



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD AZCAPOTZALCO**

AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA INDUSTRIAL CERRADORA DE TAPAS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

PACHECO SÁNCHEZ OSCAR EMMANUEL

ASESORES:

**ING. RAMÓN RODRIGUEZ LUNA
ING. CARLOS ALBERTO MENDOZA AGÜERO**



MÉXICO, D.F. AGOSTO DEL 2009

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD AZCAPOTZALCO
TESIS Y EXÁMEN ORAL

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO
DEBERÁ DESARROLLAR EL C.: OSCAR EMMANUEL PACHECO
SÁNCHEZ

“AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA INDUSTRIAL CERRADORA DE TAPAS”.

Dentro de los procesos industriales, actualmente encontramos máquinas para diferentes aplicaciones con controles manuales, semiautomáticos y automáticos, la tendencia en la industria mexicana es de eficientar sus procesos de producción mediante la automatización.

El presente trabajo de tesis coadyuva a la solución de la problemática existente en el proceso de fabricación de tapas empleadas en los estuches de pastas dentales, ésta máquina cerradora de tapas, se automatizará por medio de un PLC logrando con esto, una máquina de bajo costo con tecnología mexicana que esté al alcance de la pequeña y mediana industria.

EL TEMA COMPRENDERÁ LOS SIGUIENTES PUNTOS:

- 1. GENERALIDADES DE LA AUTOMATIZACIÓN.**
- 2. MARCO TEÓRICO.**
- 3. DISEÑO CONCEPTUAL.**
- 4. MEMORIA DE CÁLCULOS.**
- 5. COSTOS Y BENEFICIOS.**

México, D.F. a 16 de Junio del 2009.

ASESOR



ASESOR

ING. RAMÓN RODRÍGUEZ LUNA **ING. CARLOS ALBERTO MENDOZA AGÜERO**

TITULACIÓN PROFESIONAL

ES M. E.

Vó.Bo. EL DIRECTOR

ING. JORGE GÓMEZ VILLARREAL

NOTA: Se sugiere utilizar el Sistema Internacional de Unidades.

AT- 138/2009

P.S. 02-06

JGV/MAC/m/evm

ING. JORGE GÓMEZ VILLARREAL



Índice General

Índice General	i
Índice de Figuras	iv
Índice de Tablas	vi
Resumen.	vii
Objetivo General.	vii
Objetivo Particular.	vii
Justificación.	viii
1. Capítulo I Estado del Arte	1
1.1 Generalidades de la Automatización.	2
1.1.1 Tipos de Automatización.	3
1.2 Antecedentes de la Neumática.	4
1.2.1 Los Beneficios de la Neumática.	4
1.3 Máquinas Inyectoras.	5
1.3.1 Unidad de Cierre.	6
1.3.2 Unidad de Inyección.	6
1.3.3 Unidad de Potencia.	7
1.3.4 Unidad de Control.	9
1.3.5 Parametros de una Inyectora.	9
1.4 Tapas.	9
1.4.1 Antecedentes.	10
1.5 Cerradora de Tapas.	11
1.5.1 Máquina Cerradora de Tapas tipo Flip-Top.	12
1.5.2 Alimentadores Vibratorios.	13
1.5.3 Alimentadores Centrífugos.	13
2. Capítulo II Marco Teorico	14
2.1 Propiedades de los Fluidos	15
2.2 Aire Comprimido	15
2.2.1 Propiedades del Aire.	16
2.2.2 Humedad del Aire.	16
2.2.3 Punto de Rocio.	16
2.3 Presión	17
2.3.1 Presión por Fuerzas Externas (Ley de Pascal).	18
2.4 Calculo de Cilindros Neumáticos	18
2.4.1 Fuerza del Cilindro.	18



2.5 Ecuación de Bernoulli.	21
2.5.1 Ecuación de Continuidad.	21
2.6 Tipos de Cargas	21
2.6.1 Tipos de Apoyo, Nudos o Soportes.	22
2.6.2 Esfuerzos Inducidos por Flexión.	23
2.6.3 Fuerza Axial.	23
2.6.4 Definición de Esfuerzos Cortantes.	23
2.6.5 Definición de Momento Flexionantes.	23
2.6.6 Punto de Cedencia.	23
2.6.7 Sistemas Articulados.	24
2.6.8 Flexión.	24
2.7 Métodos para el Cálculo de Cortantes y Momentos Flexionantes	24
2.7.1 Método de la Doble Integración.	24
2.8 Electrónica Básica	25
2.8.1 Transistores.	25
2.8.2 Tensión y Potencia de Colector.	25
2.8.3 Circuito Integrado.	26
2.9 Compuertas Logicas.	27
2.9.1 Compuerta Y (AND).	27
2.9.2 Compuerta O (OR).	28
2.10 Componentes Electroneumáticos.	29
2.10.1 Válvulas Solenoides.	29
2.10.2 Válvulas Solenoide Piloto.	29
2.10.3 Electroválvula Proporcional de Presión.	29
2.10.4 Electroválvula Proporcional de Caudal.	30
2.10.5 Interfaz de Conexión Eléctrica de la Válvula Proporcional.	30
2.10.6 Aplicaciones de la Electroválvula Proporcional de Presión.	30
2.11 ¿Qué es un PLC?.	31
2.11.1 Ventajas del PLC.	32
2.12 Sumario.	33
3. Capitulo III Diseño Conceptual.	34
3.1 Funciones Principales.	35
3.2 Alternativas de Solución a las Funciones Principales.	35
3.2.1 Primera Opción de Cierre de Tapas.	35
3.2.2 Segunda Opción de Cierre de Tapas.	39
3.2.3 Tercera Opción de Cierre de Tapas.	40



3.3 Diseño de la Máquina Cerradora.	41
3.4 Sumario.	45
4. Capitulo IV Diseño a detalle.	46
4.1 Funcionamiento de la Máquina Cerradora	47
4.2 Diagrama del Circuito Neumático y Electrónico	50
4.3 Datos para el Cálculo	59
4.4 Memoria de Cálculos	60
4.4.1 Pistón de Doble Efecto.	60
4.4.2 Pistón de Simple Efecto.	64
4.4.3 Cortantes y Momentos Flexionantes sobre el Riel.	65
4.4.4 Características del PLC.	71
4.5 Sumario.	72
5. Capitulo V Costos y Beneficio.	73
5.1. Costos de Materiales y Accesorios	74
5.2. Costos de Fabricación de la Máquina	74
5.3. Costos de PLC	77
5.4. Beneficios	77
Apendice Manual de Fabricación de FESTO	78
A. Cilindros Neumáticos	78
B. Válvulas	92
C. Racores	100
Referencias	107



Índice de Figuras

Figura 1.1 Esquema de una Máquina Inyectora.	5
Figura 1.2 Diagrama de la Unidad de Cierre.	6
Figura 1.3 Diagrama de la Unidad de Inyección.	7
Figura 1.4 Diagrama de la Unidad de Potencia.	8
Fotografía 1.1 Tapa Plegable.	10
Fotografía 1.2 Máquina Cerradora.	12
Fotografía 1.3 Máquina Cerradora tipo Flip-Top.	12
Fotografía 1.4 Tina Vibradora.	13
Figura 2.1 Carga Concentrada.	22
Figura 2.2 Carga Uniforme Repartida.	22
Figura 2.3 Carga Uniforme Variable.	22
Figura 2.4 Diagrama Compuerta AND.	27
Figura 2.5 Diagrama Compuerta OR.	28
Fotografía 3.1 Banda Transportadora.	36
Fotografía 3.2 Banda Transportadora y Tina Vibradora.	36
Fotografía 3.3 Tina Vibradora y Máquina Cerradora Mecánica.	37
Figura 3.1 Riel Transportador de Tapas.	38
Figura 3.2 Cilindro Neumático.	38
Figura 3.3 Carrusel.	39
Fotografía 3.4 Tapa Plegable para Tubo de Pasta Dental.	40
Fotografía 3.5 Tapa Plegable para Tubo de Pasta Dental.	40
Figura 3.4 Máquina Cerradora Neumática.	41
Figura 3.5 Riel Transportador.	42
Figura 3.6 Entrada del Riel Transportador.	42
Figura 3.7 Salida del Riel Transportador.	42
Figura 3.8 Actuador de Simple Efecto con Placa.	42
Figura 3.9 Actuador de Doble Efecto.	43
Figura 3.10 Actuadores de Simple Efecto.	43
Figura 3.11 Actuador de Doble Efecto.	43
Figura 3.12 Postes de la Máquina Cerradora.	44
Figura 3.13 Base para los Postes de la Máquina Cerradora.	44
Figura 4.1 Elementos de la Máquina Cerradora.	47
Figura 4.2 Elementos de la Tina Vibradora.	47
Figura 4.3 Riel Transportador y Tina Vibradora.	48



Figura 4.4 Lote de Tapas.	48
Figura 4.5 Cerrado de Tapas (1ª Etapa).	49
Figura 4.6 Cerrado de Tapas (2ª Etapa).	49
Figura 4.7 Diagrama Circuito Neumático.	50
Figura 4.8 Diagrama del Circuito Electrónico.	50
Figura 4.9 Diagrama Programación de PLC.	52
Plano de Máquina Cerradora de Tapas.	53
Plano de Base de la Cerradora.	54
Plano de Riel.	55
Plano de Tubo del Soporte.	56
Plano de Base del Pistón.	57
Plano de Tapa para Tubo de Pasta Dental	58
Fotografía 4.1 Prueba de Laboratorio.	59
Fotografía 4.2 Dinamometro.	60
Figura 4.8 Diagrama de Cuerpo Libre (Viga).	66
Figura 4.9 Diagrama de Cortantes y Momento Flexionante.	66
Figura 4.10 Placa del Pistón.	67
Figura 4.11 Tubo para Apoyo A.	67
Figura 4.12 Tubo para Apoyo A.	68
Figura 4.13 Tubo para Apoyo A.	68
Figura 4.14 Tubo para Apoyo B.	69
Figura 4.15 Tubo para Apoyo B.	69
Figura 4.16 Pistón.	70
Figura 4.17 Pistón.	70
Fotografía 4.3 PLC SIEMENS.	71



Índice de Tablas

Tabla 2.1. Tabla de Verdad Compuerta AND.....	28
Tabla 2.2. Tabla de Verdad Compuerta OR.....	28
Tabla 3.1.Compración de Propuestas	41
Tabla 4.1. Propiedades del Material	67
Tabla 5.1. Costos de Material.....	74
Tabla 5.2. Costos de Fabricación	74
Tabla 5.3. Salarios Mínimos por Profesión.....	75
Tabla 5.4. Comparación entre Máquina Cerradora Mecánica y la Neumática	77



Resumen.

