ bar}) \\ &= 75.15 \text{ MPa.} \end{aligned}$$

Pero de figura 7.36:

$$\sigma_t = Pi (Re^2 + Ri^2) / (Re^2 - Ri^2)^3 \quad \text{Ec. 6.15}$$

Despejando Re, tenemos:

$$Re = Ri \sqrt[3]{((\sigma_t + Pi)/(\sigma_t - Pi))}$$

Sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} Re &= (12.7 \times 10^{-3}) \sqrt[3]{((75.15 + 0.7)/(75.15 - 0.7))} \\ &= 12.82 \text{ mm.} \end{aligned}$$

por lo que el espesor:

$$\begin{aligned} t &= Re - Ri \\ &= (12.82 - 12.7) \text{ mm} \\ &= 0.12 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Debido a que la presión a que estará sometido el cilindro es pequeña, el espesor de la pared de la camisa del cilindro es sumamente delgada por lo que seleccionamos un espesor de 3 mm, para facilitar su maquinado.

³/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 66.

Se tiene un $t = 3 \text{ mm}$

$$\sigma_t - \sigma_r = S_y/n$$

$$P_i [(R_e^2 + R_i^2)/(R_e^2 - R_i^2)] - (-P_i) = 151.69 \times 10^6 / 2$$

$$P_i [(15.7^2 + 12.7^2)/(15.7^2 - 12.7^2) + 1] = 75.845 \times 10^6$$

$$P_i = 13.108 \text{ MPa.}$$

$$= P_{\max}$$

El cilindro es capaz de soportar una presión interna máxima igual a 13.11 MPa, para un factor de seguridad de 2, por carga estática.

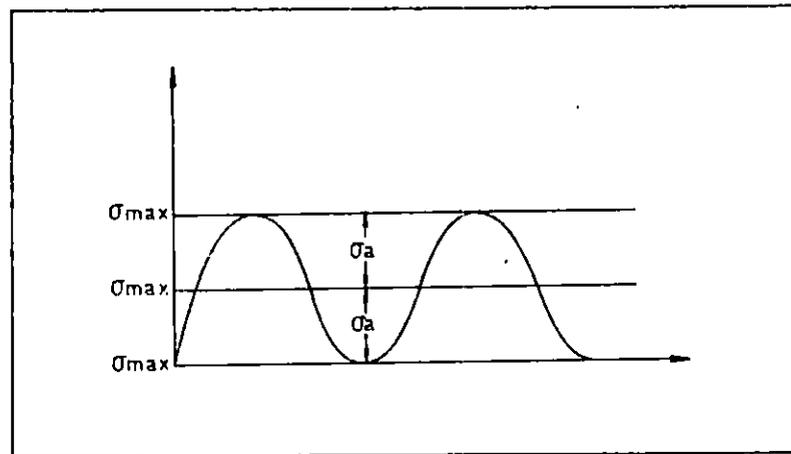


Figura 6.37

El factor de seguridad que previene la falla contra fatiga está dado por la ecuación 6.3, donde:

$$1/n_f = \sigma_a/S_e + \sigma_m/S_{ut}$$

De la gráfica de esfuerzos:

$$\sigma_a = \sigma_m$$

$$\sigma_{\max} = 2\sigma_a$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= 0.5 \sigma_{\max} \\ &= 0.5 (\sigma_t - \sigma_r)\end{aligned}$$

Por lo tanto con un $n_f = 2$, tenemos:

$$1/2 = 0.5(\sigma_t - \sigma_r)[1/S_e - 1/S_{ut}]$$

$$S_e = C_1 \cdot C_d \cdot C_s \cdot S_e' / K_f$$

$$S_e' = 0.3 S_{ut}, \quad ^4 \quad \text{para materiales no ferrosos.}$$

Ec. 6.16

De anexo N^o. 1.3 : $C_1 = 0.9$ (sin fricción)

De anexo N^o. 1.3 : $C_d = 0.7$

De anexo N^o. 1.4 : con curva de maquinado y

$$S_{ut} = 49 \text{ kpsi (337.86 MPa)}, \quad C_s = 0.8$$

Para K_f , la sección transversal de la camisa no tendrá concentradores de esfuerzos por lo tanto $K_f = 1$.

$$\begin{aligned}S_e &= (0.9)(0.7)(0.8)(0.3 S_{ut})/1 \\ &= 0.1512 S_{ut}\end{aligned}$$

luego:

$$1 = (\sigma_t - \sigma_r)[1/0.1512 S_{ut} + 1/S_{ut}]$$

entonces:

$$44.37 \text{ MPa} = \sigma_t - \sigma_r$$

$$\begin{aligned}44.37 \text{ MPa} &= P_i (R_e^2 + R_i^2) / (R_e^2 - R_i^2) - (-P_i) \\ &= P_i [((15.7 \times 10^{-3})^2 + (12.7 \times 10^{-3})^2) / ((15.7 \times 10^{-3})^2 - \\ &\quad (12.7 \times 10^{-3})^2) + 1]\end{aligned}$$

$$P_i = 8.1 \text{ MPa (81 bar)}$$

$P_i = P_{\max}$, interna, para un factor de seguridad de 2 por fatiga.

⁴/ R.R. SLAYMAKER, Diseño y Análisis de Elementos de Maquinas, Ed. LIMUSA WILLEY, S.A.

6.4.1.1. Cálculo de la fuerza teórica desarrollada por el cilindro.

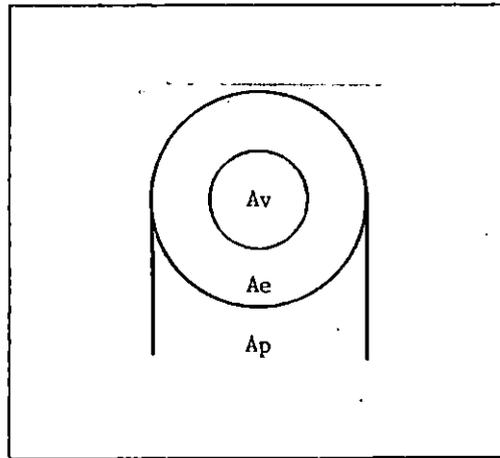


Figura 6.38

$$D_p = 25.4 \times 10^{-3} \text{ m. (diámetro del pistón)}$$

$$D_v = 10.0 \times 10^{-3} \text{ m. (diámetro del vástago)}$$

$$A_p = \text{área del pistón.}$$

$$A_v = \text{área del vástago.}$$

De ecuación 2.1, del apartado 2.3.2.1.8.

$$F = P A$$

La presión a la que trabaja el sistema será 7 bar (700 KPa)

En la carrera de extensión el área es:

$$\begin{aligned} A_p &= (\pi/4) D_p^2 \\ &= (\pi/4) (25.4 \times 10^{-3})^2 \\ &= 5.066 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

En la carrera de retracción el área efectiva es:

$$\begin{aligned} A_e &= A_p - A_v \\ &= (\pi/4) (D_p^2 - D_v^2) \\ &= (\pi/4) ((25.4 \times 10^{-3})^2 - (10.0 \times 10^{-3})^2) \\ &= 4.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Por lo que la carga en compresión es:

$$\begin{aligned} F_c &= P A_p \\ &= (700 \text{ KPa})(5.066 \times 10^{-4}) \\ &= 354.59 \text{ N} \end{aligned}$$

La máxima carga en tensión será:

$$\begin{aligned} F_t &= P A_e \\ &= (700 \text{ KPa})(4.35 \times 10^{-4}) \\ &= 304.7 \text{ N} \end{aligned}$$

6.4.1.2. Cálculo de la fuerza que el vástago puede soportar.

El diámetro del vástago del cilindro es de 3/8"

$$F = S_y A$$

donde:

$$\begin{aligned} S_y &= \text{resistencia de fluencia del material.} \\ &= 35 \text{ kpsi (241 MPa) de anexo NO. 1.6.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F &= (241 \text{ MPa})(\pi/4)(10.0 \times 10^{-3})^2 \\ &= 18.928 \text{ KN.} \end{aligned}$$

Por lo que la fuerza que puede aplicarse al vástago para llegar a fluencia es de 18.928 KN.

6.4.2. CALCULO DE LOS PERNOS DE SUJECION DEL CILINDRO.

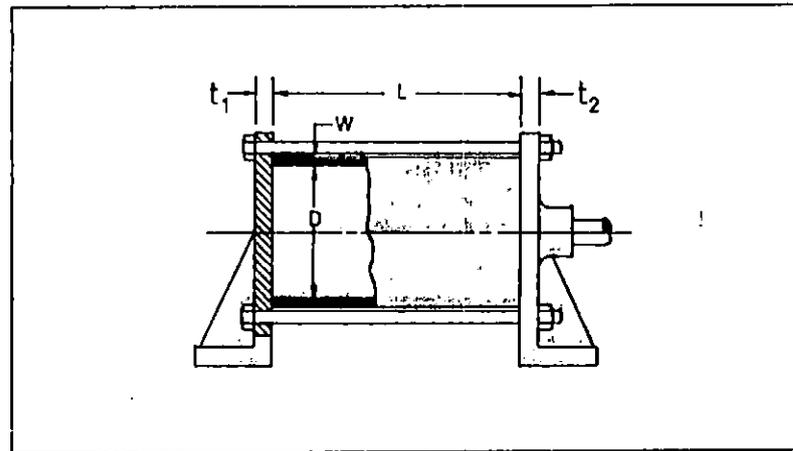


Figura 6.39

A continuación se procede a diseñar los pernos de sujeción del cilindro neumático, en el cual:

$$D = 25.4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$W = 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 0.1143 \text{ m}$$

$$t_1 = 22.0 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t_2 = 27.4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Los soportes, así como el cilindro, son de bronce.

Se utilizarán, 4 pernos grado SAE 5, de diámetro $d = 3/16$ " y con 16 hilos/pulg. Los pernos son apretados al 75%, del esfuerzo de fluencia. Sabiendo que el área efectiva de esfuerzos del perno se calcula con la formula:

$$A_s = (\pi/4)d^2$$

Determinación de la presión de trabajo máximo utilizando un factor de falla contra fatiga de 3.

Datos adicionales:

$$N = 4 \text{ pernos} \implies 3/16'' - 14 \text{ UNC} \quad (4.76 \times 10^{-3} \text{ m})$$

$$F_i = 0.75 F_p \quad (\text{precarga de sujeción del perno}) \quad ^5 \quad \text{Ec. 6.17}$$

$$F_p = (\text{carga límite})$$

$$E_p = 30 \times 10^6 \text{ psi.} \quad (206 \text{ GPa})$$

$$L_d = 0.1637 \text{ m.} \quad (\text{longitud no roscada})$$

La teoría de fallas por fatiga de Goodman es:

$$n = S_a / \sigma_a \quad ^6 \quad \text{Ec. 6.18}$$

donde:

$$S_a = (S_{ut} - F_i/A_t) / (1 + S_{ut}/S_e) \quad ^{16} \quad \text{Ec. 6.19}$$

$$S_a = (S_{ut} - 0.75 A_t S_p/A_t) / (1 + S_{ut}/S_e)$$

$$\sigma_a = CIP / (2A_t) \quad ^{16} \quad \text{Ec. 6.20}$$

$$C = k_b / (k_b + k_m) \quad ^7 \quad \text{Ec. 6.21}$$

Para los pernos determinamos la rigidez k_b . Se supondrá que toda la zona del agarre que corresponde al perno es no roscada.

$$k_b = A_d E / L_d \quad ^8 \quad \text{Ec. 6.22}$$

$$= (\pi/4)(d_d^2 E) / L_d$$

$$= (\pi/4)(4.76 \times 10^{-3})^2 (206 \times 10^9) / (0.1637)$$

$$= 24.43 \times 10^6 \text{ N/m.}$$

⁵/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 395.

⁶/ Pag. 398.

⁷/ Pag. 393.

⁸/ Pag. 395.

De anexo N^o. 1.13

$$S_p = 586.1 \text{ MPa (85 kpsi)}$$

$$S_{ut} = 827.4 \text{ MPa (120 kpsi)}$$

De anexo N^o. 1.14

$$S_e = 128.25 \text{ MPa (18.6 kpsi)}$$

entonces:

$$S_a = (827.4 - 0.75(586.1)) / (1 + 827.4/128.25) \\ = 52.0 \text{ MPa.}$$

ESFUERZO ALTERNANTE.

$$\sigma_a = CIP / 2A_t$$

$$1/k_m = 1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_3^9$$

Ec. 6.23

k_1 y k_2 , son de los soportes rígidos, k_3 del cilindro.

⁹/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 382.

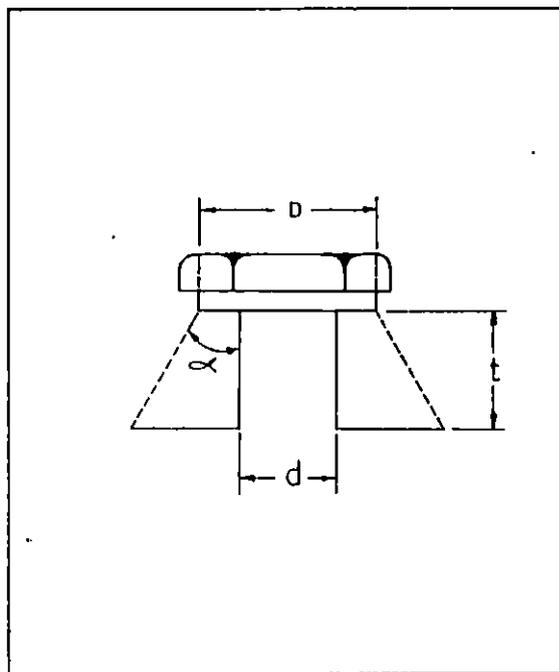


Figura 6.40

Para soportes:

$$D = 1.5d \text{ y } \alpha = 30^\circ$$

K_1 para $t_1 = 22 \times 10^{-3} \text{ m}$.

$$\begin{aligned} k_1 &= 0.577\pi E d / \ln[(5)(1.15t_1 + 0.5d) / (1.15t_1 + 2.5d)]^{10} & \text{Ec. 6.24} \\ &= 0.577\pi (89.64 \times 10^9) (4.76 \times 10^{-3}) / \ln[(5)(1.15(22 \times 10^{-3}) + \\ &\quad 0.5(4.76 \times 10^{-3})) / (1.15(22 \times 10^{-3}) + 2.5(4.76 \times 10^{-3}))] \\ &= 475.1 \times 10^6 \text{ N/m.} \end{aligned}$$

k_2 para $t_2 = 27.4 \times 10^{-3} \text{ m}$.

$$\begin{aligned} k_2 &= 0.577\pi E d / \ln[(5)(1.15t_2 + 0.5d) / (1.15t_2 + 2.5d)] \\ &= 0.577\pi (89.64 \times 10^9) (4.76 \times 10^{-3}) / \ln[(5)(1.15(27.4 \times 10^{-3}) + \\ &\quad 0.5(4.76 \times 10^{-3})) / (1.15(27.4 \times 10^{-3}) + 2.5(4.76 \times 10^{-3}))] \\ &= 567.94 \times 10^6 \text{ N/m.} \end{aligned}$$

para el cilindro k_3

$$\delta k = F \implies k = F/\delta \quad 11$$

pero:

$$\delta = FL/AE \implies k = AE/L$$

Donde A es el área sombreada $E = 86.64 \text{ GPa}$ (13 Mpsi), es el módulo de elasticidad del bronce, $L = 0.1143 \text{ m}$.

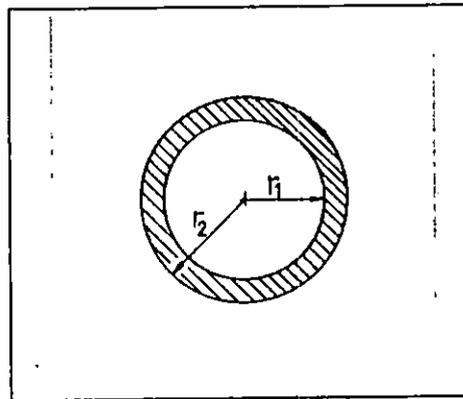


Figura 6.41. Sección transversal del cilindro.

donde:

$$r_1 = 12.7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_2 = 15.7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A &= (\pi/4)(r_2^2 - r_1^2) \\ &= (\pi/4)((15.7 \times 10^{-3})^2 - (12.7 \times 10^{-3})^2) \\ &= 0.000067 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

por lo que:

$$\begin{aligned} k_3 &= 0.000067(89.64 \times 10^9)/0.1143 \\ &= 52.54 \times 10^6 \text{ N/m} \end{aligned}$$

entonces:

$$\begin{aligned} k_m &= 1/475.1 \times 10^6 + 1/567.94 \times 10^6 + 1/52.54 \times 10^6 \\ &= 43.67 \times 10^6 \text{ N/m}. \end{aligned}$$

¹¹/ Edward Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, Quinta edición, pag. 384.

$$\begin{aligned}
 C &= k_b / (k_b + k_m) \\
 &= 24.43 \times 10^6 / (24.43 \times 10^6 + 43.67 \times 10^6) \\
 &= 0.359
 \end{aligned}$$

Si IP es la fuerza sobre cada perno

$$IP = F_{\text{total}} / N_{\text{pernos}}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\text{total}} &= P A_{\text{cilindro}} \\
 &= P (\pi/4) (25.4 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \\
 &= 5.067 \times 10^{-4} P
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{entonces: } IP &= 5.067 \times 10^{-4} P / 4 \text{ pernos} \\
 &= 1.267 \times 10^{-4} P \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

A_t se obtiene del anexo N^o 1.12

$$A_t = 1.129 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_a &= CIP / 2A_t \\
 &= (0.359)(1.267 \times 10^{-4} P) / ((2)1.129 \times 10^{-5}) \\
 &= 2.014 P
 \end{aligned}$$

Por lo tanto la presión máxima dentro del cilindro es de:

$$\begin{aligned}
 n &= S_a / \sigma_a \Rightarrow \sigma_a = S_a / n \\
 P &= S_a / (2.014 * n) \\
 &= (52 \text{ MPa}) / (2.014 * 3) \\
 &= 8.6 \text{ MPa (86 bar)}
 \end{aligned}$$

A pesar de que la presión máxima del aire que soportan los pernos es de 86 bar, el cilindro no puede ser utilizado a esta presión, ya que la presión máxima de trabajo es limitada por la camisa del cilindro pero en la neumática el campo de alta presión oscila entre 16 y 20 bar, por lo cual el cilindro puede ser utilizado sin presentar falla mecánica en este campo.

6.4.2.1. Determinación del momento de torsión de apriete.

$$T = 0.20 F_i d \quad \text{Ec. 6.25}$$

donde:

$$d = 4.76 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$F_i = 0.75 F_p$$

$$= 0.75 A_t S_p$$

Por lo que:

$$T = 0.20 (0.75 A_t S_p) d$$

$$= 0.20 (0.75) (1.129 \times 10^{-5}) (586.1 \times 10^6) (4.76 \times 10^{-3})$$

$$= 4.72 \text{ N.m (41.83 lb-pulg)}$$

6.4.3. ESPECIFICACION DE SELLOS

Para garantizar la estanqueidad en la cámara del cilindro se utilizan juntas dinámicas y estáticas las dimensiones de estos depende de la configuración geométrica de los diferentes elementos del cilindro.

A continuación se procede a especificar cada uno de ellos. Cabe mencionar que estos se seleccionan del catalogo Mc Master 101.

6.4.3.1. Sellos estáticos.

- Sello del tornillo amortiguador.

Material: Buna-N (de anexo N^o 1.19)

Código : 006

- Sello de la camisa.
Material: Buna-N (de anexo N^o 1.19)
Código : 025

- Sello de la rosca del pistón.
Material: Teflón (de anexo N^o 1.21)
Diámetro interno: 3/8"
Diámetro externo: 1/2"
Espesor: 1/16"

- Sello Limpiador.
Material : Buna-N Homogeneous (de anexo N^o 1.20)
Diámetro Interno: 3/8"
Diámetro Externo: 7/8"
Espesor : 1/4"

6.4.3.2. Sellos dinámicos.

- Sellos del pistón
Material: Buna-N (de anexo N^o 1.19)
Código : 117

- Sello del Vástago (de anexo N^o 1.19)
Material: Buna-N
Código : 012

6.4.4. CALCULO DE LAS TOLERANCIAS EN EL CILINDRO

En esta sección se especifican las tolerancias de las partes del cilindro que requieren mayor precisión, estas son entre las que existe movimiento relativo, o que alojan los sellos.

Del anexo N^o1.17, las tolerancias recomendadas para un ajuste deslizando a mano son:

h9 para el eje.

H8 para el agujero.

Para que los sellos surtan efecto estos deben tener una deformación que garantice medidas ligeramente mayores que las del agujero en el que se alojan. Esta deformación ya está implícita en las medidas reales del sello por lo tanto para alojar el sello en un conjunto eje-agujero debe maquinarse una cavidad con las medidas nominales del sello a instalar.

El acabado superficial debe relacionarse con el tipo de tolerancia a utilizar, el anexo N^o 1.17, nos recomienda el tipo de acabado, en este caso se recomienda un acabado N6, el cual significa una rugosidad relativa entre 0.16 y 1.6, micrometros (tomados del anexo N^o 1.18), para operaciones de torneado esta calidad superficial corresponde a un acabado finísimo.

6.5. DISEÑO DE LA VALVULA ANTIRRETORNO.

La estructura de la válvula antirretorno, está formada por una serie de elementos los cuales pueden ser apreciados en la figura 6.42, y están identificados de la siguiente forma:

- 1.- Empaque de hule.
- 2.- Camisa de la válvula.
- 3.- Plato sellador.
- 4.- Soporte de resorte.
- 5.- Resorte de compresión.

El material a utilizar para la construcción de la válvula se ha seleccionado en base a consideraciones o factores de diseño importantes para garantizar el buen desempeño y la vida de la

válvula. Entre estos factores tenemos, la resistencia a la corrosión, excelente resistencia, y facilidad de maquinado. Por lo que el material seleccionado para la construcción de esta es bronce, a excepción del plato sellador el cual se construirá de aluminio, esto obviamente por razones de peso.

Para la válvula solamente se hace necesario calcular la fuerza que resulta sobre el plato sellador debido al intercambio de la cantidad de movimiento del fluido de trabajo, luego, con esa fuerza junto con la deformación del resorte (previamente determinada), calculamos la constante del resorte.

Con respecto a la camisa de la válvula y soporte del resorte, estarán sometidos a presión interna de 7 bars, pero no es necesario hacer un análisis de esfuerzos ya que el espesor de pared de los antes mencionados es mayor que el espesor de la pared del cilindro calculado en la sección anterior, al cual se le efectuó un análisis por fatiga, y tomando en cuenta que la válvula y el cilindro son del mismo material, no se hará ningún cálculo de esfuerzos para la válvula.

En cuanto a la robustez de la válvula check, se justifica por las roscas que llevan algunas de sus piezas y configuración misma de la válvula.

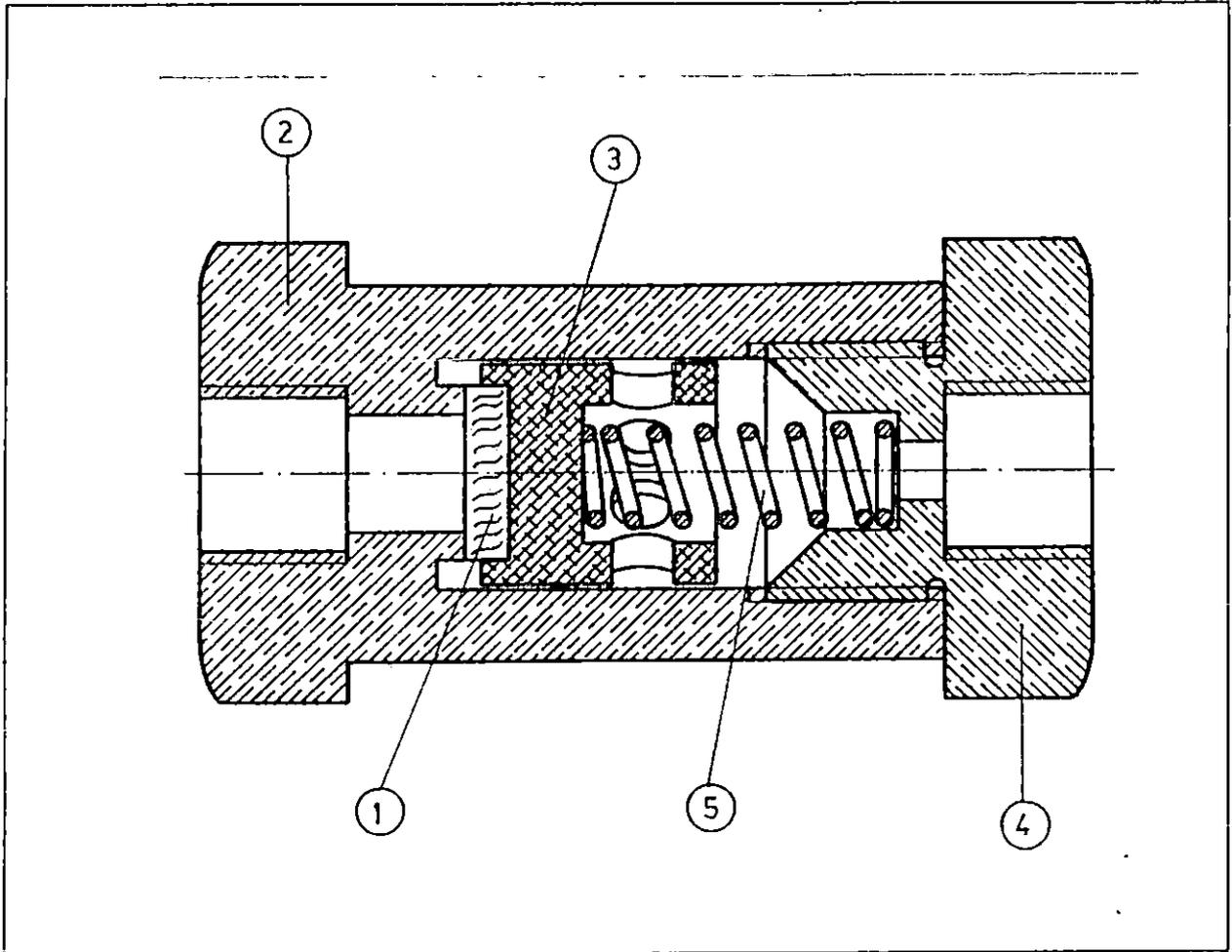


Figura 6.42

6.5.1. DIMENSIONES DE LA VALVULA.

Para el dimensionamiento de la válvula se han tomado consideraciones de diseño, tales como, la facilidad para maquinar las piezas (en cuanto a dimensiones se refiere), la estética, espesor necesario para rosca, etc. (ver planos 1/2, 2/2 y 3/2 de anexo N^o 2).

6.5.1.1. Cálculo del diámetro del plato sellador.

Para determinar esta área tomamos como criterio el mantener constante el área para no tener estrangulación del flujo de aire,

y de esta forma garantizar que la caídas de presión sean pequeñas:
Del plano 3/2 de anexo N^o 2, tenemos:

con, $D_e = 12.7 \text{ mm}$

$D_e =$ diámetro interno de la camisa de la válvula.

$D_1 = 1/4 \text{ pulg. (6.35 mm)}$

$D_1 =$ diámetro de entrada del flujo de aire al interior de la válvula.

$$A_1 = (\pi/4)d_1^2$$

$$= (\pi/4)(6.35 \times 10^{-3})^2$$

$$A_1 = 3.167 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$A_1 = A_h$; $A_h =$ área entre la camisa del cilindro y el plato.

$D_1^2 = D_e^2 - D_i^2$; $D_i =$ diámetro del plato sellador.

$$D_i = \sqrt{(D_e^2 - D_1^2)}$$

$$= \sqrt{((12.7 \times 10^{-3})^2 - (6.35 \times 10^{-3})^2)}$$

$$= 1.1 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Por lo que, el diámetro del plato sellador es de 11 mm.

6.5.1.2. Cálculo de la fuerza debido al intercambio de la cantidad de movimiento.

Para efectuar este cálculo es necesario determinar el diagrama de cuerpo libre del plato sellador, y elegir un volumen de control. El diagrama de cuerpo libre se tomara en posición horizontal, aunque parece que la posición vertical es la más crítica, por el peso del plato sellador, pero por ser de aluminio el peso se desprecia a manera de comprobación, se realiza el cálculo:
Para facilitar el cálculo la pieza se ha subdividido en 2 partes.

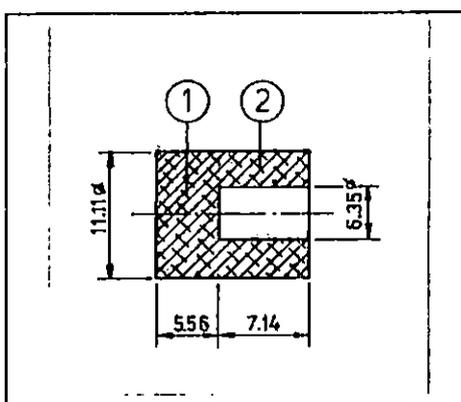


Figura 6.43

Cálculo del volumen total:

$$V_1 = (\pi/4)[(1.1 \times 10^{-2})^2 - (6.35 \times 10^{-3})^2](7.14 \times 10^{-3}) = 4.524 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$V_2 = (\pi/4)[(1.1 \times 10^{-2})^2 (5.56 \times 10^{-3})] = 5.280 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$V_t = 9.81 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\gamma_{al} = 26.6 \text{ KN/m}^3$$

Por lo que, el peso del plato sellador es de:

$$\begin{aligned} W_{\text{plato}} &= \gamma_{al} V_t \\ &= (26.6 \text{ KN/m}^3)(9.81 \times 10^{-7} \text{ m}^3) \\ &= 0.026 \times 10 \text{ N.} \end{aligned}$$

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL PLATO SELLADOR.

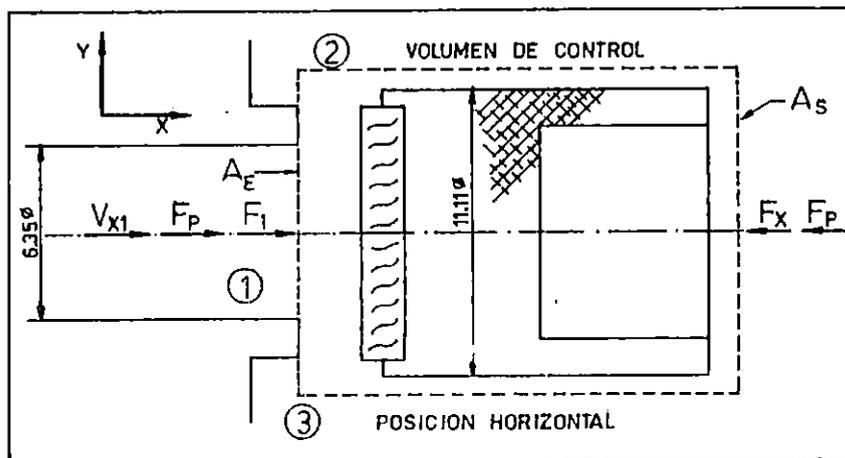


Figura 6.44

$$A_s = (\pi/4)(1.1 \times 10^{-2})^2$$

$$= 9.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A_E = (\pi/4)(6.35 \times 10^{-3})^2$$

$$= 3.167 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Donde:

F_1 = Fuerza debido al intercambio de la cantidad de movimiento.

F_p = Fuerza debido a la presión.

F_R = Fuerza del resorte (F_x).

A partir del volumen de control de la figura anterior se tiene:

$$f_x = \int_{sc} \rho v_{x1} v_1 \cdot dA_1 + \int_{sc} \rho v_{x2} v_2 \cdot dA_2 + \int_{sc} \rho v_{x3} v_3 \cdot dA_3 \quad \text{Ec. 6.26}$$

Pero como las velocidades v_{x2} y v_{x3} , son cero.

(ver volumen de control) por lo que la ecuación queda:

$$f_x = -\rho V_{x1} \cdot V_1 \cdot A_1 \cdot \cos\theta ; \quad \theta = 180^\circ$$

$$F_x = -\rho V_{x1} \cdot V_1 \cdot A_1 , \quad \text{pero } A_1 \cdot V_1 = Q$$

donde:

$$Q = \text{caudal}$$

V_{x1} = velocidad del fluido a la entrada del volumen de control.

$$Q = A V_1$$

donde:

A = área del cilindro.

V_1 = velocidad del émbolo del cilindro.

Se tienen cilindros de dimensiones de 0.032 m, de diámetro con una carrera igual a 0.15 m, además, se tiene una velocidad recomendada igual a 1.5 mt/seg., (ver apartado 2.3.2.1.8).

Además, las válvulas check que por lo general se utilizan conjuntamente con válvulas de estrangulación, son ubicadas lo más cerca de los cilindros. Esto nos indica que el caudal a manejar en la válvula check, es el mismo para alimentar el cilindro, por lo que:

$$\begin{aligned} A &= (\pi/4)d_c^2 && ; d_c = \text{diámetro del cilindro.} \\ &= (\pi/4)(0.032)^2 \\ &= 8.0425 \times 10^{-4} \text{ mt}^2 \end{aligned}$$

$$V_1 = 1.5 \text{ mt/seg.}$$

$$\begin{aligned} Q &= (8.0425 \times 10^{-4})(1.5) \\ &= 1.2064 \times 10^{-3} \text{ mt}^3/\text{seg} \end{aligned}$$

Tenemos que:

$$\begin{aligned} V_{x1} &= Q/A_E \\ &= (1.2064 \times 10^{-3}) / (3.16692 \times 10^{-5}) \\ &= 38.094 \text{ mt/seg.} \end{aligned}$$

CALCULANDO LA DENSIDAD DEL AIRE A 7 bar.

De la ecuación de estado para gases ideales, tenemos:

$$P v = RT \quad ^{14} \qquad \text{Ec. 6.27}$$

donde: $R = 0.287 \text{ kJ}/(\text{kgm} \cdot ^\circ\text{K})$ (constante del aire)

$$T = 42^\circ\text{C} = 315^\circ\text{K}$$

$$P = 7 \text{ bar} = 7 \times 10^5 \text{ Pa} \text{ (presión del sistema)}$$

$v = \text{volumen específico.}$

Entonces:

$$v = RT / P$$

$$= 287(315)/(7 \times 10^5) \text{ [(J)/(kgm} \cdot ^\circ\text{K})(^\circ\text{K})(\text{mt}^2/\text{N})]$$

$$= 0.12915 \text{ mt}^3/\text{kgm.}$$

$$\text{pero: } \rho = 1 / v$$

$$= 1 / 0.12915 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$= 7.743 \text{ kg/m}^3$$

de donde:

$F_1 = \text{fuerza debido al intercambio de la cantidad de movimiento.}$

$$F_1 = \rho \cdot V_{x1} \cdot Q$$

$$= (7.743)(38.094)(1.2064 \times 10^{-3})$$

$$= 0.3558 \text{ N}$$

Para un resorte tenemos que la fuerza esta dada por:

$$F = K X$$

donde: $K = \text{constante del resorte.}$

$X = \text{deformación del resorte.}$

¹⁴/ Irving H. Shames, Mechanics of Fluids, Mc Graw Hill, Second Edition, Pag. 429.

Con respecto a "X", se tiene que es la suma de la deformación permanente a la que estará sometido el resorte más la deformación que este tendrá cuando el aire mueva el plato de su asiento.

$$X = \delta_r + \delta_p$$

donde: δ_r = deformación permanente del resorte.

δ_p = deformación debido al movimiento del plato.

Para calcular δ_p , se hace manteniendo constante la relación de áreas:

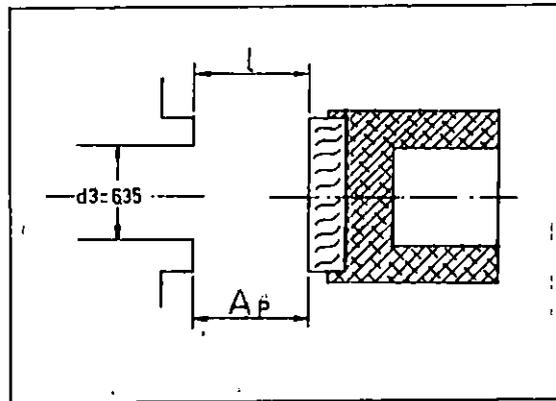


Figura 6.45

De la figura 6.45, tenemos:

$$A_3 = (\pi/4) d_3^2$$

$$A_p = 2\pi r l \quad ; \quad r = d_3 / 2$$

Igualando las área, tenemos:

$$(\pi/4)d_3^2 = 2\pi l d_3 / 2$$

$$l = d_3^2 / 4$$

$$= (6.35 \times 10^{-3})^2 / 4$$

$$= 1.59 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (1.59 \text{ mm})$$

Donde: $\delta_p = l$

La deformación permanente se ha estimado con un valor de $\delta_p = 2.38 \text{ mm}$ por lo tanto:

$$X = 2.38 + 1.59 = 3.97 \text{ mm}$$

$$K = F/X = 0.3558 / 3.97 = 0.128 \text{ N/mm.}$$

Del anexo N^o 1.22, se escoge un resorte con una constante de $K=0.11 \text{ N/mm}$, ya que es el valor que más se aproxima.

La fuerza necesaria (F_i) para iniciar la apertura de la válvula es:

$$F_i = (0.11)(2.38) = 0.262 \text{ N.}$$

Como la fuerza debido al intercambio de cantidad de movimiento es mayor que la fuerza F_i , se garantiza un flujo de aire continuo.

6.5.2. ESPECIFICACIONES DEL RESORTE.

El resorte esta hecho de acero AISI 302, el cual presenta buena resistencia a la corrosión, además, esta diseñado para aplicaciones de fatiga, obtenida del anexo N^o 1.22, en el cual tiene las siguientes especificaciones:

Diámetro externo = 6.0 mm

Diámetro interno = 4.1 mm

Longitud = 21.0 mm

K = 0.11 N/mm

6.5.3. ESPECIFICACIONES DEL SELLO DE LA VALVULA.

El material utilizado para el sello es Buna-N, este se obtendrá de una lamina de Buna-N, con espesor de 2.38 mm, el cual será cortado por medio de un perforador de 3/8 pulg. (9.53 mm), conformando de esta forma el sello de la válvula.

En cuanto a las roscas de la válvula, estas estarán dotadas con cinta teflón, esto con la finalidad de asegurar un cierre hermético entre las roscas.

6.6. DISEÑO DE LA VALVULA DIRECCIONAL DE 5 VIAS, 2 POSIONES, OPERACION NEUMATICA Y MANUAL.

A continuación se presenta el corte de la válvula de 5/2:

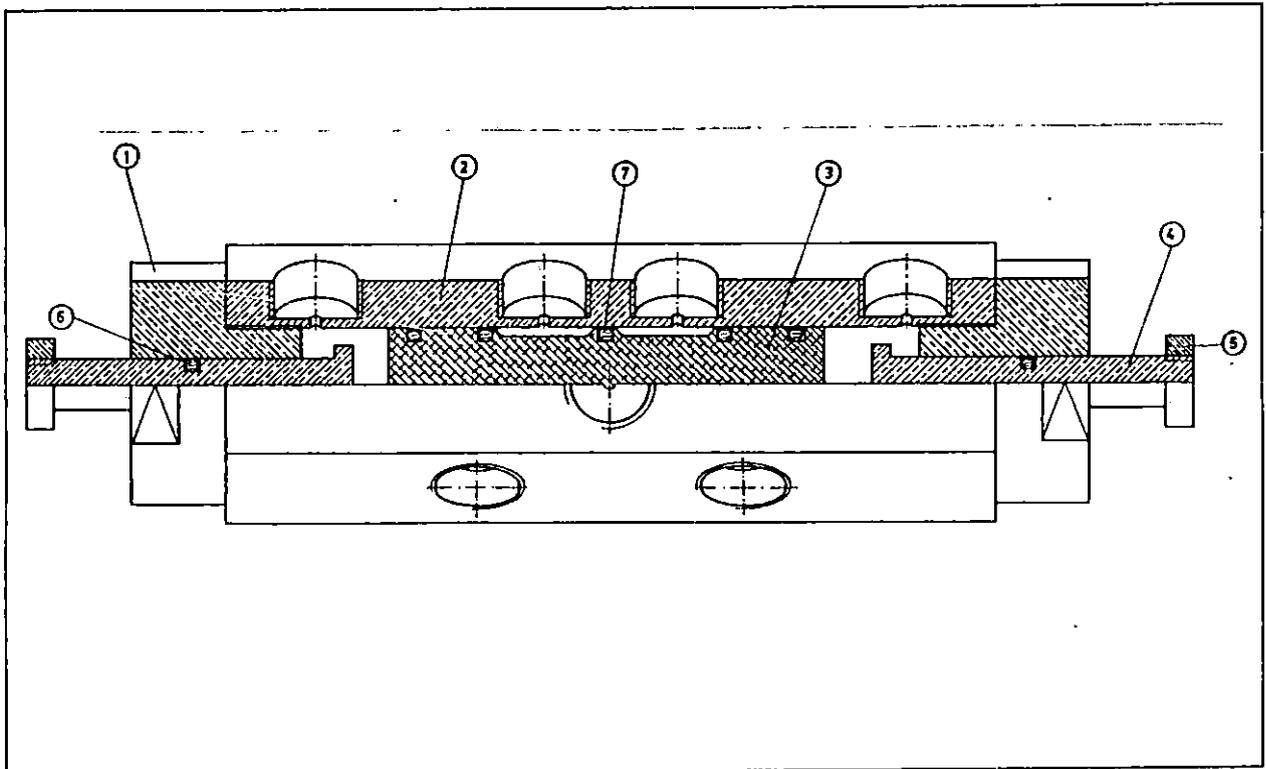


Figura 6.46

- | | |
|---------------------------|---------------------|
| 1.- Tapón de camisa. | 5.- Botón pulsador. |
| 2.- Camisa de la válvula. | 6.- Oring 005. |
| 3.- Eje. | 7.- Oring 012. |
| 4.- Actuador manual. | |

Aquí la camisa estará sometida a una presión de 7 bar.