En la industria mexicana, la globalización impactó en los procesos industriales de la micro, mediana y macro industria, de tal forma que es necesario modernizar los procesos productivos. Entre las tecnologías que se aplican con este fin son la eléctrica, la electrónica, la neumática, la mecánica, la robótica, la informática así como la combinación de estas.

La industria de la maquila no es la excepción al contrario, este tipo de industria es la que requiere con más urgencia de procesos automatizados, que garanticen, calidad, competitividad y flexibilidad ante los retos de la oferta y la demanda.

Los principios de la automatización son la base del desarrollo de este proyecto para el diseño e implementación de un sistema neumático automatizado, específicamente una máquina cerradora de tapas.

El análisis de los prototipos de este tipo de máquinas cerradoras, que encontramos en el mercado, así como sus datos técnicos y especificaciones, se consideran para el diseño de la máquina cerradora de tapas automatizada.

Los conceptos y principios básicos de la neumática, la robótica, la electrónica y de los procesos de manufactura del producto, se describen en el capítulo 1.

En el capítulo 2 se describen las características y principios de los sistemas neumáticos y la automatización, se analiza y compara el sistema neumático con otros sistemas para sustentar la elección del sistema en función de factibilidad, producción, calidad y costo.

Los cálculos realizados para la selección de materiales, la elección de los dispositivos neumáticos, eléctricos y mecánicos este desarrollo se muestra en los capítulos 3 y 4.

En el capítulo 5 se desarrollan el estudio de costos de los materiales utilizados, así como los costos de fabricación de la máquina, factibilidad y beneficios en la implementación de los sistemas automatizados.



Objetivo General.

Diseñar una máquina industrial cerradora de tapas automatizada por medio de un PLC.

Objetivo Particular.

Sustentar teóricamente las bases necesarias para el proyecto de diseño de una máquina cerradora por medio de un sistema neumático tomando en cuenta los aspectos técnicos de las cerradoras mecánicas para determinar fallas y eliminarlas en el diseño realizado.

Justificación.

Dentro de los procesos industriales, actualmente encontramos máquinas para diferentes aplicaciones con controles manuales, semiautomáticos y automáticos, la tendencia en la industria mexicana es de eficientar sus procesos de producción mediante la automatización.

El presente trabajo de tesis coadyuva a la solución de la problemática existente en el proceso de fabricación de tapas empleadas en los estuches de pastas dentales, ésta máquina cerradora de tapas, se automatizará por medio de un PLC logrando con esto, una máquina de bajo costo con tecnología mexicana que este al alcance de la pequeña y mediana industria.



ESTADO DEL ARTE

En este capítulo encontraremos los antecedentes necesarios para darle solución a nuestro problema planteado y llegar a la fabricación de la máquina que se realizó.



1.1 GENERALIDADES DE LA AUTOMATIZACIÓN

La historia de la automatización industrial está caracterizada por períodos de constantes innovaciones tecnológicas. Esto se debe a que las técnicas de automatización están muy ligadas a los sucesos económicos mundiales.

El uso de robots industriales junto con los sistemas de diseño asistidos por computadora (CAD), y los sistemas de fabricación asistidos por computadora (CAM), son la última tendencia. Estas tecnologías conducen a la automatización industrial a otra transición, de alcances aún desconocidos.

Aunque el crecimiento del mercado de la industria robotizada ha sido lento en comparación con los primeros años de la década de los 80's, de acuerdo a algunas predicciones, esta industria está en su infancia. Ya sea que éstas predicciones se realicen completamente, o no, es claro que esta rama de la automatización, en una forma o en otra, permanecerá.

En la actualidad el uso de los robots industriales está concentrado en operaciones muy simples, como tareas repetitivas que requieren de precisión. Se refleja el hecho de que en los 80's las tareas relativamente simples como las máquinas de transferencia de materiales, pintado automotriz y soldadura son económicamente viables para ser robotizadas. Los análisis de mercado en cuanto a fabricación predicen que en ésta década y en las posteriores los robots industriales incrementaran su campo de aplicación, esto debido a los avances tecnológicos en sensores, los cuales permitirán realizar tareas mas sofisticadas como el ensamble de materiales.

Como se ha observado la automatización y la robótica son dos tecnologías estrechamente relacionadas. En un contexto industrial se puede definir la automatización como una tecnología que está relacionada con el empleo de sistemas mecánicos-eléctricos basados en computadoras para la operación y control de la producción. En consecuencia la robótica es una forma de automatización industrial.

Hay tres clases muy amplias de automatización industrial: automatización fija, automatización programable, y automatización flexible.

La automatización fija se utiliza cuando el volumen de producción es muy alto, y por tanto se puede justificar económicamente el alto costo del diseño de equipo especializado para procesar el producto, con un rendimiento alto y tasas de producción elevadas. Además de esto, otro inconveniente de la automatización fija es su ciclo de vida que va de acuerdo a la vigencia del producto en el mercado.

La automatización programable se emplea cuando el volumen de producción es relativamente bajo y hay una diversidad de producción a obtener. En este caso el equipo de producción es diseñado para adaptarse a la variaciones de configuración del producto; ésta adaptación se realiza por medio de un programa (Software).



Por su parte la automatización flexible es más adecuada para un rango de producción medio. Estos sistemas flexibles poseen características de la automatización fija y de la automatización programada.

Los sistemas flexibles suelen estar constituidos por una serie de estaciones de trabajo interconectadas entre si por sistemas de almacenamiento y manipulación de materiales, controlados en su conjunto por una computadora.

1.1.1 TIPOS DE AUTOMATIZACIÓN.

Existen cinco formas de automatizar en la industria moderna, de modo que se deberá analizar cada situación a fin de decidir correctamente el esquema más adecuado.

Los tipos de automatización son:

- Control Automático de Procesos
- El Procesamiento Electrónico de Datos
- La Automatización Fija
- El Control Numérico Computarizado
- La Automatización Flexible.

El Control Automático de Procesos, se refiere usualmente al manejo de procesos caracterizados de diversos tipos de cambios (generalmente químicos y físicos); un ejemplo de esto lo podría ser el proceso de refinación de petróleo.

El Proceso Electrónico de Datos frecuentemente es relacionado con los sistemas de información, centros de cómputo, etc. Sin embargo en la actualidad también se considera dentro de esto la obtención, análisis y registros de datos a través de interfaces y computadores.

La Automatización Fija, es aquella asociada al empleo de sistemas lógicos tales como: los sistemas de relevadores y compuertas lógicas; sin embargo estos sistemas se han ido flexibilizando al introducir algunos elementos de programación, tal es el caso de los Controladores Lógicos Programables (PLC'S).



1.2 ANTECEDENTES DE LA NEUMÁTICA

El término Neumática procede del griego “pneuma” que significa soplo o aliento.

Las primeras aplicaciones de neumática se remontan al año 2.500 a.C. mediante la utilización de muelles de soplado. Posteriormente fue utilizada en la construcción de órganos musicales, en la minería y en siderurgia. Hace más de 20 siglos, un griego, Tesibios, construyó un cañón neumático que, rearmado manualmente comprimía aire en los cilindros. Al efectuar el disparo, la expansión restituía la energía almacenada, aumentando de esta forma el alcance del mismo. En el siglo XIX se comenzó a utilizar el aire comprimido en la industria de forma sistemática. Herramientas neumáticas, martillos neumáticos, tubos de correo neumáticos, son un ejemplo de estas aplicaciones. Durante la construcción del túnel de Mont-Cenis, en 1857, se utilizó una perforadora de aire comprimido que permitía alcanzar una velocidad de avance de dos metros diarios frente a los sesenta centímetros que se obtenían con los medios tradicionales. En 1880 se inventó el primer martillo neumático.

La incorporación de la neumática en mecanismos y la automatización comienza a mediados del siglo XX.

La neumática son sistemas de transmisión de energía a través de un fluido (aceite-oleohidráulica y aire-neumática).

Existen diversos sistemas de transmisión de energía para generar y controlar un movimiento:

- Mecánico: engranajes, palancas, transmisiones por correas, etc.
- Eléctrico: motores, alternadores, transformadores, conmutadores, etc.
- Oleohidráulico: bombas, motores, cilindros, válvulas, etc.
- Neumático: compresores, actuadores lineales y rotativos, válvulas, etc.

Los sistemas de transmisión de energía oleohidráulicos y neumáticos proporcionan la energía necesaria para controlar una amplia gama de maquinaria y equipamiento industrial. Los sistemas oleohidráulicos funcionan con aceite a presión y los sistemas neumáticos lo hacen con aire comprimido.

1.2.1 LOS BENEFICIOS DE LA NEUMÁTICA

Los sistemas de transmisión de energía neumáticos son una garantía de seguridad, calidad y fiabilidad a la vez que reducen costos.

La Seguridad es de vital importancia en la navegación aérea y espacial, en la producción y funcionamiento de vehículos, en la minería y en la fabricación de productos frágiles.

Por ejemplo, los sistemas neumáticos se utilizan para asistir la dirección y el frenado de coches, camiones y autobuses. Los sistemas de control oleohidráulico y el tren de aterrizaje

son los responsables de la seguridad en el despegue, aterrizaje y vuelo de aviones y naves espaciales. Los rápidos avances realizados por la minería y construcción de túneles son el resultado de la aplicación de modernos sistemas oleohidráulicos y neumáticos.

La Fiabilidad y la Precisión son necesarias en una amplia gama de aplicaciones industriales en las que los usuarios exigen cada vez más una mayor calidad.

Los sistemas neumáticos utilizados en la manipulación, sistemas de fijación y robots de soldadura aseguran un rendimiento y una productividad elevados, por ejemplo, en la fabricación de automóviles.

1.3 MÁQUINAS INYECTORAS

Los equipamientos de inyección ó mejor llamados inyectoras son máquinas que posibilitan el desarrollo de un producto plástico por medio de un molde (mal expresado matriz) el cual está diseñado con cavidades interna lo que posibilita el alojamiento del material, de tal manera que el plástico en este caso pueda ingresar y lograr el llenado del mismo, creando así una pieza plástica, por ejemplo: carcasas de mouses, llaveros, conectores de telefonía, etc. Figura 1.1. Máquina Inyectora.

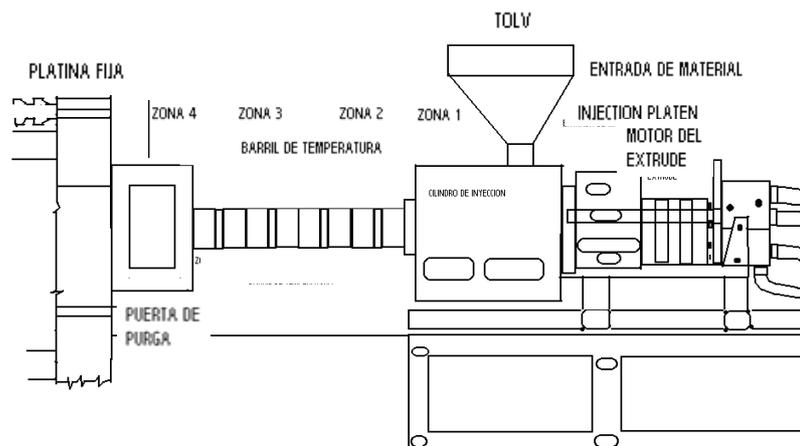


Fig. 1.1. Esquema de una máquina inyectora [Moldes y Máquinas de Inyección para la transformación de plásticos, GIANNI BODINI, FRANCO CACCHI PESSANI pág. 182]

Una máquina inyectora es un equipo capaz de plastificar el material polimérico y bombearlo hacia un molde en donde llena una cavidad y adquiere la forma del producto deseado.

Una inyectora se compone de cuatro unidades principales:

1. La unidad de cierre
2. La unidad de inyección
3. La unidad de potencia
4. La unidad de control

1.3.1 UNIDAD DE CIERRE

Consiste de una prensa conformada por dos placas portamoldes, una móvil y otra fija. El sistema de accionamiento de la placa móvil puede ser un mecanismo de palancas acodadas, accionado hidráulicamente, un cilindro hidráulico o un sistema eléctrico de tornillo sin fin accionado por un motor. El parámetro fundamental para dimensionar una unidad de cierre es su fuerza para mantener el molde cerrado. Usualmente se da este valor en toneladas (ton). Otros parámetros importantes en una unidad de cierre son: la distancia mínima entre placas, la distancia máxima de apertura, las dimensiones de las placas y la distancia entre columnas, la carrera del sistema de expulsión. Estos datos se utilizan para dimensionar los moldes. Figura 1.2. Tipos de unidad de cierre.

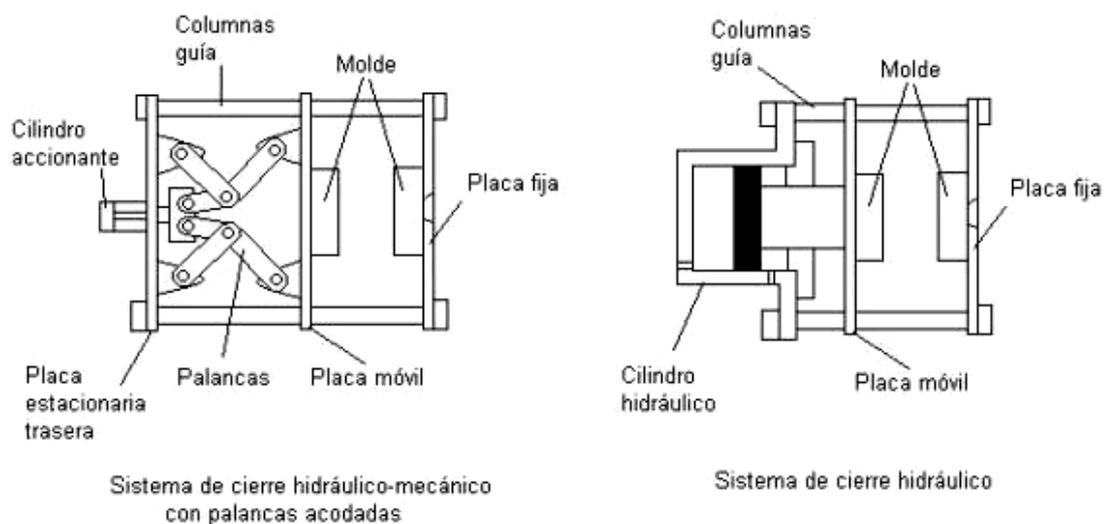


Fig. 1.2. Diagrama de la unidad de cierre de la máquina inyectora [Procesamiento de Plásticos Inyección/Moldeo/Hule/PVC, MORTON – JONES, pág. 184, 185]

1.3.2 UNIDAD DE INYECCIÓN

La unidad de inyección está conformada por el tornillo y el barril de inyección, la boquilla y las resistencias alrededor del barril. El material sólido ingresa por la tolva a la zona de alimentación del tornillo, en esta zona es transportado, por efecto de la rotación del tornillo dentro del barril, hacia la zona de fusión donde se plastifica; finalmente el material es bombeado hacia la parte delantera del tornillo en la zona de dosificación. Durante el proceso de plastificación del material el tornillo gira constantemente. Cuando se va a realizar la inyección hacia el molde, el tornillo deja de girar y actúa a manera de pistón, haciendo fluir el plástico fundido hacia el molde y llenando las cavidades. Figura 1.3. unidad de inyección.

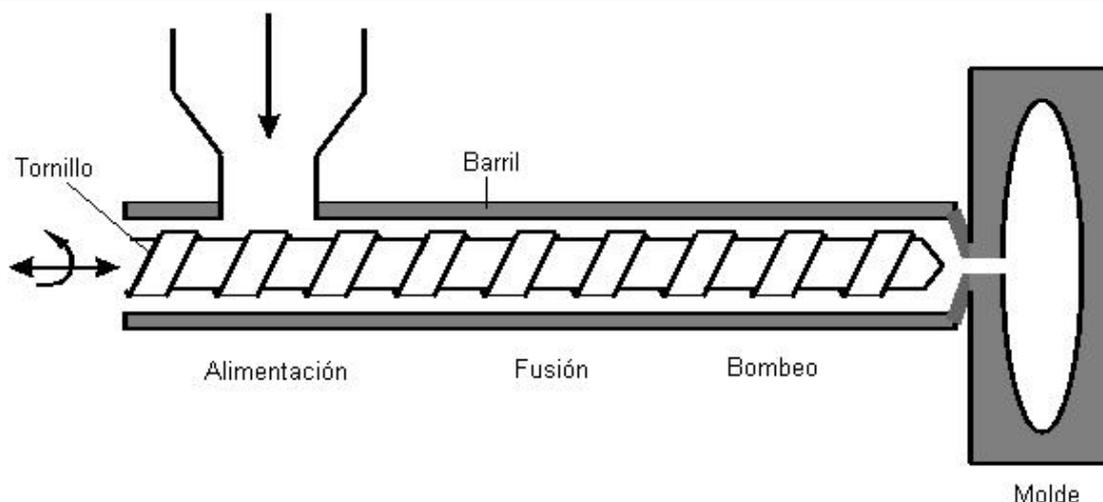


Fig. 1.3. Diagrama de la unidad de inyección de la máquina inyectora [Procesamiento de Plásticos Inyección/Moldeo/Hule/PVC, MORTON – JONES, pág. 190]

Es bien sabido que la conductividad térmica de los plásticos es muy inferior a la de los metales, por lo que su procesamiento debe hacerse en capas delgadas para que la transferencia de calor sea lo más rápida posible y sostenible económicamente. Esto se logra aprovechando el fenómeno de plastificación, que consiste en la fusión de la capa de material directamente en contacto con la superficie del barril, la cual transmite el calor, por convección forzada, al material sólido en las capas inferiores hasta que se plastifica completamente la masa de material.