Para la camisa del cilindro se elige el bronce fosfórico, por las excelentes propiedades mecánicas antes mencionadas, en el diseño de la camisa del cilindro en la sección 6.4.1. Como la camisa de la válvula estará sometida al mismo estado de esfuerzos que los de la camisa del cilindro, no se repetirán los cálculos para el diseño del espesor de la camisa, además de que esta camisa será mucho más robusta, ya que se necesita roscas internas para los raccords de tipo rápido.

El eje esta construido de aluminio. El aluminio tiene poco peso específico, esta característica es deseable en el eje para disminuir la fuerza de fricción (proporcional al peso) que se opone al movimiento del eje que estará desplazando para conmutar los puertos de entrada y salida.

Los raccords y los empaques no se construirán, ya que estos se compraran en plaza. El resto de elementos que constituyen la válvula se harán de bronce fosfórico, ya que este tiene excelentes cualidades de maquinabilidad y de resistencia mecánica y a la corrosión. Para determinar si la presión de 7 bars, logra conmutar la válvula, es necesario conocer la fuerza de fricción entre los empaques y la camisa. La determinación analítica de esta fuerza es complicada ya que se necesita obtener el coeficiente de fricción estático del buna (material del empaque) en bronce fosfórico (material de la camisa). Este coeficiente depende del acabado superficial en el maquinado para el bronce, y del apriete (debido a la deformación) del empaque. También existe un factor que debe ser tomado en cuenta y es la capa de lubricante entre la camisa y el empaque, ya que el aire lubrica intermitente al sistema.

Para determinar la fuerza de fricción se utilizaran dos métodos, un método teórico y otro experimental.

6.6.1. CALCULO TEORICO DE LA FUERZA DE FRICCION.

Para realizar el cálculo de la fuerza de fricción teórico es necesario conocer previamente el coeficiente de fricción estático entre el material del empaque (Buna-N) y el material de la camisa (bronce-fosforico). También es necesario conocer el módulo de compresibilidad promedio para el Buna-N.

Debido a la carencia de información se procedió a calcularlos experimentalmente.

6.6.1.1. Cálculo de coeficiente de fricción.

Se determinara el coeficiente de fricción estático; ya que con este se obtiene la mayor fuerza de fricción, lo cual da un criterio más conservador de diseño.

Se procedió de la siguiente manera:

La figura 6.47, muestra la variables de la tabla 6.4, utilizados para obtener dicho coeficiente.

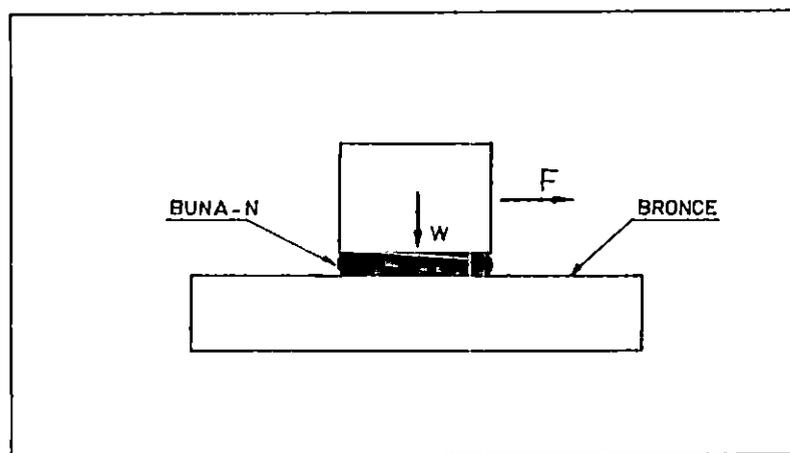


Figura 6.47

El coeficiente de fricción viene dado por la pendiente de la gráfica F vrs W.

Peso (W) [N]	Fuerza F' [N]	Fuerza F [N]
10.075	7.784	7.161
19.104	8.896	10.186
28.156	12.232	13.210
37.185	17.792	16.235
46.126	20.016	19.215
70.634	26.688	27.399

Tabla 6.4

Nota:

La fuerza F, se obtuvo por regresión lineal.

La pendiente de la gráfica, representa el coeficiente de fricción estático (μ_s).

$$\begin{aligned}\mu_s &= (16.235 - 13.21) / (17.792 - 12.232) \\ &= 0.544\end{aligned}$$

Coeficiente de fricción estático: $\mu_s = 0.544$

6.6.1.2. Cálculo del módulo de compresibilidad promedio.

Para determinar el módulo de compresibilidad del Buna-N, se utilizó una porción de este material con área de sección transversal constante e igual a 0.45 pulg².

En la tabla 6.5, se muestran los datos obtenidos experimentalmente.

Deformación δ (min)	Fuerza aplica- da F(Uo)	Esfuerzo nor- mal σ (KPa)	Esfuerzo nor- mal σ' (KPa)
0	0	0	9.515
6.0	8.896	30.614	33.096
9.5	13.344	45.921	46.817
11.0	17.792	61.228	52.747
15.0	22.240	76.603	68.467
19.0	26.688	91.910	84.189
25.5	31.136	107.217	107.769
31.0	35.584	122.524	131.281

Tabla 6.5

Nota: el esfuerzo σ' , se obtuvo por regresión lineal.

La pendiente del gráfico σ' vs δ/l

donde $\delta/l = \epsilon$, deformación unitaria, donde $l=2.244$ pulg.,

por lo que obtenemos:

$$\begin{aligned}
 E_c &= [\sigma'/\delta] \\
 &= [(68.467-52.747)(0.0569)/(15 \times 10^{-3}-11 \times 10^{-3})] \\
 &= 223.617 \text{ KPa.}
 \end{aligned}$$

donde:

E_c representará el módulo de compresibilidad volumétrica promedio del Buna-N.

6.6.1.3. Cálculo de la fuerza de fricción.

Para calcular la fuerza de fricción entre un empaque y la camisa, se considera al empaque como se muestra en la figura 6.48.

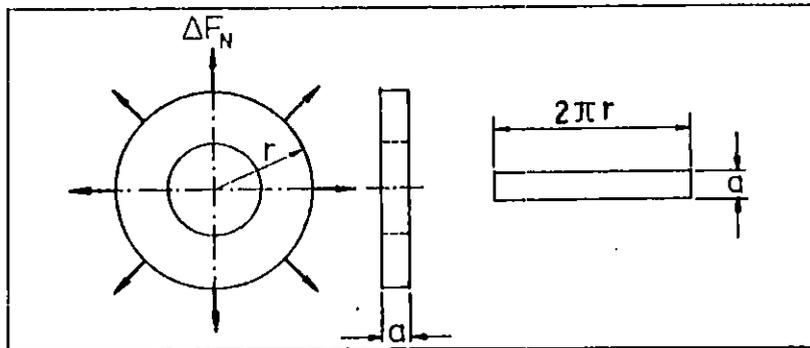


Figura 6.48

El área del cincho (A), es igual a $2\pi ra$, donde de figura 6.48:

$$a = 1/16'' \text{ (0.00159 m)}$$

$$r = 1/4'' \text{ (0.00635 m)}$$

por tanto:

$$A = 2\pi(0.00159)(0.00476)$$

$$= 6.344 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

El esfuerzo (presión) a la que se somete el anillo al deformarse una magnitud "ε" (deformación unitaria del 5% del diámetro) es:

$$P = \epsilon E_c \quad \text{Ec. 6.28}$$

donde: $\epsilon = 0.05$

$$E_c = 223.617 \text{ KPa}$$

Además se conoce que la fuerza normal del anillo contra la camisa es:

$$F_N = PA \quad \text{Ec. 6.29}$$

Igualando las ecuaciones 6.28 y 6.29, se tiene:

$$\epsilon E_c = F_N/A$$

$$F_N = \epsilon E_c A = (6.344 \times 10^{-5})(0.05)(223.617) \text{ [m}^2 \text{ N/m}^2\text{]}$$

$$= 0.71 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza de fricción F_f , es:

$$F_f = 5 \mu_s F_H$$

donde: 5 es la cantidad de empaques en la corredera de la válvula.

$$\begin{aligned} F_f &= 5(0.544)(0.71) \\ &= 1.93 \text{ N.} \end{aligned}$$

Fuerza de fricción = 1.93 N.

6.6.2. CALCULO EXPERIMENTAL DE LA FUERZA DE FRICCIÓN.

La fuerza se determina con un dinamómetro, tal como se muestra en la figura 6.49. Si la fuerza de fricción resulta ser mayor que la fuerza de presión, se procede a ampliar el diámetro interno de la camisa dentro del campo de las tolerancias indicado para dar más holgura al sello.

La fuerza de fricción que aquí se determina es la estática, al ser vencida esta; se garantiza el movimiento completo del eje, ya que la fuerza de fricción estática siempre es mayor que la dinámica.

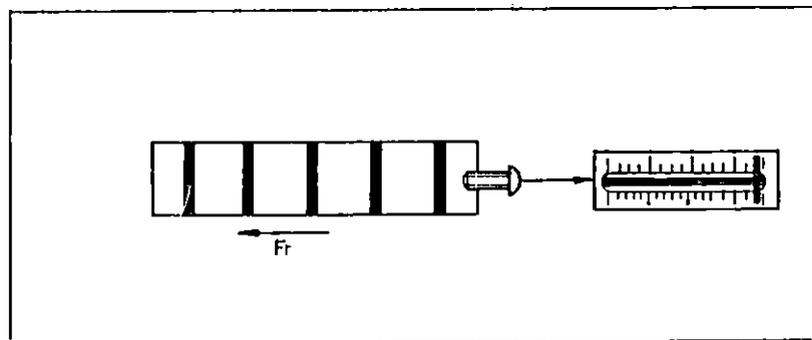


Figura 6.48

$$F_{\text{presión}} > F_{\text{fricción}}$$

$$F_p = F_{\text{presión}} = PA$$

donde: A = área transversal del eje.

P = presión del sistema = 7 bar.

$$F_p = (\pi/4)(1/2)(2.54 \times 10^{-2})^2 (7 \times 10^5) \text{ Pa-mt}^2 \\ = 88.674 \text{ N}$$

$$F_{\text{fricción}} = 9.8 \text{ N.}$$

De los resultados del cálculo anterior, se deduce que la válvula será conmutada debido a la fuerza de presión piloto (88.674 N).

6.6.3. CRITERIOS DE DIMENSIONAMIENTO DE LA VALVULA.

Aquí se tomarán en cuenta la estética y principalmente las dimensiones de los empaques con que se cuenta en el mercado.

6.6.3.1. Especificación de sellos.

6.6.3.1.1. Sello de la corredera.

De anexo N^o 1.19.

Material: Buna-N.

Código : 012

6.6.3.1.2. Sello del botón pulsador.

De anexo N^o 1.19.

Material: Buna-N.

Código : 005

Las roscas estarán dotadas de cinta teflón para proporcionar un cierre hermético en las cámaras de la válvula.

6.6.4. CALCULO DE LA LONGITUD DEL EJE Y CAMISA.

Las dimensiones de longitud que aquí se detallan son diámetro y longitud del pistón, así como la longitud de la camisa ya que estas medidas tienen su justificación.

Las demás dimensiones de la válvula se pueden apreciar en detalle en los planos de dicha válvula (plano 1/1, 2/1, 3/1, 4/1 del anexo Nº 2).

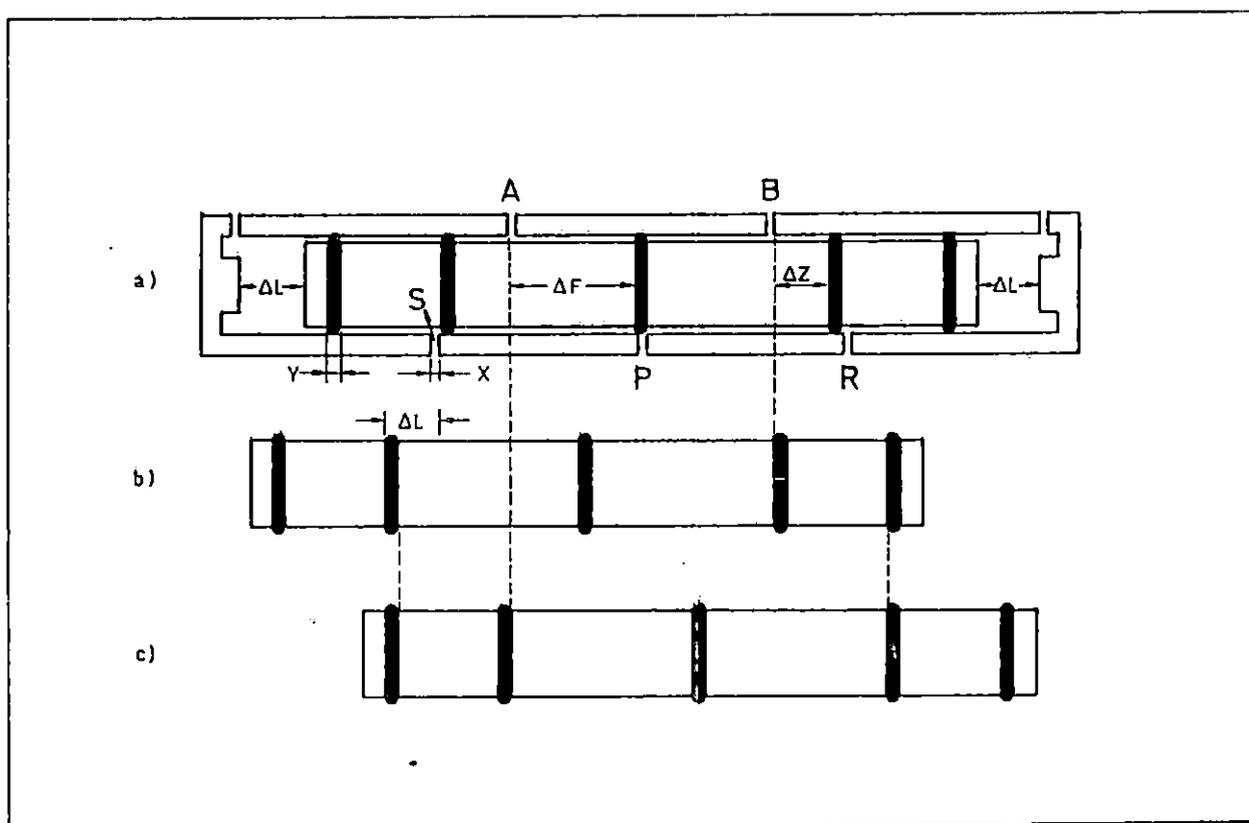


Figura 6.50

De la figura 6.50, tenemos que el mínimo $\hat{\Delta}L$, para que exista conmutación de los puertos S y A, es:

$$\hat{\Delta}L = X + Y = 2.6 \text{ mm}$$

y para que conmute el puerto P y B, la mayor o igual que $\hat{\Delta}L$.

Con el objetivo de obtener una válvula con longitud aceptable para alojar los raccords (ver plano N^o 1, de anexo N^o 2) se elije un $\hat{\Delta}L = 4.2$ mm, un $\hat{\Delta}Z = 4.2$ mm, y un $\hat{\Delta}F = 6.8$ mm.

En base a estas longitudes se obtiene un corredera de 46 mm de longitud. La longitud de la camisa es de 80 mm, y el diámetro de la corredera es de 12.7 mm (obtenido en base al sello).

CAPITULO VII

7.0 SISTEMA DE ALIMENTACION DE ENERGIA.

7.1. SELECCION DEL COMPRESOR.

Para la selección del compresor es necesario estimar el consumo de aire por parte del sistema neumático.

Este consumo se calcula tomando como base un circuito neumático operando con cuatro cilindros de doble efecto. Se estima la cantidad de cuatro cilindros considerando que un circuito neumático con fines didácticos raras veces sobrepasa este valor, tal como se puede observar en los circuitos básicos del capítulo IV.

Los cilindros para el banco neumático tienen las siguientes características:

- Carrera : 150 mm
- Diámetro : 32 mm
- Velocidad del émbolo : 0.15 m/s ¹

A continuación se procede al cálculo del CONSUMO DE AIRE, donde:

$$CA = Rc * A * C \quad ^1$$

De donde: CA = Consumo de aire.

Rc = Relación de compresión.

A = Superficie del émbolo.

C = Carrera.

Superficie del émbolo (A):

$$\begin{aligned} A &= (\pi/4) D^2 = (\pi/4)(32 \times 10^{-3})^2 \\ &= 8.042 \times 10^{-4} \text{ m}^2. \end{aligned}$$

¹/ Neumática, Manual de estudio, P. Croser, 2a. Edición, Pag. 108.

Relación de compresión (Rc):

$$\begin{aligned} R_c &= (1.013 + \text{Presión de trabajo (bar)}) / 1.013 \\ &= (1.013 + 7) / 1.013 \\ &= 7.9 \end{aligned}$$

Consumo de aire (CA):

$$\begin{aligned} CA &= 7.9 \times 8.042 \times 10^{-4} \times 0.15 \\ &= 9.529 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (2.02 \text{ PCM}) \\ &= 0.057 \text{ m}^3/\text{min}. \end{aligned}$$

El consumo de aire para los cuatro cilindros es:

$$\begin{aligned} Q &= 4(CA) = 3.812 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.07 \text{ PCM}) \\ &= 0.229 \text{ m}^3/\text{min}. \end{aligned}$$

Por lo tanto del anexo 1.46, elegimos la potencia del compresor es de 3/4 Hp, de una etapa para uso intermitente de trabajo.

7.2 CAPACIDAD DEL ACUMULADOR.

El tamaño del acumulador depende de los siguientes criterios:

- Caudal del compresor.
- Cantidad de aire requerida en el sistema.
- Oscilación permisible de la presión en el sistema.
- Regulación del compresor.

Las magnitudes de estos parámetros son los siguientes:

- Consumo de aire del sistema: $0.229 \text{ m}^3/\text{min}$.
- Diferencia de presión : $\Delta P = 0.1 \text{ bar}$
- Conmutaciones/hora : $Z = 10$

De anexo 1.55, se obtiene un acumulador con capacidad de 5 m^3 .

7.3. SELECCION DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE.

El sistema de distribución de aire se diseña en base a la potencia del compresor de 10 Hp (existente en la escuela de Ing. Mecánica (U.E.S.)), el cual tiene una capacidad máxima de presión de 12 bar, pero el compresor estará regulado a una presión de 9 bar, para que dicho sistema pueda suplir la demanda de aire consumido por el banco neumático y una derivación de aire que será instalada para otros usos como por ejemplo:

La utilización de aire comprimido para limpieza de piezas en laboratorio de motores, y otras utilidades en la Unidad Productiva. La distancia del compresor con respecto a la pared es de 50 cm, la cual es una distancia suficiente para realizar trabajos de mantenimiento o reparación del compresor.

El sistema de distribución de aire, debe contar con un filtro a la entrada del sistema de distribución, uniones universales, válvulas de cierre, válvulas de desagüe o llave de purga, además de los detalles de instalación de la tubería.

- Filtro de aire a la entrada del sistema de distribución de aire. Este filtro nos ayudara a retener el máximo numero de impurezas que el aire comprimido pueda contener.
- Uniones Universales: este tipo de accesorios se instalan en el sistema de distribución de aire para facilitar el montaje y desmontaje del mismo, así como también facilidad en la reparación parcial del sistema.
- Válvulas de cierre: estas válvulas es instalan antes del filtro regulador lubricador, con el fin de impedir que la presión pase hacia los componentes aguas abajo.

- Válvula de desagüe o llave de purga: este tipo de válvula se instala después de cada salida con el fin de eliminar los contaminantes sólidos y líquidos, al abrir periódicamente estas válvulas estamos garantizando la expulsión al exterior toda formación de sedimentos en la tubería.

- En la instalación de un sistema de distribución se deben tomar en cuenta los siguientes factores técnicos de instalación:

a) La pendiente que llevara la tubería horizontal es de 1 pulg. por cada 10 pies, y de 1/4 pulg., por cada pie para tramos de tubería corta, con el fin de facilitar la recolección del agua condensada en puntos de drenaje.

b) Forma de sujeción de la tubería: para garantizar la rigidez en el sistema de distribución, se utilizan abrazaderas metálicas que aseguren el tubo con las paredes.

7.4. SELECCION DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION.

Para la selección del diámetro de la tubería se hace uso de las tablas en las cuales se sugieren los diámetros adecuados dependiendo del caudal a manejar en el sistema. Por la particularidad de la aplicación, el valor de caudal a manejar por este sistema de distribución no se tipifica en tablas (ya que es muy pequeño), por lo que se recurrió a la consulta técnica, obteniendo las siguientes recomendaciones:

- Tubería de ϕ 3/4" galvanizada para la red principal.
- Tubería de ϕ 1/2" galvanizada para la red secundaria.

A continuación se presenta una tabla resumen de los elementos a utilizar con sus correspondientes precios (tabla 7.1) y luego, se muestra en la figura 7.1, el esquema de distribución de aire.

CANT.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITAR	TOTAL (¢)
1	Filtro de aire para tubería galvanizado de 3/4".	989.00	989.00
2	Codos galvanizado de 3/4"	5.00	10.00
4	Uniones universales de 3/4"	20.00	80.00
1	"T" galvanizada de 3/4"	6.00	6.00
1	Válvula de compuerta de 3/4"	110.00	110.00
8	Uniones Universales de 1/2"	16.00	128.00
5	T" galvanizadas de 1/2"	5.00	25.00
3	Niples galvanizado de 1/2" x 6"	12.00	36.00
5	Codos galvanizados de 1/2"	5.00	25.00
2	Niples galvanizados de 3/4" x 6"	7.50	25.00
1	Reductor campana de 1/2" a 3/4"	5.00	5.00
3	Tubos galvanizados 1/2"x 6mt	65.00	195.00
1	Válvula de compuerta de 1/4"	110.00	110.00
5	Niples de 1/2" x 2"	2.00	10.00
1	Niples de 3/4" x 2"	2.50	2.50
6	Rollos de Teflón.	3.50	21.00

Tabla 7.1. Listado de materiales para el sistema de distribución de aire.

CANT.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITAR	TOTAL (¢)
8	Camisas galvanizadas de 1/2"	4.00	32.00
1	Flujómetro para tubo de 1/2"	792.00	792.00
1	Válvula de globo de 1/2" con asiento de fibra.	166.00	166.00
2	Válvula de drenaje de 1/4" de bola	95.00	190.00
7pies	Manguera trenzada de 1/4" ondulada	6.80	41.60
2	Acoples macho p/manguera trenzada 1/4"	16.40	32.80
1	Reductor macho de 1/2" a 1/4"	4.00	4.00
1	Niple 3" x 1/2"	2.00	2.00
1	Tubo galvanizado 3/4"	90.00	90.00
8	Grapas Conduit para tubería de 3/4"	0.75	6.00
30	Grapas Conduit para tubería de 1/2"	0.50	15.00
50	Clavos Robot de 6 x 8 x 1"	0.80	40.00
2	Manómetros p/tubería 1/4" (0-12 bar)	85.00	170.00
T O T A L			¢ 3,348.90

Tabla 7.1. Listado de materiales para el sistema de distribución de aire (continuación).

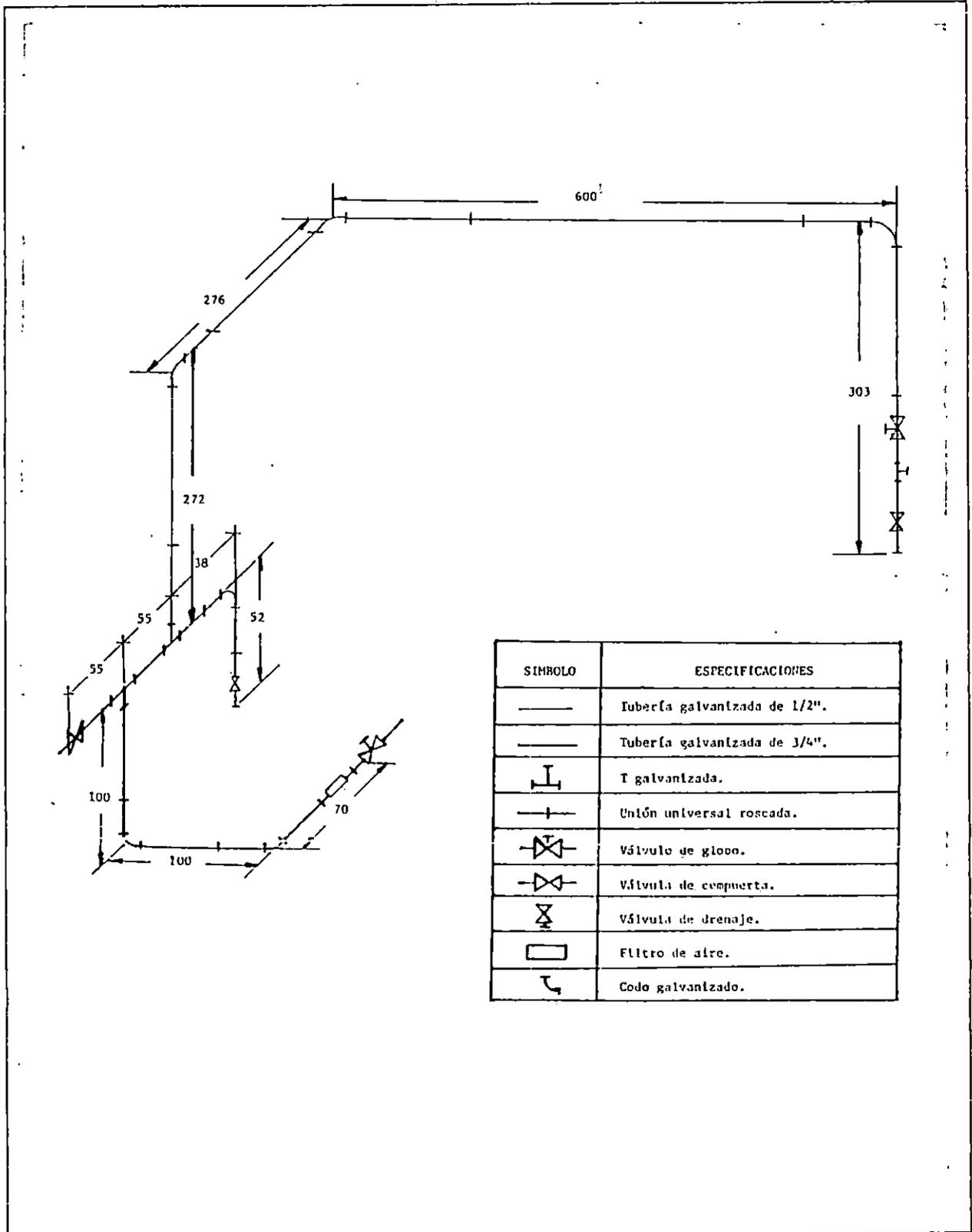


Figura 7.1. Esquema del sistema de distribución de aire.

7.5 PERDIDAS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCION.

El caudal total real (Q_{tr}) se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$Q_{tr} = N (Fp)(Vc)(Ac)$$

De donde: N = Es el numero de consumidores en el sistema.

Fp = Factor de pérdidas de presión en las líneas y posibles fugas en los elementos, se estima un valor de $Fp=1.3$

Vc = Velocidad del cilindro.

Ac = Area del cilindro.

$$\begin{aligned} Q_{tr} &= 4(1.3)(0.15)(8.042 \times 10^{-4}) \\ &= 6.24 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 0.0374 \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 1.06 \text{ pie}^3/\text{min} \end{aligned}$$

Para el cálculo de las pérdidas de presión se ha considerado la tubería galvanizada como tubería de acero de cedula 40, el aire comprimido a una temperatura 15°C y 7 bar de presión.

7.5.1. PERDIDAS PRIMARIAS.

En el esquema de distribución mostrado en la figura 7.1, tenemos 2 diámetros de tubería, una tubería de $3/4''$ (tubería principal) y otra tubería de $1/2''$ (tubería secundaria).

Las pérdidas en los accesorios están dadas por;

$$h = k (V^2/2g)$$

De donde: k = Coeficiente de perdidas para accesorios.

V = Velocidad del aire en la tubería.

g = gravedad.

Con el caudal total real (Q_{rt}) y anexo 1.47, obtenemos los valores de perdidas de presión por cada cien metros de tubería para los diámetros de 1/2" y 3/4".

Para tubería de 1/2" y 3/4", tenemos:

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}P_{1/2} &= 0.099 \text{ bar} / 100 \text{ mt} \\ &= 9.9 \times 10^{-4} \text{ bar/mt}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}P_{3/4} &= 0.024 \text{ bar} / 100 \text{ mt} \\ &= 1.93 \times 10^{-4} \text{ bar/mt}.\end{aligned}$$

donde: $\hat{\Delta}P_{1/2}$ y $\hat{\Delta}P_{3/4}$, son las caídas de presión unitaria en las tuberías.

Del sistema de distribución (figura 8.1) se determina la longitud total necesaria de cada una de las tuberías:

- tubería de 1/2" = 19.21 mt.
- tubería de 3/4" = 2.80 mt.

Por lo tanto la caída de presión total por tubería será:

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}P_{1/2}t &= \hat{\Delta}P_{1/2} L. \\ &= (9.9 \times 10^{-4})(19.21) \\ &= 0.019 \text{ bar}.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}P_{3/4}t &= \hat{\Delta}P_{3/4} L. \\ &= (2.4 \times 10^{-4})(2.8) \\ &= 6.72 \times 10^{-4} \text{ bar}.\end{aligned}$$

De donde:

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}Pt &= \hat{\Delta}P_{1/2}t + \hat{\Delta}P_{3/4}t \\ &= 0.019 + 6.72 \times 10^{-4} \\ &= 0.01967 \approx 0.020 \text{ bar}.\end{aligned}$$

7.5.2. PERDIDAS SECUNDARIAS.

Para calcular las pérdidas secundarias de los accesorios del sistema de distribución de aire.

Primeramente se procede a calcular la velocidad para las tuberías de 1/2" y 3/4".

Para tuberías tenemos:

$$\begin{aligned} Q_{tr} &= A_{1/2} V_{1/2} \\ &= A_{3/4} V_{3/4} \end{aligned}$$

donde: $A_{1/2}$ = Area de la tubería de 1/2"
 $V_{1/2}$ = Velocidad en la tubería de 1/2"
 $A_{3/4}$ = Area de la tubería de 3/4"
 $V_{3/4}$ = Velocidad en la tubería de 3/4"

Calculando $V_{1/2}$, tenemos:

$$\begin{aligned} V_{1/2} &= Q_{tr} / A_{1/2} \\ &= (6.24 \times 10^{-4} / [(0.25\pi)(0.5 \times 2.54/100)^2]) \\ &= 4.92 \text{ mt/seg.} \end{aligned}$$

Calculando $V_{3/4}$, tenemos:

$$\begin{aligned} V_{3/4} &= Q_{tr} / A_{3/4} \\ &= (6.24 \times 10^{-4} / [(0.25\pi)(0.75 \times 2.54/100)^2]) \\ &= 2.18 \text{ mt/seg.} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN CODOS.

Del anexo 1.48, para los codos tenemos:

$K \approx 2.1$ para $d = 1/2"$

$K \approx 1.7$ para $d = 3/4"$

Sabemos que las pérdidas en los accesorios vienen dadas por:

$$h = k (V^2/2g)$$

Donde: $g = 9.81 \text{ mt/seg}^2$

De la tabla 7.1, tenemos:

Dos codos galvanizados de 3/4"

Cinco codos galvanizados de 1/2"

Calculo de las pérdidas para los codos de 1/2"

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= 5K(V^2/2g) \\ &= 5(2.1)(4.92^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 12.95 \text{ mt} \end{aligned}$$

Para los codos de 3/4", tenemos:

$$\begin{aligned} h_{3/4} &= 2K(V^2/2g) \\ &= 2(1.7)(2.18^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 0.823 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN UNIONES "T".

Del anexo 1.49, tenemos:

$$K \approx 2.8 \quad \text{para } d = 1/2"$$

$$K \approx 2.5 \quad \text{para } d = 3/4"$$

De la tabla 7.1, tenemos:

Una "T" galvanizados de 3/4"

Cinco "T" galvanizados de 1/2"

Calculando las pérdidas para las uniones "T" de 1/2"

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= 5K(V^2/2g) \\ &= 5(2.8)(4.92^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 17.27 \text{ mt} \end{aligned}$$

Para las uniones "T" de 3/4", tenemos:

$$\begin{aligned} h_{3/4} &= 1K(V^2/2g) \\ &= 1(2.5)(2.18^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 0.60 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN JUNTAS UNIVERSALES.

Del anexo 1.50, tenemos:

$$\begin{aligned} K &\approx 0.12 \quad \text{para } d = 1/2'' \\ K &\approx 0.095 \quad \text{para } d = 3/4'' \end{aligned}$$

De la tabla 7.1, tenemos:

Cuatro uniones universales de 3/4"
Ocho uniones universales de 1/2"
Ocho camisas galvanizadas de 1/2"

Calculo de las perdidas para las uniones universales de 1/2"

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= 16K(V^2/2g) \\ &= 16(0.12)(4.92^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 2.36 \text{ mt} \end{aligned}$$

Para las uniones universales de 3/4", tenemos:

$$\begin{aligned} h_{3/4} &= 4K(V^2/2g) \\ &= 4(0.095)(2.18^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 0.092 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN VALVULA DE GLOBO.

Del anexo 1.51, tenemos:

$$K \approx 14 \quad \text{para } d = 1/2''$$

De la tabla 7.1, tenemos:

Una válvula de globo de 1/2"

Calcula de las perdidas para la válvula de globo de 1/2"

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= 1K(V^2/2g) \\ &= 1(14)(4.92^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 17.27 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN VÁLVULAS DE COMPUERTA.

Del anexo 1.52, obtenemos el valor de K:

$$K \approx 0.4 \quad \text{para } d = 1/2''$$

$$K \approx 0.3 \quad \text{para } d = 3/4''$$

De la tabla 7.1, tenemos:

Una válvula de 3/4"

Tres válvulas (1 de compuerta y 2 de drenaje).

Calculo de las perdidas para la válvula de globo de 1/2"

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= 3K(V^2/2g) \\ &= 3(0.4)(4.92^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 1.48 \text{ mt} \end{aligned}$$

Para la válvula de 3/4", tenemos:

$$\begin{aligned} h_{3/4} &= 1K(V^2/2g) \\ &= 1(0.3)(2.18^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 0.072 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN EL REDUCTOR DE 3/4" A 1/2".

Con $D_1 = 3/4''$ y $D_2 = 1/2''$, obtenemos la relación de diámetros:

$$\begin{aligned} D_1/D_2 &= (3/4)/(1/2) \\ &= 1.5 \end{aligned}$$

De anexo 1.53, determinamos que : $K = 0.275$

Pero: $V = V_{1/2} = 4.92 \text{ m/seg}$

Solamente se tiene un reductor en el sistema, tenemos:

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= K(V^2/2g) \\ &= (0.275)(4.92^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 0.33 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN EL REDUCTOR DE 1/2" A 1/4".

Calculando la relación de diámetros, tenemos:

Con $D_1 = 1/2"$ y $D_2 = 1/4"$, obtenemos la relación de diámetros.

$$\begin{aligned} D_1/D_2 &= (1/2)/(1/4) \\ &= 2 \end{aligned}$$

De anexo 1.53, determinamos que : $K = 0.36$

Pero:

$$\begin{aligned} V_{1/4} &= Q_{tr} / A_{1/4} \\ &= (6.24 \times 10^{-4}) / [(0.25\pi)(0.25 \times 2.54/100)^2] \\ &= 19.70 \text{ mt/seg.} \end{aligned}$$

En el sistema solamente se tiene un reductor de este tipo.

Como simplemente se tiene un reductor en el sistema, tenemos:

$$\begin{aligned} h_{1/2} &= K(V^2/2g) \\ &= (0.36)(19.70^2)/(2 \times 9.81) \\ &= 7.12 \text{ mt} \end{aligned}$$

CALCULO DE PERDIDAS EN EL FILTRO DE LA SALIDA DEL COMPRESOR.

Del anexo 1.50, con el valor de $Q_{tt} = 1.06 \text{ pie}^3/\text{min}$ y considerando la tubería de 3/4" como de 1", se puede observar de la gráfica del anexo, que la caída de presión es despreciable por lo que no se tomara en cuenta.

TABLA RESUMEN DE PERDIDAS SECUNDARIAS.

CANTIDAD	NOMBRE	PERDIDA (mt)
5	Codos galvanizado de 1/2"	12.95
2	Codos galvanizado de 3/4"	0.823
5	"T" galvanizado de 1/2"	17.27
1	"T" galvanizado de 3/4"	0.60
4	Uniones universales de 3/4"	0.092
16	8 camisas galvanizadas de 1/2" 8 uniones universales de 1/2"	2.36
1	Válvula de globo de 1/2"	17.27
3	Válvulas de compuerta de 1/2"	1.48
1	Válvulas de compuerta galvanizada de 3/4"	0.072
1	Reductor de 3/4" a 1/2"	0.33
1	Reductor de 1/2" a 1/4"	7.12

Tabla 7.2. Total (longitud total equivalente) = 60.327 mt

Sabemos que: $P = h\gamma$

Donde : h = longitud total equivalente

γ = peso específico del aire a una presión de 7 bars.

De la ecuación de estado para gases ideales, se tiene:

$$Pv = RT$$

De donde: $v = 1/\gamma$

Con: $T = 315^\circ\text{K}$

$$P = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$R = 287 \text{ J}/(\text{kgm}^{-\circ}\text{K})$$

$$\gamma = 7.743 \text{ kgm}/\text{m}^3$$

$$\rho = \gamma g = (7.743)(9.807); \quad \gamma = \text{peso específico.}$$

$$\rho = 75.935 \text{ N}/\text{m}^3$$

Calculando $\hat{\Delta}P$, tenemos:

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}P'' &= (60.104)(75.935) \\ &= 4580.96 \text{ N/mt}^2 \quad (0.0458 \text{ bar})\end{aligned}$$

El total de perdidas ($\hat{\Delta}H_t$) en el sistema de distribución se obtiene de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}\hat{\Delta}H_t &= \hat{\Delta}P' + \hat{\Delta}P'' \\ &= 0.020 + 0.0458 \\ &= 0.0658 \text{ bar.}\end{aligned}$$

CAPITULO VIII

B.0 PROCESO DE FABRICACION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS DISEÑADOS Y GAVETAS DEL BANCO.

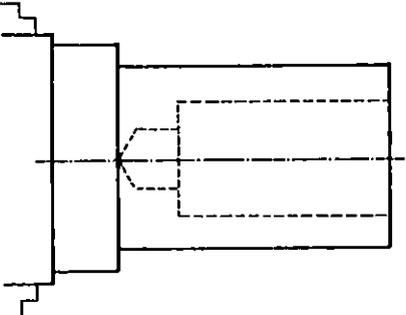
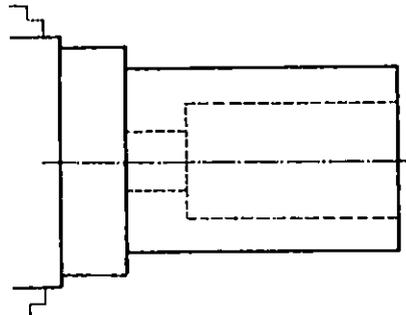
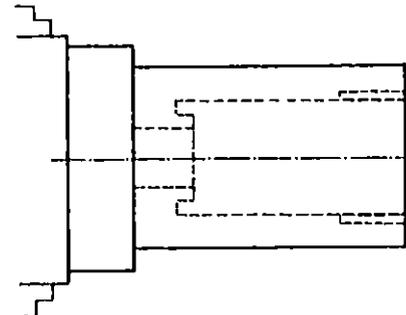
Despues de haber realizado el diseño de los elementos neumáticos considerados se procederá a efectuar la construcción de los mismos. Con el objeto de facilitar la construcción, se desarrollará por separado el proceso de fabricación de cada uno de los elementos, el cual incluye, la descripción de las operaciones, herramientas, equipo necesario, la representación esquemática de cada operación.

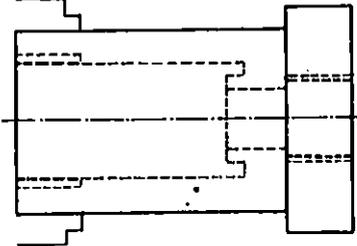
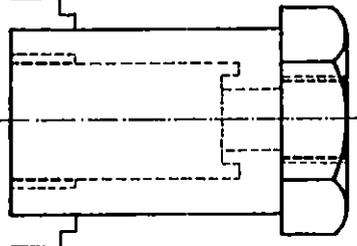
PROCESO DE FABRICACION DE LA VALVULA CHECK.

HOJA DE PROCESO: CAMISA DE LA VALVULA.

CANTIDAD : 1

MATERIAL: BRONCE FOSFORICO.

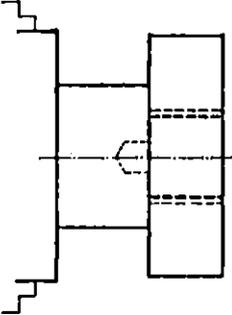
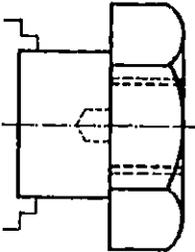
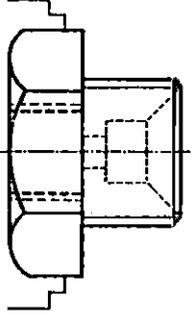
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar pieza en el torno. -Refrentar -Cilindrar a $\phi 25.4\text{mm} \times 39.59\text{mm}$ -Cilindrar a $\phi 20.64\text{mm} \times 31.75\text{mm}$ -Taladrar a $\phi 6.35\text{mm} \times 30.15$ -Taladrar a $\phi 11.0\text{mm} \times 24.4\text{mm}$. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para refrentar. -Butil para cilindrar. -Broca de $\phi 6.35\text{mm}$ -Broca de $\phi 11.0\text{mm}$ -Pie de rey.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Mandrinar agujero a $\phi 6.35\text{mm} \times 6.35\text{mm}$ -Mandrinar agujero a $\phi 12.7 \times 25.4\text{mm}$. 		<ul style="list-style-type: none"> -Herramienta de corte para interiores. -Herramienta para desbastar mandrino. -Micrometro para interiores -Micrometro para profundidad -Herramienta de corte para desbastar mandrino.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Acanalado de ranura de 1.6mm de ancho por 1.6mm de profundidad. -Roscar a W14.28x1/16" (de 10.3 mm de longitud roscada a partir del extremo). -Cortar pieza a 42.0mm 		<ul style="list-style-type: none"> -Herramienta de forma y dimensiones correspondientes a la garganta. -Herramienta para roscar. -Calibre para roscas. -Butil de corte.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<ul style="list-style-type: none"> -Invertir sujeción en torno. -Refrentar a $\phi 39.69\text{mm}$. -Taladrar a $\phi 8\text{mm}$. -Roscar whit worth $G 1/8$. 	 <p>The drawing shows a cylindrical component with a chamfered end on the right. A hole is drilled through the center, and a thread is cut into the hole. Dashed lines indicate the internal features and the chamfered edge.</p>	<ul style="list-style-type: none"> -Burril para refrentar. -Broca de $\phi 8\text{mm}$. -Machuelo. -Bandeador.
5	<ul style="list-style-type: none"> -Instalar la pieza en el plato divisor y hacer un exágono sobre el diámetro de 25.4 mm. 	 <p>The drawing shows a cylindrical component with a chamfered end on the right. The end face is hexagonal. Dashed lines indicate the internal features and the chamfered edge.</p>	<ul style="list-style-type: none"> -Fresadora. -Aparato divisor. -Fresa vertical.