En las inyectoras comerciales aproximadamente un 50% del calor requerido para fundir el material lo aporta la fricción viscosa, generada por el giro del tornillo con respecto al barril, y el otro 50% lo aportan las resistencias eléctricas.

1.3.3 UNIDAD DE POTENCIA

Es el sistema que suministra la potencia necesaria para el funcionamiento de la unidad de inyección y de la unidad de cierre. Los principales tipos de sistemas de potencia se pueden clasificar como.

1. Sistema de motor eléctrico con unidad reductora de engranajes
2. Sistema de motor hidráulico con unidad reductora de engranajes
3. Sistema hidráulico directo

Sistema de potencia eléctrico: El sistema eléctrico se utiliza generalmente en máquinas relativamente pequeñas. Este sistema se emplea tanto para el giro del tornillo como para la apertura y cierre del molde. La máquina emplea dos sistemas mecánicos de engranajes y palancas acodadas, uno para el cierre del molde y otro para el tornillo. Cada uno accionado por un motor eléctrico independiente. El accionamiento del tornillo cuando realiza la

inyección lo ejecuta un cilindro hidráulico. En los sistemas con motor eléctrico, la velocidad puede ajustarse sólo en un determinado número de valores, lo cual puede ocasionar problemas en la reproducción de parámetros de operación y dificultar la obtención de piezas con una calidad constante. Los motores eléctricos generan grandes torques de arranque, por lo que debe tenerse precaución al usar tornillos con diámetros pequeños para evitar que se rompan.

Sistema de potencia hidráulico: Los motores hidráulicos son los más comúnmente utilizados, su funcionamiento se basa en la transformación de la potencia hidráulica del fluido en potencia mecánica. Fig. 1.4. A diferencia de los sistemas electromecánicos, donde la potencia es transmitida a través de engranajes y palancas, en un sistema con fluidos estos elementos se sustituyen, parcial o totalmente, por tuberías de conducción que llevan el fluido a presión a los pistones de inyección y de cierre del molde. El fluido que más se utiliza es el aceite debido, principalmente, a sus propiedades lubricantes en aplicaciones que involucran grandes cargas. En los sistemas hidráulicos es común utilizar presiones que varían entre los 70 y 140 kg/cm². Las ventajas del motor hidráulico con respecto al eléctrico pueden resumirse principalmente en:

- Fácil variación de velocidades, regulando el volumen de fluido.
- La relación entre el torque y la velocidad es aproximadamente lineal. El límite de torque se determina por la presión limitante y el torque de arranque es aproximadamente igual al de funcionamiento.
- Permite arranques y paradas rápidos debido al pequeño momento de inercia.
- Permite relaciones bajas de peso potencia, lo que posibilita alcanzar altas velocidades de inyección del material.

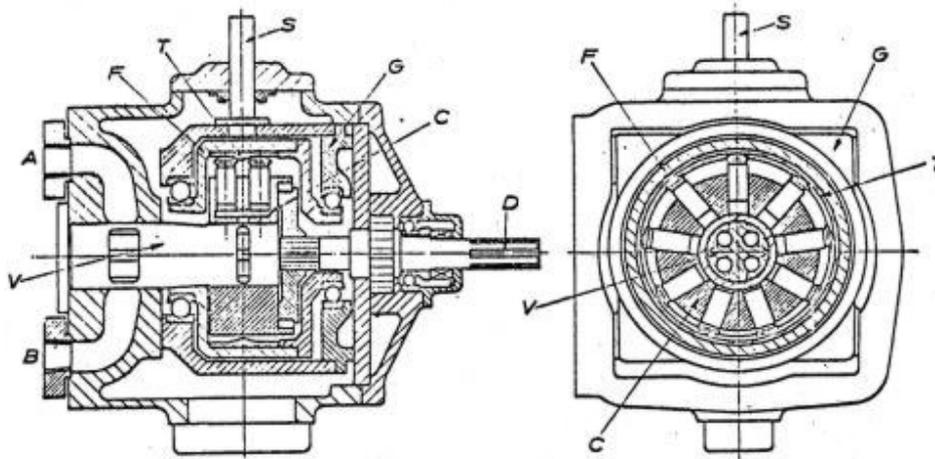


Fig. 1.4. Diagrama de la unidad de potencia de la máquina inyectora [Procesamiento de Plásticos Inyección/Moldeo/Hule/PVC, MORTON – JONES, pág. 192]



1.3.4 UNIDAD DE CONTROL

Este sistema básicamente contiene un controlador lógico programable (PLC) y controladores PID para las resistencias eléctricas del barril y de la boquilla. El PLC permite programar la secuencia del ciclo de inyección y recibe señales de alarma, por sobrepresión o finales de carrera, para detener el ciclo. Los controladores PID son los más adecuados para el control de temperatura debido a su elevada velocidad de respuesta para mantener la temperatura a los niveles requeridos.

1.3.5 PARÁMETROS DE UNA INYECTORA

Las principales características utilizadas para dimensionar y comparar máquinas inyectoras son:

- Capacidad o fuerza de cierre: usualmente se da en toneladas (ton)
- Capacidad de inyección: es el volumen de material que es capaz de suministrar la máquina en una inyección ($\text{cm}^3/\text{inyección}$). Es común dar este valor en gramos, tomando como referencia la densidad del poliestireno.
- Presión de inyección: es la presión máxima a la que puede bombear la unidad de inyección el material hacia el molde. Usualmente se trabaja a un 60% de esta presión o menos.
- Capacidad de plastificación: es la cantidad máxima de material que es capaz de suministrar el tornillo, por hora, cuando plastifica el material; se da en kg/h.
- Velocidad de inyección: es la velocidad máxima a la cual puede suministrar la unidad de inyección el material hacia el molde; se da en cm^3/s .

1.4 TAPAS

Las tapas y accesorios para el cierre, hoy en día, hacen mucho más que proteger los productos acondicionados. No es preciso ser especialista para saber que esos accesorios de acondicionamiento asumieron el papel central en las estrategias de diferenciación frente a la competencia. Por más elemental que sea, esa idea ayuda a entender una notable tendencia del actual mercado de cierres: la exploración de innovaciones que no se sitúan necesariamente en el campo de la funcionalidad y de la conveniencia.

Tomemos el ejemplo del creciente uso de tapas plásticas transparentes, visibles en los mercados de bebidas, alimentos y cuidado personal. Al ofrecer innovaciones visuales a las cuales no se le daba gran importancia hasta hace poco tiempo atrás, las tapas transparentes ya se ven como algo más, capaz de influenciar en la decisión de compra. Además, está creciendo en el mercado de las transformaciones, la demanda por resinas especiales enriquecidas por nuevas generaciones de clarificantes y aditivos.

“Las tapas transparentes pueden ser una herramienta adicional para llamar la atención del consumidor”, defiende Claudia Cari Sevo, gerente en el Brasil de la línea de aditivos para polímeros de Milliken, importante proveedora de especialidades químicas para embalajes plásticos. La empresa ofrece productos como clarificante Millad 3988, una de sus especialidades desarrolladas para garantizar la transparencia de piezas de polipropileno (PP). Con aditivos, se ofrecen en el mercado de embalajes como una alternativa al vidrio o a los otros polímeros transparentes, el caso del PET. Fotografía 1.1.



Fotografía. 1.1. de una tapa plegable

1.4.1 ANTECEDENTES

Década de 1930:

Se desarrollan por primera vez las tapas de aluminio en el laboratorio de investigación de Alcoa en New Kensington, Pennsylvania (EE.UU.). La primera tapa comercial de aluminio se llamó GOLDY, debido a su recubrimiento dorado brillante. El primer cliente importante fue H. J. Heinz, que utilizó la popular tapa Goldy para sellar salsas y ketchups.

Década de 1940:

Comienzan las operaciones de fabricación de tapas en Richmond, Indiana. En ese entonces, la compañía era conocida como la Aluminum Seal Company.

Década de 1950:

Las tapas de aluminio con evidencia de adulteración para lubricantes de motor, productos farmacéuticos y licores dominaban los mercados.

Década de 1960:

Se desarrolla la tapa de aluminio a rosca de 28 mm resellable para las industrias de la cerveza y de las bebidas alcohólicas.



Década de 1970:

Se constituye Alcoa CSI mediante la unión de las divisiones de equipamientos de encapsulado y tapas de metal de Alcoa en todo el mundo.

Década de 1980:

Alcoa CSI adquiere H-C Industries, Inc., que había desarrollado un proceso de moldeo por compresión patentado para la fabricación de tapas para bebidas alcohólicas. La primera tapa de plástico para bebidas alcohólicas carbonatadas de mayor éxito fue el diseño "H-C Wing-Lok". Hoy en día, a través de continuas mejoras y actualizaciones de sellado y aplicación de alta velocidad, este diseño sigue teniendo gran demanda en muchas regiones del mundo.

Década de 1990:

Se desarrolla la tapa "Double-Lok" para brindar mejor evidencia de adulteración a los diseños existentes. Alcoa CSI desarrolla la tecnología de impresión por videojet en el interior de la tapa (UTC, por las siglas en inglés) para ofrecer capacidad promocional flexible, de bajo costo y de alta calidad. Continúa la expansión agresiva en el extranjero con la adición de plantas nuevas en China, Bahrein, Hungría y Rusia. Expansión internacional: Alcoa CSI agrega sedes regionales en Europa (Londres), oficinas de venta regionales (Singapur) y un centro de servicio técnico (Malasia). Alcoa CSI desarrolla una línea nueva de tapas para envases de agua, incluyendo una tapa deportiva tipo "push-pull" (empujar-tirar). Se desarrollan otros diseños innovadores entre los que se incluyen accesorios de descarga para envases de cartón tipo "gable top" (extremo superior de aguilón) para jugos y tapas para bebidas isotónicas de llenado en caliente

1.5 CERRADORAS DE TAPAS

Tenemos un amplio rango de cerradoras de tapas fliptop. Las mismas aplicables a distintos tamaños y secciones de tapas, circulares, elípticas, asimétricas etc.