HOJA DE PROCESO: SOPORTE DEL RESORTE.

CANTIDAD : 1

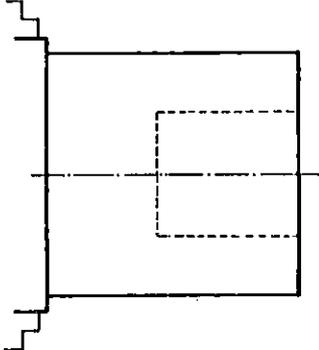
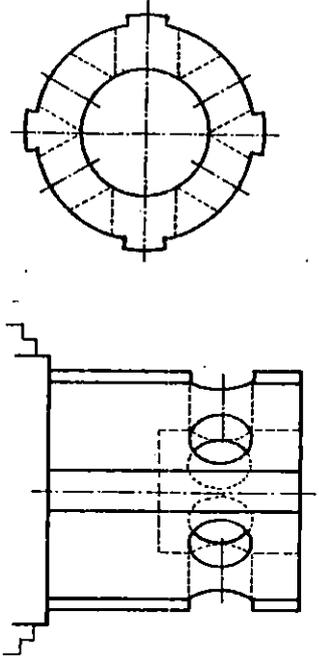
MATERIAL: BRONCE FOSFORADO.

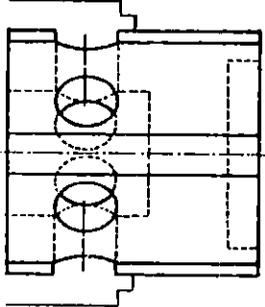
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar la pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrar a $\phi 25.4\text{mm}$ x 17.46mm -Cilindrar a $\phi 14.29\text{mm}$ x 9.52mm -Taladrar a $\phi 3.17\text{mm}$ x 12mm -Taladrar a $\phi 8.5\text{mm}$ x 7.49mm -Desbastar rosca whit worth G1/8 -Cortar pieza a 19mm 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para refrentar. -Butil para cilindrar. -Broca de $\phi 1/8''$ -Broca de $\phi 8.5\text{mm}$ -Machuelo. -Butil para corte.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Instalar la pieza en el plato divisor y hacer un exágono sobre el diametro de 25.4mm 		<ul style="list-style-type: none"> -Fresadora. -Aparato divisor. -Fresa vertical.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Sujetar la pieza en el torno. -Refrentar a 17.46mm -Taladrar a $\phi 6.35\text{mm}$ x 6.14mm. -Mandrinar agujero a $\phi 5.35\text{mm}$ x 7.14mm. -Mecanizar chaflan interior a 45°. -Desbastar rosca externa W 14.28 x $1/16''$. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para refrentar. -Broca de $\phi 6.35\text{mm}$ -Herramienta de corte para desbastar mandrino. -Butil para roscar -Calibre para rosca.

HOJA DE PROCESO: PLATO SELLADOR.

CANTIDAD : 1

MATERIAL : ALUMINIO ANODIZADO.

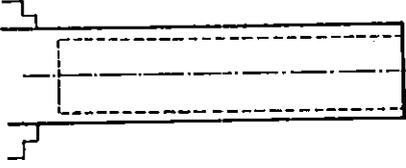
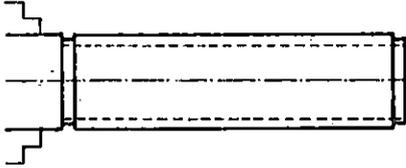
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<p>-Colocar la pieza en el torno.</p> <p>-Refrentar.</p> <p>-Cilindrar a $\phi 12.3\text{mm}$ x 12.7mm</p> <p>-Taladrar a $\phi 6.35\text{mm}$ x 7.14mm</p> <p>-Mandrinar a $\phi 6.35\text{mm}$ x 7.14mm</p>		<p>-Torno.</p> <p>-Burril para refrentar.</p> <p>-Pie de rey.</p> <p>-Broca de $\phi 6\text{mm}$</p> <p>-Herramienta para desbaste, mandrino.</p>
2	<p>-Instalar la pieza en el plato divisor y efectuar 6 agujeros de $\phi 3.18\text{mm}$ equidistantes entre si, cuyo borde estará a 3.97mm del extremo.</p> <p>-Colocar pieza en plato divisor.</p> <p>-Ejecutar sobre el cilindro un eje acanalado que contenga 4 dientes rectos de 1.6mm de ancho de cara con una profundidad de 1.19mm.</p>		<p>-Fresadora.</p> <p>-Aparato divisor.</p> <p>-Fresa de $\phi 1/8''$</p>

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
3	<ul style="list-style-type: none">-Sujetar la pieza en el torno.-Cortar la pieza-Refrentar.-Mandrinar a 9.5mm x 1.6mm-Instalar un empaque de $\phi 9.5 \times 2.38$mm en el cilindro interno de $\phi 9.5 \times 1.39$mm empleando para su adhesión un pegamento para metal empaque.		<ul style="list-style-type: none">-Torno.-Butil para corte.-Herramienta de corte p/escuadras Int.-Adhesivo para metal-polimero

PROCESO DE FABRICACION DEL CILINDRO.
HOJA DE PROCESO : CAMISA DEL CILINDRO.

CANTIDAD : 1

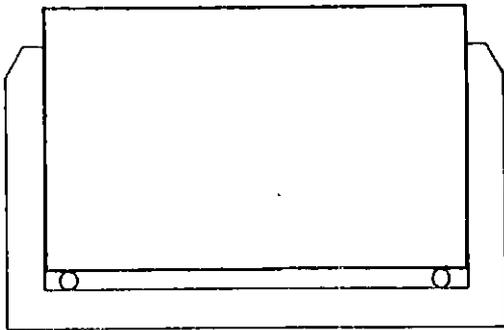
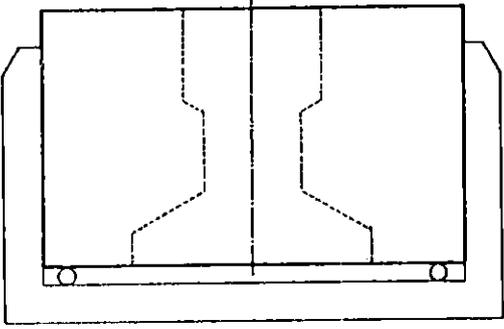
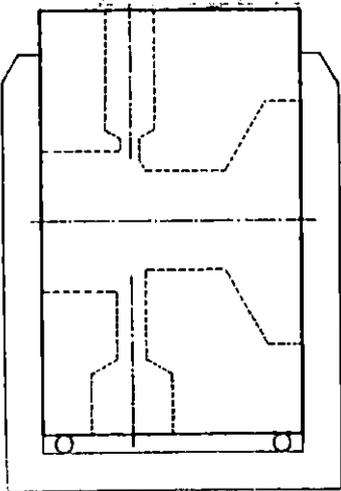
MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

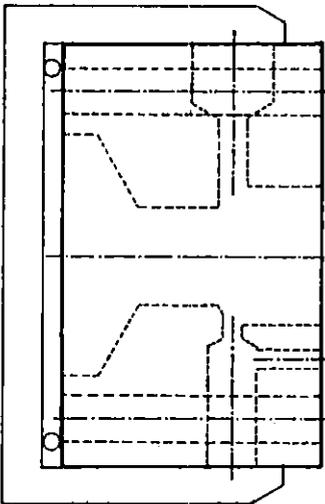
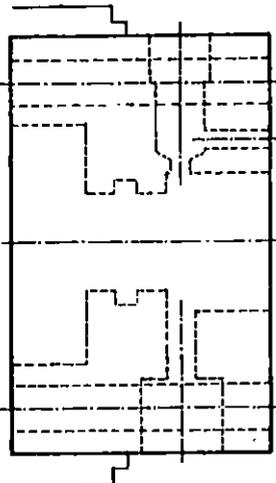
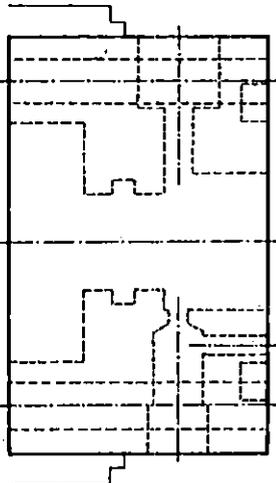
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar la pieza en el torno. -Refrentar. -Taladrar a $\phi 5$, $\phi 10$ y $\phi 20$mm -Alesar a $\phi 25.4$mm -Cilindrado externo a $\phi 31.4$mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para refrentar. -Broca de ϕ: 5, 10 y 20 mm. -Rima de 25.4mm.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cilindrar los extremos a $\phi 30$ h9 x 2.38 -Cortar a 114.3mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Butil para exteriores. -Butil para cortar.

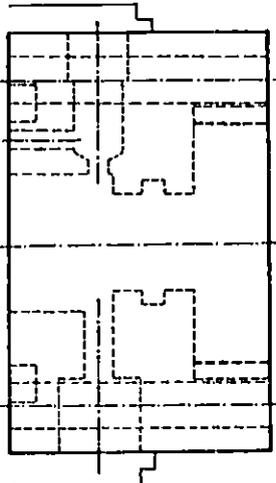
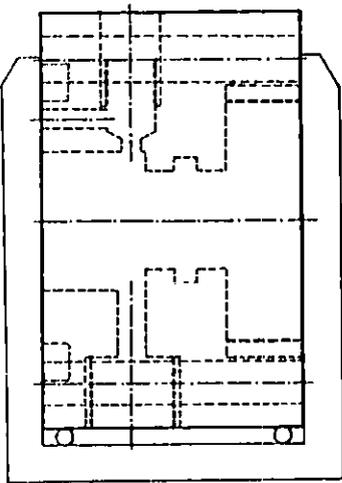
HOJA DE PROCESO : CABEZA DEL CILINDRO.

CANTIDAD : 1

MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	-Colocar la pieza en la fresadora. -Desbastar paralelepipedo y afinar a: a 44 x 44 x 24.4		-Fresadora. -Fresa frontal.
2	-Taladrar a ϕ 5 -Taladrar a ϕ 9 -Taladrar a ϕ 12 x 9 -Taladrar lado opuesto a ϕ 25 x 3		-Brocas de: - ϕ 5 - ϕ 9 - ϕ 12 - ϕ 25
3	-Taladrar a ϕ 2 x 22 -Taladrar a ϕ 5 x 10 -Taladrar lado opuesto a ϕ 3 y a ϕ 8 x 8		-Brocas de: - ϕ 2 - ϕ 3 - ϕ 6

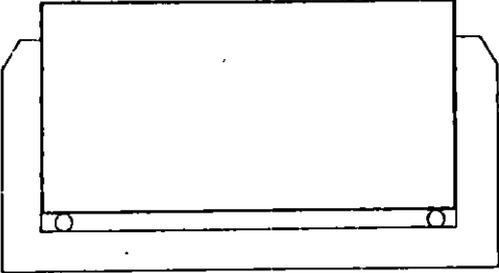
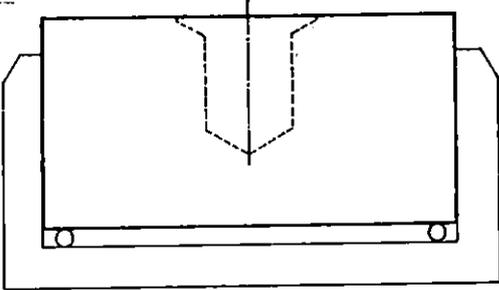
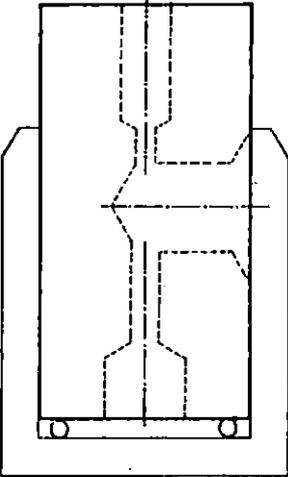
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<p>-Taladro de agujero de ϕ 2x9</p> <p>-Taladrar 4 agujeros de ϕ 4.76</p>		<p>-Broca de ϕ 2.</p>
5	<p>-Colocar en el torno.</p> <p>-Alesado de agujeros de:</p> <p>-ϕ 9 a ϕ 10 H8,</p> <p>-ϕ 12 a ϕ 13 H8,</p> <p>-ϕ 5 a ϕ 6.35x5 H8</p> <p>-Mandrinado de agujero de ϕ 25x8</p>		<p>-Torno.</p> <p>-Barra rectificadora.</p>
6	<p>Ranurado (cuadrado) de:</p> <p>ϕ 25.4 h9 x</p> <p>ϕ 33.33 H8 x 3.</p> <p>-Ranurado (cuadrado) de:</p> <p>ϕ 14.29 H8 x 2.4</p>		<p>-Butil para roscar.</p>

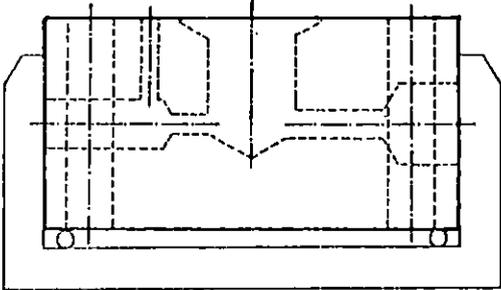
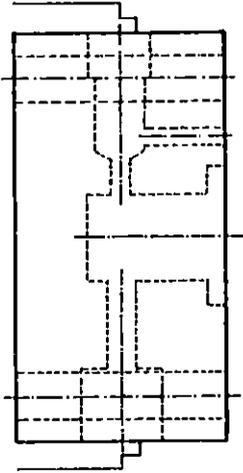
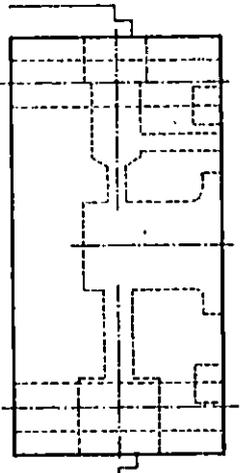
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
7	<p>-Roscado del agujero de ϕ 28.57 a ϕ 28.57 x 1/9"</p>		<p>-Burril para roscar.</p>
8	<p>-Roscado de ϕ 5 a M6 -Roscado de ϕ 3 a G1/8</p>		<p>-Prensa. -Machuelo M6. -Machuelo G 1/8</p>

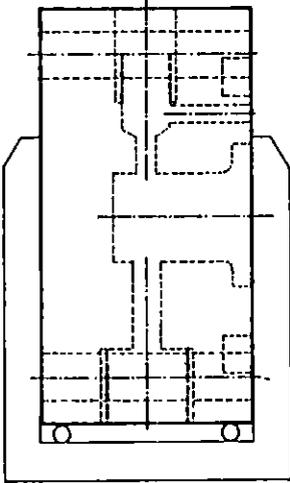
HOJA DE PROCESO : TAPA DEL CILINDRO.

CANTIDAD : 1

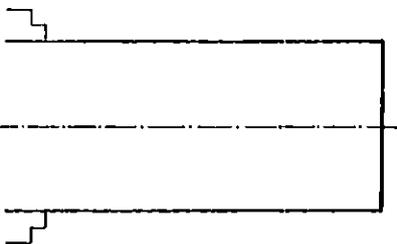
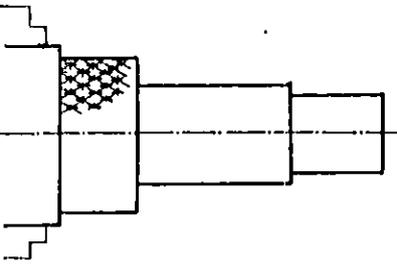
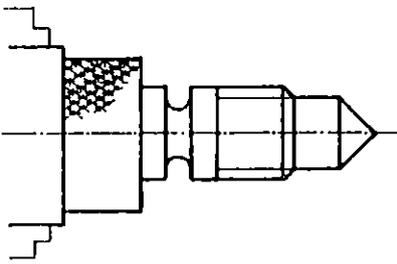
MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<p>-Colocar la pieza en la fresadora.</p> <p>-Desbastar paralelepipedo y afinar a: a 44 x 44 x 22</p>		<p>-Fresadora.</p> <p>-Fresa frontal.</p>
2	<p>-Taladrar a ϕ 9x14</p> <p>-Taladrar a ϕ 12x2</p>		<p>-Brocas de:</p> <ul style="list-style-type: none"> - ϕ 9 - ϕ 12
3	<p>-Taladrar a ϕ 2x22</p> <p>-Taladrar a ϕ 5x13.5</p> <p>-Taladrar lado opuesto a ϕ 3x20 y a ϕ 8x8.</p>		<p>-Brocas de:</p> <ul style="list-style-type: none"> - ϕ 2 - ϕ 5 - ϕ 3 - ϕ 8

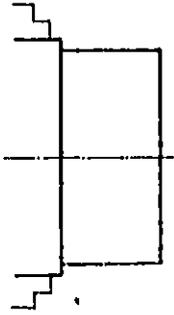
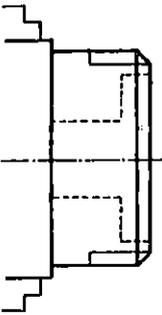
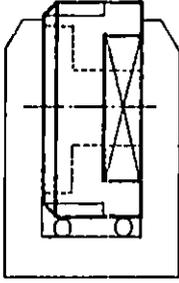
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<p>-Taladrado a ϕ 1x11</p> <p>-Taladrar 4 agujeros a ϕ 4.76</p>		<p>-Broca de ϕ 1/16.</p>
5	<p>-Colocar en el torno.</p> <p>-Alesado de agujero de ϕ 9 a ϕ 9.5H8</p> <p>-Alesado de agujero de ϕ 12 a ϕ 15H8</p> <p>-Mandrinado de agujero de ϕ 15 H8 x 2 y de ϕ 9.5 H8 x 14.5</p> <p>-Cambiar posición y alesar agujero de ϕ 5 a 6.35 H8 x 5.</p>		<p>-Torno.</p> <p>-Barra rectificadora.</p>
6	<p>-Ranurado (cuadrado) ϕ 25.4 h9 x ϕ 33.33 H8 x 3</p>		<p>-Butil de nariz cuadrada.</p>

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
7	<p>-Roscado (machuelado) de ϕ 5 M6.</p> <p>-Roscado de ϕ 8x8 a G 1/8.</p>		<p>-Prensa.</p> <p>-Machuelo M6.</p> <p>-Machuelo G 1/8</p>

HOJA DE PROCESO: TORNILLO REGULADOR DE AMORTIGUACION DEL PISTON.
 CANTIDAD: 2 MATERIAL: BRONCE FOSFORICO.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar la pieza en el torno. -Cilindrar a $\phi 10$ -Refrentar a 25 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para cilindrar. -Butil para refrentar.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cilindrar a $\phi 6.35$ h9 x 16. -Cilindrar a $\phi 5$ x 6. -Moletear. 		<ul style="list-style-type: none"> -Butil para cilindrar. -Butil para afinar. -Moleteadora.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Ranurado redondo. -Formar cono. -Roscar. -Cortar a 2mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Butil. -Herramienta para ranurado redondo. -Butil para rosca M6. -Butil para cortar.

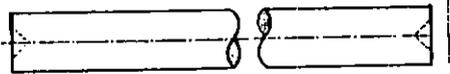
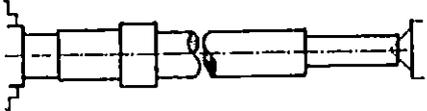
HOJA DE PROCESO : SOPORTE DEL SELLO LIMPIADOR.
 CANTIDAD : 1 MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

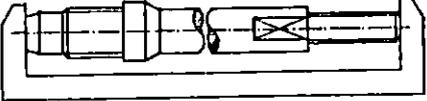
No	OPERACIONES	ESQUETA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Montar la pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrar a ϕ 28.57mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para cilindrar. -Broca para hacer centros.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Taladrar a ϕ 8 -Taladrar a ϕ20x5. -Alesar a ϕ22.22 -Alasar a ϕ10 HB -Mandrinar a 5mm -Roscar M28.57-1/9 -Cortar a 13mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Broca de ϕ 8 y ϕ 20. -Barra rectificadora. -Butil para roscar. -Butil para cortar.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Fresar 2 caras planas paralelas. 		<ul style="list-style-type: none"> -Fresadora. -Fresa frontal.

HOJA DE PROCESO: VASTAGO DEL CILINDRO.

CANTIDAD : 1

MATERIAL: ACERO INOXIDABLE RECOCIDO.

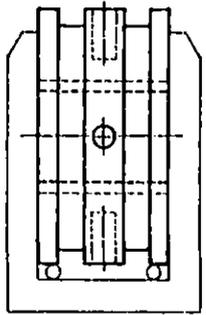
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Montar la pieza en el torno. -Refrentar. -Hacer centro. -Refrentar otro extremo a 181. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para cilindrar. -Broca para hacer centros.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cilindrar a $\phi 14$ -Cilindrar y afinar a $\phi 10$ h9 x 152. -Cilindrar a $\phi 6.35$ x 20. -Cilindrar el otro extremo a $\phi 11.11$ x 21 -Afinar a $\phi 9.5$ h9 x 8. -Afinar a $\phi 13$ h9 x 5. 		<ul style="list-style-type: none"> -Butil para exteriores. -Barra rectificadora.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Roscado W 11.11 x 1/18. -Roscado W 6.35x 1/26. -Vicejar. -Cortar a 185mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Buriles para roscar -Butil para vicejar. -Butil para cortar.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	-Fresado de vástago 12 x 5.		-Fresadora. -Fresa frontal.

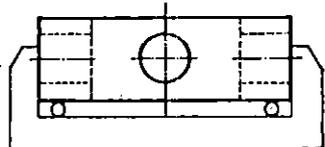
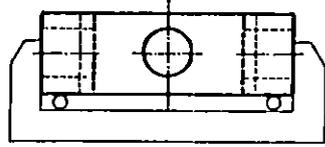
HOJA DE PROCESO : PISTON.

CANTIDAD : 1

MATERIAL : BRONCE.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Montar la pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrar y afinar a $\phi 25.4$ h9. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para cilindrado de exteriores. -Butil para hacer centros. -Barra rectificadora.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Taladra a $\phi 9.5$ -Ranurar gargantas a $\phi 21.67$ h9 x 2.4. -Roscar W 11.11 x 1/18. -Cortar a 12.2mm 		<ul style="list-style-type: none"> -Broca de $\phi 9.5$ -Butil para ranuras cuadradas. -Butil para roscar. -Butil para cortar.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Taladrar 4 agujeros. 		<ul style="list-style-type: none"> -Taladro. -Broca de $\phi 3$.

HOJA DE PROCESO : CONTRATUERCA DEL PISTON.
 CANTIDAD : 1 MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

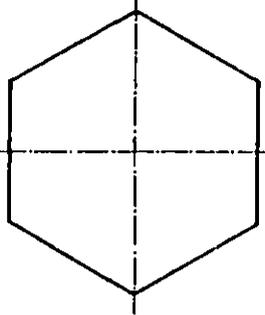
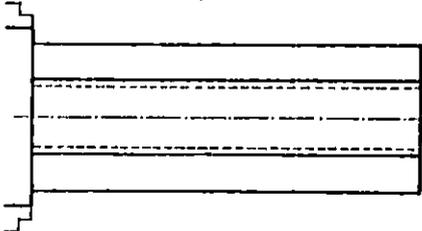
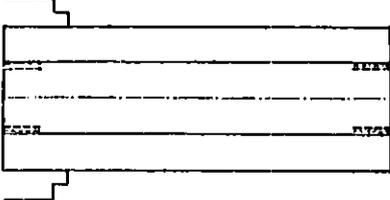
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar la pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrar a ϕ 15. -Cortar a 3mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para cilindrar. -Broca para hacer centros. -Butil para cortar.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Taladrar a ϕ 9.5 -Taladrar 4 agujeros de ϕ 3, uniformemente distribuidos en superficie cilíndrica. 		<ul style="list-style-type: none"> -Broca de ϕ 9.5 -Broca de ϕ 3.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Roscar W 11.11 x 1/18. 		<ul style="list-style-type: none"> -Machuelo W 11.11 x 1/18.

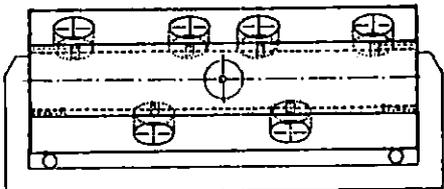
PROCESO DE FABRICACION DE LA VALVULA DE CONTROL DIRECCIONAL.

HOJA DE PROCESO : CAMISA.

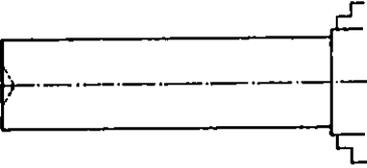
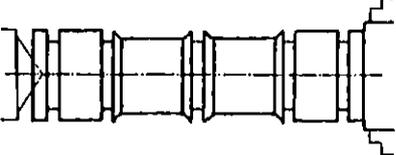
CANTIDAD: 1

MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<p>-Colocar pieza en un plato divisor y hacer barra hexagonal de 26x 80mm.</p>		<p>-Fresadora. -Fresa para hacer tuerca.</p>
2	<p>-Colocar pieza en el torno. -Taladrado a $\phi 12.7 \times 82\text{mm}$. -Rimado a $\phi 13.4\text{mm}$.</p>		<p>-Torno. -Broca de $\phi 12.7\text{mm}$ -Rima ajustable.</p>
3	<p>-Hacer rosca interna $\# 12.5 \times 1/26$ de 8.5mm en ambos extremos de la pieza. -Cortar la pieza a una longitud de 80mm.</p>		<p>-Bunil para hacer rosca interna. -Bunil para cortar.</p>

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<p>-Taladrar agujeros de ϕ 1 mm en 3 caras del hexágono.</p> <p>-Taladrar estos agujeros a ϕ 8 x 6mm de profundidad.</p> <p>-Roscar agujeros a G 1/8".</p>	 <p>The diagram shows a hexagonal part with two horizontal views. The top view shows a hexagon with three small circles representing 1 mm diameter holes on three of its faces. The bottom view shows a hexagon with two larger circles representing 8 mm diameter holes on two of its faces. Dashed lines indicate the depth of the holes and the locations of the threads. The holes are spaced evenly along the length of the part.</p>	<p>-Taladro de columna.</p> <p>-Broca de 1mm.</p> <p>-Broca de 8mm.</p> <p>-Burril para roscar G 1/8.</p>

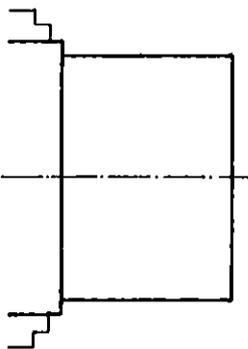
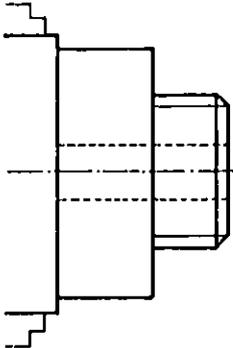
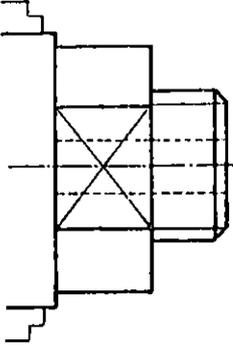
HOJA DE PROCESO : EJE.
 MATERIAL : ALUMINIO.
 CANTIDAD : 1

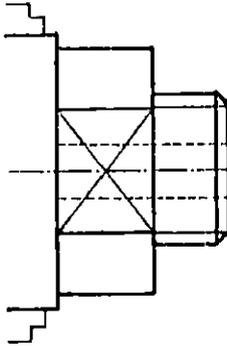
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	-Colocar pieza en el torno. -Refrentar. -Hacer centro. -Cilindrar a 14x 42.5mm. -Afinar a 13 hg x 42.5mm.		-Torno. -Burril para cilindrar. -Broca para hacer centro.
2	-Ranurar gargantas en forma cuadrada en eje 1.6mm x 1.6mm. -Ranurar gargantas en forma V de 2x1.5mm. -Cortar a 46mm.		-Burril para ranurar cuadradas. -Burril para ranurar en V. -Burril para cortar.

HOJA DE PROCESO : TAPON CAMISA.

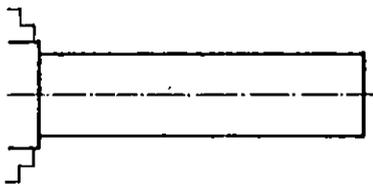
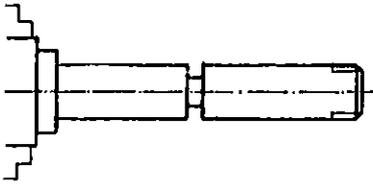
CANTIDAD: 2

MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrado externo a ϕ 25 x 18.5mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Broca para hacer centros. -Burril para cilindrar exteriores.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cilindrado exterior a ϕ 15.5mm. -Taladrar agujero a ϕ 5 x 18mm -Alesar a ϕ 5.5 H8 x 2mm -Roscar. -Cortar. 		<ul style="list-style-type: none"> -Burril para cilindro externo. -Brocas de ϕ5, 8mm. -Rimas ajustables de ϕ 5.5, ϕ8.5mm. -Burril para cortar. -Burril para roscar.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Montar en el plato divisor. -Maquinar las 2 caras planas paralelas. 		<ul style="list-style-type: none"> -Fresadora. -Fresa frontal. -Plato divisor.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<ul style="list-style-type: none">-Colocar en el torno.-Cortar a 18mm.	 A technical drawing of a cylindrical component. The drawing shows a side view of a cylinder with a chamfered (beveled) end on the right side. The chamfer is represented by a 45-degree angle. The drawing includes dashed lines to indicate hidden features, such as the internal diameter and the transition between the chamfered section and the main cylindrical body. The drawing is centered within the 'ESQUEMA' column of the table.	<ul style="list-style-type: none">-Torno.-Butil para cortar.

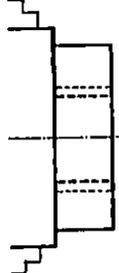
HOJA DE PROCESO : ACTUADOR MANUAL.
 CANTIDAD: 2 MATERIAL : BRONCE.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrar a $\phi 9.5$ x 34mm. 	 <p>The drawing shows a horizontal cylinder with chamfered (refrented) ends. A central horizontal line indicates the axis of symmetry.</p>	<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para refrentar. -Butil para cilindrar.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cilindrar a $\phi 6$ x 32mm. -Afinar a 5.5 hg x 32mm. -Roscar a W5 x 1/16 x 4. -Ranurar garganta de $\phi 3.9$ x 1.6mm. -Cortar a 34mm. 	 <p>The drawing shows a horizontal cylindrical part with several distinct sections. From left to right: a chamfered end, a section with a diameter of 6mm, a section with a diameter of 3.9mm (the neck), and a final section with a diameter of 6mm. A central horizontal line indicates the axis of symmetry.</p>	<ul style="list-style-type: none"> -Butil para cilindrar. -Butil para afinar. -Butil para roscar. -Butil para ranurar gargantas. -Butil para cortar.

HOJA DE PROCESO : BOTON PULSADOR.

CANTIDAD: 2

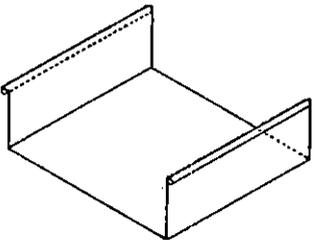
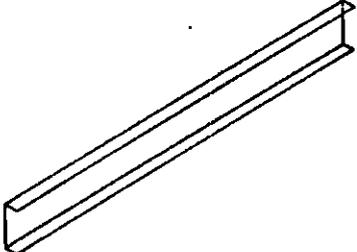
MATERIAL : BRONCE FOSFORICO.

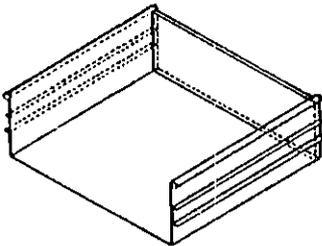
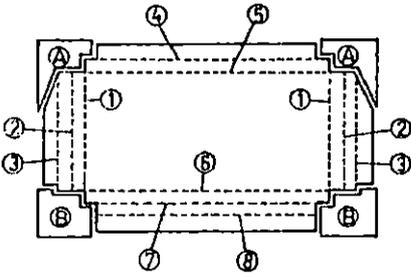
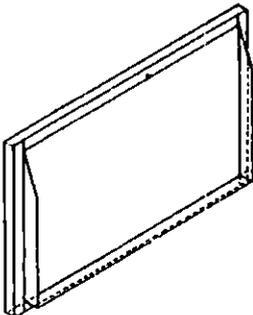
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Colocar pieza en el torno. -Refrentar. -Cilindrar a $\phi 6 \times 4$mm. -Taladrar a $\phi 4.5 \times 5$mm. -Roscar a $M5 \times 1/26 \times 4$mm -Cortar pieza a 4mm de longitud. 		<ul style="list-style-type: none"> -Torno. -Butil para refrentar. -Butil para cilindrar. -Broca de $\phi 4.5$mm. -Machelo. -Butil para cortar.

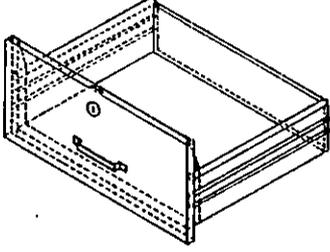
PROCESO DE FABRICACION DE LAS GAVETAS.

HOJA DE PROCESO : GAVETA TIPO A.

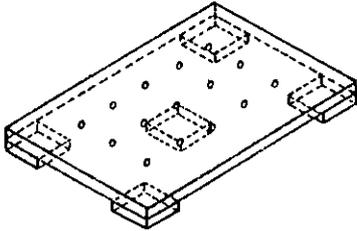
MATERIAL : LAMINA DE HIERRO (1020) DE 1/32".

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar una pieza de lamina de 870x335mm -Doblar la lamina en forma de U con las dimensiones especificadas en el plano de la gaveta. -Ejecutar un dobléz circular en cada extremo de 335mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Cizalla -Dobladora de lamina. -Varilla de ϕ 1/4" para moldear dobléz circular. -Regla graduada. -Rayador. -Cinta metrica. -Escuadra. -Lima.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar 2 piezas de lamina de 335 x 40mm. -Doblar cada pieza en forma de C con dimensiones de 254x8x8mm 		<ul style="list-style-type: none"> -Cizalla -Martillo de bronce. -Dobladora de lamina. -Regla graduada. -Rayador. -Cinta metrica. -Escuadra. -Lima.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar una pieza de 590x140mm -Sustraer una placa de 10x10mm de cada esquina. -Ejecutar los cuatro dobleces 		<ul style="list-style-type: none"> -Cizalladora -Tijera para cortar lamina -Martillo de bronce. -Dobladora. -Regla graduada. -Rayador. -Cinta metrica. -Escuadra. -Lima.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<p>-Soldar las piezas obtenidas en los pasos No.2 y 3. en la pieza del paso No.1</p>		<p>-Equipo de soldadura de puntos -Escuadras.</p>
5	<p>-Cortar una pieza de lamina de 690x250mm. -Sustraer la pieza (A) indicada en el esquema. -Cortar la sección (B). -Ejecutar los dobleces indicados en secuencia 1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7. -Soldar los diferentes empalmes entre dobleces.</p>	 	<p>-Cizalla -Dobladora de lamina. -Tijeras para cortar lamina. -Martillo de bronce. -Equipo de soldadura electrica. -Electrodo.</p>

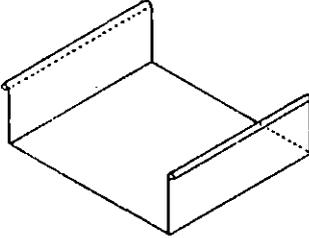
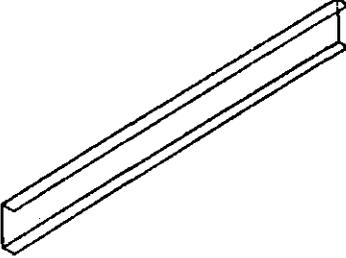
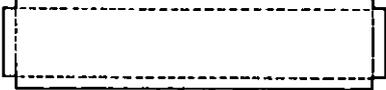
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
6	<ul style="list-style-type: none"> -Unir mediante soldadura las piezas obtenidas en los pasos No. 4 y 5. -Instalar Manecillas y chapa. -Dar acabado con base y pintura. 		<ul style="list-style-type: none"> -Equipo de soldadura de puntos. -Taladro manual -Broca. -Lima. -Escuadra. -Compresor. -Pistola. -Pintura.

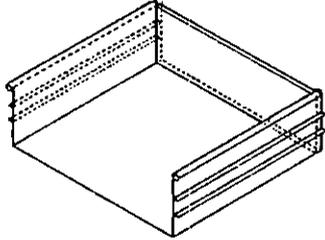
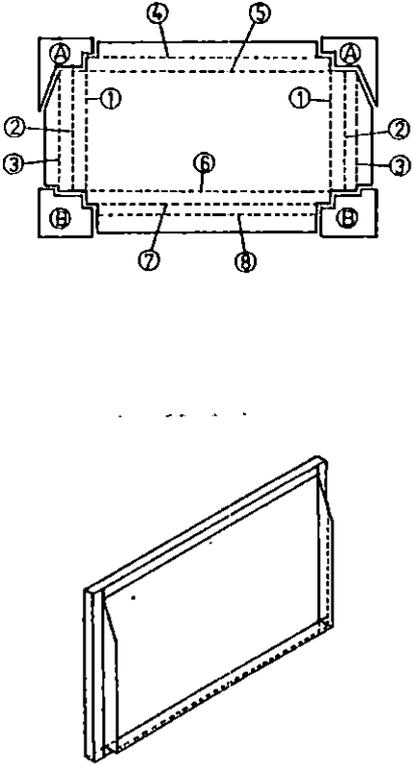
HOJA DE PROCESO : SOPORTE PARA ELEMENTOS NEUMATICOS.
MATERIAL : MADERA (PLYWOOD).

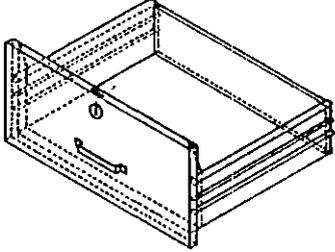
No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar una pieza de madera de 595 x 330mm -Cortar 5 piezas de madera con dimensiones de 40x 40mm. -Taladrar una serie de agujeros tal como se indica en el plano. -Pegar y clavar piezas. 		<ul style="list-style-type: none"> -Sierra eléctrica. -Pegamento (resistol). -Taladro. -Broca. -Lija. -Martillo. -Clavos.

HOJA DE PROCESO : GAVETA TIPO B.

MATERIAL : LAMINA DE HIERRO (1020) DE 1/32".

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
1	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar una pieza de lamina de 910x335mm -Doblar la lamina en forma de U con las dimensiones especificadas en el plano de la gaveta. -Ejecutar un doblado circular en cada extremo de 335mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Cizalla -Dobladora de lamina. -Varilla de ϕ 1/4" para moldear doblado circular. -Regla graduada. -Rayador. -Cinta metrica. -Escuadra. -Lima.
2	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar 2 piezas de lamina de 335x40mm. -Doblar cada pieza en forma de C con dimensiones de 254x8x8mm. 		<ul style="list-style-type: none"> -Cizalla -Martillo de bronce. -Dobladora de lamina. -Regla graduada. -Rayador. -Cinta metrica. -Lima.
3	<ul style="list-style-type: none"> -Cortar una pieza de 590x160mm. -Sustraer una placa de 10x10m de cada esquina. -Ejecutar los cuatro dobleces. 		<ul style="list-style-type: none"> -Cizalla. -Tijera para cortar lamina -Martillo de bronce. -Dobladora. -Regla graduada. -Rayador. -Cinta metrica. -Lima.

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
4	<p>-Soldar las piezas obtenidas en los pasos No.2 y 3. en la pieza del paso No.1</p>		<p>-Equipo de soldadura de puntos. -Escuadra.</p>
5	<p>-Cortar una pieza de lamina de 690x316mm. -Sustraer la pieza (A) indicada en el esquema. -Cortar la sección (B). -Ejecutar los dobleces indicados en secuencia 1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7. -Soldar los diferentes empalmes entre dobleces.</p>		<p>-Cizalladora. -Dobladora de lamina. -Tijeras para cortar lamina. -Martillo de bronce. -Equipo de soldadura electrica. -Electrodo.</p>

No	OPERACIONES	ESQUEMA	HERRM. Y EQUIPO
6	<ul style="list-style-type: none">-Unir mediante soldadura las piezas obtenidas en los pasos No. 4 y 5.-Instalar Maneojllas y chapa.-Dar acabado con base y pintura.		<ul style="list-style-type: none">-Equipo de soldadura de puntos.-Taladro manual-Broca.-Lima.-Escuadra.-Compresor.-Pistola.-Pintura.

CAPITULO IX

9.0 FACTIBILIDAD DE CONSTRUCCION DE LOS ELEMENTOS NEUMATICOS DISEÑADOS.

En este capítulo trata sobre la factibilidad técnica y económica de los elementos neumáticos diseñados.

Se ha encontrado que existe factibilidad técnica de construcción de los elementos neumáticos, ya que con las máquinas herramienta, mano de obra y materiales disponibles ha sido posible la fabricación de los elementos. Para determinar la factibilidad económica de construcción de los elementos neumáticos, se procede a determinar los tiempos de mecanizado de cada una de las piezas de los elementos con su correspondiente costo, para determinar el costo total de mecanizado. Después se determinan los precios de los materiales utilizados en cada uno de los elementos, y luego se determina el precio total de cada elemento que se ha fabricado localmente. Posteriormente, se comparan los costos de los elementos fabricados con los costos de los elementos adquiridos en el mercado internacional.

9.1 VALVULA DE CONTROL DIRECCIONAL DE 5/2 VIAS.

CANTIDAD	ELEMENTO	TIEMPO (h)	COSTO (¢)
1	Camisa	5	625.00
1	Eje	2	250.00
2	Tapón de camisa	1	125.00
2	Actuador manual	1	125.00
2	Botón pulsador	1	125.00
1	Ensamble de piezas	0.5	62.50
TOTAL		10.50	¢1,312.50

Tabla 9.1. Tiempo de mecanizado.

MATERIALES:

- 1 Tubo de bronce 1.1/8" ϕ ext.x 1/2" ϕ int.x 6".....	¢ 44.25
- 1 Barra de Aluminio 3/4" x 3"	¢ 6.30
- 1 Barra de Bronce 1" ϕ x 2"	¢ 19.70
- 6 Oring de Buna-n 014	¢ 11.50
- 2 Oring de Buna-n 006	¢ 4.60
	=====
	TOTAL ¢ 86.35

$$\begin{aligned} \text{Costo de válvula} &= \text{Costo de mecanizado} + \text{costo de materiales} \\ &= 1,312.50 + 86.35 = \text{¢ } 1,398.85 \end{aligned}$$

9.2 VALVULA CHECK.

CANTIDAD	ELEMENTO	TIEMPO (h)	COSTO (¢)
1	Camisa	3	375.00
1	Plato sellador	2	250.00
1	Soporte de resorte	2	250.00
TOTAL		7.0	¢ 875.00

Tabla 9.2. Tiempo de mecanizado.

MATERIALES:

- 1 Barra de Bronce ϕ 1" x 3"	¢ 29.50
- 1 Barra de Aluminio ϕ 3/4" x 3/4".....	¢ 2.10
- 1 Resorte	¢ 5.65
- Buna-n 3/8" ϕ ext. x 1/16"	¢ 0.50
	=====
	TOTAL ¢ 37.75

$$\begin{aligned} \text{Costo de válvula} &= \text{Costo de mecanizado} + \text{costo de materiales} \\ &= 875.00 + 37.75 = \text{¢ } 912.75 \end{aligned}$$

9.3 CILINDRO NEUMATICO DE DOBLE EFECTO.

CANTIDAD	ELEMENTO	TIEMPO(h)	COSTO (¢)
1	-Camisa.	3	750.00
1	-Tapa del cilindro.	4	500.00
1	-Cabeza del cilindro.	5	625.00
2	-Tornillo regulador de amortiguación del pistón.	1.5	187.50
1	-Vástago.	3	375.00
1	-Soporte de sello limpiador.	3	375.00
1	-Pistón.	2	250.00
1	-Contratuerca del pistón.	2	250.00
1	-Ensamble.	1	100.00
TOTAL		24.50	¢3,412.50

Tabla 9.3. Tiempo de mecanizado.

MATERIALES:

- 1 Barra de Bronce solido 2 1/2" ϕ x 2".....¢117.33
- 1 Varilla de Bronce de 1 1/4" ϕ x 4"¢ 60.20
- 1 Varilla de Bronce de 1/2" ϕ x 2"¢ 5.50
- 1 Varilla de Acero inoxidable de 3/4" ϕ x 8"¢ 35.25
- 1 Tubo de Bronce de 1 1/2" ϕ ext. x 1/2" ϕ int. x 6".....¢114.70
- 2 Oring Buna-n 117¢ 4.60
- 2 Oring Buna-n 006¢ 4.60

=====

TOTAL ¢342.18

$$\begin{aligned} \text{Costo de cilindro} &= \text{Costo de mecanizado} + \text{costo de materiales} \\ &= 3,412.50 + 342.20 = \text{¢ } 3,754.70 \end{aligned}$$

ELEMENTOS	MERCADO ALEMAN BOSH (₺)	COSTO DE EMBALAJE Y TRANSPORTE 30%	I.V.A. 13%	VARIOS 30% ¹	TOTAL (₺)
- Válvula Check.	106.67	30.01	13.84	30.01	180.53
- Válvula de 5/2 accionada neumáticamente.	988.47	296.53	128.50	296.53	1,710.03
- Cilindro de doble efecto.	1,266.53	380.00	164.65	380.00	2,191.20
Total: ₺ 4,081.76					

Tabla 9.4. Costo de elementos en el mercado internacional (BOSH).

Se ha demostrado que existe factibilidad técnica de construcción local de estos elementos neumáticos pero no factibilidad económica. Esto último puede superarse al tomar algunas consideraciones como: hacer modificaciones en el diseño, tipos de materiales de construcción, y proceso de fabricación.

Esto es posible alcanzarlo, al adquirir experiencia en el campo de fabricación de elementos neumáticos y así poder competir en el mercado.

9.4 COSTO TOTAL DEL BANCO NEUMATICO.

ELEMENTOS	MERCADO ALEMÁN BOSH (₺)	COSTO DE EMBALAJE 30%	I.V.A. 13%	VARIOS 30% ¹	TOTAL (₺)
- Elementos Neumáticos.	16,717.94	1,227.57	2,173.33	5,015.38	25,134.22

Tabla 9.5. Costo de elementos neumáticos.

¹/ Estimado de costos por fax, llamadas telefónicas, transporte local, trabajo administrativo.

DESCRIPCION	COSTO DE MATERIALES (¢)	MANO DE OBRA (¢)	TOTAL (¢)
Banco Neumático.	5,520.11	2,208.00	7,728.11
Receptáculos de hule.			3,825.00
Total:			¢ 11,553.15

Tabla 9.6. Costo del banco neumático.

El costo de los elementos contruidos se obtiene al sumar los costos individuales, los cuales son:

	Válvula Check.	Válvula 5/2 accionada neumaticamente.	Cilindro de doble efecto.	Costo Total
Costo (¢)	912.75	1,398.85	3,754.70	6,066.30

Tabla 9.7

Por lo tanto el costo total del banco es:

¢ 25,134.22
 ¢ 11,553.15
 ¢ 6,066.30
 =====

Costo total del banco: **¢ 42,753.67**

A continuación se presenta un cuadro, de precios de panel y banco neumático según catálogos de empresa Alemana BOSH con el objeto de comparar precios.

Nota: precios en colones.

DETALLE	MERCADO ALEMAN BOSH (¢)	COSTO DE EMBALAJE 30%	I.V.A. 13%	VARIOS 30% ²	TOTAL (¢)
Panel de sujeción 1130 x 650.	8,306.67	2,492.00	1,079.87	2,492.00	14,370.54
Estructura del Banco.	27,008.53	8,102.56	3,511.11	8,102.56	46,724.76
Banco Didáctico Neumático: ¢ 61,095.30					

Tabla 9.8

DETALLE	ESTRUCTURA DEL BANCO(¢)	BANCO TOTAL (¢)
CONSTRUIDO LOCALMENTE.	7,728.11	11,553.15
IMPORTADO.	46,724.76	61,095.30

Tabla 9.9. Cuadro comparativo.

²/ Estimado de costos por fax, llamadas telefónicas, transporte local, trabajo administrativo.

CAPITULO X

10.0 PROPUESTA DE GUIAS PARA PRACTICAS DE LABORATORIO.

Para la elaboración de guías de laboratorio práctico se toman como base los circuitos del capítulo IV.

Cada practica esta estructurada de la siguiente forma: nombre de la practica, objetivos, equipo, planteamiento, esquema de distribución, procedimiento, y finalmente se presenta al estudiante una sección de preguntas y tareas.

A continuación se sugiere la distribución de practicas de laboratorio para la asignatura de Sistemas Hidráulicos y Neumáticos, de la siguiente manera:

PRACTICA	No. DE GUÍA
- PRIMERA	2, 3
- SEGUNDA	4, 5, 6
- TERCERA	7, 8
- CUARTA	9, 10

OBSERVACION:

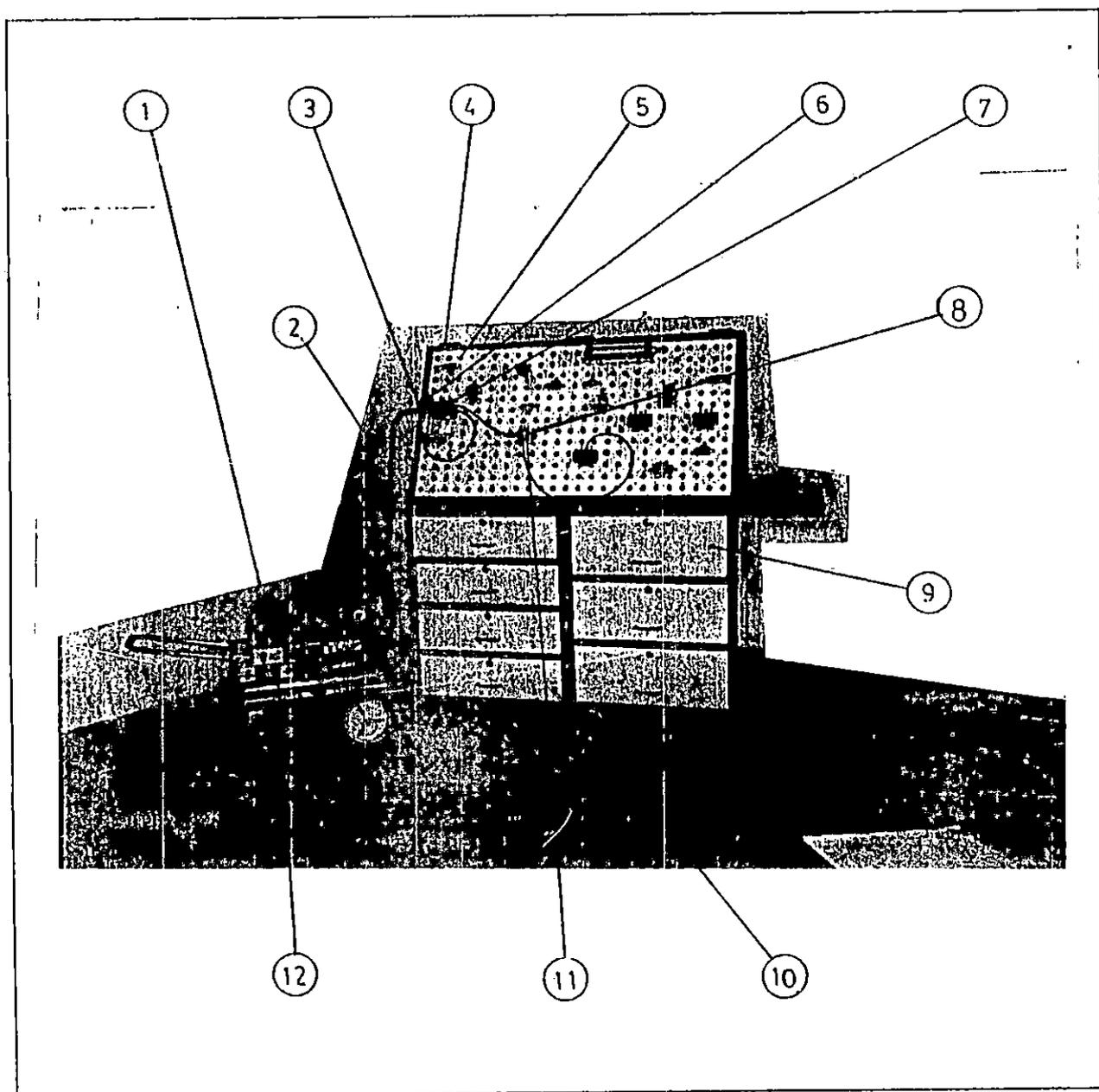
La guía No. 1, trata sobre uso y normas de seguridad a tomar en cuenta para la realización de las practicas, por lo que el usuario siempre deberá tener presente la guía No. 1, en cada practica.

En la asignatura técnica electiva de Neumática se sugiere la realización de todas las practicas presentadas en este documento.

PRACTICA No. 1
USO Y NORMAS DE SEGURIDAD.

OBJETIVOS:

- Familiarizarse con el sistema neumático para la realización de las practicas.
- Garantizar el uso adecuado del equipo.



Sistema neumático con dos puestos de trabajo
(lado anterior y posterior del banco).

DESCRIPCION DEL SISTEMA

- 1.- Compresor.
- 2.- Manguera del compresor.
- 3.- Filtro regulador lubricador (F.R.L.)
- 4.- Panel de sujeción de elementos neumáticos.
- 5.- Receptáculos de hule.
- 6.- Regulador de presión.
- 7.- Válvula de paso de aire (válvula 2/2).
- 8.- Distribuidor.
- 9.- Gavetas contenedoras de accesorios.
- 10.- Gavetas contenedoras de elementos neumáticos.
- 11.- Tapones para acople rápido.
- 12.- Válvula de cierre del compresor.

OPERACIONES PRELIMINARES PARA EL USO DEL BANCO.

- 1.- Instalar el F.R.L. en el panel de sujeción, y asegurarse que la válvula de paso de aire este cerrada.
- 2.- Conectar la manguera del compresor al F.R.L. teniendo el cuidado de no retorcerla.
- 3.- Energizar el compresor y permitir el paso del flujo de aire abriendo la válvula del compresor.
- 4.- Regule el F.R.L. a 6 bar por medio de la válvula reguladora de presión.
- 5.- Instalar el distribuidor con sus respectivos tapones.
- 6.- Arme el circuito de la practica a realizar.
- 7.- Revisar conexiones y solicitar la autorización del instructor para alimentar el circuito.
- 8.- Abra la válvula de paso de aire.
- 9.- Desarrolle la practica.

OPERACIONES PARA EL DESMONTAJE DEL CIRCUITO Y DESENERGIZACION DEL SISTEMA

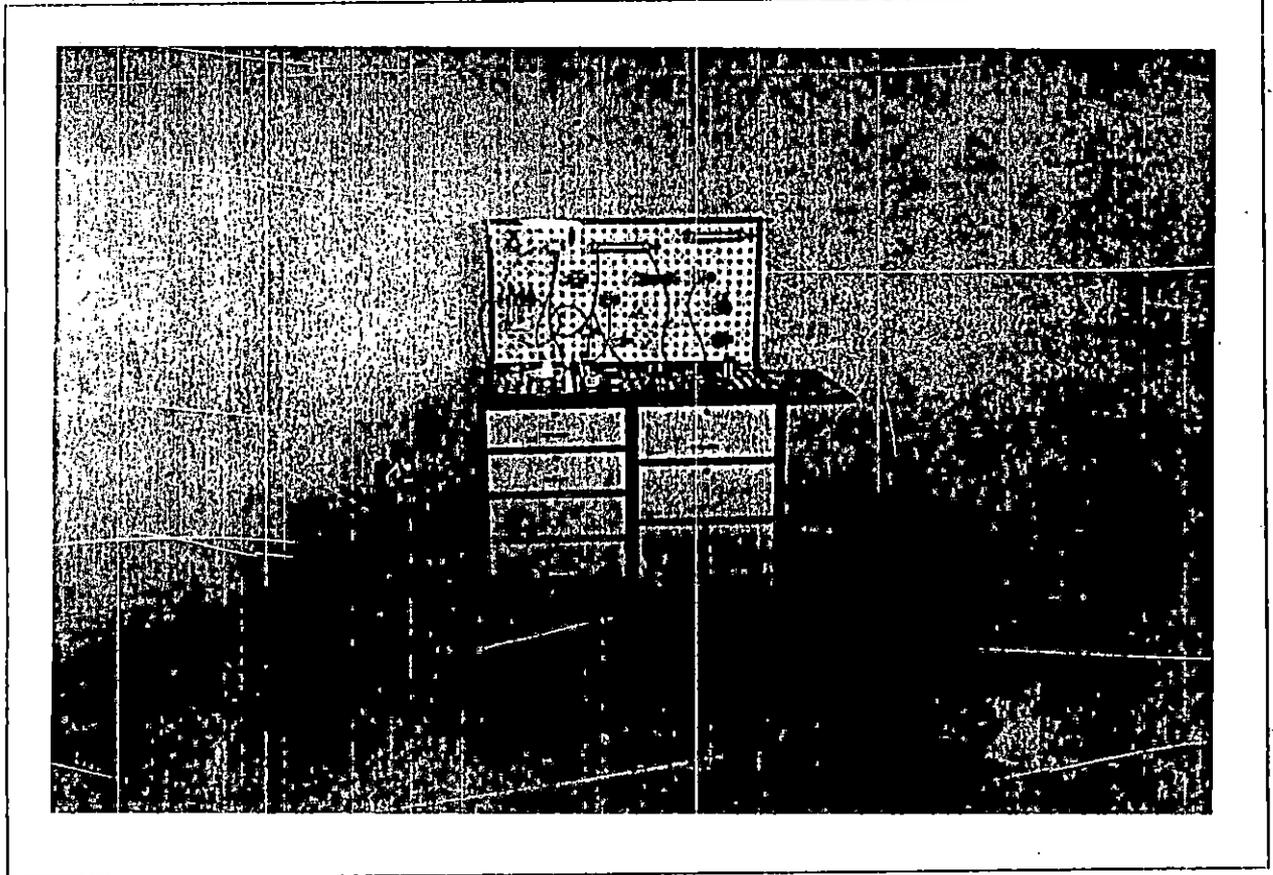
- 1.- Cierre la válvula de paso de aire.
- 2.- Retire los elementos neumáticos del circuito teniendo el cuidado de no palanquearlos excesivamente para evitar el deterioro prematuro de las receptáculos de hule.
- 3.- Cerrar la válvula de cierre del compresor.
- 4.- Desacoplar el F.R.L.
- 5.- Desmontar el F.R.L.
- 6.- Entrega y revisión del equipo utilizado.

CONVERTIBILIDAD DEL BANCO.

El banco neumático mostrado en la figura anterior también puede adecuarse para un solo puesto de trabajo, tal como se muestra en la siguiente figura. En este caso se tiene una mayor área de trabajo disponible para la formación de circuitos más complejos.

En la conversión del banco hay que tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- a.- El panel deberá estar libre de cualquier elemento neumático además se tendrá que verificar que no existe ningún objeto abajo del banco.
- b.- Esta operación deberá ejecutarse con un mínimo de dos personas uno a cada extremo lateral del banco, girando hacia arriba la parte posterior del panel y en consecuencia hacia abajo la parte anterior de este.
- c.- Fijar el panel a través de las dos escuadras en sus extremos laterales.



MANTENIMIENTO DEL BANCO.

- Se recomienda la aplicación de talcos al interior de los receptáculos de hule para disminuir la fricción entre las espigas de los soportes de los elementos neumáticos y los receptáculos (cada semestre).
- Mantener el nivel de aceite del F.R.L. a un mínimo de 1/3 de su capacidad.
- Cubrir con un toldo el banco neumático para protegerlo de la interperie (polvo, humedad, etc).

PRACTICA No. 2
CIRCUITO DE PRESIÓN DIFERENCIAL.

OBJETIVO:

- Construir un circuito regenerativo con un cilindro de doble efecto y observar como las velocidades en la extensión y la retracción son diferentes para un caudal constante proporcionado por el compresor.

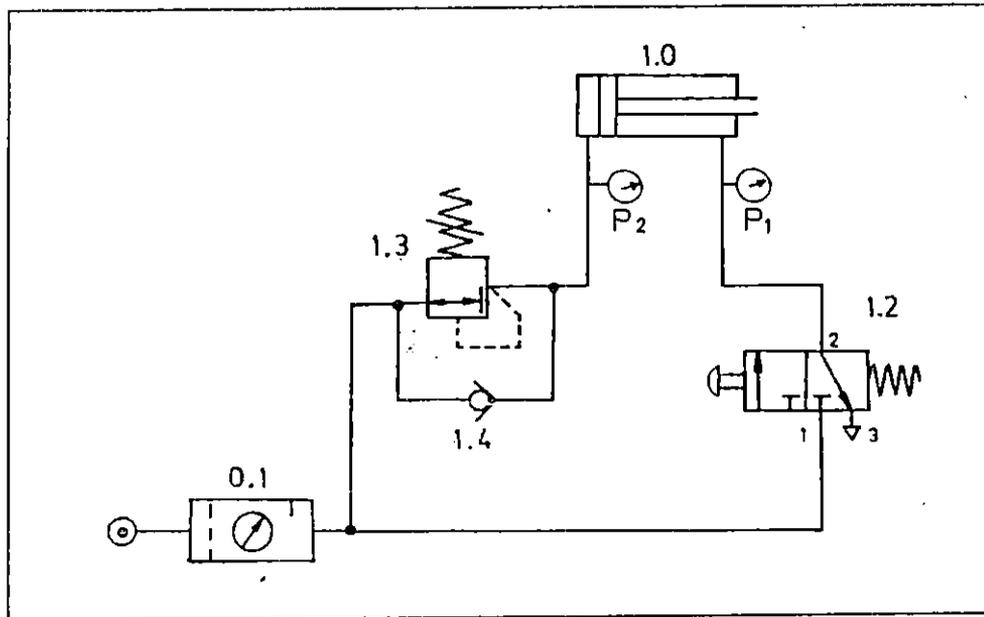
EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula de control de presión.
- 1 Válvula check.
- 1 Válvula de 3/2, pulsador-resorte.
- 2 Manómetros.
- 1 F. R. L.
- 1 Cronómetro.
- 1 regla graduada.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T"
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Uso de un cilindro de doble efecto, el cual se extiende a una velocidad mayor que la de retracción, a causa de la regeneración del aire al actuar una válvula manualmente.

La fuerza de extensión y retracción podrán regularse a través de una válvula reductora de presión.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Obtenga los elementos necesarios para la construcción del circuito.
- 2.- Arme y energice el circuito según guía No. 1.
- 3.- Actué la válvula 1.2, permitiendo que se extienda el vástago.
 - a.- Mida la velocidad de extensión V_E _____
($V_E = \text{longitud de la carrera/tiempo}$).
 - b.- Anote las presiones P_1 _____ y P_2 _____
 - c.- Calcule la fuerza de extensión teórica del vástago

$$F_E = P_1 (A_1 - A_2):$$

$$A_1 : \text{Area del émbolo.}$$

$$A_2 : \text{Area del émbolo} - \text{Area del vástago.}$$

- 4.- Desactive la válvula 1.2, permitiendo la carrera de retracción.
 - a.- Mida la velocidad de retracción V_R _____
 - b.- Anote las presiones P_1 _____ y P_2 _____
 - c.- Calcule la fuerza teórica de retracción $F_R = P_2 A_2$.
- 5.- Intercambie las conexiones de entrada y salida del cilindro.
Repita los pasos 3 y 4.
- 6.- Desenergice y desarme según guía No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Haga el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito.
- 3.- ¿Que relación de áreas debe existir entre cabeza y tapa del cilindro para que la fuerza en la carrera de extensión y retracción sean iguales?
 - a) Asumiendo que $P_2 = P_1$.
 - b) Asumiendo que $P_2 < P_1$.
 - c) Asumiendo que $P_2 > P_1$.
- 4.- ¿Existe alguna relación de áreas para la cual la velocidad en la carrera de retracción es mayor o al menos igual que en la de extensión?.
- 4.- ¿Es necesaria la válvula 1.4?
- 5.- Construya el diagrama de funcionamiento de este circuito omitiendo la válvula 1.4.
- 6.- ¿Que aplicación puede dársele a un circuito de este tipo?

PRACTICA No. 3.

CIRCUITO DE ACCIONAMIENTO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO OPERADO
POR UN CONTROL NEUMATICO SEMIAUTOMATICO.

OBJETIVOS:

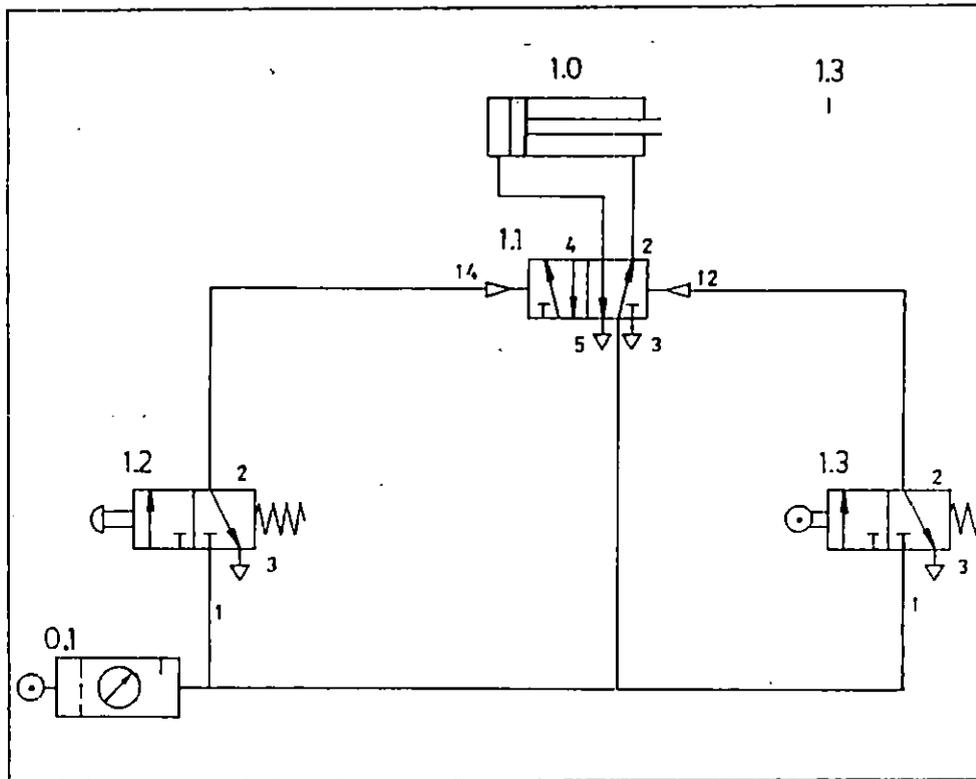
- Comprender la operación de un circuito de control neumático semiautomático.
- Construir un circuito de control neumático semiautomático.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula de 3/2 vías, de operación manual con retorno a resorte.
- 1 Válvula 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 1 Válvula 3/2 vías, de rodillo con retorno a resorte.
- 1 Corredera para válvula de rodillo.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T"
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Se requiere un circuito neumático que simule un sistema en el cual un cilindro de doble efecto con un control semiautomático que permita que el pistón se extienda y luego se retraiga en cada ciclo de trabajo.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Selección de los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema.
- 2.- Construya el circuito semiautomático de control según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio No. 1.
- 4.- Opere el circuito.
 - a.- Oprimiendo transitoriamente la válvula 1.2.
 - b.- Oprimiendo continuamente la válvula 1.2.
- 5.- Antes de conectar o desconectar componentes asegúrese de cerrar la válvula en la provisión de aire, que no haya presión en la tubería, y que la línea de presión este desconectada. (véase procedimiento en guía de laboratorio práctico No. 1.)

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describir el funcionamiento del esquema de distribución.
- 3.- ¿Porqué, la carrera de extensión y retracción es ejecutada al oprimir momentáneamente la válvula 1.2, y porqué, el cilindro se detiene en la posición de extensión al oprimir continuamente hasta liberar el botón pulsador?. Explique.
- 4.- Construya un circuito de control semiautomático que ejecute la carrera de retracción y luego la carrera de extensión. En este circuito, la operación momentánea de la válvula 1.2, retornara al cilindro 1.0, y lo extenderá automáticamente, y la operación continua dejará la cilindro en la posición de retraído.

PRACTICA No. 4.
CIRCUITO PARA ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN
CILINDRO DE DOBLE EFECTO.

OBJETIVO:

- Simular una válvula de simultaneidad por medio de la conexión en serie de dos válvulas de 3/2 vías equipadas de pulsadores.

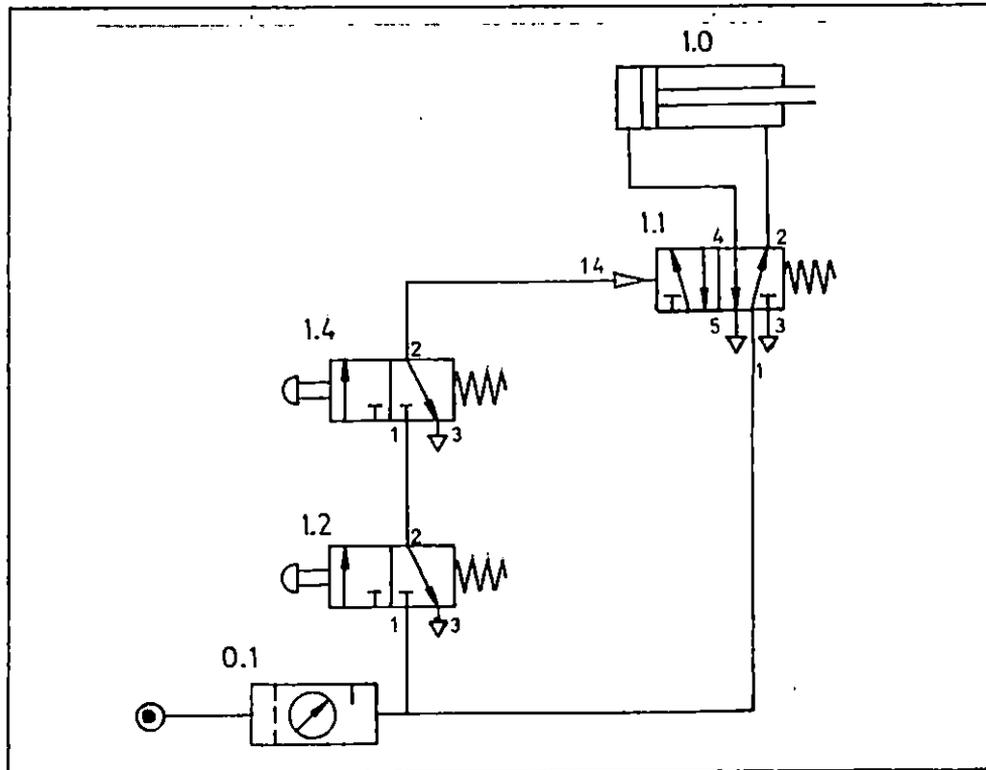
EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Válvulas de 3/2 vías, operadas por pulsador, retorno a resorte.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula de 5/2 vías, accionada neumáticamente, retornada a resorte.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

El vástago de un cilindro de doble efecto deberá avanzar al oprimirse simultáneamente los pulsadores de dos válvulas de 3/2 vías.

El cilindro deberá retroceder a su posición normal, si se suelta uno de los dos pulsadores.



ESQUEMA DE DISTRIBUCIÓN.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de control automático según el esquema.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio No. 1.

- 4.- Opere el circuito
 - a.- Oprimiendo la válvula 1.2.
 - b.- Oprimiendo la válvula 1.4.
 - c.- Oprimiendo simultáneamente la válvula 1.2 y 1.4.
 - d.- Oprimiendo primero la válvula 1.2 y luego la válvula 1.4.
 - e.- Después de realizar el paso (c) suelte el pulsador 1.2.
¿Que sucede?
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la práctica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construya el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito en concordancia con el esquema de distribución.
- 3.- Reproduzca la función Y utilizando:
 - a) Las válvulas 1.2 y 1.4 con una válvula de simultaneidad.
 - b) Las válvulas 1.2 y 1.4 con una válvula de 3/2 vías, operada por piloto neumático, retornada por resorte.
- 4.- Investigue las ventajas y desventajas de las tres posibilidades de realizar la función Y.

PRACTICA No. 5.

CIRCUITO PARA ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN CILINDRO
DE DOBLE EFECTO UTILIZANDO VÁLVULA LÓGICA.

OBJETIVOS:

- Construir y operar un circuito neumático con una secuencia definida por medio de elementos lógicos (procesadores).
- Interpretar la manera de operación de las válvulas de simultaneidad.

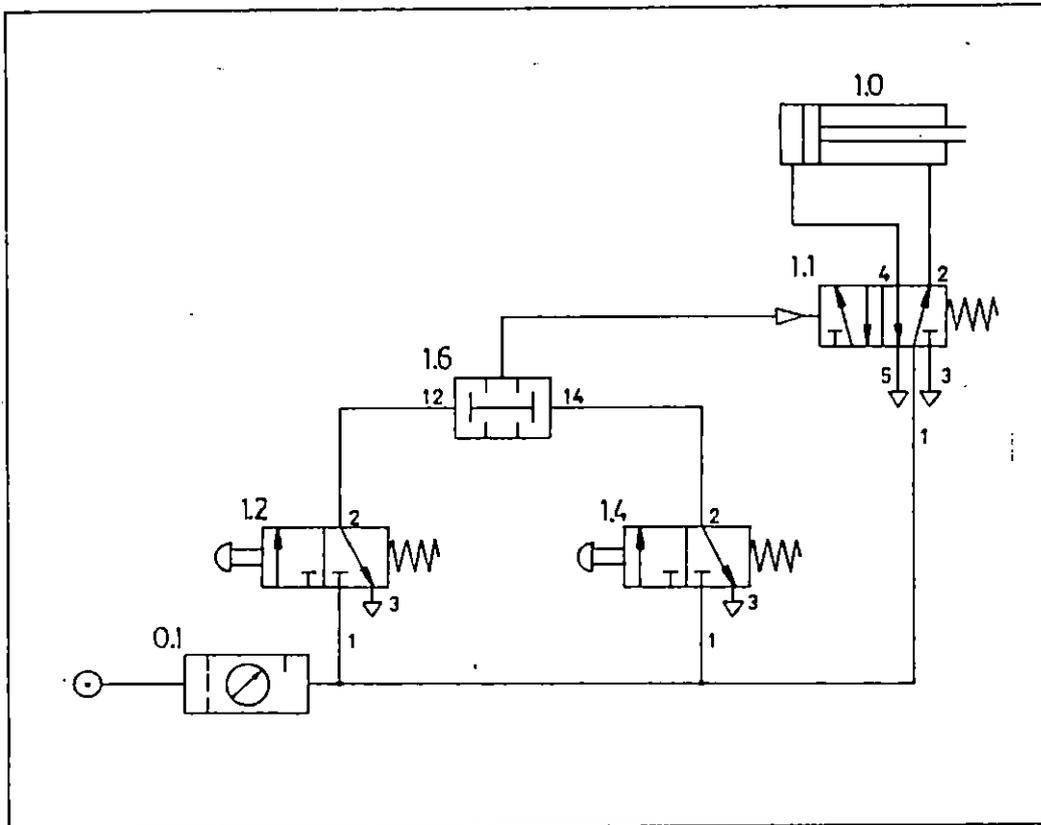
EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Válvula 5/2 vías, accionada neumáticamente, retornada a resorte.
- 2 Válvula 3/2 vías operadas por pulsador, retorno a resorte.
- 1 Válvula de simultaneidad.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

El vástago de un cilindro de doble efecto deberá avanzar al oprimirse simultáneamente los pulsadores de dos válvulas de 3/2 vías.

El cilindro deberá retroceder a su posición normal si se suelta uno de los dos pulsadores.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de accionamiento indirecto según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio No. 1.
- 4.- Opere el circuito:
 - a.- Oprimiendo momentáneamente la válvula 1.2.
 - b.- Oprimiendo momentáneamente la válvula 1.4.
 - c.- Oprimiendo continuamente la válvula 1.2 y 1.4 simultáneamente.
 - d.- Suelte la válvula 1.2, oprimida en el paso anterior.
 - e.- Repita el paso (c) y luego suelte la válvula 1.4.

- 5.- Antes de desconectar los componentes, asegúrese de cerrar la válvula en la provisión de aire. Siga las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito en concordancia con el esquema de distribución.
- 3.- Explique que sucede si las válvulas 1.2 y 1.4, no se oprimen simultáneamente.
- 4.- Confeccione un esquema de distribución que realice la misma función con los mismos elementos a excepción de la válvula lógica.
- 5.- Investigue cual es la tabla de valores (o tabla de verdad) para la válvula de simultaneidad. ¿Se cumple esa tabla para el esquema de distribución?
- 6.- Si las válvulas 1.2 y 1.4, son alimentadas con diferentes valores de presión. Explique los efectos que se obtendrían en la válvula de simultaneidad.

PRÁCTICA No. 6.
CIRCUITO PARA ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN CILINDRO
DE DOBLE EFECTO UTILIZANDO VÁLVULAS LIMITE.

OBJETIVOS:

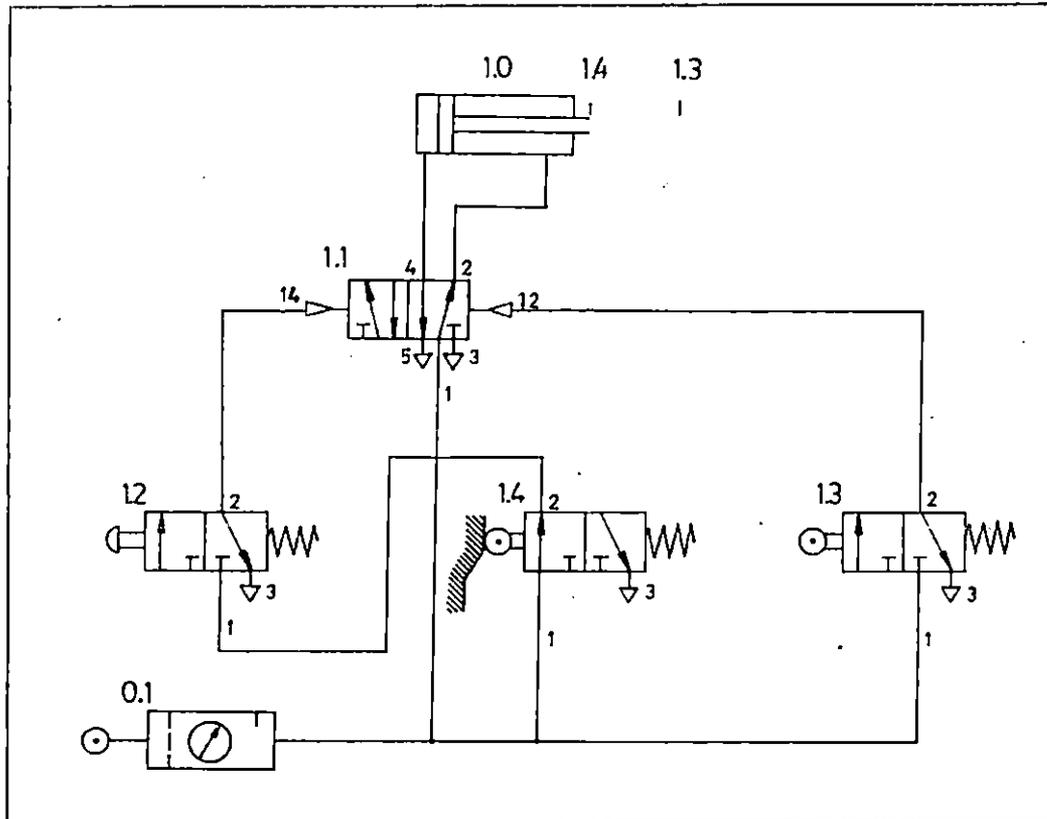
- Comprensión y familiarización con la función de un circuito de control con un cilindro de doble acción.
- Construir un circuito de control automático que opera con un cilindro de doble acción.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula 3/2 vías, de operación manual con retorno a resorte.
- 1 Válvula 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 2 Válvulas de rodillo de 3/2 vías, con retorno a resorte.
- 1 Corredera para válvulas de rodillo.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Se requiere un circuito neumático que simule un sistema en el cual un cilindro de doble efecto realice un ciclo de trabajo (extensión y retracción) al oprimir un pulsador de una válvula de control direccional.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de control automático según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio No. 1.
- 4.- Opere el circuito:
 - a.- Oprimiendo momentáneamente la válvula 1.2.
 - b.- Oprimiendo continuamente la válvula 1.2.

- 5.- Antes de desconectar los componentes, asegúrese de cerrar la válvula en la provisión de aire. Siga las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construya el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito en concordancia con el esquema de distribución.
- 3.- Si se intercambian las conexiones en los puertos 4 y 2 de la válvula 1.1, y se intercambian las conexiones de control de extensión y retracción en el cilindro. ¿Cambiará la operación del circuito de control?
- 4.- La válvula 1.2, esta conectada entre la válvula 1.4 y el piloto 14 de la válvula 1.1. ¿Que sucederá si se cambia la ubicación de la válvula 1.2, de modo que éste entre el suministro de aire y la entrada de presión de la válvula 1.4?.
- 5.- ¿Que sucederá si se cambia la ubicación de la válvula 1.2, de modo que esté entre la válvula 1.3 y el piloto 12 de la válvula 1.1?.

PRACTICA No. 7.
CIRCUITO DE DOBLE PRESION.