Las máquinas pueden trabajar abajo de las inyectoras o en forma independiente. Las tapas pueden ser cargadas en una tolva elevadora, o ser transportadas por una cinta transportadora desde la inyectora.

El equipo posee una estación de calentamiento de bisagra cuando la cerradora no trabaja en línea con la inyectora.

Los equipos tienen control de cierre, derivadores a dos cajas s con conteo y otros sistemas de control para garantizar un funcionamiento continuo y seguro. Fotografía 1.2. máquina cerradora.



Fotografía 1.2 de una máquina cerradora

1.5.1 MÁQUINA CERRADORA DE TAPAS TIPO FLIP-TOP

Las tapas abiertas son vertidas a granel en la tolva de 3ft³ de capacidad que, mediante vibración, alimenta el tazón de 36” de diámetro; este a su vez orienta las tapas y las dirige a través de 3 guías independientes hacia la estación de cerrado.

El herramental exterior del tazón fue especialmente diseñado para orientar y ordenar este modelo de tapa, optimizando y garantizando al máximo un flujo constante de salida hacia las 3 guías.

Las tapas abiertas entran a la estación de cerrado, ahí son empujadas contra una leva para levantar la parte superior de la tapa. La tapa sigue avanzando y pasa por debajo de un perno horizontal que continúa empujando la cubierta para finalmente, por medio de un cilindro neumático, lograr cerrarla por completo.
(Fotografía 1.3.).

La tolva alimentadora, el tazón y las guías de salida, cuentan con un sistema de detección de nivel para garantizar el trabajo continuo del equipo y/o advertir de algún bloqueo. Además, esta cerradora cuenta con un sistema de detección y rechazo de tapas mal cerradas.

Todas las partes en contacto con el producto están hechas en acero inoxidable. El equipo va montado sobre una plataforma y cuenta con un tablero eléctrico y neumático.



Fotografía 1.3. de una máquina cerradora tipo Flip - Top

1.5.2 ALIMENTADORES VIBRATORIOS

Ellos son usados para alimentar y orientar piezas en equipamientos automáticos. Para alimentar y orientar partes, alimentadores vibratorios circulares y lineales, elevadores orientadores y alimentadores rotativos o centrífugos.

Los alimentadores vibratorios son aplicables en una extensa gama de productos de formas simples e intrincadas.

Los alimentadores rotativos o centrífugos, se utilizan para alimentar tapas, bombas, válvulas, y otros componentes. Fotografía 1.4 imagen de una tina vibradora.



Fotografía 1.4. de una tina vibradora

1.5.3 ALIMENTADORES CENTRÍFUGOS

Los alimentadores rotativos o centrífugos generalmente son de alta producción.

Hay alimentadores vibratorios circulares desde 150 mm a 1200 mm de diámetro.

Los tazones vibratorios están contruidos en acero inoxidable AISI 304 o 316 y además tiene recubrimientos especiales dependiendo del producto a alimentar.

Los controles electrónicos, tienen arranque suave, control de tensión y frecuencia.

Para recargar estos equipamientos fabricamos tolvas elevadoras y tolvas vibratorias con sus respectivos controles de recarga.

Las tolvas elevadoras y vibratorias son construidas en acero inoxidable o pintadas en pintura epoxidica.



MARCO TEÓRICO

En este capítulo, damos a conocer las ecuaciones de ingeniería básica, así como datos con las que se sustentan los cálculos del proyecto.



2.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Las propiedades de los fluidos son:

a) **Fluidez**

Se define como fluidez, la mayor o menor facilidad que encuentra un fluido a fluir.

b) **Viscosidad**

La viscosidad viene dada por la mayor o menor resistencia de las moléculas de los fluidos a desplazarse unas sobre otras.

c) **Compresibilidad**

Un fluido sometido a presión se comprime. Sin embargo esta compresibilidad es muy reducida en los líquidos, no así en los gases.

En algunos cálculos se toma el fluido como si no fuera compresible. Ahora bien, en otros casos en que la presión es importante debe tenerse en cuenta este concepto. Seguidamente se dan algunos coeficientes de compresión para fluidos.

d) **Régimen de flujo**

El flujo puede circular por un conducto en régimen laminar o turbulento. Este concepto resulta muy importante a la hora de determinar las pérdidas de carga que se originan en un fluido que circula por un conducto.

2.2 AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido es una de las formas más antiguas que conoce el hombre y aprovecha para reforzar sus recursos físicos.

El diseño y mantenimiento adecuado de redes de aire comprimido y sus respectivos accesorios, juega un papel muy importante en los procesos productivos involucrados cuya energía utilizada es el aire.

Para producir el aire comprimido se utilizan compresores que elevan la presión del aire al valor del trabajo deseado. Los mecanismos y mandos neumáticos se alimentan desde una estación central. El aire comprimido viene de la estación compresora y llega a las instalaciones a través de tuberías.



Es muy importante que el aire sea puro. Si es puro el generador de aire comprimido tendrá una larga duración. También deberá tenerse en cuenta la aplicación de los diversos tipos de compresores.

2.2.1 PROPIEDADES DEL AIRE

El aire comprimido es aire sometido a presión, compuesto en un 78% de nitrógeno, un 21% de oxígeno y en un 1% de otros gases (especialmente argón).

Considerando la libre movilidad térmica de sus moléculas, los gases tienen la propiedad de llenar cualquier espacio cerrado en el que se encuentran. Este espacio cerrado puede ser un dispositivo.

Densidad	$\rho = 1,2928 \text{ Kg/m}^3$
Exponente isoentropico	$X = 1,40$
Velocidad del sonido	$C = 331 \text{ m/s}$
Constante individual del gas	$R_i = 286,9 \text{ J/(Kg.K)}$

Estos datos están referidos a una temperatura normal $\delta_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión normal $p_n = 101325 \text{ Pa} = 1,01325 \text{ bar}$.

2.2.2 HUMEDAD DEL AIRE

La humedad del aire es una mezcla entre aire seco y vapor de agua. El aire solo puede contener vapor de agua en cantidades limitadas. La cantidad depende de lo que indique el barómetro y de la temperatura. La condensación se produce con el enfriamiento.

Los límites de la condensación están determinados por el punto de rocío y por el punto de condensación bajo presión.

2.2.3 PUNTO DE ROCIO

Es la temperatura en la que el aire está saturado de vapor de agua. Esta saturación completa corresponde a una humedad de 100%. En el momento en el que la temperatura del aire es inferior a ese punto, empieza la condensación del aire húmedo.

Si las temperaturas son inferiores a cero grados centígrados, se forma hielo. Este fenómeno puede delimitar considerablemente el caudal y el funcionamiento de los componentes incluidos en una red neumática. Cuanto menor es el punto de rocío, tanto menor es la cantidad de agua que puede retener el aire. El punto de rocío depende de la humedad relativa del aire, de la temperatura y de la presión.



2.3 PRESIÓN

La presión es una de las magnitudes físicas. Las magnitudes físicas describen propiedades medibles o procesos de los cuerpos. La presión describe la relación entre la fuerza y la superficie.

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

En la neumática, los datos de presión están referidos generalmente a una presión de referencia, la presión atmosférica P_{amb} .

- ❖ Presión atmosférica.- Es la presión barométrica del aire.
- ❖ Presión absoluta.- Es la presión comparada con vacío absoluto en calidad.
- ❖ Presión diferencial.- Es la presión que expresa la diferencia existente entre dos presiones absolutas.
- ❖ Sobrepresión.- Es la presión superior a la presión atmosférica, considerando que esta represente el valor cero.
- ❖ Presión de flujo.- Es la presión en la unidad consumidora en el momento de la toma de aire comprimido.
- ❖ Presión dinámica.- Es la presión existente en una red de tuberías mientras no se consume aire comprimido.

P_{amb}	=	presión ambiente	presión atmosférica
P_u	=	presión debajo de la presión atmosférica	vacío
P_e	=	por encima de la presión atmosférica	presión relativa
P_{abs}	=	presión contada desde el punto 0 absoluto	presión absoluta
P_{abs}	=	$P_e + P_{amb}$	
P_e	=	$P_{abs} - P_{amb}$	
P_{amb}	=	$P_{abs} - P_e$	

Si se reduce el volumen de un recipiente cerrado, la presión en el recipiente aumenta según la siguiente fórmula:

P_{abs}	presión absoluta (bar)	
v	volumen (m^3)	
T_{abs}	temperatura (K)	
A temperatura constante rige:		$\frac{P_{1,abs} \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_{2,abs} \cdot V_2}{T_2} \quad (2.2)$

$$P_{1,abs} \cdot V_1 = P_{2,abs} \cdot V_2 \quad (2.3)$$



2.3.1 PRESIÓN POR FUERZAS EXTERNAS (Ley de Pascal)

La presión ejercida sobre un líquido se transmite por igual en todas las direcciones.

Presión: Es la fuerza (F) que se ejerce, por unidad de superficie.

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

Presión de una columna de agua (c.d.a.): 10 m de c.d.a., 10 m ejercen una presión de 1 bar sobre el fondo.