OBJETIVOS:

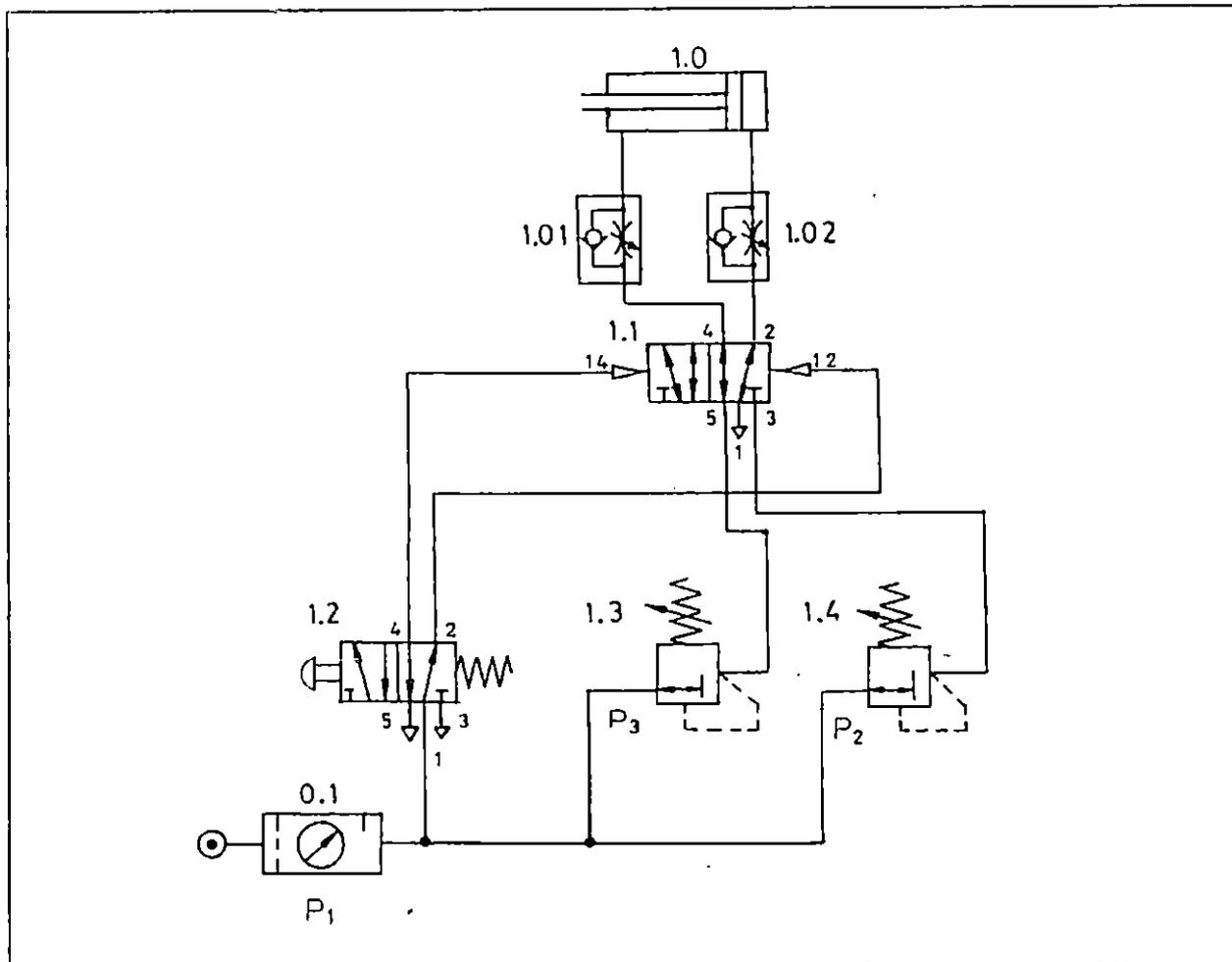
- Construir y operar un circuito que proporcione fuerzas de diferente magnitud, de extensión y retracción en un cilindro de doble efecto, utilizando válvulas reductoras de presión.
- Observar que efecto tienen las válvulas reductoras de presión en la velocidad de un actuador.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Válvulas de control de flujo.
- 1 Válvula de 5/2, de accionamiento neumático.
- 1 Válvula de 5/2, palanca-resorte.
- 2 Válvulas reguladoras de presión.
- 3 Manómetros.
- 1 F. R. L.
- 1 Cronómetro.
- 1 Regla graduada.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Uso de un cilindro de doble efecto para la obtención de fuerzas diferentes en la carrera de extensión y retracción debido al uso de válvula reguladoras de presión. El ciclo se completara al mantener actuada una válvula de vías, palanca mecánica, durante la carrera de extensión.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya y energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 3.- Regule las válvulas 1.3 y 1.4 a 2 y 5 bar, respectivamente.
- 4.- Actué la válvula 1.2, permitiendo que se extienda el vástago del cilindro.

5.- Anote las siguientes magnitudes:

a.- $P1 = \underline{\hspace{2cm}}$, $P2 = \underline{\hspace{2cm}}$ y $P3 = \underline{\hspace{2cm}}$

b.- Mida las velocidades: $V_e = \text{carrera}/t_e$ y $V_r = \text{carrera}/t_r$
 $t_e = \underline{\hspace{2cm}}$, $t_r = \underline{\hspace{2cm}}$, $\text{carrera} = \underline{\hspace{2cm}}$

6.- Cambie las conexiones de alimentación en el cilindro 1.0 y mida las siguientes magnitudes:

a.- $P1 \underline{\hspace{2cm}}$, $P2 \underline{\hspace{2cm}}$ y $P3 \underline{\hspace{2cm}}$

b.- Mida las velocidades: $V_e = \text{carrera}/t_e$ y $V_r = \text{carrera}/t_r$
 $t_e = \underline{\hspace{2cm}}$, $t_r = \underline{\hspace{2cm}}$, $\text{carrera} = \underline{\hspace{2cm}}$

7.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la práctica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.

2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.

3.- ¿Noto cambio en las velocidades medidas en los literales 5b y 6b ?, si existe cambio, explique porqué?

4.- Construya un circuito que realice la función del circuito anterior, usando válvulas límite.

PRACTICA No. 8.
CONTROL NEUMATICO SEMIAUTOMÁTICO DE UN CILINDRO DE
DOBLE EFECTO CON TRES MANDOS MANUALES.

OBJETIVOS:

- Construir un circuito de accionamiento de un cilindro con tres transmisores de señales utilizando válvulas selectoras.
- Analizar la función lógica "O".

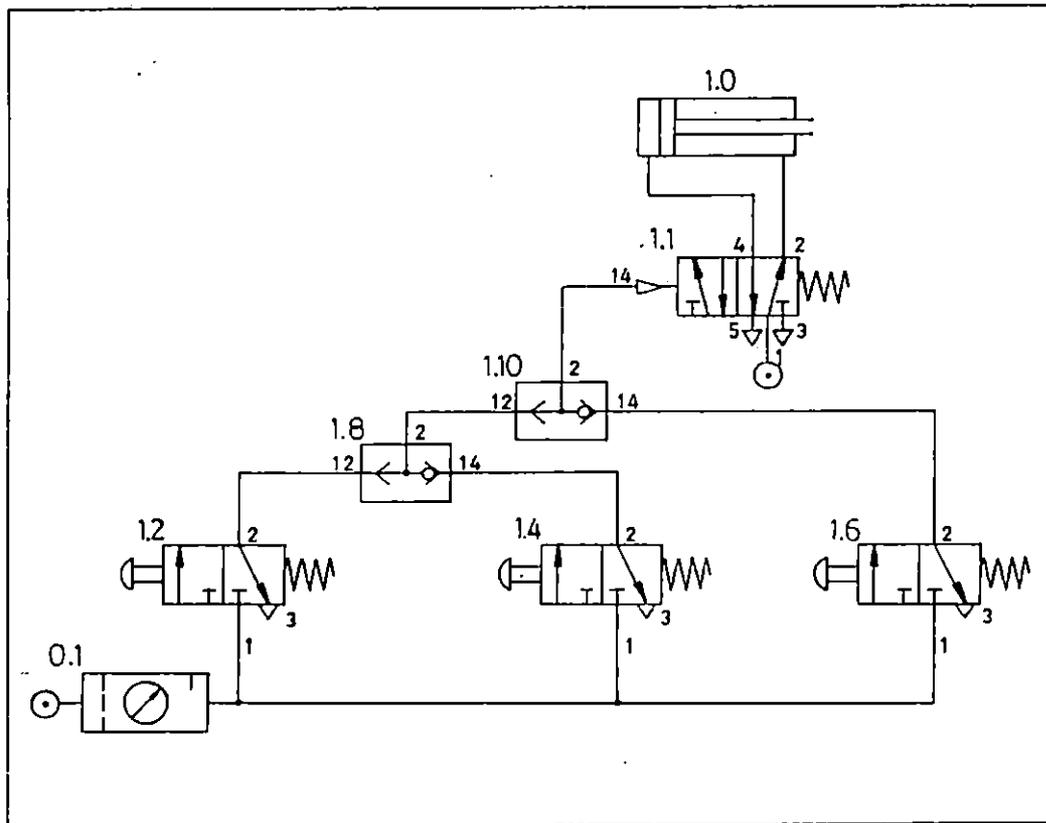
EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula de 5/2 vías, accionamiento neumático y retornada por resorte.
- 2 Válvulas selectoras.
- 3 Válvulas de 3/2 vías, operadas por pulsador y retornada por resorte.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

El vástago de un cilindro deberá avanzar al oprimirse uno o más pulsadores de las tres válvulas de 3/2 vías.

El cilindro deberá retroceder a su posición normal si se suelta uno de los tres pulsadores.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de tres mandos según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.

4.- Opere el cilindro:

- a. Oprimiendo la válvula 1.2, liberandola unos segundo después.
- b. Repita el numeral (a) para las válvula 1.4 y 1.6.
- c. Oprima simultáneamente las válvulas 1.2 y 1.4, luego suelte uno de los pulsadores.
- d. Repita el numeral (c) para las válvulas 1.2 y 1.6, y luego para las válvulas 1.4 y 1.6.
- e. Oprima simultáneamente los pulsadores de las válvulas 1.2, 1.4 y 1.6, luego suelte uno de los pulsadores.

5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- Investigue la tabla de valores (tabla de verdad) para la válvula selectora.
- 4.- ¿Qué sucedería si se elimina la válvula 1.10 en el esquema de distribución?. Explique.
- 5.- ¿Qué sucedería si los puertos 1 de las válvulas 1.2 y 1.4, fuesen alimentadas a diferentes presiones?. Explique.

PRACTICA No. 9.

SIMULADOR DE UN DISPOSITIVO DE SUJECIÓN A DIFERENTES PRESIONES.

OBJETIVO:

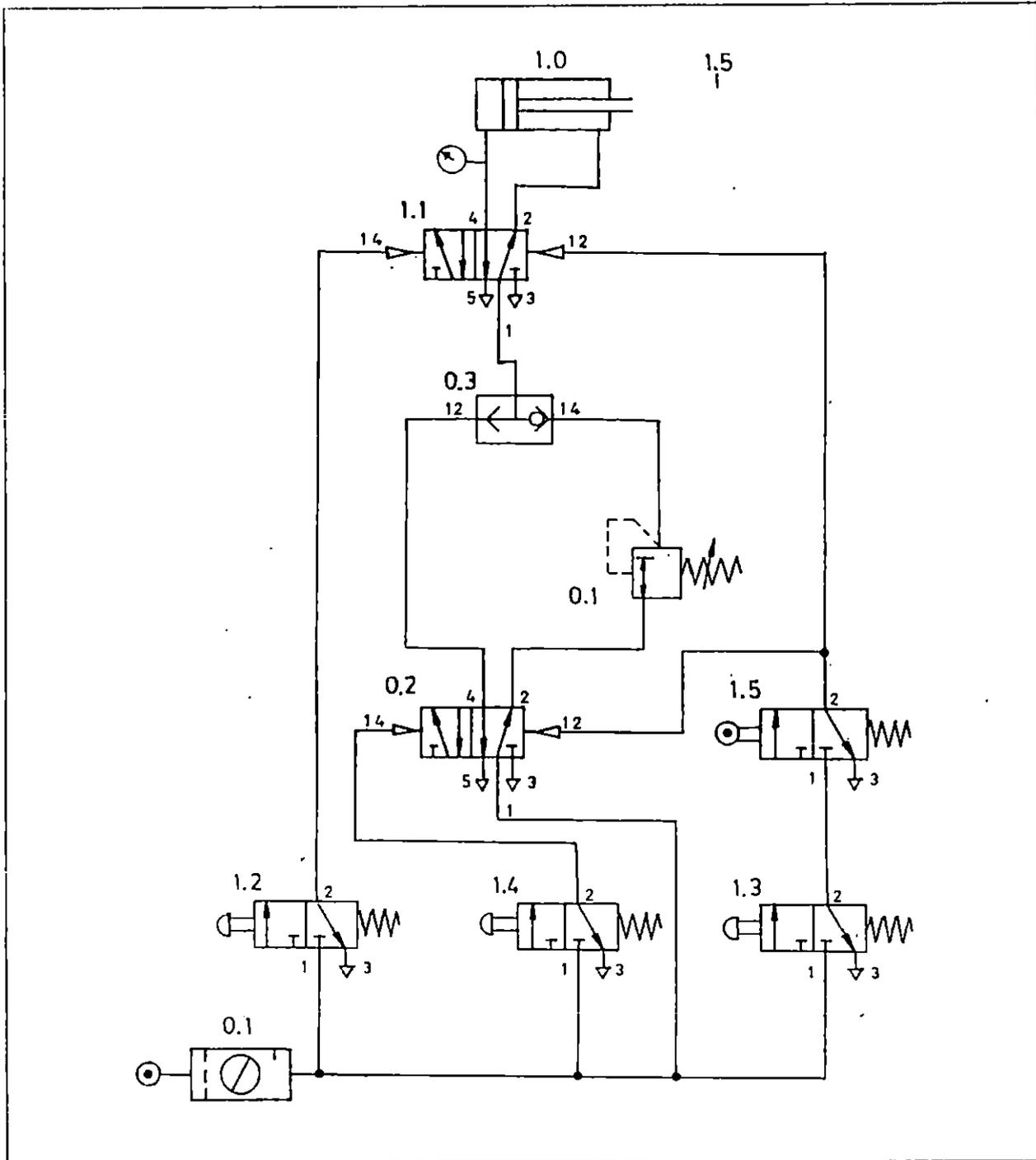
- Construir y operar un circuito utilizando un cilindro de doble efecto y una válvula reductora de presión para simular una aplicación práctica de dicha válvula.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 2 Válvulas de 5/2 vías, accionada neumáticamente.
- 3 Válvulas de 3/2 vías, pulsador.
- 1 Válvula de rodillo de 3/2 vías.
- 1 Válvula reductora de presión.
- 1 Válvula lógica "O".
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Corredera para válvulas de rodillo.
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Simular la prensa de una taladradora usando un cilindro de doble efecto. Al pulsar una válvula ha de sujetarse la pieza, primero con poca fuerza para facilitar su ajuste, sujetándola a continuación con plena fuerza mediante un pedal (usar una válvula de pulsador). Una vez concluida la fase de taladrado se efectúa a través de otro pulsador manual, el retorno del cilindro. La apertura de la sujeción no debe ser posible durante el proceso de taladrar. Entendiendo que la operación de taladrado finaliza cuando el cilindro esta extendido.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.

- 2.- Construya el circuito y energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 3.- Pulse la válvula 1.2 y observe $P1=$ _____.
- 4.- Al terminar la carrera de extensión pulse la válvula 1.4, observe $P1=$ _____.
- 5.- Permita la retracción del cilindro pulsando la válvula 1.3.
- 6.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿En que otro lugar puede colocarse la válvula 0.1 para que el circuito ejerza exactamente la misma función? Dibuje y arme el circuito.
- 4.- ¿Cual es la función de la válvula 1.5 en este circuito?, ¿realmente es funcional en esa posición?. De no ser así, ¿donde debería colocarse esta para que la prensa no afloje antes que termine la operación de taladrado.
- 5.- Explique la función de la válvula 0.3.

PRACTICA No. 10.

CONTROL NEUMÁTICO SEMIAUTOMÁTICO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO CON REGULACION EN LA VELOCIDAD DE EXTENSION Y RETRACCION.

OBJETIVOS:

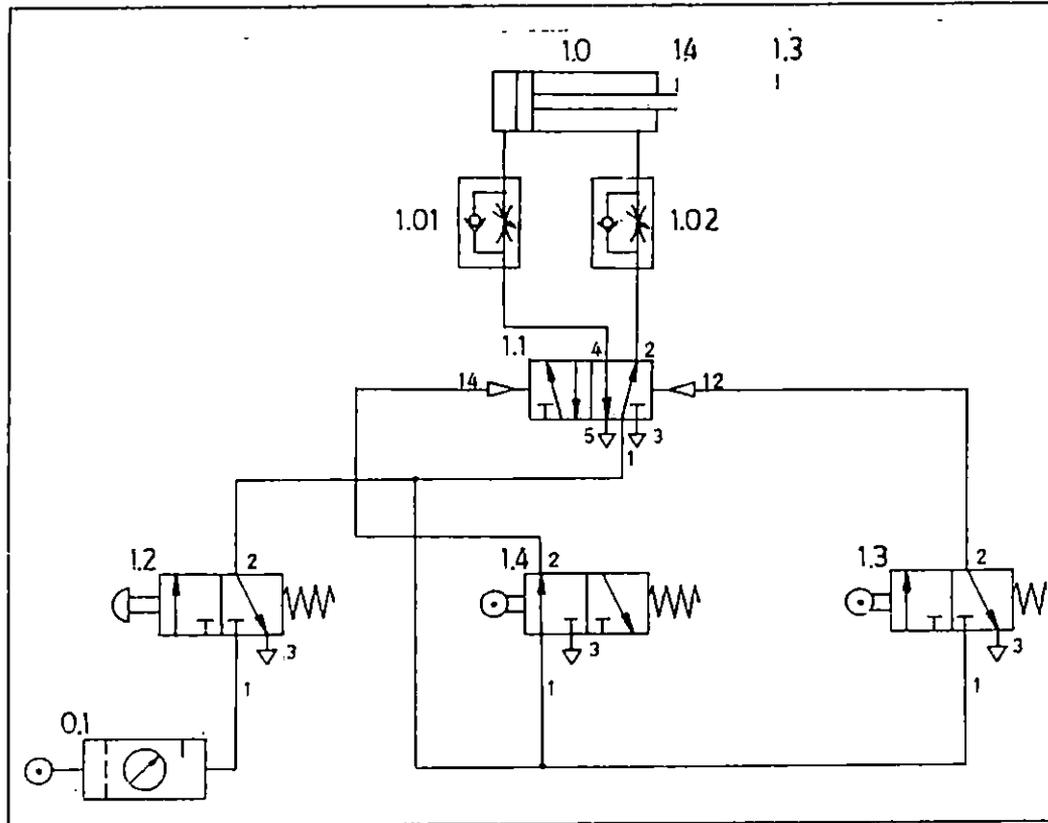
- Construir un circuito neumático con regulación en la velocidad.
- Analizar las ventajas que se tienen con la estrangulación del aire a la salida para la carrera de ida y de retorno.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula de 3/2 vías, actuando por pulsador retornada a resorte.
- 1 Válvula de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 2 Válvulas de estrangulación y antirretorno.
- 2 Válvulas de rodillo de 3/2 vías.
- 1 F. R. L.
- 1 Cronómetro.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

El vástago de un cilindro de doble efecto deberá extenderse y luego retraerse en forma indefinida al oprimir el pulsador de una válvula 3/2 vías. La velocidad del cilindro deberá ser regulable en ambas direcciones.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de regulación de la velocidad de un cilindro según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 4.- Regule la velocidad de extensión y retracción.
 - a. Regule la abertura de la válvula 1.02 a 1/4, 1/2, 3/4 y mida la velocidad: $V_e = \text{carrera}/t_e$
 $t_e = \text{tiempo de retracción.}$
 $t_e = \underline{\hspace{2cm}}, \text{carrera} = \underline{\hspace{2cm}}.$
 - b. Regule la abertura de la válvula 1.01 a 1/4, 1/2, 3/4 y mida la velocidad; $V_r = \text{carrera}/t_r$
 $t_r = \text{tiempo de retracción.}$
 $t_r = \underline{\hspace{2cm}}, \text{carrera} = \underline{\hspace{2cm}}.$

- c. Invierta los puertos de entrada y salida de las válvulas 1.01 y 1.02.
 - c. Repita el literal (a), para la válvula 1.01 y trate de detener el vástago.
 - f. Repita el literal (b), para la válvula 1.02.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- Mencione las ventajas y/o desventajas que obtienen en la regulación de la velocidad en el circuito de doble efecto, cuando la estrangulación se realiza en:
 - a) el aire de entrada.
 - b) el aire de salida.
- 4.- Porque es recomendable instalar las válvulas de estrangulación y antirretorno lo mas cercanos posibles a los cilindros?.
- 5.- Como disminuiría la velocidad de la carrera de ida y de retorno (ajustable por separado) en un cilindro de simple efecto?.
Muestre el esquema.
- 6.- Nombre 3 factores que afectan la velocidad del pistón.

PRACTICA No. 11.

CIRCUITO DE CONTROL AUTOMATICO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO UTILIZANDO VALVULAS LOGICAS Y VALVULAS LIMITE.

OBJETIVOS:

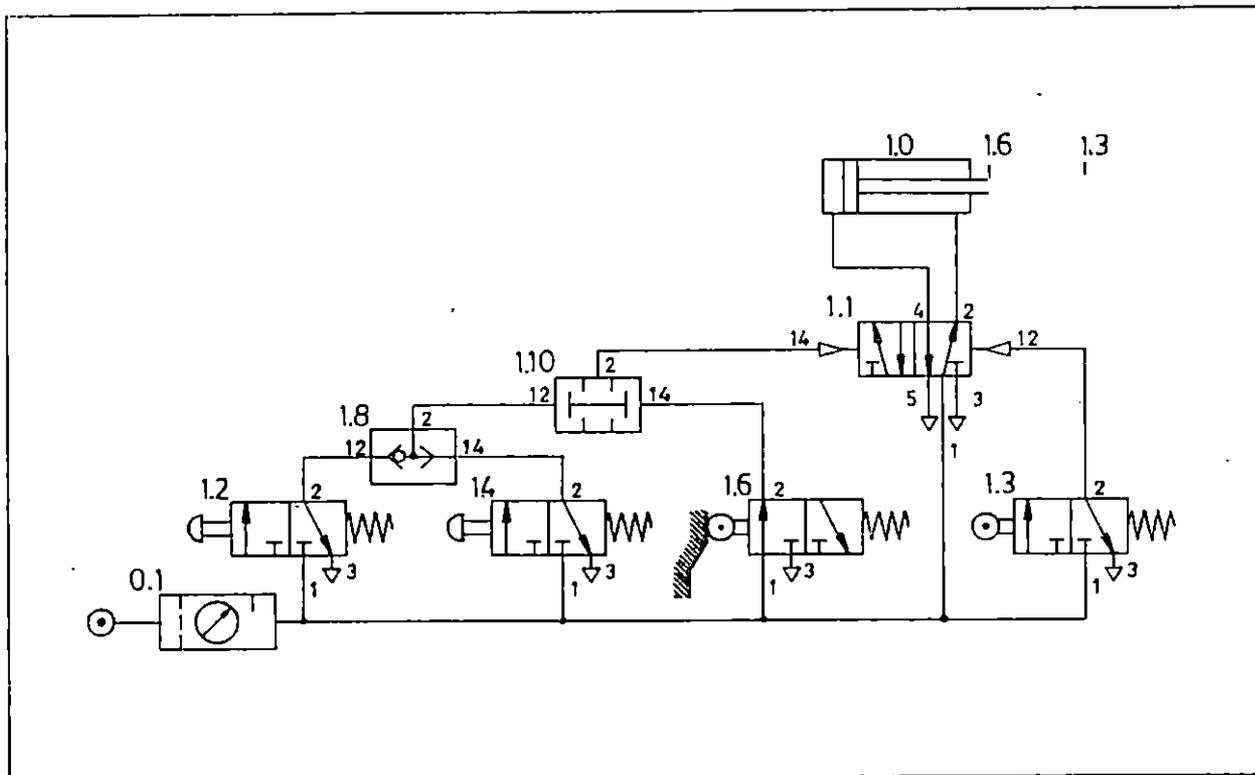
- Construir y operar un circuito que asegure la carrera de extensión y retracción, utilizando válvulas lógicas.
- Conocer una forma de como pueden interactuar las válvulas de simultaneidad y válvulas selectoras.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 1 Válvula de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 2 Válvulas de 3/2 vías, operada por pulsador, retorno a resorte.
- 1 Válvula de simultaneidad.
- 1 Válvula selectora.
- 2 Válvulas 3/2 vías, accionadas por rodillo, retornada a resorte.
- 1 Corredera para válvula de rodillo.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

El vástago del cilindro de doble efecto deberá avanzar si es oprimido por lo menos uno de los dos pulsadores, y retroceder una vez alcanzada la posición delantera de final de carrera, aun cuando estén activadas las válvulas provistas de pulsadores.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de control automático según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 4.- Opere el cilindro.
 - a.- Oprimiendo el pulsador de la válvula 1.2.
 - b.- Oprimiendo el pulsador de la válvula 1.4.
 - c.- Oprimiendo simultáneamente los pulsadores 1.2 y 1.4.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿Qué ocurriría si se cambia la válvula 1.8 por una válvula de simultaneidad?. ¿Se aseguraría la carrera de extensión y retracción en el circuito? Explique.
- 4.- ¿Qué sucede si la válvula 1.2 (o 1.4) es oprimida indefinidamente.

PRACTICA No. 12.

CILINDRO RECIPROCANTE AUTOMATICO SIN USAR VÁLVULAS LIMITE.

OBJETIVO:

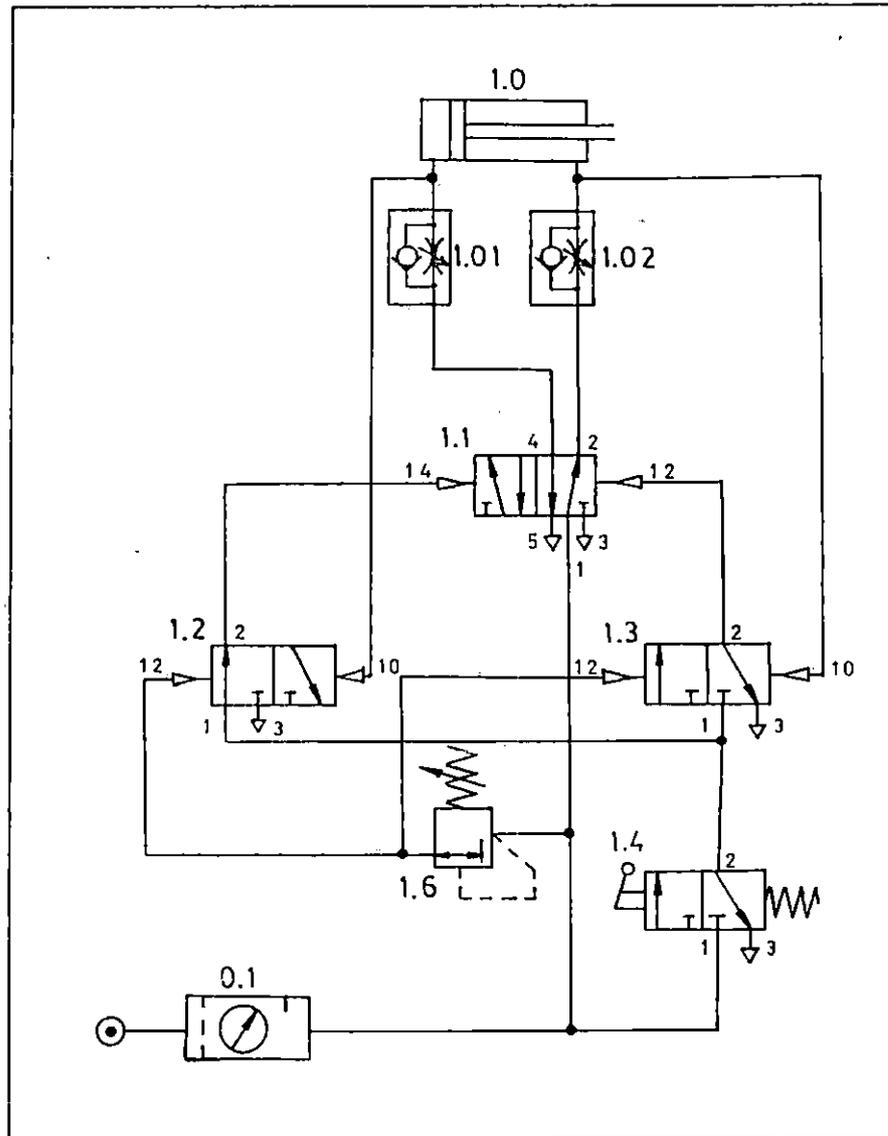
- Construir un circuito con un cilindro reciprocante sin uso de válvulas limite.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 1 Cilindro de doble efecto.
- 2 Válvulas de control de flujo.
- 1 Válvula de 5/2 vías, accionada neumáticamente.
- 2 Válvulas de 3/2 vías, accionada neumáticamente.
- 1 Válvula de 3/2 vías, palanca-resorte.
- 1 Válvula reguladora de presión.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Uso de una válvula de palanca para proporcionar un ciclo de extensión-retracción infinito de un cilindro de doble efecto, sin uso de válvulas limite.



ESQUEMA DE DISTRIBUCIÓN.

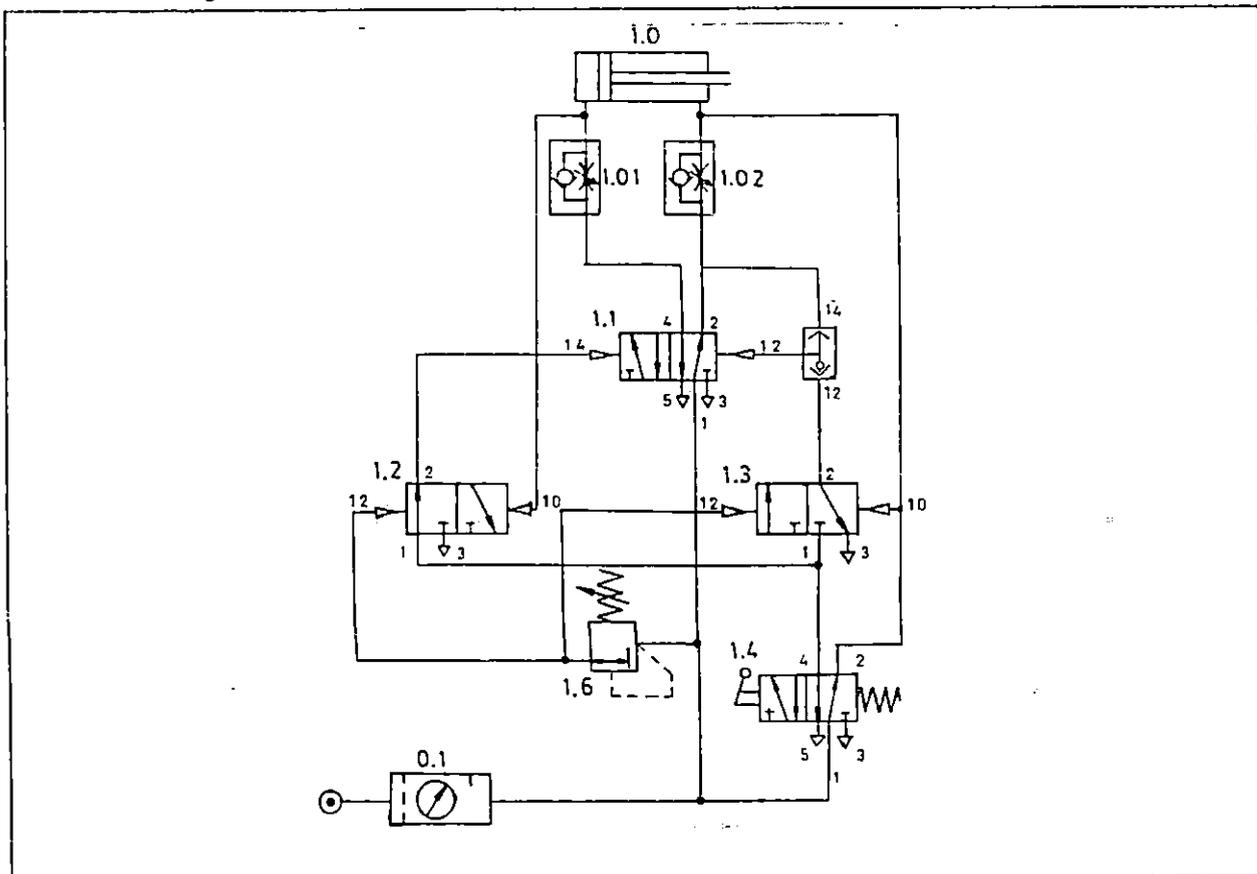
PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito, y energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la práctica No. 1.
- 3.- Actué la válvula 1.4, y observe el funcionamiento del circuito.
- 4.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas.

en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿Cual es el rol de la válvula 1.6, en el funcionamiento del circuito? ¿funcionara igual el circuito si esta se omite?. Explique.
- 4.- Observe que ocurre al intercambiar las líneas 12 y 14 de la válvula 1.1. ¿El funcionamiento del circuito obedece aun al diagrama de fase? ¿que se concluye?.
- 5.- Dibuje un circuito con válvulas limites, el cual desarrolle la misma función, obtenga un listado de elementos y construya el nuevo circuito.
- 6.- ¿Que error puede advertir en el siguiente circuito?. Construir su diagrama de funcionamiento.



PRÁCTICA No. 13.

CONTROL DE OPERACION DE DOS CILINDROS CON DESPLAZAMIENTO
EN SERIE UTILIZANDO VALVULA REGULADORA DE PRESION.

OBJETIVOS:

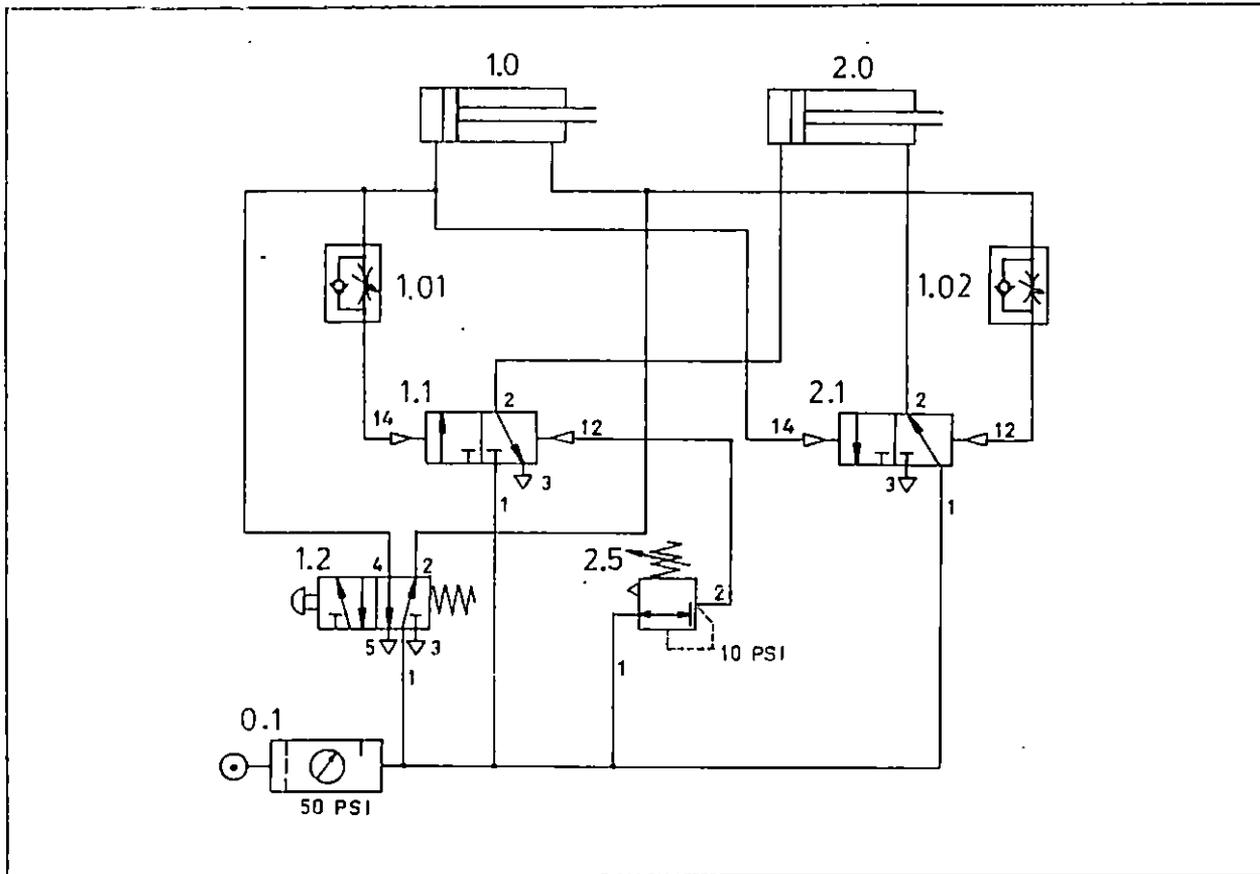
- Interpretar la operación de un circuito de control neumático con dos cilindros de doble acción con desplazamiento en serie.
- Comprobar el funcionamiento de una válvula reguladora de presión.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble acción.
- 2 Válvulas de estrangulación y antirretorno.
- 2 Válvulas de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 1 Válvula de 5/2 vías, operada por pulsador, retorno a resorte.
- 1 Válvula reguladora de presión.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Se requiere un circuito que simule un sistema en el que dos cilindros de doble efecto, se extiendan y retraigan en serie cuando sea accionada una válvula de 5/2 vías.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de control, según el esquema de distribución.
- 3.- Regule el F. R. L. a 50 psi (3.4 bar).
- 4.- Ajustar la válvula reguladora de presión a 10 psi (0.7 bar).
- 5.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.

- 6.- Opere el cilindro.
 - a. Presionando la válvula 1.2, hasta que el vástago del cilindro 2.0 se extienda por completo.
 - b. Repita el literal (a), pero esta vez regule la válvula 1.01 y 2.01 a 1/4, 1/2 y 3/4 de abertura (no las cierre por completo).
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿Cual es la función de la válvula reguladora de presión?.
- 4.- Investigue el principio de funcionamiento de una válvula reguladora de presión.
- 5.- ¿Qué sucedería si la válvula reguladora de presión se cetea a 50 psi (3.4 bar).
- 6.- ¿Como es posible conmutar la válvula 1.1 a su desarrollo izquierdo si la línea 12 está presurizada?
- 7.- ¿Podría sustituir la válvula reguladora de presión por otro elemento? ¿cual? ¿donde lo ubicaría?.
- 8.- ¿Cual seria la ventaja o desventaja de utilizar el elemento utilizado en el numeral 7, con respecto a la válvula reguladora de presión?
- 9.- ¿Qué sucede si la válvula 1.2, es oprimida indefinidamente?.

PRACTICA No. 14.
CIRCUITO CON MOVIMIENTO DE EXTENSIÓN-RETRACCION
SIMULTANEO DE DOS ACTUADORES.

OBJETIVOS:

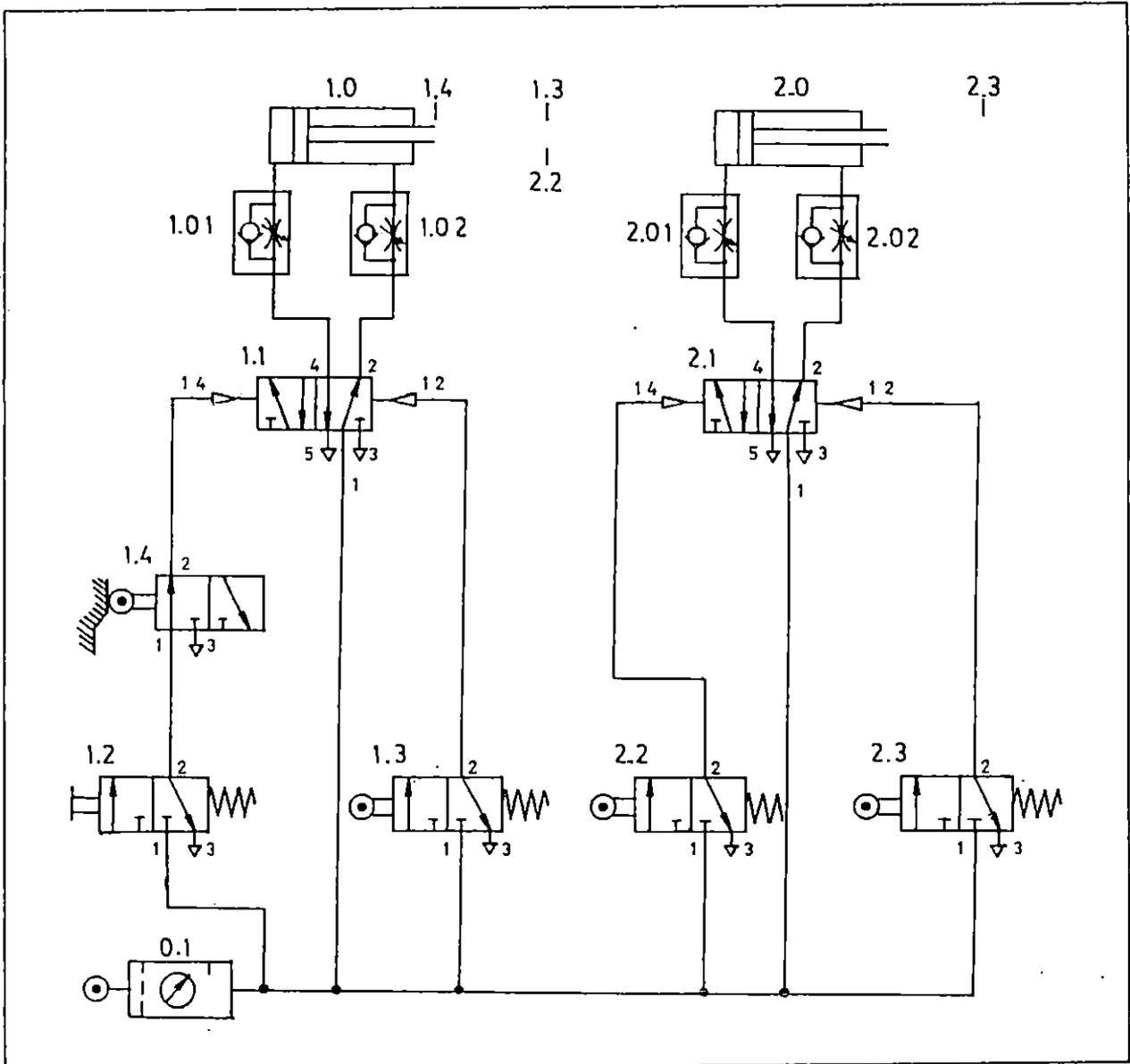
- Conocer una aplicación de un circuito con válvulas limite a un sistema industrial.
- Saber interpretar los diagramas de fase de un circuito.