2.4 CALCULO DE CILINDROS NEUMÁTICOS

Las principales variantes a considerar en la selección de los cilindros neumáticos son la fuerza del cilindro, la carga, el consumo de aire y la velocidad.

2.4.1 FUERZA DEL CILINDRO

La fuerza del cilindro es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del embolo, que depende de la velocidad del embolo y que se toma en el momento de arranque. La fuerza que el aire ejerce sobre el pistón es:

$$F = P_{aire} * Areapiston \quad (2.5)$$

Trabajando en unidades del Sistema Internacional de Unidades (SI) la longitud es el metro (m), la fuerza viene dada en Newton (N) y la presión en Pascal (Pa) que es la presión ejercida por 1 N (Newton) sobre la superficie de 1 m² normal a la misma, o sea N/m². Como el pascal es una unidad muy pequeña se utiliza el bar equivalente a 100000 pascal. Otras equivalencias del bar con unidades de presión son:

$$1\text{Bar} = 0,987 \text{ atmosfera} = 1,02 \text{ Kg/cm}^2 = 1020 \text{ cm c.d.a.} = 750\text{mmHg}$$

Para la comodidad del cálculo se utiliza la fuerza en Newton la presión en Bar, el diámetro en mm. y la superficie en mm² De este modo la formula anterior pasa a ser:

$$F = P_{aire} (\text{bar}) * 1000 * \frac{Areapiston(\text{mm}^2)}{1000000} = P_{aire} (\text{bar}) * \frac{Areapiston(\text{mm}^2)}{10} \quad (2.6)$$

Para los cilindros de simple efecto, la fuerza es la diferencia del aire y la del muelle.

$$F = \frac{P_{aire} * Areapiston}{10} - f_{muelle} \quad (2.7)$$

$$F = \frac{P_{aire} * \pi * D^2}{40} - f_{muelle} \quad (2.8)$$



Donde:

F= Fuerza (Newton)

D= Diámetro (mm)

P_{aire}= Presión del aire (bar)

F_{muelle}= Fuerza de muelle (Newton)

Los cilindros de doble efecto no cuentan con un resorte para volver a su posición de equilibrio, así su fuerza no disminuye en la carrera de avance, pero si en su carrera de retroceso debido a la disminución del área del embolo por la existencia del vástago las expresiones matemáticas correspondientes son:

$$F_{avance} = P_{aire} * \frac{\pi * D^2}{40} \quad (2.9)$$

$$F_{retroceso} = P_{aire} * \frac{\pi(D^2 - d^2)}{40} \quad (2.10)$$

El rozamiento del pistón en su movimiento equivale a un valor comprendido entre 3% y el 10% de la fuerza calculada.

Fuerza de carga del cilindro

La carga depende de las formas de montaje del cilindro que son básicamente tres.

- Montaje fijo que absorbe la fuerza del cilindro en la línea central. Es el mejor sistema ya que las fuerzas sobre el vástago están equilibradas y los elementos de fijación (tornillos, ...) solo están sometidos a una simple tensión de cizalladura. La fijación del cilindro puede ser del tipo de espárragos o de brida.

- El montaje absorbe la fuerza del cilindro en la línea central y permite el movimiento en un plano. Se emplean cuando la maquina donde están montados se mueve siguiendo una línea curva.

- El montaje absorbe la fuerza del cilindro en la línea central y e plano de las superficies de montaje no coincide con dicha línea por lo que, al aplicar una fuerza, se produce un momento de giro que tiende a hacer girar el cilindro alrededor de los pernos de montaje.

La selección del vástago del pistón depende del tipo de montaje del cilindro figura Y y de la conexión del extremo del vástago.

Consumo de aire

El consumo de aire del cilindro es una función de la relación de compresión del área del pistón y de la carrera según la formula:

Consumo de aire = Relación de compresión * área de pistón * carrera * ciclos/minuto.

La relación de compresión referida a nivel de mar esta dada por:

$$\frac{0,987 + P_{aire} (bar)}{0,987} \quad (2.11)$$



El volumen de aire requerido para una carrera de pistón expresado en cm^3 es:

$$V(\text{dm}^3) = \frac{\pi * D^2 (\text{mm}^2)}{4 * 10000} * \frac{l}{100} \quad (2.12)$$

$$V(\text{dm}^3) = \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} \quad (2.13)$$

El consumo de aire en condiciones normales de presión y temperatura en el cilindro de simple efecto es pues:

$$Q = \frac{0,987 + P_{\text{aire}} (\text{bar})}{0,987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} * n \quad (2.14)$$

Siendo:

Q= Consumo de aire total (dm^3/min)

D= Diámetro cilindro (mm)

l= Carrera (mm)

n= Ciclos por minuto.

Para el caso de cilindros de doble efecto y despreciando el volumen del vástago se tiene:

$$Q = 2 * \frac{0,987 + P_{\text{aire}} (\text{bar})}{0,987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} * n \quad (2.15)$$

Velocidad del pistón

La velocidad del pistón se obtiene dividiendo el caudal por la sección del pistón.

$$\text{Velocidad}(\text{dm} / \text{min}) = \frac{0,987 + P_{\text{aire}} (\text{bar})}{0,987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} * n * \frac{40000}{\pi * D^2} \quad (2.16)$$

$$\text{Velocidad}(\text{dm} / \text{min}) = \frac{0,987 + P_{\text{aire}} (\text{bar})}{0,987} * \frac{l * n}{100} \quad (2.17)$$

Esta velocidad seria algo menor debido a los espacios muertos en los cilindros (posiciones finales de los cilindros y tuberías de alimentación), la fuerza de muelle antagonista la perdida provocada por la longitud y sección de las tuberías, y por las válvulas de mando y escape.

La velocidad media del embolo en los cilindros estándar se establece entre 0.1 y 1.5 m/seg.

2.5 ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ecuación de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido bajo condiciones variantes y tiene la forma siguiente:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.18)$$

Donde:

$$\frac{P}{\gamma} = \text{Carga de Presión}$$

$$Z = \text{Carga de Elevación}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \text{Carga de Velocidad}$$

2.5.1. ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

$$Q = A \cdot V \quad (2.19)$$

$$Q = A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 = \left[\frac{m^3}{s} \right] \left[\frac{ft^2}{s} \right] \quad (2.20)$$

$$Q = \text{Flujo volumétrico} = A \cdot V$$

$$W = \text{Flujo en peso} = \gamma Q = \gamma \cdot A \cdot V \quad \left[\frac{N}{s} \right] \quad (2.21)$$

$$M = \text{Flujo en masa} = \rho Q = \rho \cdot A \cdot V = \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad (2.22)$$

2.6 TIPOS DE CARGAS

Se pueden clasificar de varias formas. Por el tiempo de aplicación son las siguientes.

- **CARGA ESTÁTICA:** Se aplica gradualmente igual que su reacción el equilibrio se encuentra fácilmente.
- **CARGA DE IMPACTO:** Se genera en corto tiempo y el equilibrio se encuentra rápidamente.
- **CARGA PERMANENTE:** Siempre va a estar sosteniendo cargas y resisten largos periodos de tiempo.
- **CARGA REPETIDA:** Se repite en cortos tiempos.

Por superficie de aplicación se clasifica en:

- **CARGA CONCENTRADA:** Se aplica en un punto (físicamente no existe). Fig. 2.1.

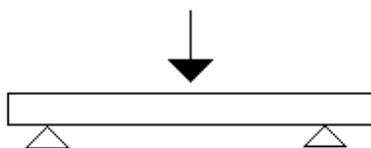


Fig. 2.1. Carga concentrada [Resistencia de Materiales, NASH]

- **CARGAS UNIFORMES REPARTIDAS:** En toda la longitud la carga tiene el mismo valor. Fig. 2.2

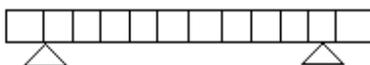


Fig. 2.2. Carga uniforme repartida [Resistencia de Materiales, NASH]

- **CARGA UNIFORME VARIABLE:** Esta a lo largo de un cuerpo pero va disminuyendo o aumentando gradualmente. Fig. 2.3.

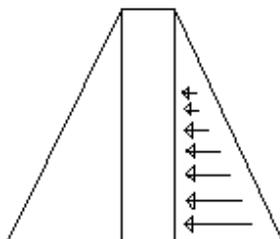


Fig. 2.3. Carga uniforme variable [Resistencia de Materiales, NASH]

2.6.1 TIPOS DE APOYO, NUDOS O SOPORTES

- Vigas simplemente apoyadas: las reacciones de la viga ocurren en sus extremos.
- Vigas en voladizo: un extremo de la viga está fijo para impedir la rotación; también se conoce como un extremo empotrado, debido a la clase de apoyo.
- Vigas con voladizo: uno o ambos extremos de la viga sobresalen de los apoyos.
- Vigas continuas: una viga estáticamente indeterminada que se extiende sobre tres o más apoyos.
- Sin carga: la misma viga se considera sin peso (o al menos muy pequeño con las demás fuerzas que se apliquen).
- Carga concentrada: una carga aplicada sobre un área relativamente pequeña (considerada aquí como concentrada en un punto).
- Carga uniformemente distribuida sobre una porción de la longitud de la viga.