EQUIPO:.

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble efecto.
- 2 Válvulas de control de flujo.
- 2 Válvulas de 5/2 vías, pilotadas.
- 4 Válvulas limite de 3/2 vías.
- 1 Válvula de 3/2 vías, pulsador-resorte.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Uso de dos cilindros de doble efecto para extraer piezas de un cargador y depositarlas sobre un plano inclinado. Oprimiendo un pulsador, el primer cilindro extrae una pieza del cargador (observar figura de pregunta 4). A continuación, el segundo cilindro desplaza la pieza hasta el plano inclinado, mientras el cilindro 1.0 se retrae. Por ultimo se retrae el cilindro 2.0. Para que las piezas sean desplazadas adecuadamente, es necesario detectar las posiciones normales y de final de carrera de los vástagos de ambos cilindros. La velocidad de ambos vástagos podrá ser regulada en la carrera de extensión.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

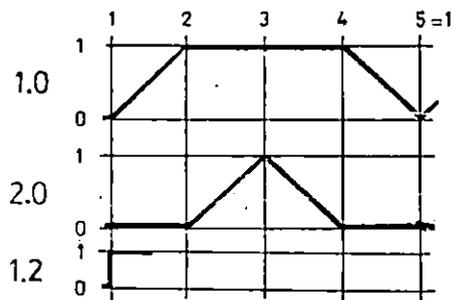
PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito y energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 4.- Pulse la válvula 1.2, Observe el funcionamiento.

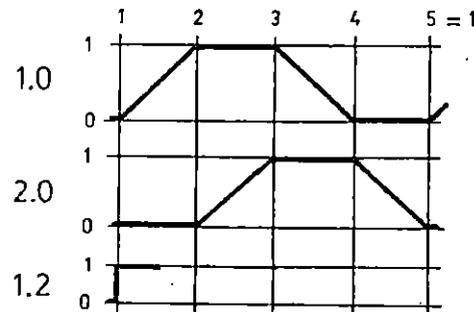
- 5.- Vuelva a pulsar y mantenga así la válvula 1.2, observe. ¿se repite el ciclo continuamente?.
- 6.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

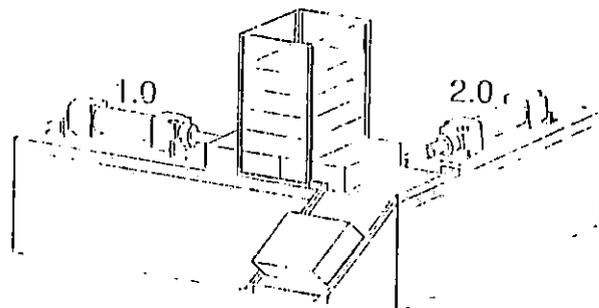
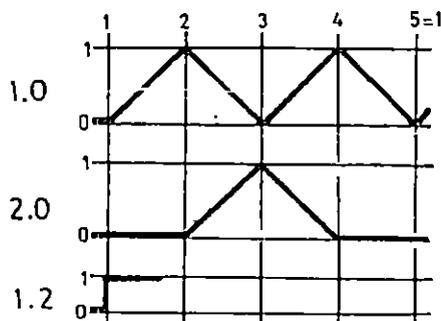
- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- Modifique los actuadores de dos válvulas de tal manera que el diagrama de funcionamiento sea el siguiente.



- 4.- Sin cambiar elemento alguno del circuito de la practica, cambie la posición de las válvulas limite para obtener el siguiente diagrama.



- 5.- De los tres anteriores diagramas de funcionamiento y el siguiente, ¿cual no seria funcional y porque?.



PRACTICA No. 15.
CIRCUITO DE CONTROL DE DOS CILINDROS CON EXTENSION EN
SERIE Y RETRACCION EN PARALELO.

OBJETIVOS:

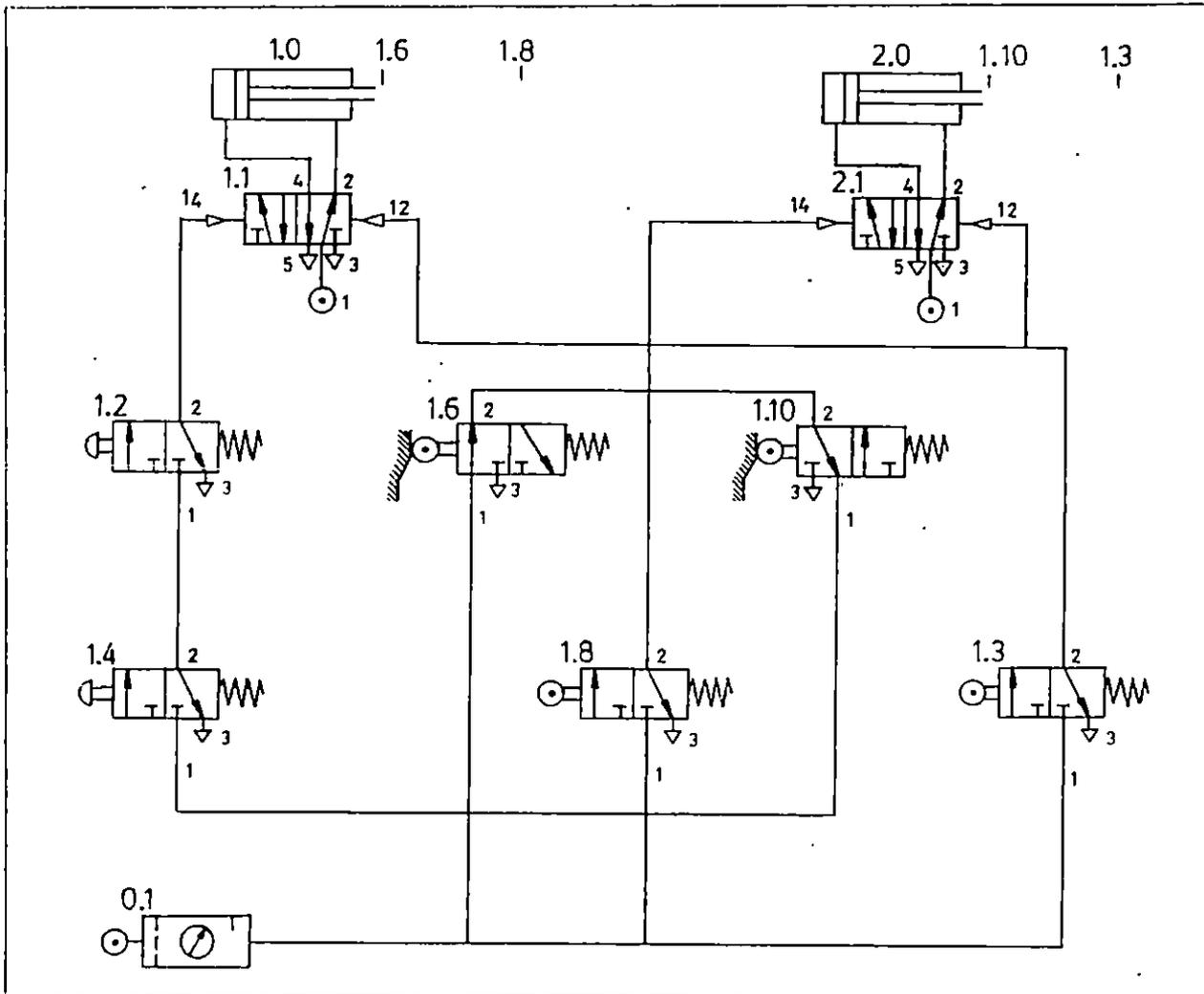
- Explicar la disposición de un circuito de control con dos cilindros operando en paralelo.
- Construir un circuito neumático de control en el cual los dos pistones ejecutan simultáneamente el movimiento de retroceso.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble acción.
- 2 Válvulas de 3/2 vías, de operación por pulsador con retorno a resorte.
- 2 Válvulas 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 4 Válvulas de rodillo de 3/2 vías.
- 2 Correderas para válvulas de rodillo.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Se requiere un circuito neumático con dos cilindros conectados en paralelo de tal forma que al accionar una válvula 3/2 vías se extienda un cilindro y al finalizar la carrera de extensión se extienda el segundo cilindro y una vez alcanzada la posición de final de carrera de este último se retraigan simultáneamente los dos cilindros.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito de control según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 4.- Opere el circuito.
 - a.- Presionando las válvulas 1.2 y 1.4.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Teóricamente, este circuito funcionará?.
- 3.- En su opinión, ¿porqué las válvulas 1.6 y 1.10 están conectadas en serie?
- 4.- ¿Porqué la válvula 1.3, se divide y opera los controles 12 de las válvulas 1.1 y 2.1 ?.
- 5.- ¿Se retraen simultáneamente los dos cilindros?. Explique.
- 6.- Qué cambios se tienen que realizar en el esquema de distribución, para obtener un circuito en el cual se extiendan simultáneamente los vástagos de los dos cilindros, y luego se retraiga el cilindro 1.0. Cuando este alcance la posición de final de carrera, deberá retraerse el vástago del cilindro 2.0. Muestre el nuevo esquema de distribución.

PRÁCTICA No. 16.
CIRCUITO DE CONTROL DE DOS CILINDROS DE DOBLE ACCION
CON DESPLAZAMIENTO EN SERIE, UTILIZANDO VALVULAS
DE ACCIONAMIENTO POR RODILLO.

OBJETIVOS:

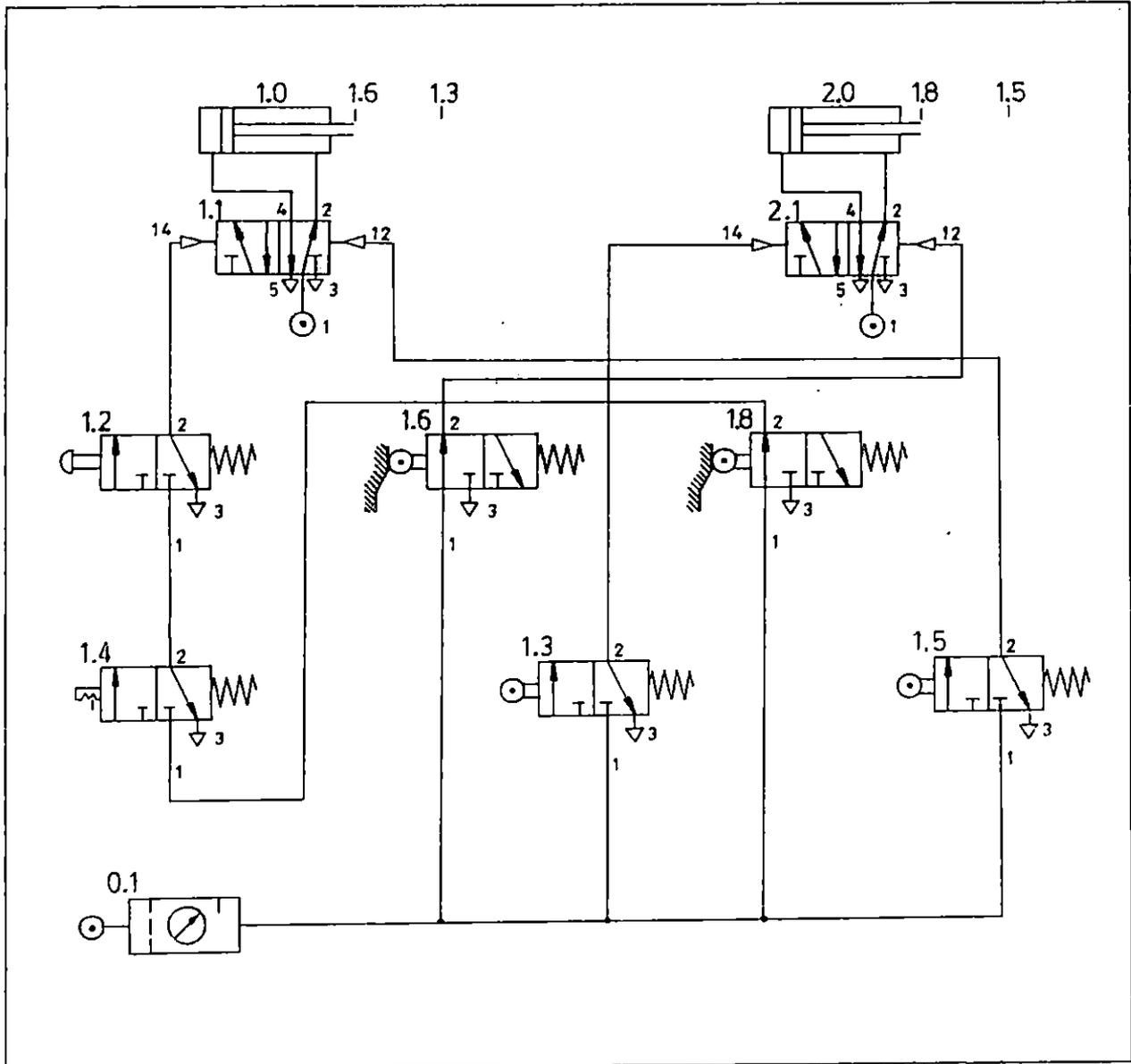
- Interpretar la operación de un circuito de control neumático con dos cilindros de doble acción.
- Detectar fallas en circuitos neumáticos de control similares.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindro de doble acción.
- 1 Válvula de 3/2 vías, operada por pulsador, retorno a resorte.
- 1 Válvula de 3/2 vías, con accionamiento general con enclavamiento.
- 2 Válvulas de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 4 Válvulas de rodillo de 3/2 vías, con retorno a resorte.
- 2 Correderas para válvulas de rodillo.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

El circuito deberá simular un sistema en el que dos cilindros de doble efecto se extiendan y retraigan en serie al actuar dos válvulas de 3/2 vías.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito, según el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.

- 4.- Opere el circuito.
 - a.- Presionando las válvulas 1.2 y 1.4.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿Cual es la función de la válvula 1.2?.
- 4.- ¿Cual es la función de la válvula 1.4?.
- 5.- ¿Porqué las válvulas 1.2 y 1.4, están conectadas en serie?.
- 6.- ¿Cual es la secuencia de operación del sistema?.
- 7.- Funcionaría el circuito si se elimina la válvula 1.8?. Se presentaría algún problema?.
- 8.- ¿ Cual es la función de la válvula 1.8 ?.

PRACTICA No. 17.

CIRCUITO CON MOVIMIENTO ALTERNADO DE VASTAGOS.

OBJETIVO:

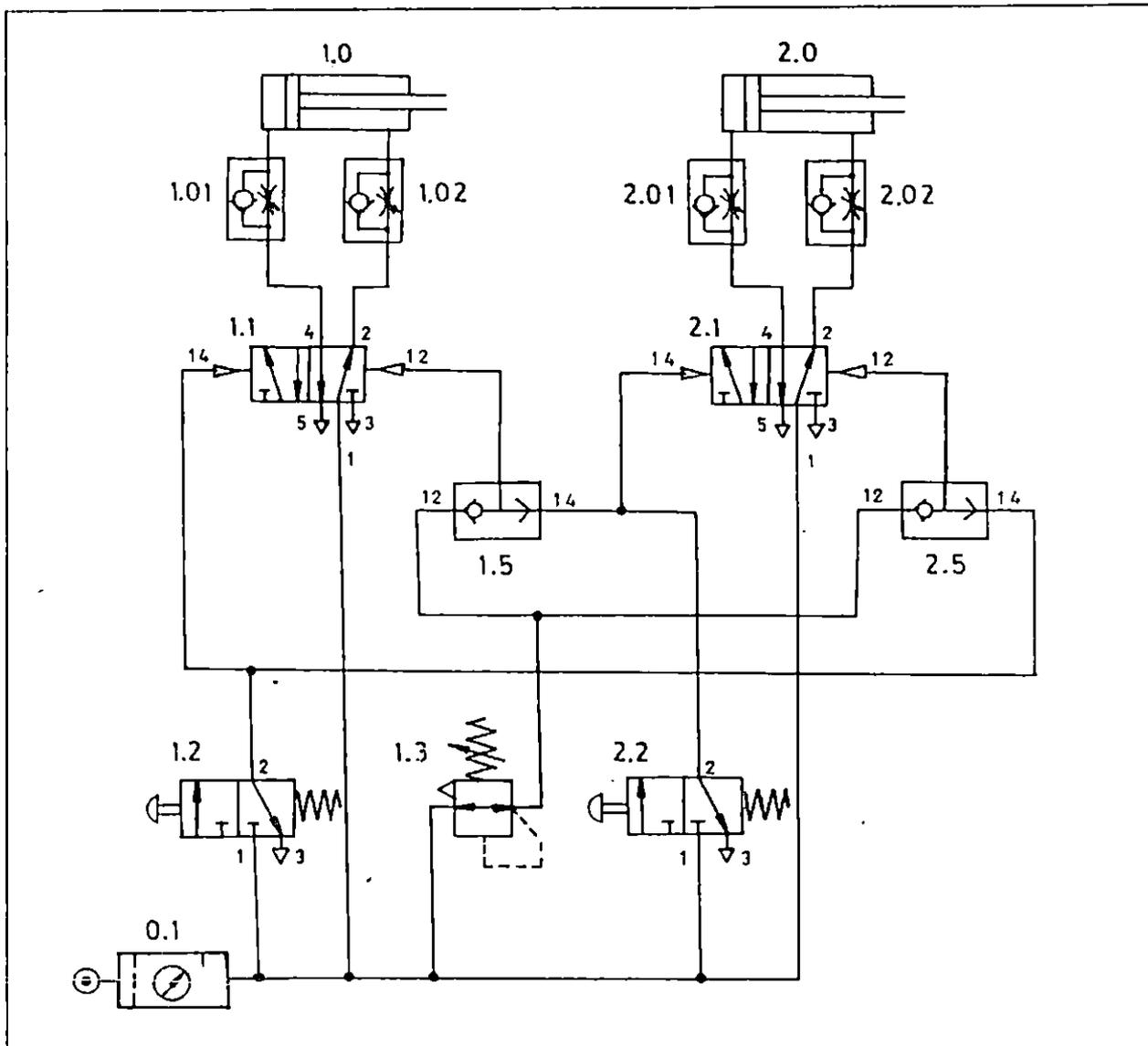
- Observar el funcionamiento de las válvulas lógicas-O, con diferencial de presión.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble efecto.
- 2 Válvulas de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 2 Válvulas de 3/2 vías, palanca-resorte.
- 2 Válvulas lógicas-O
- 4 Válvulas de control de flujo.
- 1 Válvula reductora de presión.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Uso de dos cilindros de doble efecto. La forma de actuar de ambos deberá de ser alternada. Es decir, para cada ciclo extensión-retracción de un cilindro existe un ciclo extensión-retracción del segundo pero en fases complementarias. Para el ciclo del cilindro 1.0, se actuara una válvula de palanca y para el ciclo de 2.0, se actuara una segunda válvula de palanca.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito-mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito y energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 3.- Actué la válvula 1.2, y observe. Manténgala actuada. Actué la válvula 2.2. ¿Porqué no se extiende el vástago del cilindro 2.0?

- 4.- Actué simultáneamente las dos válvulas 1.2 y 2.2. ¿Qué ocurre?. Explique.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- Intente construir este circuito utilizando válvulas lógicas-Y. Realice primero el esquema y pida los elementos necesarios para la construcción de este en el banco.
- 4.- ¿Qué utilización practica le puede dar a este circuito.
- 5.- La válvula 1.3, deberá de regular la presión a un valor: ¿ mayor, igual o menor que la del sistema ?.

PRACTICA No. 18.
CONTROL DE OPERACION DE DOS CILINDROS SIMULTANEAMENTE
O UNO INDEPENDIENTE.

OBJETIVO:

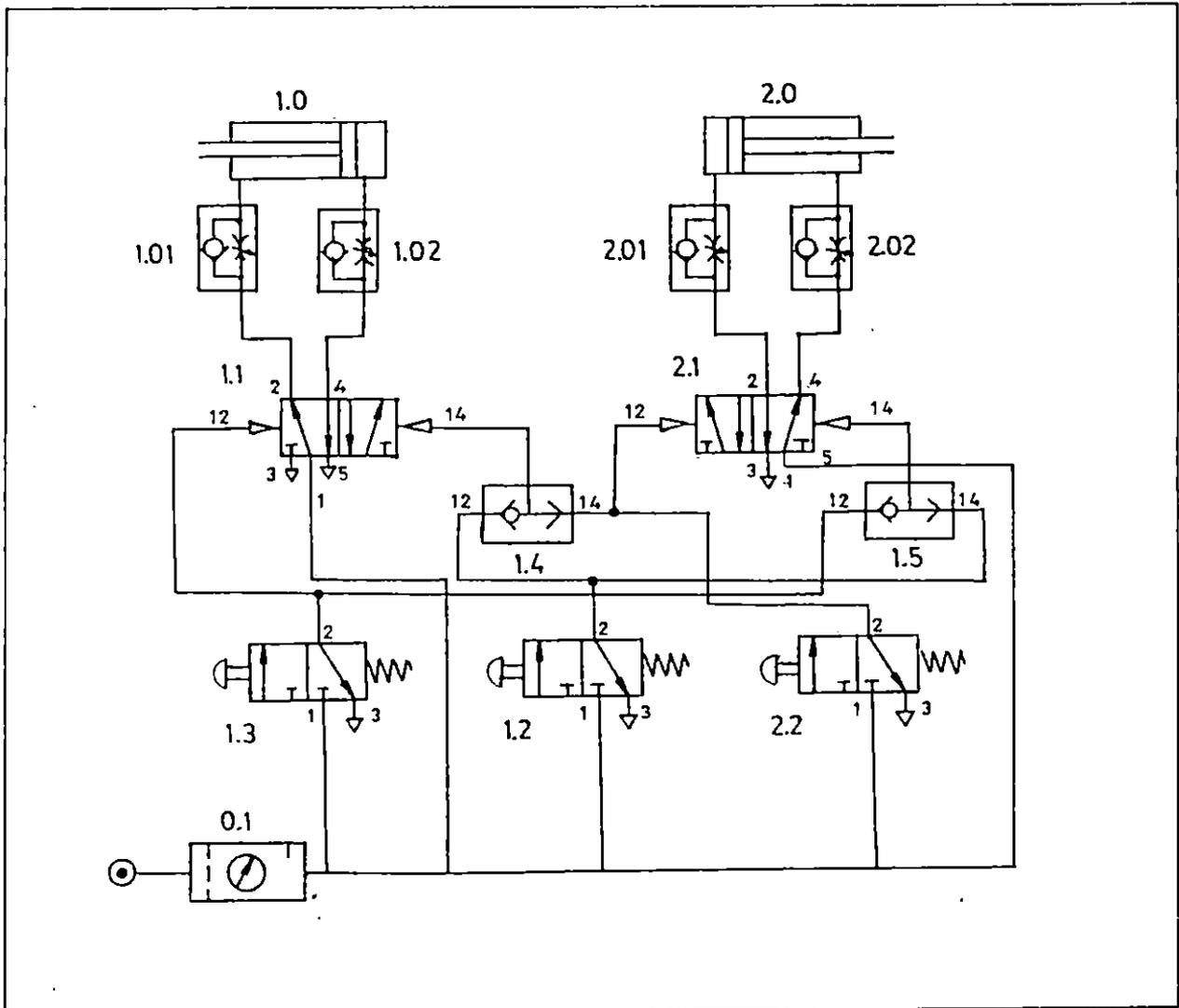
-Construir y operar un circuito de 2 cilindros de doble efecto utilizando válvulas pilotadas.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble efecto.
- 4 Válvulas de control de flujo.
- 2 Válvulas de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 2 Válvulas lógicas-O
- 3 Válvulas de 3/2 vías, palanca-resorte.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Uso de dos cilindros de doble efecto que pueden ser actuados simultáneamente. Usando una válvula manual se extienden y otra diferente se retraen. También se tiene la opción de actuar un solo cilindro. Al actuar una tercera válvula manual, se extiende el vástago y al actuar una cuarta válvula se retrae. La válvula que se utiliza en la retracción del vástago de un solo cilindro deberá ser la misma que para la retracción de los dos cilindros. Por lo tanto deberán de utilizarse solo 3 válvulas manuales.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 2.- Construya el circuito y energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 3.- Actué la válvula 1.2, cuando el cilindro 1.0 termine su carrera de extensión actué la válvula 1.2. ¿Es el funcionamiento que se esperaba según el diagrama de funcionamiento?.

- 4.- Actúe la válvulas 2.2, y observe. Cuando los cilindros terminen su extensión actúe la válvula 1.3. ¿Cual es la diferencia en el funcionamiento respecto al caso anterior.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿Cual es la diferencia del rol de las válvulas 1.2 y 2.2?
- 4.- ¿Considera necesario las válvulas lógicas-0?
- 5.- ¿Qué ocurre al actuar las válvulas 1.2 y 2.2, simultáneamente? porqué, explique.

PRACTICA No. 19.

CONTROL NEUMATICO DE ACCIONAMIENTO DE CILINDROS DE DOBLE EFECTO
QUE TRABAJAN EN FORMA SECUENCIAL.

OBJETIVOS:

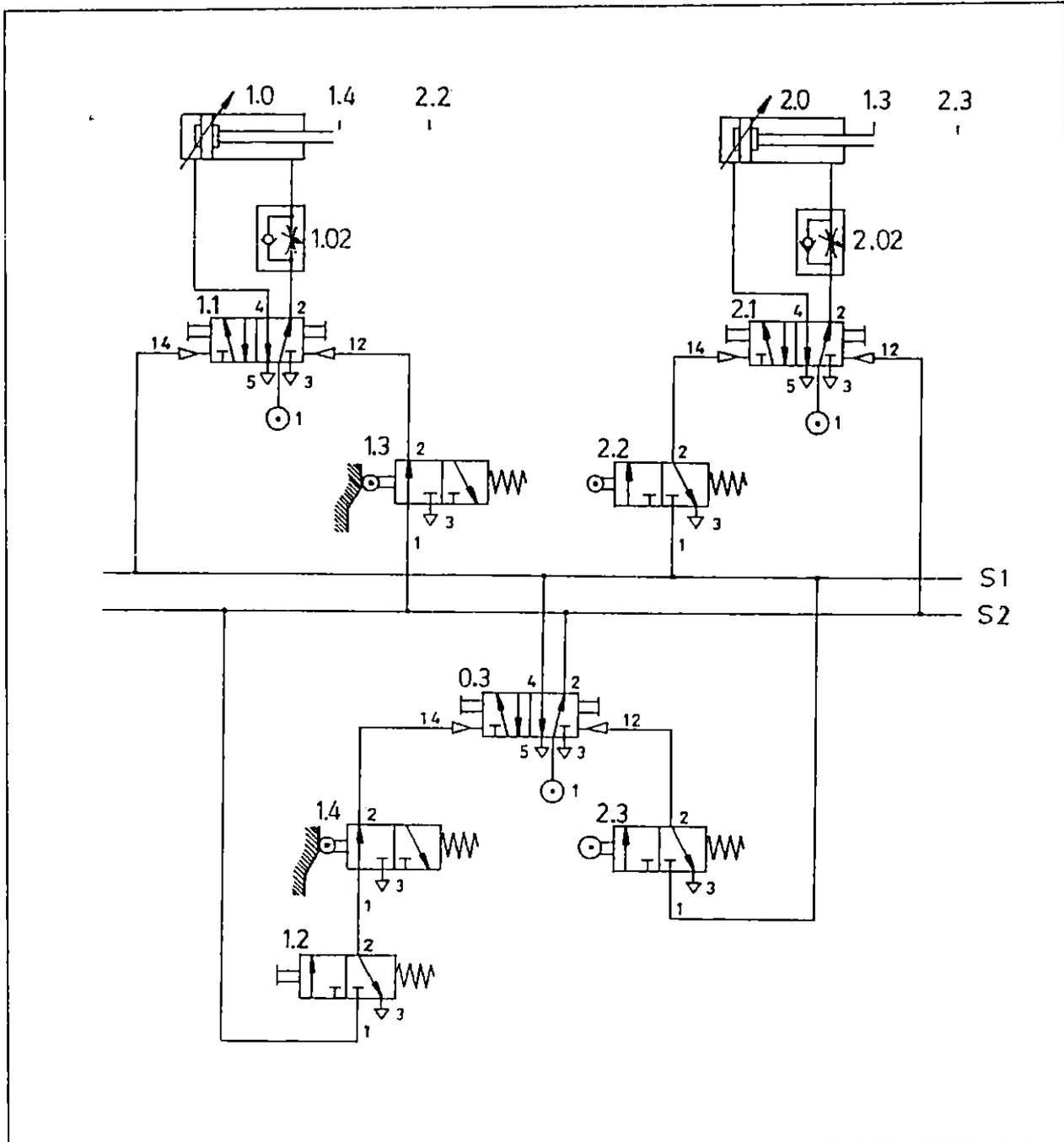
- Construir y operar circuitos de control neumático que trabajen en forma secuencial.
- Señalar la importancia de la válvulas conmutadoras en la anulación de señales.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble efecto.
- 2 Válvulas de estrangulación y antirretorno.
- 3 Válvulas de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 2 Correderas para válvulas de rodillo.
- 4 Válvulas de rodillo 3/2 vías.
- 1 Válvula de 3/2 vías, operada por pulsador, retorno a resorte.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Se requiere que un circuito neumático con dos cilindros de doble efecto. En este circuito primero deberá extenderse el cilindro 1.0, luego, se extenderá el cilindro 2.0, después, este ultimo se retrae y por ultimo el vástago del cilindro 1.0 se retrae. El ciclo de trabajo deberá empezar actuando sobre el pulsador de una válvula de 3/2 vías.



ESQUEMA DE DISTRIBUCION.

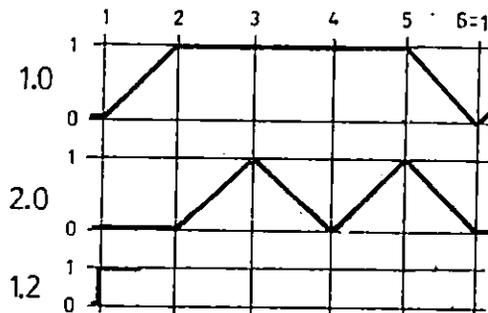
PROCEDIMIENTO:

- 1.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.

- 2.- Construya el circuito neumático, de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 4.- Opere el circuito.
 - a. Oprimiendo el pulsador de la válvula 1.2, momentáneamente.
- 5.- Desenergice el sistema siguiendo las instrucciones descritas en la practica No. 1.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Construir el diagrama de pasos del circuito.
- 2.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con el esquema de distribución.
- 3.- ¿Cual es la función de la válvula 0.3?
- 4.- Dibujar un circuito neumático que realice el siguiente diagrama de pasos.



- 5.- Donde podría ocurrir sobreposición de señales si la válvula 0.3 fuese eliminada?

PRACTICA No. 20.

DESCONEXION DE SEÑALES MEDIANTE VALVULAS CONMUTADORAS PARA EL CONTROL AUTOMÁTICO DE DOS CILINDROS DE DOBLE EFECTO.

OBJETIVOS:

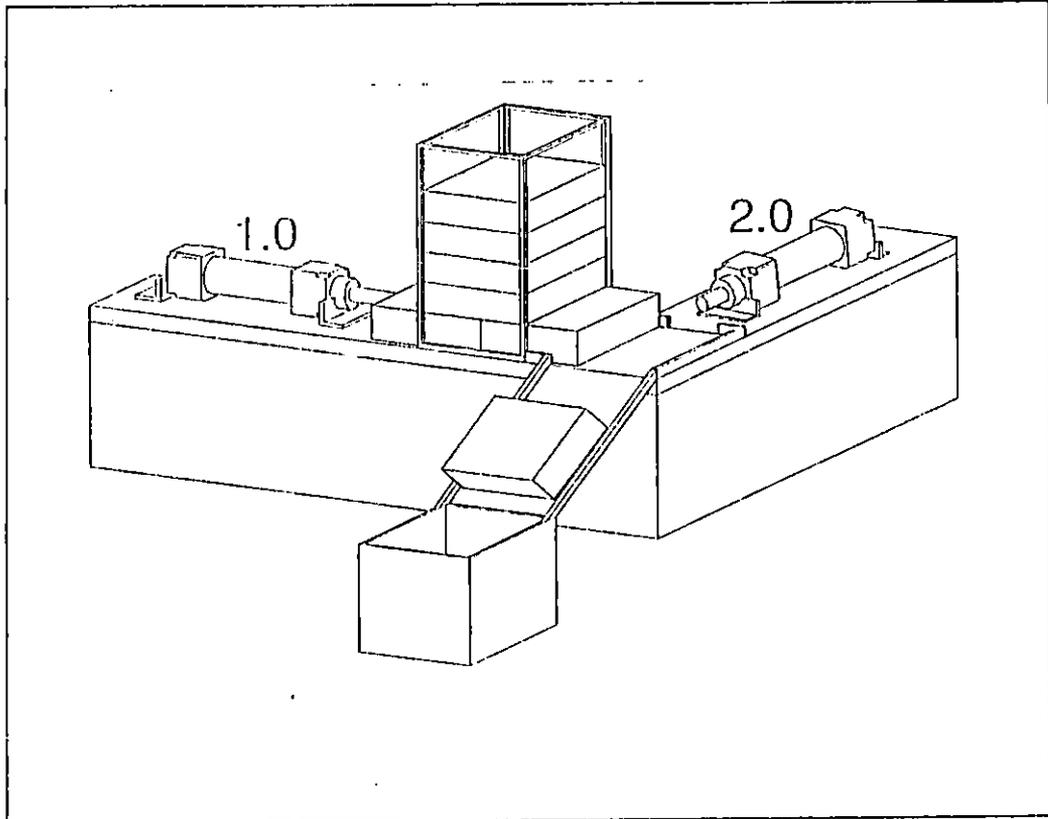
- Solucionar el problema de sobreposición de señales en circuitos neumáticos.
- Utilizar memorias auxiliares para la anulación de señales.

EQUIPO:

- 1 Banco neumático.
- 2 Cilindros de doble efecto.
- 2 Válvulas de estrangulación y antirretorno.
- 4 Válvulas de 5/2 vías, accionamiento neumático.
- 4 Válvulas de rodillo 3/2 vías.
- 2 Correderas para válvulas de rodillo.
- 1 Válvula de 3/2 vías, operada por pulsador, retorno a resorte.
- 1 F. R. L.
- 1 Juego de mangueras.
- 1 Juego de acoples rápidos "T".
- 1 Distribuidor.
- 6 Tapones para distribuidor.

PLANTEAMIENTO:

Mediante un mecanismo de avance se recogen piezas de un cargador para desplazarlas hacia un plano inclinado. El cilindro 1.0, retira las piezas del cargador y el cilindro 2.0, las desplaza hacia el plano inclinado. El vástago del cilindro 2.0, deberá retroceder solamente si el cilindro 1.0, ya se encuentra en su posición normal. El ciclo de trabajo deberá empezar, actuando sobre un pulsador.



PLANO DE SITUACION.

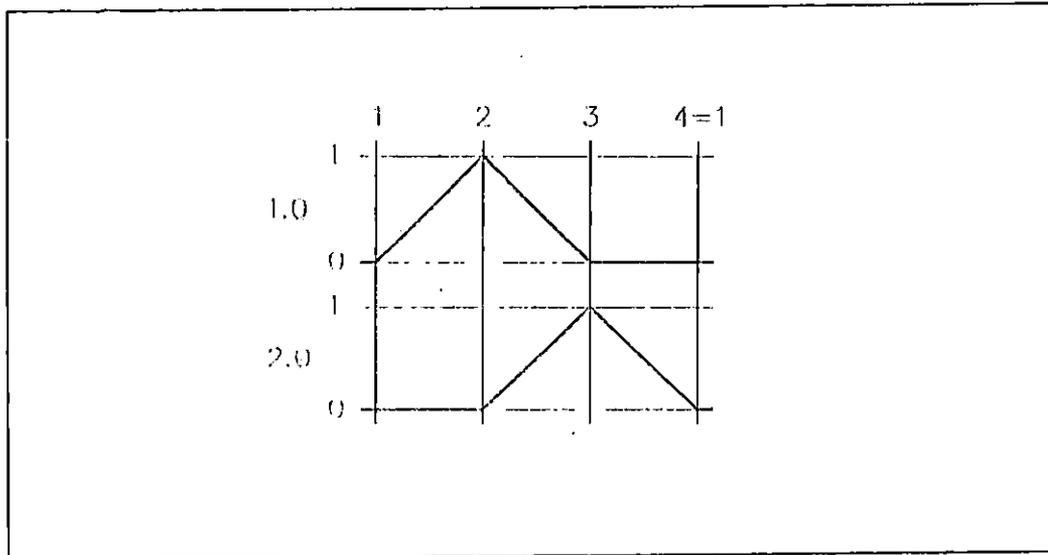


DIAGRAMA DE PASOS.

PROCEDIMIENTO:

- 1.- Elabore el esquema de distribución, en base al equipo listado en la practica.
- 2.- Seleccione los elementos necesarios para la construcción del circuito mostrado en el esquema de distribución.
- 3.- Arme el circuito neumático según su esquema de distribución.
- 4.- Energice el banco siguiendo el procedimiento presentado en la guía de laboratorio de la practica No. 1.
- 5.- Opere el circuito.

TAREAS Y PREGUNTAS:

- 1.- Describa el funcionamiento del circuito de acuerdo con su esquema de distribución.
- 2.- ¿Donde podría producirse sobreposición de señales si no se utilizan válvulas conmutadoras?.

CONCLUSIONES

1. La selección adecuada del compresor, acumulador y la unidad de mantenimiento (F.R.L.), garantiza el suministro de aire al sistema con la calidad adecuada tomando en cuenta variables como, la presión, la humedad y la pureza del aire.
2. El acondicionamiento adecuado del aire es de gran importancia para aumentar la vida útil de los sistemas neumáticos, en el sentido de la disminución del desgaste de juntas y piezas móviles en los elementos evitando también la corrosión y la obstrucción en el sistema.
3. Es necesario conocer el funcionamiento de cada uno de los elementos constitutivos de un sistema neumático, y de esta manera saber cual es la función que desempeña el circuito cuando dichos elementos interactúan entre sí.
4. Es indispensable conocer la cantidad de aire requerido por los actuadores y demás componentes del sistema, para determinar la cantidad de aire necesaria a suministrar y así, seleccionar adecuadamente el compresor y el acumulador del sistema neumático.
5. El diseño de elementos neumáticos requiere conocimientos en las siguientes áreas: diseño mecánico, mecánica de los fluidos, ciencia de materiales, así como, información de fabricantes y resultados experimentales.
6. La selección de elementos para sistemas neumáticos, se basa en la aplicación particular del sistema, ya que dependiendo de esta, se obtienen los valores de caudal, temperatura y presión de funcionamiento.

7. Los factores de diseño más importantes para los elementos neumáticos son, la configuración de los elementos, análisis de esfuerzos, tolerancia y selección de materiales.
8. El tipo y calidad de sello adecuado, es de suma importancia en la construcción de elementos neumáticos para garantizar el funcionamiento adecuado de estos.
9. Para garantizar un adecuado acoplamiento y deformación de los sellos, es necesario la especificación correcta elección de tolerancia, esta a la vez involucra el acabado superficial de las piezas.
10. El aspecto más importante a considerar en el diseño de la distribución de aire comprimido para un sistema neumático, es el diámetro de la tubería, ya que las pérdidas debido a la fricción, sufren variaciones extremadamente grandes para variaciones pequeñas en el diámetro comercial.
11. La construcción de los tres diferentes elementos neumáticos diseñados en el presente trabajo de graduación, demuestran que el profesional formado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de EL Salvador, está en la capacidad de diseñar elementos neumáticos.
12. No existe factibilidad económica de construcción local artesanal de algunos elementos neumáticos diseñados con los materiales y procesos de fabricación utilizados, ya que el costo del producto terminado, es mayor que el costo de elementos similares importados.

13. Es factible reducir costos de fabricación, utilizando otros materiales y procesos de fabricación.
14. Existe factibilidad técnica para la construcción local de elementos neumáticos.
15. Un ahorro significativo en la adquisición de equipos, se logra con la construcción local de las estructuras metálicas de los mismos.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.

- En base al estudio realizado en el presente documento, se recomienda utilizar un compresor con la capacidad determinada, ya que esto presentará flexibilidad en cuanto al uso del banco, en cualquier parte de laboratorio.
- La precisión en la fabricación de los elementos neumáticos diseñados, fue afectada por el tipo de tecnología y recursos disponibles en la Unidad Productiva de la Facultad de Ingeniería y Arquitectura.
- Las dimensiones de los elementos neumáticos construidos pueden ser modificadas, manteniendo los factores de seguridad adecuados, lo que implicaría la utilización de cantidades menores de materiales para dicha construcción. Esto representa un ahorro significativo para la producción en serie.
- Para reducir costos en la fabricación de los elementos neumáticos, se recomienda el uso de materiales como el latón y aluminio.
- El banco para pruebas neumáticas, está diseñado (por su convertibilidad) para poder desarrollar prácticas de laboratorio de mayor complejidad. Por lo que se recomienda la adquisición de más elementos neumáticos.

- Para efectos de diseño, construcción y ensamble adecuado de elementos neumáticos se recomienda investigar las especificaciones de los sellos dadas por el fabricante, tales como: rango de temperatura de uso, tipo de material, sustancias con las que reacciona químicamente y porcentaje de deformación.

- Se recomienda continuar investigando procesos de diseño y construcción de elementos neumáticos, con el fin de desarrollar técnicas locales de fabricación, que garanticen calidad y confiabilidad en los productos.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA INGENIERIA MECANICA.
AUTOR: ROBERT C. JUVINAL.
GRUPO NORIEGA EDITORES.
- 2.- DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA.
AUTORES: JOSEPH EDWARD SHILEY & CHARLES R. MISCHKE.
QUINTA EDICION.
EDITORIAL: Mc. GRAW HILL
- 3.- DISEÑO Y ANALISIS DE ELEMENTOS DE MAQUINAS.
AUTOR: R.R. SLAYMAKER.
EDITORIAL LIMUSA-WILEY 1969
- 4.- ENSAYO E INSPECCION DE LOS MATERIALES DE INGENIERIA.
AUTOR: HARMER E. DAVIS.
COMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL S.A., MEXICO ESPAÑA.
- 5.- PRUEBA O ENSAYO DE FATIGA.
RECOPIACION BIBLIOGRAFICA PROPORCIONADA EN LA ASIGNATURA
DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS III.
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR.
- 6.- MECANIZACION NEUMATICA.
AUTOR: F.S. VAN DIJE.
SEGUNDA EDICION.
- 7.- NEUMATICA INDUSTRIAL I
PROGRAMA DE DESARROLLO PROFESIONAL EN AUTOMATIZACION.
U.A.M. AZCAPOTZALCO-SCHRADER BELLOWS PARKER.

- 8.- MECANICA DE LOS FLUIDOS.
AUTOR: VICTOR L. STREETER Y BENJAMIN WYLIE.
EDITORIAL: Mc. GRAW HILL
TERCERA EDICION EN ESPAÑOL.

- 9.- FLUIDO EN VALVULAS Y ACCESORIOS Y TUBERIAS.
AUTOR: CRANE.
EDITORIAL Mc GRAW HILL.

- 10.- MC MASTER-CARR
CATALOGO 101
SUPPLY COMPANY.

- 11.- CATALOGO GENERAL DE NEUMATICA BOSCH
DAS BOSCH-PNEUMATIK-PROGRAMM
1992 REBERT BOSCH GMDH

- 12.- TECNOLOGIA MECANICA.
BIBLIOGRAFIA PROFESIONAL E.P.S.
LIBRERIA SALESIANA, BARCELONA 1965.

- 13.- TECNICAS DE EXPRESION GRAFICA 1-2
EDICIONES DON BOSCO, BARCELONA 1977.
EDITORIAL BRUÑO.
SEGUNDO CURSO DE FORMACION PROFESIONAL.

- 14.- INTRODUCCION A LA TECNICA DE MANDO.
FESTO DIDACTICO.

- 15.- NEUMATICA, NIVEL BASICO TP 101 MANUAL DE ESTUDIO
FESTO DIDACTICO.

16.- MANUAL DE MANTENIMIENTO PARA SISTEMAS HIDRAULICOS,
NEUMATICOS Y ELECTRICOS.

AUTORES:

LUIS ROBERTO GRANADOS PAZ y
MIGUEL ANTONIO RIVERA LEIVA
ENERO 1994 - JUNIO 1995

A N E X O S

ANEXO I

ANEXO No. 1.1

Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

* I_u , el segundo momento de área unitario, se toma con respecto a un eje que pasa por G, el centroide del grupo de juntas soldadas; h es el tamaño de junta; el plano del par flexionante es normal al de la página y paralelo al eje y; todas las juntas de soldadura son del mismo tamaño.

ANEXO No. 1.2

Propiedades mínimas a la tensión del metal soldante para soldadura al arco

NÚMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPa)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPa)	ELONGACIÓN (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de designación numérica de los electrodos según el código de especificaciones de la American Welding Society (AWS). Se utiliza un prefijo literal E con un grupo de cuatro o cinco dígitos, los dos o tres primeros indican la resistencia aproximada a la tensión. El último indica variantes en la técnica de soldadura, como la corriente eléctrica a usar. El penúltimo señala la posición de la junta como, por ejemplo, en plano horizontal, vertical o sobre cabeza. El conjunto completo de especificaciones puede obtenerse solicitando a la AWS.

PREDICCIÓN DE CURVAS S-N tomando en cuenta: 1) Tipo de carga

2) Tamaño

3) Acabado de superficie

Asunciones: 1) No hay concentración de esfuerzos

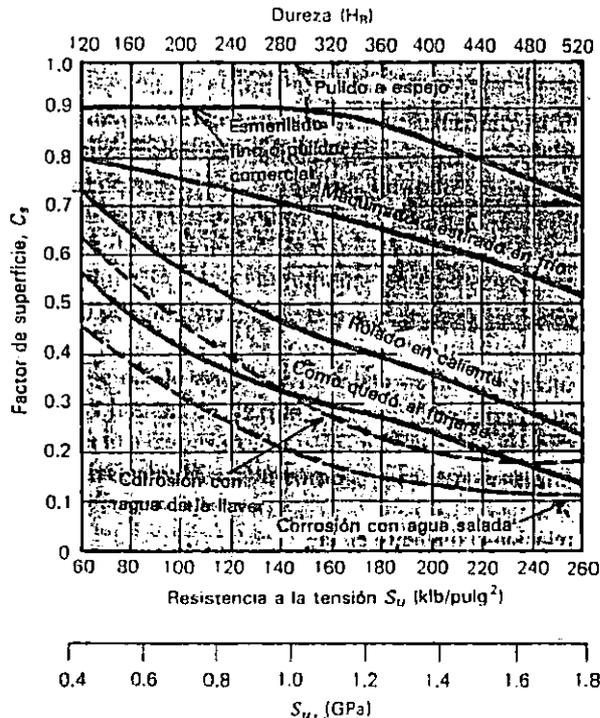
2) ~~Carga completamente invertida.~~

3) Carga simple (sólo flexión o torsión o axial)

4) Material homogéneo, libre de esfuerzos residuales.

FACTOR	CARACTERISTICAS		Valores sugeridos por JUVINALL		NOTAS
			Acero	Otros Materiales	
De carga C_L	Carga flexionante rotativa		1.0	1.0	$S_{10^3} = 0.9 S_u$
	Carga flexionante recíprocante		1.0	1.0	
	Carga Axial	Sin flexión (Fig. 12-4)	0.9	0.9	$S_{10^3} = 0.75 S_u$, para acero así como para otros materiales
		Flexión indeterminada	0.7-0.9		
		Combinación	0.9		
Carga Torsional		Materiales dúctiles $C_L = 0.58$		$S_{10^3} = 0.9 S_{us}$ $S_{us} = 0.8 S_u$ (Mat. ferroso) $S_{us} = 0.7 S_u$ (Mat. no ferroso)	
		Hierro fundido Materiales frágiles $C_L = 0.8$			
De tamaño C_D	Flexión	$\phi < 0.4''$	1.0	1.0	No tiene efecto en S_{10^3}
	Torsión	$0.4'' \leq \phi \leq 2.0''$	0.9	0.9	
	Carga axial	$\phi < 0.4''$	1.0		
		$0.4'' \leq \phi \leq 2.0''$	0.7-0.9		
Otras cargas Partes grandes		0.6-0.75			
De acabado de superficie C_S			Fig.		No tiene efecto en S_{10^3}

ANEXO No. 1.4



Reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida al acabado de la superficie: Partes de acero.

ANEXO No. 1.5

Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rodados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

[Las resistencias indicadas son valores mínimos ASTM estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (¾ a 1¼ in). Tales resistencias son adecuadas para el uso con el factor de diseño definido en la sección 1-9, siempre que los materiales cumplan los requisitos ASTM A6 o A568, o sean requeridos en las especificaciones de compra. Conviene recordar que una designación numérica no es una especificación.]

1	2	3	4 ^{Sur}	5 ^{σ_y}	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA-MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in, %	REDUCCIÓN EN ÁREA, %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	165
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

ANEXO No. 1.6

Resultados de pruebas a la tensión de algunos metales*

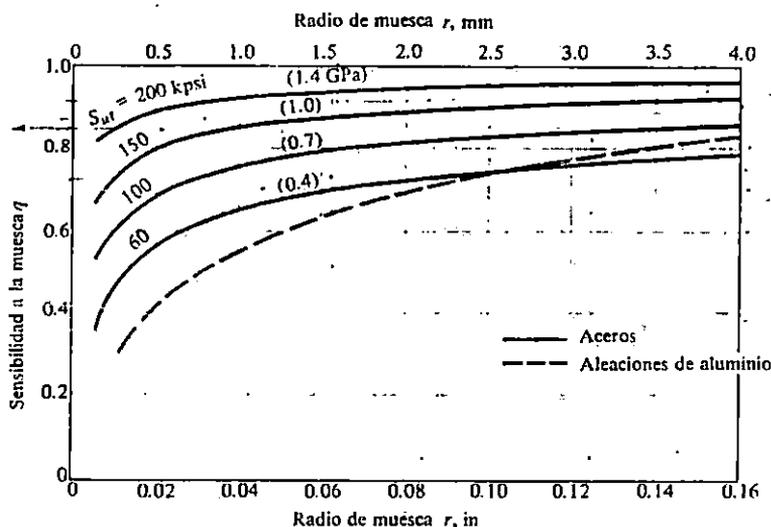
NÚMERO	MATERIAL	CONDICIÓN	RESISTENCIA				EXP. RESIST. A DEFORM. m	DEFORM. A LA FRACT. ϵ_f
			DE FLUENCIA, S_y	ÚLTIMA, S_u	DE FRACTURA, σ_f	COEFICIENTE DE DE, σ_0		
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81
4142	Acero	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18

*Valores provenientes de uno o más grados (calores) y que se cree pueden obtenerse por especificaciones de compra apropiadas. La deformación a la fractura puede variar hasta en 100%.

† Valor derivado.

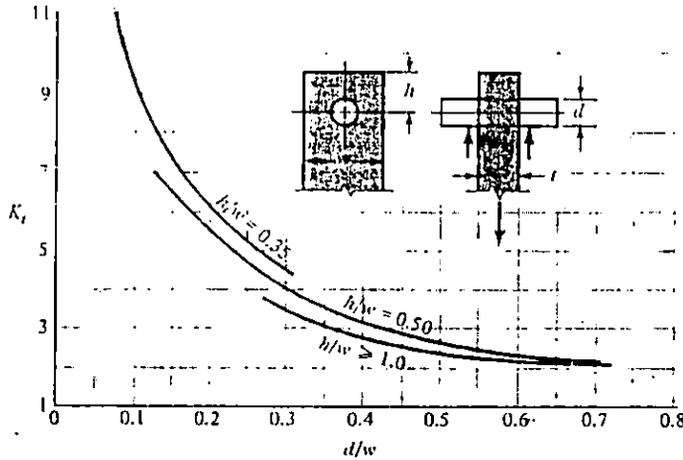
Fuente: J. Datsko, "Solid Materials," cap. 7 in Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill, Nueva York, 1986, pp. 7.47-7.50.

ANEXO No. 1.7



Diagramas de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T sometidas a cargas de flexión y cargas axiales, con inversión ambas. Para radios de muesca mayores, use los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ in (4 mm) [Reproducida con autorización de George Sines y J. L. Waisman (compiladores), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, 1959, págs. 296, 298.]

ANEXO No. 1.8

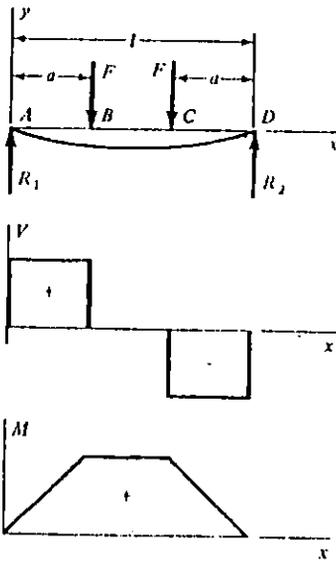


Placa con pasador en agujero. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$. Cuando exista holgura, K_t debe incrementarse de 35 a 50%. (M. M. Frocht y H. N. Hill, "Stress Concentration Factors around a Central Circular Hole in a Plate Loaded through a Pin in Hole". *J. Appl. Mechanics*. vol. 7, No. 1, marzo 1940, p. A-5.)

ANEXO No. 1.9

Cortante, momento y deflexión de vigas (cont.)

Apoyos simples. Cargas gemelas



$$\begin{aligned}
 R_1 &= R_2 = F & V_{AB} &= F & V_{BC} &= 0 \\
 V_{CD} &= -F \\
 M_{AB} &= Fx & M_{BC} &= Fa & M_{CD} &= F(l-x) \\
 y_{AB} &= \frac{Fx}{6EI} (x^2 + 3a^2 - 3la) \\
 y_{BC} &= \frac{Fa}{6EI} (3x^2 + a^2 - 3lx) \\
 y_{\max} &= \frac{Fa}{24EI} (4a^2 - 3l^2)
 \end{aligned}$$

ANEXO No. 1.10

Propiedades geométricas

PARTE 1 PROPIEDADES DE SECCIONES

A = área

G = centroide

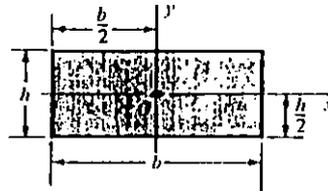
$I_x = \int x^2 dA$ = segundo momento de área respecto al eje x

$I_{xy} = \int xy dA$ = momento producto de área respecto a los ejes x y y

$J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$ = segundo momento polar de área respecto a eje que pase por G

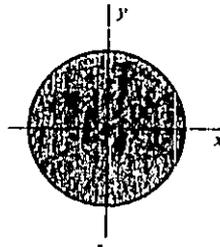
$k_x^2 = I_x/A$ = Cuadrado del radio de giro respecto al eje x

Rectángulo



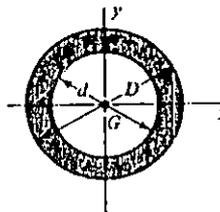
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0$$

Corona circular



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0$$

PROPIEDADES MECANICAS DE LAS ALEACIONES PESADAS NO FERROSAS *

Aleación	Composición aproximada, porcentajes	Resistencia a la cedencia por tensión, f lb/plg ²	Resistencia a la tensión lb/plg ²	Módulo de elasticidad por tensión, 10 ⁶ lb/plg ²	Porcentaje de elongación en 2 plg	Resistencia al corte, lb/plg ²	Número de dureza Rockwell	Peso, lb/plg ³
Latón para corte libre:								
Recocido		18 000	49 000	12	53	30 000	F68	0.30
1/4 duro 15% de reducción	Cobre 61.5; cinc 35.5; plomo 3	45 000	56 000	12	20	33 000	B62	0.30
Medio duro, 25% de reducción		52 000	68 000	14	18	38 000	B80	0.30
Latón con alto contenido de plomo (0.04 plg de grueso):								
Recocido, grano de 0.050 mm		15 000	47 000	12	55	33 000	F66	0.30
Extraduro	Cobre 65; cinc 33; plomo 2	62 000	85 000	15	5	45 000	B87	0.30
Latón rojo (0.04 plg de grueso):								
Recocido, grano de 0.070 mm		10 000	39 000	12	48	34 000	F66	0.31
de grueso, extra duro	Cobre 85; cinc 15	61 000	78 000	15	4	44 000	B83	0.31
Bronce al aluminio:								
Vaciado en arena		28 000	75 000	18	40	30 000	0.30
Extruido	Cobre 89; aluminio 8; hierro 3	37 500	82 000	18	25	0.30
Cobre al berilio:								
A (solución recocida)		150 000	70 000 ±	18	35	B60 ±	0.32
H.T. endurecido	Cobre 97.9; berilio 1.9; níquel 0.2	200 000	18	2	C42	0.32
Bronce al manganeso (A):								
Recocido, suave, duro 15% de reducción		30 000	65 000	13	35	42 000	B65	0.30
Bronce al fósforo, 5% (A):	Cobre 58.5; cinc 39; hierro 1.4; estaño 1; manganeso 0.1	60 000	82 000	15	25	47 000	B90	0.30
Recocido, grano de 0.035 mm		22 000	49 000	13	57	B33	0.32
Extraduro, grano de 0.015 mm		92 000	94 000	17	5	B94	0.32
Cuproníquel, 30%:		20 000	55 000	22	45	B37	0.32
Recocido a 1400°F. Laminado en frío, 50% de reducción	Cobre 70; níquel 30	78 000	85 000	22	15	B51	0.32

ANEXO No. 1.12

Características de roscas unificadas UNC y UNF*

DESIGNACIÓN DE TAMAÑO	DIÁMETRO MAYOR NOMINAL in	SERIE BASTA-UNC			SERIE FINA-UNF		
		HILOS POR PULGADA N	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN, A_t , in ²	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR, A_n , in ²	HILOS POR PULGADA N	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN, A_t , in ²	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR, A_n , in ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{8}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{1}{2}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{5}{8}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{3}{4}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{7}{8}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$1\frac{1}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$1\frac{1}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$1\frac{3}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{2}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{3}{4}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

*Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó con la ecuación $d_n = d - 1.299\ 038\ p$, y el diámetro de paso, a partir de $d_n = d - 0.649\ 519\ p$. La media del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

ANEXO No. 1.13

Especificaciones SAE para pernos de acero

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVO in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	1/4-1 1/4	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	1/4-1 1/4	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono	
4	1/2-1 1/2	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	1/2-1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	1/2-1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	1/2-1 1/2	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	1/2-1 1/2	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	1/2-1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

ANEXO No. 1.14

Límites de fatiga corregidos totalmente para pernos y tornillos con rosca laminada

GRADO O CLASE	INTERVALO DE TAMAÑOS	LÍMITE DE FATIGA
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 in	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{4}$ -1 $\frac{1}{2}$ in	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ -1 $\frac{1}{2}$ in	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ -1 $\frac{1}{2}$ in	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

ANEXO No. 1.15

Serie de tolerancias fundamentales ISO, 6 DIN 7 151

Medidas nominales mm	IT																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
más de 1 hasta 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	—	—
más de 3 hasta 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	—	—
más de 6 hasta 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	35	58	90	150	220	360	580	900	1500	—
más de 10 hasta 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
más de 18 hasta 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
más de 30 hasta 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
más de 50 hasta 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
más de 80 hasta 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
más de 120 hasta 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
más de 180 hasta 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
más de 250 hasta 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
más de 315 hasta 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900
más de 400 hasta 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700

ANEXO No. 1.16

Diferencias en micras para campos de tolerancias seleccionados según DIN 7.157

Abreviatura ISO	Serie	1	x8/u8 ¹⁾		r6	n6	k6	l6	h6	h9	h11	g6	f7	e8	d9	c11	a11	H7	H8	H11	G7	F8	E9	D10	C11	A11
			2	3																						
Medidas nominales mm	desde	1	+34	+20	+16	+10	+6	+4	0	0	-2	-6	-14	-20	-60	-270	+10	+14	+60	+12	+20	+39	+60	+120	+330	
	hasta	3	+20	+14	+10	+4	0	-2	-6	-25	-60	-8	-16	-28	-45	-120	-300	0	0	0	+2	+6	+14	+20	+60	
	más de	3	+46	+27	+23	+16	+9	+6	0	0	0	-4	-10	-23	-30	-70	-270	+12	+18	+75	+16	+28	+50	+78	+145	
	hasta	6	+28	+19	+15	+8	+1	-2	-8	-30	-75	-12	-22	-38	-60	-145	-345	0	0	0	+4	+10	+20	+30	+70	
	más de	6	+56	+32	+28	+19	+10	+7	0	0	0	-5	-13	-25	-40	-80	-280	+15	+22	+90	+20	+35	+61	+98	+170	
	hasta	10	+34	+23	+19	+10	+1	-2	-9	-36	-90	-14	-28	-47	-76	-170	-370	0	0	0	+5	+13	+25	+40	+80	
	más de	10	+67	+39	+34	+23	+12	+8	0	0	0	-8	-16	-32	-50	-95	-290	+18	+27	+110	+24	+43	+75	+120	+205	
	hasta	14	+40	+28	+23	+12	+1	-3	-11	-43	-110	-17	-34	-59	-93	-205	-400	0	0	0	+6	+16	+32	+50	+95	
	más de	14	+72	+39	+34	+23	+12	+8	0	0	0	-6	-16	-32	-50	-95	-290	+18	+27	+110	+24	+43	+75	+120	+205	
	hasta	18	+45	+28	+23	+12	+1	-3	-11	-43	-110	-17	-34	-59	-93	-205	-400	0	0	0	+6	+16	+32	+50	+95	
	más de	18	+87	+48	+41	+28	+15	+9	0	0	0	-7	-20	-40	-65	-110	-300	+21	+33	+130	+28	+53	+92	+149	+240	
	hasta	24	+54	+35	+28	+15	+2	-4	-13	-52	-130	-20	-41	-73	-117	-240	-430	0	0	0	+7	+20	+40	+65	+110	
	más de	24	+81	+48	+41	+28	+15	+9	0	0	0	-9	-25	-50	-80	-120	-310	+25	+39	+160	+34	+64	+112	+180	+290	
	hasta	30	+60	+43	+34	+17	+2	-5	-16	-62	-160	-25	-50	-89	-142	-130	-320	0	0	0	+9	+25	+50	+80	+120	
más de	30	+99	+59	+50	+33	+18	+11	0	0	0	-9	-25	-50	-80	-120	-310	+25	+39	+160	+34	+64	+112	+180	+290		
hasta	40	+60	+43	+34	+17	+2	-5	-16	-62	-160	-25	-50	-89	-142	-130	-320	0	0	0	+9	+25	+50	+80	+120		
más de	40	+109	+60	+53	+39	+21	+12	0	0	0	-10	-30	-60	-100	-150	-350	+30	+46	+190	+40	+76	+134	+220	+340		
hasta	50	+70	+49	+41	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+200		
más de	50	+133	+72	+60	+39	+21	+12	0	0	0	-10	-30	-60	-100	-150	-350	+30	+46	+190	+40	+76	+134	+220	+340		
hasta	65	+87	+53	+41	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+200		
más de	65	+148	+78	+67	+45	+25	+13	0	0	0	-12	-36	-72	-120	-170	-380	+35	+54	+220	+47	+90	+159	+260	+390		
hasta	80	+102	+59	+43	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+200		
más de	80	+178	+93	+73	+45	+25	+13	0	0	0	-12	-36	-72	-120	-170	-380	+35	+54	+220	+47	+90	+159	+260	+390		
hasta	100	+124	+71	+51	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+200		
más de	100	+198	+101	+76	+45	+25	+13	0	0	0	-12	-36	-72	-120	-170	-380	+35	+54	+220	+47	+90	+159	+260	+390		
hasta	120	+144	+79	+54	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+200		
más de	120	+233	+117	+88	+45	+25	+13	0	0	0	-14	-43	-85	-145	-210	-520	+40	+63	+250	+54	+106	+185	+305	+460		
hasta	140	+170	+72	+53	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+200		
más de	140	+253	+125	+90	+45	+25	+13	0	0	0	-14	-43	-85	-145	-210	-520	+40	+63	+250	+54	+106	+185	+305	+460		
hasta	160	+190	+100	+65	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+14	+43	+85	+145	+210		
más de	160	+273	+133	+93	+45	+25	+13	0	0	0	-14	-43	-85	-145	-210	-520	+40	+63	+250	+54	+106	+185	+305	+460		
hasta	180	+210	+108	+68	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+14	+43	+85	+145	+210		
más de	180	+298	+151	+106	+45	+25	+13	0	0	0	-14	-43	-85	-145	-210	-520	+40	+63	+250	+54	+106	+185	+305	+460		
hasta	200	+236	+122	+77	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+14	+43	+85	+145	+210		
más de	200	+330	+159	+109	+45	+25	+13	0	0	0	-15	-50	-100	-170	-250	-740	+46	+72	+290	+61	+122	+215	+355	+550		
hasta	225	+258	+120	+80	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+15	+50	+100	+170	+260		
más de	225	+354	+169	+113	+45	+25	+13	0	0	0	-15	-50	-100	-170	-250	-740	+46	+72	+290	+61	+122	+215	+355	+550		
hasta	250	+284	+140	+84	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+15	+50	+100	+170	+260		
más de	250	+396	+190	+126	+45	+25	+13	0	0	0	-17	-56	-110	-190	-280	-820	+52	+81	+320	+69	+137	+240	+400	+600		
hasta	280	+315	+158	+94	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+17	+56	+110	+190	+290		
más de	280	+431	+202	+130	+45	+25	+13	0	0	0	-18	-62	-125	-210	-300	-920	+57	+89	+360	+75	+151	+265	+440	+660		
hasta	315	+350	+170	+98	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+17	+56	+110	+190	+290		
más de	315	+479	+226	+144	+45	+25	+13	0	0	0	-18	-62	-125	-210	-300	-920	+57	+89	+360	+75	+151	+265	+440	+660		
hasta	355	+370	+193	+108	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+18	+62	+125	+210	+330		
más de	355	+524	+244	+150	+45	+25	+13	0	0	0	-20	-68	-135	-230	-340	-1000	+63	+97	+400	+83	+165	+290	+480	+720		
hasta	400	+435	+208	+114	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+18	+62	+125	+210	+330		
más de	400	+572	+272	+166	+45	+25	+13	0	0	0	-20	-68	-135	-230	-340	-1000	+63	+97	+400	+83	+165	+290	+480	+720		
hasta	450	+490	+232	+122	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+18	+62	+125	+210	+330		
más de	450	+637	+292	+172	+45	+25	+13	0	0	0	-20	-68	-135	-230	-340	-1000	+63	+97	+400	+83	+165	+290	+480	+720		
hasta	500	+540	+252	+132	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-128	-207	-180	-410	0	0	0	+18	+62	+125	+210	+330		

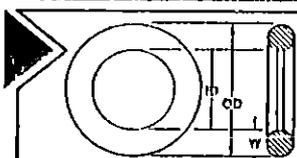
¹⁾ Hasta medida nominal 24 mm x8, pasando de 24 mm medida nominal a8

ANEXO No. 1.17

Aplicaciones recomendadas de los ajustes en la serie 1

<i>Asiento</i>	<i>Ajuste</i>	<i>Signos (antiguos)</i>	<i>Signos (nuevos)</i>	<i>Forma de montaje</i>	<i>Aplicación</i>
Forzado con prensa	H7 - u8	▽▽	N8/▽	Con prensa, a mano y con diferencia de temperatura	Para órganos fijos con apriete muy fuerte. El desmontaje sólo es posible cambiando uno de los dos elementos
Forzado con prensa	H7 - r8	▽▽	N8/▽	A mano con martillo o prensa y con diferencia de temperatura	Ajustes prensados no desmontables, para partes que forman una sola pieza con transmisión de esfuerzos axiales y pares torsores, sin clavota
Forzado con prensa	H7 - n8	▽▽▽	N6/▽	Con prensa	Para órganos fijos, montados bajo fuerte presión, sin deslizamiento axial ni rotación
De deslizamiento	H7 - h8	▽▽▽	N6/▽	De deslizamiento a mano	Como H8 - h5 pero con cargas de menor precisión y asiento más largo
Deslizante	H8 - h9			A mano	Ajustes deslizables axialmente, lubricados, con asiento muy largo y poca precisión
Libro normal	H7 - f7	▽▽▽	N6/▽	Libro o mano	Ajustes generales con cargas bajas y poca exigencia de centado
Libro normal	F8 - h8	▽▽▽	N6/▽	A mano	Para órganos que deban tener relativa movilidad pero sin juego apreciable
Libro normal	H8 - f7	▽▽▽	N6/▽	A mano	Como la anterior pero con menos precisión
Libro normal	F8 - h9	▽▽	N8/▽	A mano	Para órganos móviles, juegos medianos
Libro normal	E9 - h9	▽▽	N8/▽	A mano	Para órganos móviles, juegos medianos
Libro muy amplio	D10 - h9	▽▽	N8/▽	A mano	Como el anterior, pero siempre con juego muy considerable
Libro amplio	C11 - h9	▽▽	N8/▽	A mano	Para ajustes con partes muy libres en que interviene una gran variación de juegos

2582 Viton O-Rings & Assortments



O-Ring Size and Ordering Information

Depend on these resilient O-rings when you need a reliable seal in strong vacuum to high pressure circumstances with up to a 5% installed stretch. Our selection of O-rings enables you to choose from a variety of materials for sealing cylinders, valves, faucets, flanges, compressors, engines, and boss tube fittings. Sizes are

set by Aerospace Standard AS568A published by the Society of Automotive Engineers and are designated by dash numbers shown on the chart below. O-rings shown on these and the following pages are listed by AS568A standard O-ring dash number and McMaster-Carr part number. See page 2588 for metric sizes. Please order by McMaster-Carr part number.

AS568A Dash No.	ID x OD	AS568A Dash No.	ID x OD	AS568A Dash No.	ID x OD	AS568A Dash No.	ID x OD	AS568A Dash No.	ID x OD	AS568A Dash No.	ID x OD	FOR BOSS TUBE FITTINGS (Cont.) Dash No.	ID x OD
1/2" WIDTH		1/2" WIDTH (Cont.)		3/2" WIDTH (Cont.)		3/2" WIDTH (Cont.)		3/2" WIDTH (Cont.)		3/2" WIDTH (Cont.)		1/2" WIDTH (Cont.)	
001	1/2" x 3/4"	027	1 1/2" x 1 1/2"	117	1 1/2" x 1"	145	2 1/2" x 2 1/2"	230	2 1/2" x 2 1/2"	231	2 3/4" x 2 3/4"	902	0.239" x 0.367"
002	3/4" x 1"	029	1 1/2" x 1 3/4"	118	1 3/4" x 1 1/2"	146	2 3/4" x 2 3/4"	231	2 3/4" x 2 3/4"	232	2 3/4" x 3"	903	0.301" x 0.429"
1/8" WIDTH		1/8" WIDTH (Cont.)		1/2" WIDTH (Cont.)		1/2" WIDTH (Cont.)		1/2" WIDTH (Cont.)		1/2" WIDTH (Cont.)		0.072" WIDTH	
003	1/8" x 1/4"	031	1 3/4" x 1 3/4"	120	1" x 1 1/2"	148	2 3/4" x 2 1/2"	232	2 3/4" x 3"	233	2 3/4" x 3 1/2"	0.072" WIDTH	
004	1/8" x 1/4"	032	1 3/4" x 2"	121	1 1/8" x 1 1/4"	149	2 1/2" x 3"	234	3" x 3 1/2"	234	3" x 3 1/2"	904	0.351" x 0.495"
005	3/32" x 1/2"	033	2" x 2 1/2"	122	1 1/2" x 1 3/4"	150	2 1/2" x 3 1/2"	235	3 1/2" x 3 1/2"	235	3 1/2" x 3 1/2"	905	0.414" x 0.558"
006	1/4" x 1/2"	034	2 1/2" x 2 1/2"	123	1 3/4" x 1 3/4"	151	3" x 3 1/2"	236	3 1/2" x 3 1/2"	237	3 1/2" x 3 1/2"	0.078" WIDTH	
007	3/8" x 1/2"	035	2 1/2" x 2 3/4"	124	1 1/2" x 1 1/2"	210	3/4" x 1"	237	3 1/2" x 3 1/2"	325	1 1/2" x 1 1/2"	0.082" WIDTH	
008	3/8" x 1/2"	036	2 3/4" x 2 3/4"	125	1 3/4" x 1 1/2"	211	1 1/4" x 1 1/4"	326	1 1/2" x 2"	326	1 1/2" x 2"	907	0.530" x 0.694"
009	1/2" x 1/2"	037	2 3/4" x 2 3/4"	126	1 3/4" x 1 1/2"	212	1 1/2" x 1 1/2"	327	1 3/4" x 2 1/2"	327	1 3/4" x 2 1/2"	0.087" WIDTH	
010	1/2" x 1/2"	038	2 3/4" x 2 3/4"	127	1 1/2" x 1 1/2"	213	1 1/2" x 1 1/2"	328	1 3/4" x 2 1/2"	328	1 3/4" x 2 1/2"	908	0.614" x 0.818"
011	3/4" x 1/2"	039	2 3/4" x 2 3/4"	128	1 1/2" x 1 1/2"	214	1" x 1 1/4"	329	2" x 2 1/2"	329	2" x 2 1/2"	0.097" WIDTH	
012	3/4" x 1/2"	040	2 3/4" x 3"	129	1 1/2" x 1 1/2"	215	1 1/4" x 1 1/4"	330	2 1/2" x 2 1/2"	330	2 1/2" x 2 1/2"	909	0.706" x 0.900"
013	3/4" x 1/2"	041	3" x 3 1/2"	130	1 1/4" x 1 1/4"	216	1 1/4" x 1 1/4"	331	2 1/2" x 2 1/2"	331	2 1/2" x 2 1/2"	910	0.755" x 0.949"
014	1/2" x 3/4"	042	3 1/4" x 3 1/2"	131	1 1/4" x 1 1/4"	217	1 1/4" x 1 1/4"	332	2 1/2" x 2 1/2"	332	2 1/2" x 2 1/2"	0.116" WIDTH	
015	1/2" x 3/4"	043	3 1/2" x 3 1/2"	132	1 1/4" x 1 1/4"	218	1 1/2" x 1 1/2"	333	2 1/2" x 2 1/2"	333	2 1/2" x 2 1/2"	911	0.883" x 1.095"
016	5/8" x 3/4"	044	3 3/4" x 3 1/2"	133	1 1/4" x 2"	219	1 1/2" x 1 1/2"	334	2 1/2" x 3"	334	2 1/2" x 3"	912	0.924" x 1.156"
017	1 1/4" x 1 1/2"	045	4" x 4 1/2"	134	1 1/2" x 2 1/2"	220	1 1/2" x 1 1/2"	335	2 3/4" x 3 1/2"	335	2 3/4" x 3 1/2"	913	0.986" x 1.218"
018	3/4" x 1 1/2"	046	4 1/4" x 4 1/2"	135	1 1/2" x 2 1/2"	221	1 1/2" x 1 1/2"	336	2 3/4" x 3 1/2"	336	2 3/4" x 3 1/2"	914	1.047" x 1.279"
019	1 1/4" x 1 1/2"	3/2" WIDTH		136	2" x 2 1/2"	222	1 1/2" x 1 1/2"	337	3" x 3 1/2"	337	3" x 3 1/2"	916	1.171" x 1.403"
020	1 1/4" x 1 1/2"	110	3 1/2" x 3 1/2"	137	2 1/4" x 2 1/2"	223	1 1/2" x 1 1/2"	338	3 1/4" x 3 1/2"	338	3 1/4" x 3 1/2"	918	1.355" x 1.587"
021	1 1/4" x 1 1/2"	111	3 1/2" x 3 1/2"	138	2 1/4" x 2 1/2"	224	1 1/2" x 1 1/2"	FOR BOSS TUBE FITTINGS		920	1.475" x 1.711"		
022	1 1/4" x 1 1/2"	112	3 1/2" x 3 1/2"	139	2 1/4" x 2 1/2"	225	1 1/2" x 1 1/2"	0.056" WIDTH		924	1.720" x 1.956"		
023	1 1/4" x 1 1/2"	113	3 1/2" x 3 1/2"	140	2 1/4" x 2 1/2"	226	2" x 2 1/2"	901	0.185" x 0.297"	928	2.090" x 2.326"		
024	1 1/4" x 1 1/2"	114	3 1/2" x 3 1/2"	141	2 1/4" x 2 1/2"	227	2 1/2" x 2 1/2"			932	2.337" x 2.573"		
025	1 1/4" x 1 1/2"	115	3 1/2" x 3 1/2"	142	2 1/4" x 2 1/2"	228	2 1/2" x 2 1/2"						
026	1 1/4" x 1 1/2"	116	3 1/2" x 3 1/2"	143	2 1/4" x 2 1/2"	229	2 1/2" x 2 1/2"						
				144	2 1/2" x 2 1/2"								

Teflon V-Ring/Buna-N O-Ring Packing Sets



A Teflon V-ring seals the Buna-N O-ring within itself when compressed. The Buna-N interior permits greater compression than Teflon alone. This minimizes the need for external springs and periodic adjustments to maintain the seal. Teflon adds thermal protection, corrosion resistance, and chemical inertness.

Set includes three Teflon V-rings plus two Buna-N O-rings. The 1/2" ID set has a stack height of .525"; 3/4"-1 1/2" ID sets have a .515" stack height; 1 1/4"-1 1/2" ID sets have a .575" stack height.

ID	OD	No.	NET/SET	ID	OD	No.	NET/SET
1/2"	1"	9609K41	\$9.71	1 1/4"	1 3/4"	9609K46	\$13.02
3/4"	1 1/4"	9609K42	10.40	1 1/4"	1 3/4"	9609K47	13.20
1"	1 1/2"	9609K43	11.29	1 1/4"	1 3/4"	9609K48	13.09
1 1/4"	1 3/4"	9609K44	12.00	1 1/2"	2"	9609K49	14.00
1 1/2"	1 3/4"	9609K45	12.20				

Buna-N Homogeneous U-Cups



U-cups are designed for low-pressure pneumatic and hydraulic applications on rod and piston assemblies. Cups are made from a high-tensile, low-friction Buna-N compound that is highly wear resistant. The wall base thickness is equivalent to the height. Temperature range: -30° to +225° F. Maximum operating pressure: 1000 psi. Five cups are furnished per package.

Hole Size	OD	No.	NET/PKG.	Hole Size	OD	No.	NET/PKG.
1/4"	3/4"	9691K18	\$3.94	1 1/4"	1 1/2"	9691K36	\$8.54
3/8"	1"	9691K21	3.94	1 1/4"	1 1/2"	9691K37	6.54
1/2"	1 1/4"	9691K23	3.94	1 1/2"	1 3/4"	9691K38	6.54
5/8"	1 1/2"	9691K25	4.77	1 1/2"	1 3/4"	9691K39	6.54
3/4"	1 3/4"	9691K27	4.77	1 3/4"	2"	9691K41	6.54
1"	1 3/4"	9691K29	4.77	1 3/4"	2"	9691K42	6.54
1 1/4"	1 3/4"	9691K31	4.77	2"	2 1/2"	9691K43	6.54
1 1/2"	1 3/4"	9691K33	4.77	2 1/4"	2 1/2"	9691K45	6.54
1 3/4"	1 3/4"	9691K35	4.77	2 1/2"	3"	9691K46	6.54
4 3/4" height.				2 1/2"	3 1/4"	9691K48	7.66

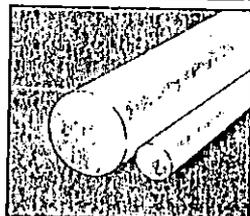
Teflon® Rods, Tubes & Sheets

Teflon® Rods

Furnished in one foot increments up to a maximum length of 6 feet. Diameters greater than 1" are also available in 6" lengths.

Tolerance: 1/4" to 3/4" (+.001"); 3/8" to 1 1/2" (+.002"); 2" to 2 1/2" (+.003"); 3" and up (+.030").

Dia.	No.	NET/FOOT	Dia.	No.	NET/FOOT	Dia.	No.	NET/FOOT
1/8"	8546K31	\$0.89	3/8"	8546K25	\$18.81	1 1/2"	8546K20	\$66.67
3/16"	8546K32	1.27	1"	8546K16	20.82	1 3/4"	8546K11	68.04
1/4"	8546K11	1.89	1 1/8"	8546K26	27.02	2"	8546K10	67.39
3/8"	8546K12	3.50	1 1/4"	8546K17	29.29	2 1/2"	8546K21	108.20
1/2"	8546K13	8.22	1 3/8"	8546K27	38.88	3"	8546K22	149.38
5/8"	8546K14	9.67	1 1/2"	8546K18	41.33	3 1/2"	8546K23	177.60
3/4"	8546K15	12.23	1 3/4"	8546K28	49.61	4"	8546K24	236.49



ANEXO No. 1.22

Precision Compression Springs

Fractional Precision Compression Springs

When meeting exact tolerances is of ultimate importance, use those precision-engineered springs. The outside diameter (OD) is manufactured to critical thousandths, rather than standard fractional sizes, for pinpoint measurements.

Music wire springs are zinc-plated and meet Federal Specification QQW 470, Type 302 stainless steel springs have a passivated finish and

meet Federal Specification QQW 423.

Prices shown are for 1 to 24 springs; for 25 or more individual springs, deduct 30% from the price.



150-PIECE ASSORTMENTS

Assortments have two each of the same springs as listed below. Packed in a compartmented box.

Spring Material No. NET EACH
 Music Wire..... 9434K21..... \$107.59
 Stainless Steel..... 9435K2..... 151.82

WIRE		MUSIC WIRE		STAINLESS STEEL	
OD	Wire Dia.	O'all Lg.	Rate, Lbs./In.	No.	NET EACH
.120	.016	.0250	17.5	9434K12	\$1.55
.120	.016	.0500	8.5	9434K13	1.55
.120	.016	.0750	5.0	9434K14	1.48
.120	.018	.0750	8.5	9434K17	1.48
.120	.022	.0600	31.0	9434K19	1.48
.120	.022	.08125	18.0	9434K2	1.48
.180	.016	.0750	2.5	9434K23	1.48
.180	.018	.0500	7.0	9434K25	1.55
.180	.026	.05625	23.0	9434K31	1.48
.180	.026	.0875	15.0	9434K32	1.48
.180	.032	1.000	29.0	9434K35	1.55
.240	.022	.0375	12.0	9434K36	1.55
.240	.022	.05625	8.0	9434K37	1.55
.240	.022	.08125	5.0	9434K38	1.55
.240	.026	.0625	12.5	9434K4	1.55
.240	.026	.0875	8.0	9434K41	1.55
.240	.032	.0625	28.0	9434K43	1.55
.240	.032	1.000	16.0	9434K44	1.40
.240	.038	.0750	46.0	9434K46	1.55
.240	.038	1.500	21.0	9434K47	1.55
.240	.042	.08125	60.0	9434K49	1.55
.240	.042	1.500	31.0	9434K101	1.48
.300	.022	.0500	6.5	9434K51	1.55
.300	.022	.06875	4.5	9434K52	1.55
.300	.022	.0875	3.0	9434K53	1.55
.300	.026	1.000	5.0	9434K56	1.55
.300	.032	.06875	16.0	9434K58	1.55
.300	.032	1.000	10.0	9434K59	1.55
.300	.038	1.500	13.5	9434K62	1.55
.300	.042	1.500	20.0	9434K65	1.55
.300	.045	.08125	51.0	9434K67	1.55
.300	.045	1.500	26.0	9434K162	1.03
.360	.026	.0750	6.0	9434K7	1.55
.360	.026	1.125	3.5	9434K71	1.55
.360	.032	.0500	18.0	9434K72	1.55
.360	.032	.0875	10.0	9434K73	1.55
.360	.032	1.500	5.5	9434K74	1.55
.360	.038	.08125	19.0	9434K76	1.55

WIRE		MUSIC WIRE		STAINLESS STEEL	
OD	Wire Dia.	O'all Lg.	Rate, Lbs./In.	No.	NET EACH
.360	.038	1.500	9.0	9434K77	\$1.55
.360	.042	.08125	28.0	9434K79	1.55
.360	.042	1.500	14.5	9434K8	1.55
.360	.045	.08125	37.0	9434K82	1.55
.360	.045	1.500	18.0	9434K83	1.55
.420	.038	1.500	7.0	9434K88	1.55
.420	.042	1.500	10.5	9434K89	1.55
.420	.047	.0875	28.0	9434K91	1.55
.420	.055	1.500	28.0	9434K95	1.55
.480	.038	.0875	10.5	9434K97	1.55
.480	.038	1.500	6.0	9434K98	1.55
.480	.042	1.500	8.5	9434K112	1.65
.480	.045	.0500	35.0	9434K113	1.65
.480	.045	.0875	19.0	9434K114	1.65
.480	.045	1.500	11.0	9434K115	1.65
.480	.055	.0875	38.0	9434K117	1.65
.480	.055	1.500	22.0	9434K118	1.65
.480	.063	.0875	65.0	9434K122	1.65
.480	.063	1.500	37.0	9434K121	1.65
.600	.045	.0875	12.0	9434K123	1.65
.600	.045	1.500	6.5	9434K124	1.65
.600	.055	1.500	15.0	9434K127	1.85
.600	.063	1.500	24.0	9434K153	1.85
.600	.067	1.750	24.0	9434K133	1.85
.600	.072	.0750	78.0	9434K134	1.85
.600	.072	1.250	45.0	9434K135	1.85
.600	.072	2.000	26.0	9434K136	1.85
.720	.055	.0750	23.0	9434K137	1.85
.720	.055	1.250	14.0	9434K138	1.85
.720	.055	2.000	8.5	9434K139	1.85
.720	.063	.0750	93.0	9434K154	1.85
.720	.063	1.250	19.0	9434K141	1.85
.720	.063	2.000	11.0	9434K142	1.85
.720	.067	2.000	15.5	9434K145	1.85
.720	.072	.0875	48.0	9434K146	1.85
.720	.072	1.250	33.0	9434K147	1.85
.720	.072	2.000	20.0	9434K148	1.85

* Rate for music wire. Multiply by % (.833) for stainless steel rate.