2.6.2 ESFUERZOS INDUCIDOS POR FLEXIÓN

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (2.23)$$

σ = Esfuerzo inducido por flexión (Pa, psi, Kg/cm²)

M = Momento flexionante inducido (Nm, lb in, Kg cm)

y = Distancia del plano neutro (m, in, cm)

I = Momento de inercia con respecto al plano neutro (m⁴, in⁴, cm⁴)

2.6.3 FUERZA AXIAL.

Cuando suponemos las fuerzas internas uniformemente distribuidas, se sigue de la estática elemental que la resultante P de las fuerzas internas debe estar aplicadas en el centroide de C de la sección. Esto significa que una distribución uniforme de esfuerzos es posible únicamente si la línea de acción de las cargas concentradas P y P' pasa por el centroide de la sección considerad. Este tipo de carga se conoce como carga axial centrada y supondremos que se produce en todos los elementos sujetos a dos fuerzas que encontramos en cerchas y en estructuras conectadas por articulaciones.

2.6.4 DEFINICION DE ESFUERZOS CORTANTES.

Debe existir fuerzas internas en el plano de la sección y que su resultante debe ser igual a P. estas fuerzas internas elementales se llaman fuerzas cortantes y la magnitud P de su resultante es el cortante en la sección. Dividiendo la fuerza cortante P por el área A de la sección obtenemos en el esfuerzo cortante promedio en la sección. Los esfuerzos cortantes se presentan normalmente en pernos, pasadores y remaches utilizados para conectar varios miembros estructurales y componentes de máquinas.

2.6.5 DEFINICION DE MOMENTO FLEXIONANTE.

Un diagrama de fuerzas cortantes o un diagrama de momentos flexionantes es una grafica que muestra la magnitud de la fuerza cortante o momento flexionante a lo largo de la viga.

2.6.6 PUNTO DE CEDENCIA

Es el punto donde el material sufre deformación permanente sin que aumente e inclusive disminuya el esfuerzo. Para los materiales frágiles no se observa claramente un punto de cedencia por lo que para estos materiales se establece una resistencia de cedencia.

FALLA: Es el estado o condición en el cual un elemento deja de realizar su trabajo o función adecuadamente.

Para que un elemento falle no necesita romperse se pueden presentar los siguientes casos:



- Falla por deformación excesiva
- Falla por deformación plástica esta es permanente
- Falla por ruptura

2.6.7 SISTEMAS ARTICULADOS

Consideraremos criterios de diseño: resistencia de rigidez; por resistencia la condición es un esfuerzo máximo permisible o de trabajo; por rigidez es una deformación máxima admisible. Si en algún caso nos condicionan los dos parámetros se realizan los cálculos para cada uno de ellos se comparan resultados y se obtienen una conclusión de diseño.

2.6.8 FLEXIÓN

Consideraciones para el estudio de vigas.

- 1) La viga debe ser homogénea, elástica, utópica, lineal o continua.
- 2) Las cargas en las reacciones se localizan sobre un mismo plano llamado plano de carga de tal manera que nos queda un sistema de fuerzas coplanar.
- 3) En el estudio exclusivo de vigas las fuerzas paralelas al eje longitudinal del elemento se desprecia de tal manera que nos queda un sistema de fuerzas paralelo.

2.7 METODO PARA EL CALCULO DE CORTANTES Y MOMENTOS FLEXIONANTES

2.7.1 METODO DE DE LA DOBLE INTEGRACIÓN.

Es uno de tantos métodos que se basan en el análisis de las deformaciones, en particular la de los soportes. El método consiste en integrar sucesivamente una ecuación denominada “Ecuación Diferencial de la Elástica” dada por la expresión:

$$EI \left[\frac{d^2 y}{dx^2} \right] = M_x \quad (2.24)$$

E = Módulo elástico del material del que está hecha la viga.

I = Momento de inercia de la sección transversal respecto al eje neutro.

Mx = Ecuación de momentos a lo largo de toda la barra.



Al integrar sucesivamente la ecuación de momentos, aparecen constantes que será necesarios definir. Estas constantes se determinan en función de las condiciones de frontera, que generalmente las definen los tipos de apoyo o la simetría de la carga. Recordemos que un apoyo simple tiene pendiente pero no tiene flecha y un apoyo empotrado no tiene ni pendiente ni flecha. En un punto cualquiera de la viga, la pendiente es la misma analizando las cargas y momentos a la izquierda o a la derecha del punto.

2.8 ELECTRONICA BASICA

2.8.1 TRANSISTORES

Los transistores se componen de semiconductores. Se trata de materiales como el silicio o el germanio, dopados (es decir, se les han incrustado pequeñas cantidades de materias extrañas), de manera que se produce una abundancia o una carencia de electrones libres en el primer caso, se dice que el semiconductor del tipo n y en el segundo que es del tipo p. Combinando materiales de tipo n y del tipo p puede producirse un diodo. Cuando este se conecta a una batería de manera tal que el material tipo p es positivo y material tipo n es negativo, los electrones son repetidos desde el terminal negativo de la batería y pasan, sin ningún obstáculo, a la región p que carece de electrones. Con la batería invertida los electrones que llegan al material p pueden pasar solo con muchas dificultades hacia el material n, que ya esta lleno de electrones libres en cuyo caso la corriente es casi cero.

Otro tipo de transistor es el de efecto de campo (FET, acrónimo ingles de Field-Effect Transistor) que funciona obre la base del principio de repulsión o de atracción de carga debido a la superposición de un campo eléctrico. L a amplificación de corriente se consigue de manera similar al empleado con el control de rejilla de un tubo en vacio.

2.8.2 TENSION Y POTENCIA DE COLECTOR

La ley de Kirchhoff señala que la suma de todas las tensiones a lo largo de una malla o trayectoria cerrada es igual acero. Si se aplica al circuito del colector, la ley de las tensiones de Kirchhoff nos da esta importante ecuación.

$$V_{CE} = V_{CC} - I_C R_C \quad (2.25)$$

Esta ecuación indica que la tensión del colector-emisor es igual a la tensión de la fuente de polarización del colector (V_{CC}) menos la tensión que hay en la resistencia de colector.

$$P_D = V_{CE} I_C \quad (2.26)$$

Los subíndices simples se usan para las tensiones de los nodos, es decir, tensiones entre el punto del subíndice y masa. La tensión V_B es la tensión entre la base y masa, la tensión V_C es la tensión entre el colector y masa y la tensión V_E es la tensión entre el emisor y masa. Puede calcular una tensión con subíndice doble de distinto subíndice restando sus tensiones con subíndice simple aquí tenemos tres ejemplos.



$$\begin{aligned}V_{CE} &= V_C - V_E \\V_{CB} &= V_C - V_B \\V_{BE} &= V_B - V_E\end{aligned}\tag{2.27}$$

Así es como se calculan las tensiones de subíndice doble para cualquier circuito de transistor: como V_E es cero en una conexión las tensiones se simplifican a:

$$\begin{aligned}V_{CE} &= V_C \\V_{CB} &= V_C - V_B \\V_{BE} &= V_B\end{aligned}\tag{2.28}$$

Aplicando la ley de Ohm a la resistencia de la base obtenemos esta derivación:

$$I_B = \frac{V_{BB} - V_{BE}}{R_B}\tag{2.29}$$

Si se utiliza un diodo ideal, $V_{BE}=0$. Con la segunda aproximación, $V_{BE}=0,7V$.

La mayoría de las veces la segunda aproximación será el mejor compromiso entre la sencillez de calculas al usar un diodo ideal y la precisión al usar aproximaciones superiores. Todo lo que se necesita recordar para la segunda aproximación es que $V_{BE}=0,7$.

2.8.3 CIRCUITO INTEGRADO

La mayoría de los circuitos integrados son pequeños trozos, o chips de silicio de entre 2 y 4mm², sobre los que se fabrican los transistores. La fotolitografía permite al diseñador crear centenares de miles de transistores en un solo chip situando de forma adecuada las numerosas regiones tipo n y p. Durante la fabricación, estas regiones son interconectadas mediante conductores minúsculos, a fin de producir circuitos especializados complejos. Estos circuitos integrados son llamados monolíticos por estar fabricado sobre un único cristal de silicio. Los chips requieren mucho menos espacio y potencia y su fabricación es mas barata que la de un circuito equivalente compuesto por transistores individuales.

Resistencia eléctrica:

La resistencia eléctrica es la mayor o menor capacidad de un material para permitir el paso de la corriente eléctrica. Se mide con el óhmetro y se expresa en ohm.

El voltaje, la resistencia y la intensidad que circula por un circuito están relacionados. Esta relación se conoce como la ley de Ohm, se expresa como:

$$V = I * R\tag{2.30}$$

2.9 COMPUERTAS LÓGICAS

Son circuitos que generan voltajes de salida en función de la combinación de entrada correspondientes a las Funciones Lógicas, en este curso se usa la analogía llamada lógica positiva en la cual alto (**H**) corresponde a Verdadero y bajo (**L**) corresponde a Falso.

Una puerta lógica, o compuerta lógica, es un dispositivo electrónico que es la expresión física de un operador booleano en la lógica de conmutación. Cada puerta lógica consiste en una red de dispositivos interruptores que cumple las condiciones booleanas para el operador particular. Son esencialmente circuitos de conmutación integrados en un chip.

Claude Elwood Shannon experimentaba con relés o interruptores electromagnéticos para conseguir las condiciones de cada compuerta lógica, por ejemplo, para la función booleana Y (AND) colocaba interruptores en circuito serie, ya que con uno solo de éstos que tuviera la condición «abierto», la salida de la compuerta Y sería = 0, mientras que para la implementación de una compuerta O (OR), la conexión de los interruptores tiene una configuración en circuito paralelo.

La tecnología microelectrónica actual permite la elevada integración de transistores actuando como conmutadores en redes lógicas dentro de un pequeño circuito integrado. El chip de la CPU es una de las máximas expresiones de este avance tecnológico.