Metric Precision Compression Springs

Designed with closed flat ends, these springs are for high-stress applications. Music wire meets DIN 17223, Class C, #1120N tolerances. Stainless steel meets DIN 17224, #14310. Dimensions and force tolerances for all parts meet or exceed DIN 2095 (Grade 2).

WIRE		MUSIC WIRE		STAINLESS STEEL			
Rod Hole Size, mm	O'all Size, mm	Rate, N/mm	No.	NET EACH	No.	NET EACH	
3.9	6.1	18.50	1.55	94125K379	\$1.86	94125K389	\$2.37
4.0	6.2	9.40	1.46	94125K422	1.86	94125K472	2.37
4.0	6.2	14.00	0.93	94125K424	1.86	94125K474	2.37
4.0	6.2	20.50	0.61	94125K426	1.86	94125K476	2.37
4.0	6.2	30.00	0.41	94125K428	1.86	94125K478	2.37
4.0	6.2	44.50	0.27	94125K432	1.86	94125K482	2.37
4.1	6.0	24.00	0.25	94125K412	1.86	94125K452	2.37
4.1	6.0	10.50	0.60	94125K414	1.86	94125K454	2.37
4.1	6.0	16.00	0.36	94125K416	1.86	94125K456	2.37
4.1	6.0	35.00	0.17	94125K417	1.86	94125K457	2.37
4.1	6.0	53.00	0.11	94125K418	1.86	94125K458	2.37
5.0	7.6	11.50	1.83	94125K521	1.86	94125K561	2.37
5.0	7.6	17.00	1.17	94125K523	1.86	94125K563	2.37
5.0	7.6	25.50	0.76	94125K525	1.86	94125K565	2.37
5.0	7.6	36.50	0.51	94125K529	1.86	94125K569	2.37
5.0	7.6	54.00	0.34	94125K531	1.86	94125K571	2.37
5.0	7.7	10.50	4.77	94125K534	1.86	94125K574	2.37
5.0	7.7	15.50	3.03	94125K537	1.86	94125K577	2.37
5.0	7.7	23.00	1.96	94125K541	1.86	94125K581	2.37
5.0	7.7	33.00	1.33	94125K542	1.86	94125K582	2.37
5.0	7.7	48.00	0.90	94125K547	1.86	94125K587	2.37
6.0	11.6	23.00	63.55	94125K624	1.86	94125K664	2.37
6.0	11.6	36.50	36.87	94125K626	1.86	94125K666	2.37
6.0	11.6	56.80	22.56	94125K628	1.86	94125K668	2.37
6.1	9.6	15.00	14.32	94125K612	1.86	94125K652	2.37
6.1	9.6	22.00	8.92	94125K614	1.86	94125K654	2.37
6.1	9.6	33.00	5.83	94125K616	1.86	94125K656	2.37
6.1	9.6	47.50	3.96	94125K618	1.86	94125K658	2.37
6.1	9.6	69.00	2.69	94125K619	1.86	94125K659	2.37
6.5	9.8	13.00	5.68	94125K631	1.86	94125K671	2.37
6.5	9.8	19.00	3.61	94125K633	1.86	94125K673	2.37
6.5	9.8	28.50	2.33	94125K635	1.86	94125K675	2.37

65-PIECE ASSORTMENTS

Assortments include one each of the sizes listed below.

WIRE		MUSIC WIRE		STAINLESS STEEL			
Rod Hole Size, mm	O'all Size, mm	Rate, N/mm	No.	NET EACH	No.	NET EACH	
6.5	9.6	40.50	1.59	94125K636	\$1.86	94125K676	\$2.37
6.5	9.6	59.00	1.08	94125K639	1.86	94125K679	2.37
7.5	12.5	18.00	46.58	94125K711	1.86	94125K751	2.37
7.5	12.5	26.50	29.71	94125K712	1.86	94125K752	2.37
7.5	12.5	38.50	19.22	94125K716	1.86	94125K756	2.37
7.5	12.5	55.00	13.04	94125K718	1.86	94125K758	2.37
7.5	12.5	79.50	8.81	94125K719	1.86	94125K759	2.37
7.8	14.6	20.50	127.49	94125K728	1.86	94125K768	2.37
7.8	14.6	29.00	62.86	94125K734	1.86	94125K774	2.37
7.8	14.6	45.90	46.88	94125K736	1.86	94125K776	2.37
7.8	14.6	71.40	28.73	94125K739	1.86	94125K779	2.37
8.2	11.9	20.00	7.09	94125K811	2.23	94125K861	2.66
8.2	11.9	29.50	4.51	94125K813	2.23	94125K863	2.66
8.2	11.9	44.50	2.92	94125K815	2.23	94125K865	2.66
8.2	11.9	64.00	1.99	94125K817	2.23	94125K867	2.66
8.2	11.9	93.50	1.34	94125K819	2.23	94125K869	2.66
8.4	11.8	17.50	2.90	94125K832	2.40	94125K882	3.11
8.4	11.8	26.00	1.85	94125K837	2.40	94125K887	3.11
8.4	11.8	39.00	1.20	94125K839	2.40	94125K889	3.11
8.4	11.8	56.00	0.81	94125K844	2.40	94125K894	3.11
8.4	11.8	81.50	0.55	94125K848	2.40	94125K898	3.11
10.0	15.6	20.00	32.46	94125K136	2.40	94125K186	3.11
10.0	15.6	30.20	20.69	94125K138	2.40	94125K188	3.11
10.0	15.6	48.90	11.96	94125K141	2.40	94125K191	3.11
10.3	14.7	24.00	9.76	94125K112	2.40	94125K162	3.11
10.3	14.7	36.00	6.23	94125K114	2.40	94125K164	3.11
10.3	14.7	53.50	4.04	94125K116	2.40	94125K166	3.11
10.3	14.7	78.00	2.73	94125K118	2.40	94125K168	3.11
10.6	14.6	27.00	3.63	94125K121	2.40	94125K171	3.11
10.6	14.6	41.50	2.31	94125K123	2.40	94125K173	3.11
10.6	14.6	62.50	1.49	94125K125	2.40	94125K175	3.11
10.6	14.6	90.50	1.02	94125K127	2.40	94125K177	3.11

See page 2674 for spring terminology and material information.

ANEXO No. 1.23

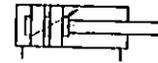
Zylinder, doppelwirkend,
Endlagendämpfung, berührungslose
Signalabgabe, 32 x 150
Cylinder, double acting, cushioning,
for use with proximity switch, 32 x 150
Vérin, double effet, amortissement,
detection magnetique, 32 x 150



0,430

1 827 001 852

1



ANEXO No. 1.24

3/2-Wegeventil, G 1/8 (n.g./n.o.),
pneumatisch betätigt, Impuls
3/2 directional control valve, G 1/8
(n.c./n.o.), pneumatically operated,
impulse
Distributeur 3/2, G 1/8 (n.f./n.o.),
à commande pneumatique, bistable



0,275

1 827 003 078

1



Kenngrößen		
Allgemein		
Bauart		Schieberventil, Abdichtung metallisch
Befestigungsart		über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse oder in Schalttafel
Anschlußgewinde		G 1/8
Einbaulage		beliebig 0 820 402 019: waagrecht
Umgebungstemperatur	$\vartheta_{U,max.}$	80 °C
Mediumtemperatur	$\vartheta_{M,max.}$	80 °C
Pneumatisch		
Mindest zulässiger Druck	p_e	Vakuum
Nennndruck	p_e	10 bar
Nenndurchfluß	q_v	280 l/min.
Nenngröße		4
Betätigungsart		mechanisch und durch Muskelkraft

hinweis für Luftaufbereitung siehe Register 10

Ausführung:

- Schieberventil,
Abdichtung Metall auf Metall;
Stahlschieber eingeschliffen in
Gehäuse
- Schieber, Gehäuse und Feder aus
nichtrostendem Stahl
- Lange Lebensdauer durch metallische
Abdichtung
- Großer Durchfluß bei kleiner
Baugröße
- Geringe Betätigungskräfte,
unabhängig vom Betriebsdruck
- Alle Entlüftungsbohrungen haben
Gewinde (gefaßte Abluft)
- Schieber arbeitet überschneidungs-
frei, d. h., während der Umschaltung
alle Verbindungen gesperrt
- Auch in Gegenrichtung durchström-
bar, somit zwei unterschiedliche
Ruhestellungen
- Kann auch als 2/2 Wegeventil ein-
gesetzt werden (durch Verschließen
eines Anschlusses)

ANEXO No. 1.25

5/2-Wegeventil, G 1/8,
Drucktaste
5/2 directional control valve, G 1/8,
push-button
Distributeur 5/2, G 1/8,
bouton-poussoir



0,320	1 827 001 892	1

Kenngrößen			
Allgemein			
Bauart		Schieberventil, Abdichtung metallisch	
Befestigungsart		über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse oder in Schalttafel	
Anschlußgewinde		G 1/8	
Einbaulage		beliebig	0820 403 019: waagrecht
Umgebungstemperatur	$\varnothing_{U,max.}$	80°C	
Mediumtemperatur	$\varnothing_{M,max.}$	80°C	
Pneumatisch			
Mindest zulässiger Druck	p_e	Vakuum	
Nennndruck	p_n	10 bar	
Nennndurchfluß	q_v	280 l/min.	
Nenngröße		4	
Betätigungsart		mechanisch und durch Muskelkraft	

AUSFÜHRUNG

- Schieberventil, Abdichtung Metall auf Metall; Stahlschieber eingeschliffen in Gehäuse
- Schieber, Gehäuse und Feder aus nichtrostendem Stahl
- Lange Lebensdauer durch metallische Abdichtung
- Großer Durchfluß bei kleiner Baugröße
- Geringe Betätigungskräfte durch eingeschliffenen Schieber, unabhängig vom Betriebsdruck
- Alle Entlüftungsbohrungen haben Gewinde (gefaßte Abluft)
- Auch in Gegenrichtung durchströmbar
- Getrennte Entlüftung durch 5/2 Ausführung

ANEXO No. 1.26

3/2-Wegeventil, (n.g.), M5,
Tastrolle
3/2 directional control valve, (n.c.), M5,
roller
Distributeur 3/2, (n.f.), M5,
galet



0,102	1 827 001 875	1

ANEXO No. 1.27

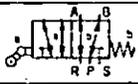
3/2-Wegeventil, (n.g.), M5, Schwenkhebel 3/2 directional control valve, (n.c.), M5, lever (pivot type) Distributeur 3/2, (n.f.), M5, levier pivotant		0,168	1 827 001 912	1
---	---	-------	---------------	---

Kenngrößen			
Allgemein			
Bauart		Schieberventil, Abdichtung metallisch	
Befestigungsart		über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse oder in Schalttafel	
Anschlußgewinde		G 1/8	
Einbaulage		beliebig	0 820 402 019: waagrecht
Umgebungstemperatur	$\varnothing_{U_{max}}$	80°C	
Mediumtemperatur	$\varnothing_{M_{max}}$	80°C	
Pneumatisch			
Mindest zulässiger Druck	P_o	Vakuum	
Nennndruck	P_o	10 bar	
Nennndurchfluß	q_v	280 l/min.	
Nenngröße		4	
Betätigungsart		mechanisch und durch Muskelkraft	

Ausführung

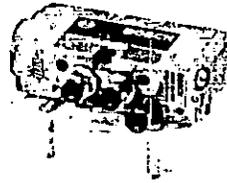
- Schieberventil, Abdichtung Metall auf Metall; Stahlschieber eingeschliffen in Gehäuse
- Schieber, Gehäuse und Feder aus nichtrostendem Stahl
- Lange Lebensdauer durch metallische Abdichtung
- Großer Durchfluß bei kleiner Baugröße
- Geringe Betätigungskräfte, unabhängig vom Betriebsdruck
- Alle Entlüftungsbohrungen haben Gewinde (gefaßte Abluft)
- Schieber arbeitet überschneidungsfrei, d. h., während der Umschaltung alle Verbindungen gesperrt
- Auch in Gegenrichtung durchström-

ANEXO No. 1.28

Benennung	Betätigung	Schaltzeichen	Betätigungs-kraft (N)	kg	Ø
5/2 Wegeventil NG 4 (G 1/8) mechanisch und durch Muskelkraft betätigt, Rohranschluß	Stößel		11,0	0,220	0 820 403 001
	Stößel		5,0	0,220	0 820 403 019
	Tastrolle		6,5	0,230	0 820 403 002
	Tastrolle mit Leerrücklauf		6,5	0,230	0 820 403 003
	Drucktaste		6,5	0,230	0 820 403 004
	Hebel		Betätigungs- moment 2,0 Ncm	0,220	0 820 403 005
	Schalttafel- einbau		11,0	0,220	0 820 403 024

ANEXO No. 1.29

5/2-Wegeventil, G 1/8,
pneumatisch betätigt, Umschalt.
5/2 directional control valve, G 1/8
pneumatically operated, change-over
Distributeur 5/2, G 1/8,
à commande pneumatique, monostable

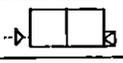
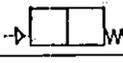
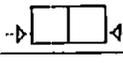


0,250

1 827 001 853

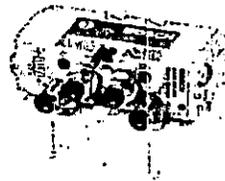
1



Kenngrößen		
Allgemein		
Bauart		Schieberventil, Abdichtung elastisch
Befestigungsart		über Anschlußplatte
Einbaulage		beliebig
Umgebungstemperatur	$\vartheta_{U,max.}$	80 °C
Mediumtemperatur	$\vartheta_{M,max.}$	80 °C
Pneumatisch		
Mindest zul. Druck und min. Steuerdruck	p_o	Schaltzeichen
		
		2,0 bar
		
		Vakuum
		
		Vakuum
		
		Vakuum
		1,0/1,6 bar
Nenndruck	p_n	10 bar
Nenndurchfluß.	q_v	380 l/min
Nenngröße		5
Betätigungsart		pneumatisch durch Druckbeaufschlagung

ANEXO No. 1.30

5/2-Wegeventil, G 1/8,
pneumatisch betätigt, Impuls
5/2 directional control valve, G 1/8,
pneumatically operated, impulse
Distributeur 5/2, G 1/8,
à commande pneumatique, bistable



0,250

1 827 001 854

1

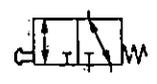


Kenngrößen		
Allgemein		
Bauart		Schieberventil, Abdichtung metallisch
Befestigungsart		über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse oder in Schalttafel
Anschlußgewinde		G 1/8
Einbaulage		beliebig
Umgebungstemperatur	$\vartheta_{U,max.}$	80 °C
Mediumtemperatur	$\vartheta_{M,max.}$	80 °C
Pneumatisch		
Mindest zulässiger Druck	p_o	Vakuum
Nenndruck	p_n	10 bar
Nenndurchfluß	q_v	280 l/min.
Nenngröße		4
Betätigungsart		mechanisch und durch Muskelkraft

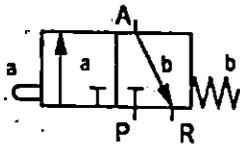
Ausführung

- Schieberventil, Abdichtung Metall auf Metall; Stahlschieber eingeschliffen in Gehäuse
- Schieber, Gehäuse und Feder aus nichtrostendem Stahl
- Lange Lebensdauer durch metallische Abdichtung
- Großer Durchfluß bei kleiner Baugröße
- Geringe Betätigungskräfte durch eingeschliffenen Schieber, unabhängig vom Betriebsdruck
- Alle Entlüftungsbohrungen haben Gewinde (gefaßte Abluft)
- Auch in Gegenrichtung durchströmbar
- Getrennte Entlüftung durch 5/2 Ausführung

ANEXO No. 1.31

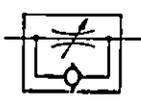
Benennung Designation Désignation		kg	Symbol	LE
3/2-Wegeventil, M5, Drucktaste, (n.g.) 3/2 directional control valve, M5, push-button, (n.c.) Distributeur 3/2, M5, bouton-poussoir, (n.f.)		0,160	Ⓢ 1 827 001 871	1
				

**3/2. Wegeventil
 NG4 (G 1/8)
 mechanisch und
 durch Muskelkraft
 betätigt**



Kenngrößen		
Allgemein		
Bauart		Sitzventil, Abdichtung elastisch
Befestigungsart		über 2 Gewinde Durchgangsbohrungen im Gehäuse oder in Schalttafel
Anschlußgewinde		G 1/8
Einbaulage		beliebig
Umgebungstemperatur	$\vartheta_{U \max.}$	80°C
Mediumtemperatur	$\vartheta_{M \max.}$	80°C
Pneumatisch		
Mindest zulässiger Druck	p_a	0 bar
Nennndruck	p_n	10 bar
Nennndurchfluß	q_v	P → A 250 l/min., A → R 150 l/min.
Nenngröße		4
Betätigungsart		mechanisch und durch Muskelkraft
Betätigungskraft	F	siehe Diagramm

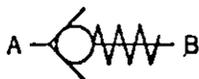
ANEXO No. 1.32

Drosselrückschlagventil, Ø 1, G 1/8 Throttle check valve, Ø 1, G 1/8 Limiteur de débit avec non retour, Ø 1, G 1/8		0,100	1 827 001 855	1
				

Bauart		Kegeldrossel und Membranrückschlagventil			
Befestigungsart		Einbau in starres Leitungssystem oder über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse			
Anschlußgewinde		G 1/8	G 1/4	G 1/2	G 3/4
Drosselbohrung	Ø mm	1,0	2,0	4,0	8,5
Einbaulage		beliebig			
Umgebungstemperatur	$\vartheta_{U \max.}$	80 °C			
Mediumtemperatur	$\vartheta_{M \max.}$	80 °C			
Pneumatisch					
Mindest zul. Druck	p_a	0,5 bar			
Nennndruck	p_n	10 bar			
Öffnungsdruck des Rückschlagventils	p_e	< 0,5 bar			
Nennndurchfluß	q_v , A → B	siehe Diagramme			
Nennndurchfluß über Rückschlagventil bei geschlossener Drossel max. geöffneter Drossel	q_v , B → A	l/min			
		135	135	580	3100
		198	255	625	5100

ANEXO No. 1.33

**Rückschlagventil
NG 4, NG 6, NG 12
(G 1/8, G 1/4, G 1/2)**



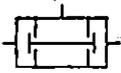
Kenngrößen				
Allgemein				
Bauart		Dichtlippen-ventil	Sitzventil, federbelastet	
Befestigungsart		Einschraubgewinde		
Anschlußgewinde		M 5	G 1/8	G 1/4
Einbaulage		beliebig		
Durchfluß frei		von 1 nach 2	von A nach B	
Durchfluß gesperrt		von 2 nach 1	von B nach A	
Umgebungstemperatur	$\delta_{U \max.}$	80 °C		
Mediumtemperatur	$\delta_{M \max.}$	80 °C		
Medium		Luft		
Pneumatisch				
Öffnungsdruck	p_e	0,3 bar		
Nennndruck	p_e	10 bar		
Nennndurchfluß	q_v	40 l/min	750 l/min	1400 l/min
Betätigungsart		pneumatisch		

ANEXO No. 1.34

Wechselventil, G 1/8 (ODER) Shuttle valve, G 1/8 (OR) Sélecteur de circuit, G 1/8 (OU)		0,098	1827001864	1

Kenngrößen				
Allgemein				
Befestigungsart		Einbau in starres Leitungssystem oder über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse		
Anschlußgewinde		M 5	G 1/8	G 1/4
Einbaulage		beliebig		
Umgebungstemperatur	$\delta_{U \max.}$	80 °C		
Mediumtemperatur	$\delta_{M \max.}$	80 °C		
Pneumatisch				
Mindest zulässiger Druck	p_e	1 bar		
Nennndruck	p_e	10 bar		
Nennndurchfluß	q_v	80 l/min	640 l/min	1550 l/min
Nenngröße		2	4,5	7
Betätigungsart		pneumatisch		

ANEXO No. 1.35

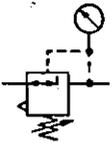
Zweidruckventil, G 1/4 (UND) Pressure shuttle valve, G 1/4 (AND) Sélecteur de circuit, G 1/4 (ET)		0,106	1 827 001 865	1
				

Kenngößen				
Allgemein				
Befestigungsart		Einbau in starres Leitungssystem oder über 2 Durchgangsbohrungen im Gehäuse		
Anschlußgewinde		M 5	G 1/8	G 1/4
Einbaulage		beliebig		
Umgebungstemperatur	$\delta_{U \max.}$	80 °C		
Mediumtemperatur	$\delta_{M \max.}$	80 °C		
Pneumatisch				
Mindest zulässiger Druck	p_e	1 bar		
Nennndruck	p_e	10 bar		
Nenndurchfluß	q_v	80 l/min	300 l/min	800 l/min
Nenngröße		2	4,5	7
Betätigungsart		pneumatisch		

ANEXO No. 1.36

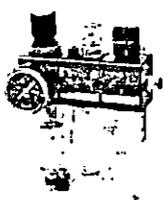
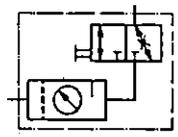
Druckregelventil mit Manometer,
G 1/4, $p_e = 0,5-10$ bar
 Pressure regulator with pressure gauge,
G 1/4, $p_e = 10$ bar
 Régulateur de pression avec manomètre,
G 1/4, $p_e = 0,5-10$ bar



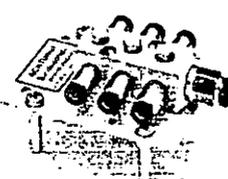
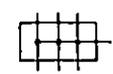
	0,510	1 827 001 857	1
			

Referencia	Regulador	10582 LR-1/4-S	33318 LR-1/4-S-B	13546 LR-1/4-S-B	8840 LR-1/4-S-B
		10584 LR-1/4-S-7	33319 LR-1/4-S-7-B	13548 LR-1/4-S-7-B	8841 LR-1/4-S-7-B
	Con llave	14978 LRS-1/4-S	33322 LRS-1/4-S-B	14980 LRS-1/4-S-B	14981 LRS-1/4-S-B
			33323 LRS-1/4-S-7-B		
Nº Artículo/Tipo	Escuadra de fijación	11924 HR-1/4-S	6667 HR-1/4-S	9281 HR-3/8-S	9282 HR-1/2-S
Fluido	Aire comprimido filtrado con o sin lubricación				
Función	Regulador de émbolo con escape secundario				
Fijación	Orificios en el cuerpo, escuadra de fijación o montaje frontal				
Posición de trabajo	Indiferente				
Conexiones		G 1/8	G 1/4	G 3/8	G 1/2
Caudal nominal ¹	Tipo LR...-S-B, LRS...-S-B	690 l/min	1900 l/min	3250 l/min	3600 l/min
	LR...-S-7-B, LRS...-S	850 l/min	2400 l/min	3360 l/min	4300 l/min
Presión máxima de entrada	Tipo LR...-S-B, LRS...-S-B	14 bar			
	LR...-S-7-B, LRS...-S-7-B	14 bar	10 bar	14 bar	14 bar
Presión de trabajo máximo	Tipo LR...-S-B, LRS...-S-B	12 bar			
	LR...-S-7-B, LRS...-S-7-B	7 bar			
Temperaturas de funcionamiento	de -10 hasta +60 °C				
Material	Cuerpo: Poliamida reforzada con fibra de vidrio; Juntas: Perbunan				
Peso		0,215 kg	0,430 kg	0,610 kg	0,870 kg

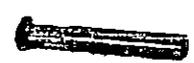
ANEXO No. 1.37

Wartungseinheit mit Kugelhahn, G 1/4, p ₀ = 0,5-10 bar Air-service unit with ball-type stop-cock, G 1/4, p ₀ = 0.5-10 bar Groupe de conditionnement avec robinet (à boisseau sphérique), G 1/4, p ₀ = 0,5-10 bar		1,470	1 827 001 850	1	
					
Referencia	Unidad de mantenimiento	30949 FRC-1/4-S-B	30950 FRC-1/4-S-B	30951 FRC-3/8-S-B	30952 FRC-1/2-S-B
	Con llave	30965 FRCS-1/4-S-B	30966 FRCS-1/4-S-B	30967 FRCS-3/8-S-B	30968 FRCS-1/2-S-B
	Funda metálica de protección	11925 FRS-1/4-S	10635 FRS-1/4-S-B	14801 FRS-3/8-S-B	8843 FRS-1/2-S-B
Nº Artículo/Tipo	Cartucho de filtro 5 µm	11921 LFP-1/4-S-5M	9277 LFP-1/4-S-5M		9279 LFP-1/2-S-5M
Fluido	Aire comprimido				
Función	Filtro sinterizado con depósito de condensación; regulador de émbolo; lubricador directamente proporcional				
Fijación	Orificios en el cuerpo o por escuadra de fijación				
Posición de trabajo	Vertical ± 5°				
Conexiones	G 1/4	G 1/4	G 3/8	G 1/2	
Caudal nominal*	550 l/min	780 l/min	1790 l/min	2350 l/min	
Presión máxima de entrada	14 bar				
Presión máxima de trabajo	12 bar				
Funcionamiento del lubricador	A partir de 2,4 l/min	A partir de 7,5 l/min	A partir de 16 l/min	A partir de 22 l/min	
Caudal de aceite	min.	1 cm ³	20 cm ³	2,5 cm ³	15 cm ³
	máx.	18 cm ³	75 cm ³	90 cm ³	185 cm ³
Capacidad de filtraje	Normal: 40 µm; cartucho tipo LFP: 5 µm de porosidad media				
Capacidad de condensación	10 cm ³	43 cm ³	50 cm ³	86 cm ³	
Temperaturas de funcionamiento	de -10 hasta +60 °C				
Material	Cuerpo: Poliamida reforzada con fibra de vidrio; Depósitos del filtro y del lubricador: Poliamida especial; Juntas: Perbunan				

ANEXO No. 1.38

Verteiler, 6 fach, für Rohr 8 x 1 und 4 x 1 Distributor block for tubes 8 x 1 and 4 x 1 Répartiteur pour tube 8 x 1 et 4 x 1		0,166	1 827 001 884	1
				

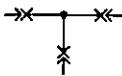
ANEXO No. 1.39

Verschlussstecker für Steckanschluß, Ø4 Closure plug for connector, Ø4 Obturateur encliquetable pour connecteur, Ø4		0,003	1 823 105 006	25
				

ANEXO No. 1.40

Benennung Designation Désignation	Gewinde Thread Filet	Rohr Tube Tuyau	kg	Ø	LE
Gerade Verschraubung Steck-Fix (Metall) Straight fitting Steck-Fix (metal) Raccord droit Steck-Fix (métallique)	M 5	4 x 1	0,006	1823373017	10
	G 1/8	4 x 1	0,010	1823373018	10
	G 1/8	8 x 1	0,018	1823373020	5
	G 1/4	4 x 1	0,015	1823373021	5
	G 1/4	8 x 1	0,018	1823373023	5
					

ANEXO No. 1.41

T-Verbindung für Rohr 4 x 1 T-connector for tube 4 x 1 Raccord en T pour tube 4 x 1		0,022	1823381036	5
				

ANEXO No. 1.42

Kunststoffrohr PU Plastic tubing PU Tuyau en plastique PU	○	4 x 1	0,250	1820712000	25 m
	●	4 x 1		1820712010	25 m
		6 x 1	0,500	1820712012	25 m
○ farblos, colorless, transparent ● schwarz, black, noir					

ANEXO No. 1.43

Manometer, 0-10 bar
 Pressure gauge, 0-10 bar
 Manomètre, 0-10 bar



0,200	1 827 001 882	1

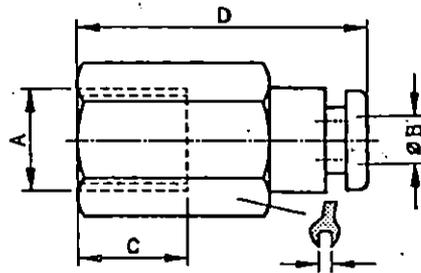
ANEXO No. 1.44

Geräuschdämpfer
 Silencer
 Silencieux



G 1/8	0,010	1 827 000 000	5
G 1/4	0,023	1 827 000 001	5

ANEXO No. 1.45



Abschraub-Verbindung

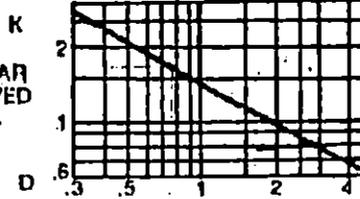
Material
 - Messing

A	Rohr ØB	C	D	↳	kg	⊕	Stück/LE
G 1/8	4	8	27,7	13	0,020	1 823 391 140	5
	6	8	30	13	0,023	1 823 391 176	5
	8	8	31,1	17	0,035	1 823 391 141	5
G 1/4	4	11,5	31,7	17	0,030	1 823 391 142	5
	6	11,5	33	17	0,033	1 823 391 177	5
	8	11,5	35,1	17	0,035	1 823 391 143	5
G 3/8	10	12	40,6	19	0,073	1 823 391 454	2
	12	12	41,9	19	0,088	1 823 391 179	2
G 1/2	12	16	46,4	24	0,110	1 823 391 178	2

ANEXO No. 1.48



REGULAR
SCREWED
90° ELL.

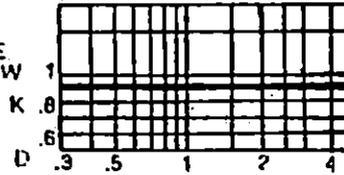


ANEXO No. 1.49

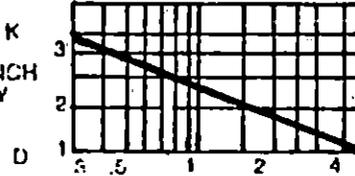


SCREWED
TEE

LINE
FLOW



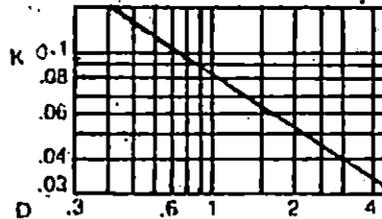
BRANCH
FLOW



ANEXO No. 1.50



COUPLINGS
AND UNIONS

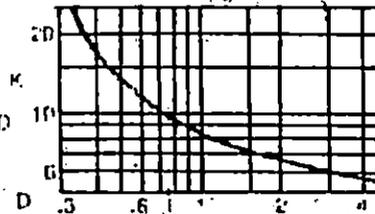


ANEXO No. 1.51

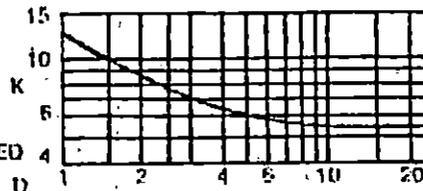


GLOBE
VALVE

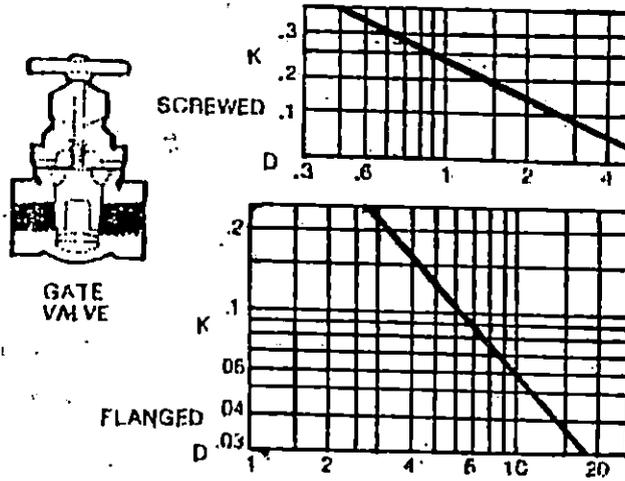
SCREWED



FLANGED

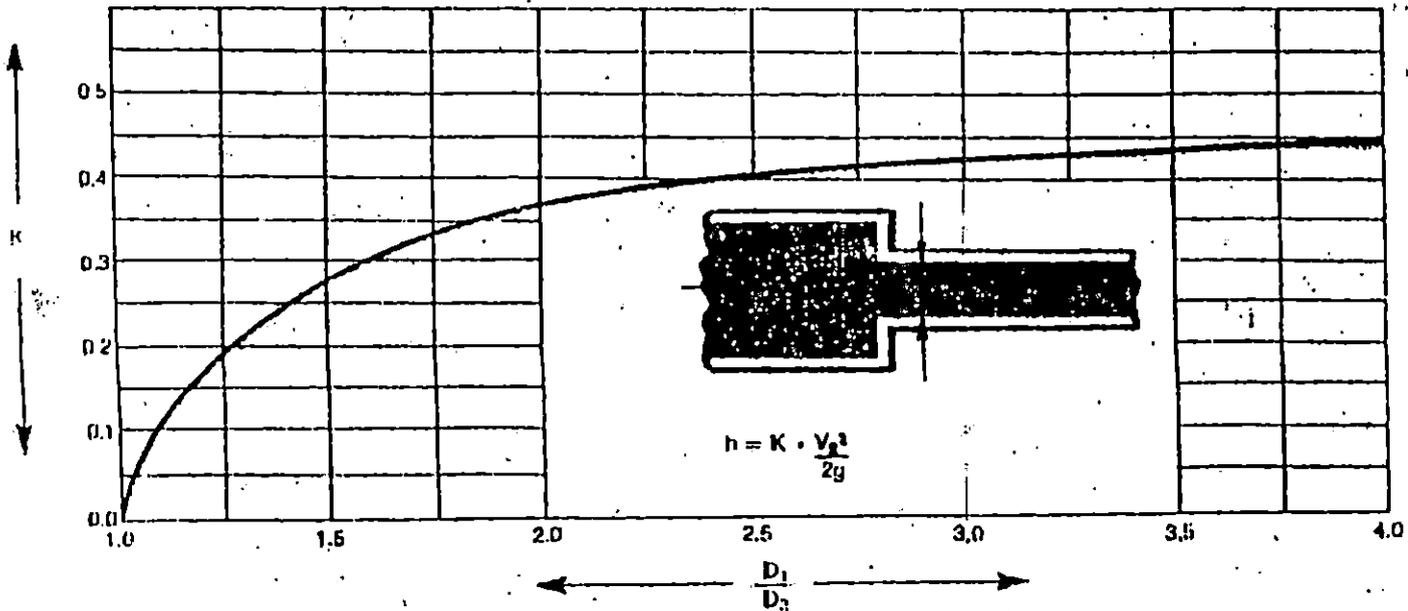


ANEXO No. 1.52



ANEXO No. 1.53

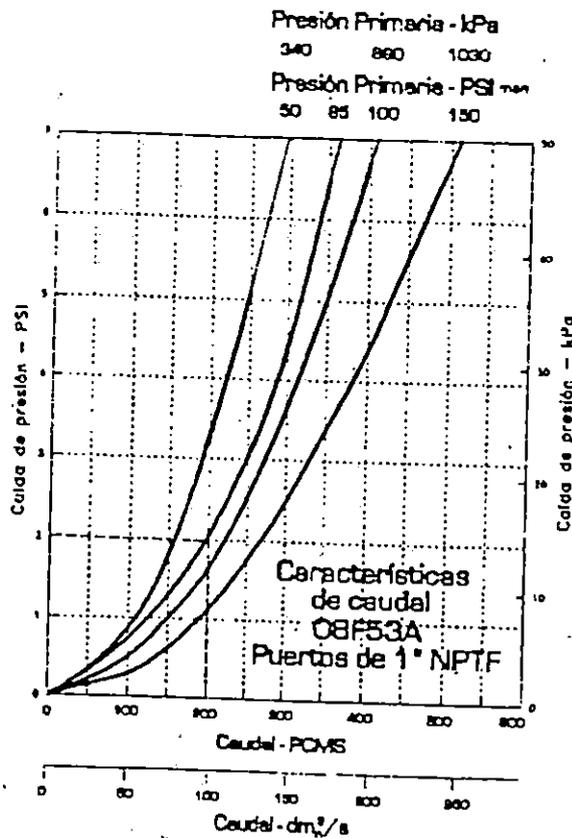
Resistance Coefficients For Reducers



ANEXO No. 1.54

Filtros:

Características de desempeño



ANEXO No. 1.55

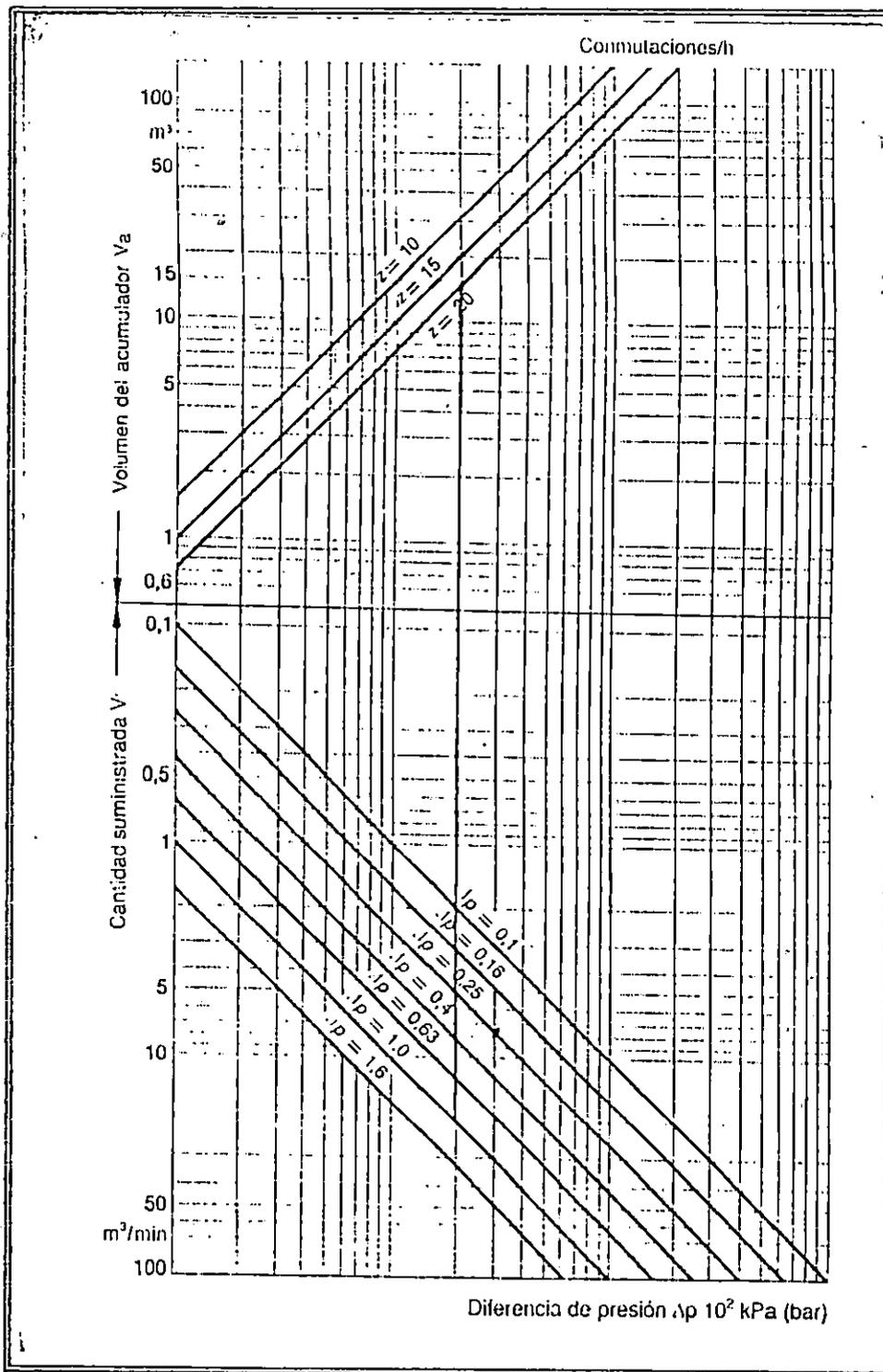


Diagrama: determinación del volumen del acumulador.

ANEXO II