En nanotecnología se está desarrollando el uso de una compuerta lógica molecular, que haga posible la miniaturización de circuitos.

2.9.1 Compuerta Y (AND)

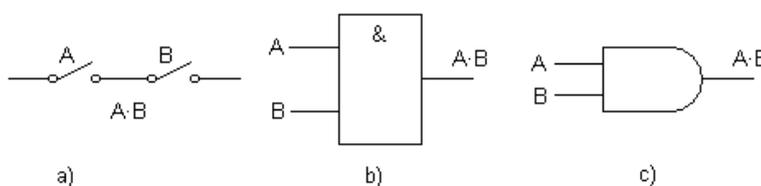


Fig. 2.4). Diagrama Compuerta AND.

Símbolo de la función lógica Y a) Contactos, b) Normalizado y c) No normalizado

La **puerta lógica Y**, más conocida por su nombre en inglés *AND*, realiza la función booleana de producto lógico. Su símbolo es un punto (\cdot), aunque se suele omitir. Así, el producto lógico de las variables A y B se indica como AB, y se lee A y B o simplemente A por B.

La ecuación característica que describe el comportamiento de la puerta AND es:

$$F = (A).(B) \quad (2.31)$$

Su tabla de verdad es la siguiente:

Tabla2.1 Tabla de verdad puerta AND		
Entrada A	Entrada B	Salida AB
0	0	0
0	1	0
1	0	0
1	1	1

Se puede definir la puerta AND, como aquella compuerta que entrega un **1** lógico sólo si todas las entradas están a *nivel alto* **1**.

2.9.2 Compuerta O (OR)

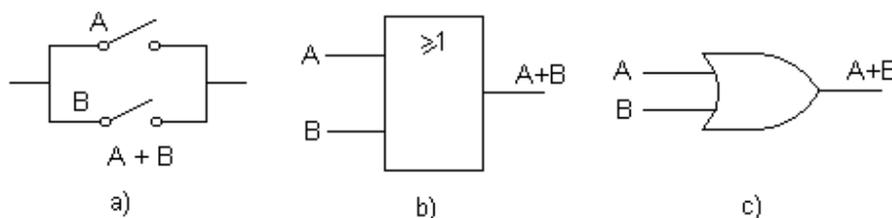


Fig. 2.5). Diagrama Compuerta OR.

Símbolo de la función lógica O a) Contactos, b) Normalizado y c) No normalizado

La **puerta lógica O**, más conocida por su nombre en inglés *OR*, realiza la operación de suma lógica.

La ecuación característica que describe el comportamiento de la puerta OR es:

$$F = A + B \tag{2.32}$$

Su tabla de verdad es la siguiente:

Tabla2.2 Tabla de verdad puerta OR		
Entrada A	Entrada B	Salida A + B
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

Podemos definir la puerta O como aquella que proporciona a su salida un **1** lógico si al menos una de sus entradas está a **1**.



2.10 COMPONENTES ELECTRONEUMÁTICOS

2.10.1 VÁLVULAS SOLENOIDES

Dentro del sistema neumático, la válvula solenoide es la unión entre un control electrónico/eléctrico y la parte neumática que realiza el trabajo.

La válvula solenoide más corriente es la válvula solenoide piloto. Su armazón forma un elemento de doble cabezal que proporciona una válvula de función 3/2.

En el momento que pasa energía a través de la bobina, el flujo magnético recorre el armazón y la parte estática superior del tubo guía. Efectivamente este convierte el armazón y la sección estática en imanes que se atraen, lo cual hace que el resorte se mueva hacia un resorte que cierra un circuito magnético. La junta de la parte superior deja pasar el aire de un pequeño surtido al orificio de salida. La junta de la parte superior cierra el surtidor de escape

El diseño es fruto de la relación entre la cantidad de aire empleado y la energía eléctrica consumida.

2.10.2 VALVULAS SOLENOIDES PILOTO

En un gran número de aplicaciones los cilindros están controlados por válvulas solenoides con piloto neumático. Una válvula solenoide convencional, tiene un a corredera, la cual es empujada a la derecha o izquierda por señales de aire. Estas señales proceden de las dos válvulas solenoides piloto montadas en ambos extremos. Cuando el solenoide de la izquierda entra en funcionamiento mueve la corredera hacia la derecha, y cuando hacemos funcionar la válvula de la derecha, movemos la bobina hacia la izquierda. Las tres válvulas necesitan presión de alimentación, y sin embargo, solo hay una conexión de suministro para el conjunto de las válvulas. Esto ocurre gracias a que el cuerpo de la válvula posee un sistema de canalizaciones internas que conecta 1 puerto de suministro a ambos solenoides.

No obstante en algunas aplicaciones no es factible el suministro interno.

2.10.3 ELECTROVALVULA PROPORCIONAL DE PRESION

Tiene tres estados de funcionamiento:

1. Suponiendo que la salida esta alimentando un extremo cerrado, la presión de salida esta equilibrando la potencia del solenoide y da como resultado una posición intermedia de la bobina. En esta posición no hay flujo de entrada ni de salida en el sistema.



2. La señal eléctrica se incrementa y desplaza la bobina hacia la izquierda. Esto ha abierto parcialmente la entrada de modo que se está produciendo un flujo y se está incrementando la presión. Esto continuará hasta que la nueva presión equilibre la nueva potencia del solenoide y la bobina vuelva a la posición intermedia.
3. La señal eléctrica disminuye y desplaza la bobina hacia la derecha. Esto ha abierto parcialmente la salida de modo que se está produciendo un flujo y se está reduciendo la presión. Esto continuará hasta que la nueva presión equilibre la nueva potencia del solenoide y la bobina vuelva a la posición intermedia.

2.10.4 ELECTROVÁLVULA PROPORCIONAL DE CAUDAL

Tiene tres estados de funcionamiento:

1. Se aplica una corriente continua de 12 mA, es decir, a media distancia entre el margen 4-20 mA. Esto hace que la bobina adopte una posición intermedia donde no hay flujo a través de la válvula en ninguna dirección.
2. La señal al solenoide ha disminuido a 10mA. Esto ha dado como resultado una potencia menor del solenoide, de modo que el muelle ha movido la bobina hacia la derecha. Esto produce un flujo de aire procedente del puerto de entrada al puerto de salida y salida del cambio de señal y, por tanto, el flujo en este estado variará en proporción de cero a 12mA hasta un máximo de 4mA.
3. La señal al solenoide se ha incrementado a 14mA. Esto ha dado como resultado una potencia mayor del solenoide, de modo que la bobina se ha movido hacia la izquierda contra el muelle. Esto produce un flujo de aire procedente del puerto de entrada al puerto de salida y salida de un puerto a otro. La bobina se desplazará un espacio proporcional al cambio de señal y, por tanto, el flujo en este estado variará en proporción de cero a 12mA hasta un máximo de 20mA.

2.10.5 INTERFAZ DE CONEXIÓN ELÉCTRICA DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL

Las válvulas solenoide proporcionales devuelven una mayor exactitud y capacidad de repetición se proporciona oscilación a la señal de control. Esta situación se produce en torno a un valor medio y provoca una ligera vibración de la bobina de la válvula respecto a su posición adecuada. Esta oscilación de la bobina mantiene el sistema “vivo” y sensible, puesto que la bobina no tiene oportunidad de asentarse. También se reduce significativamente la histéresis de la válvula.

2.10.6 APLICACIONES DE LA ELECTROVÁLVULA PROPORCIONAL DE PRESIÓN

Para conseguir un sistema de control más “sophisticado”, el cilindro puede ser controlado por una válvula de flujo proporcional. La válvula se ajusta de forma constante mediante una



señal variable enviada por un controlador electrónico. La posición del pistón se transmite al controlador mediante un codificador, que envía una cadena de impulsos a este último a media que se desplaza el pistón. Estos impulsos se mantienen en un contador. El número de impulsos se incrementa a medida que el pistón se desplaza hacia la derecha y disminuye cuando se mueve hacia la izquierda, siendo su valor cero cuando el pistón alcanza el final de carrera hacia la izquierda. La resolución es de un impulso cada 0.7 mm de recorrido de la carrera. Cuando se precisa que el pistón se mueva a una posición determinada, se envía una “señal de control de posición” al controlador equivalente al número de cuentas para alcanzar la posición deseada. El controlador entonces compara la posición actual de forma continuada respecto a la posición deseada y ajusta la señal a la válvula proporcional para enviar y mantener el pistón en la posición deseada. El control hará pequeños ajustes de forma constante para compensar cambios de carga, presión o temperatura. La posición del pistón se puede modificar rápidamente en cualquier momento; para ello, basta con modificar el valor de la señal de control de posición.

2.11 ¿QUÉ ES UN PLC?

P.L.C. significa Controlador Lógico Programable.

Un PLC es un dispositivo usado para controlar. Este control se realiza sobre la base de una lógica, definida a través de un programa.

Para explicar el funcionamiento del PLC, se pueden distinguir las siguientes partes:

Interfaces de entradas y salidas

CPU (Unidad Central de Proceso)

Memoria

Dispositivos de Programación

El usuario ingresa el programa a través del dispositivo adecuado (un cargador de programa o PC) y éste es almacenado en la memoria de la CPU.

La CPU, que es el "cerebro" del PLC, procesa la información que recibe del exterior a través de la interfaz de entrada y de acuerdo con el programa, activa una salida a través de la correspondiente interfaz de salida.

Evidentemente, las interfaces de entrada y salida se encargan de adaptar las señales internas a niveles de la CPU. Por ejemplo, cuando la CPU ordena la activación de una salida, la interfaz adapta la señal y acciona un componente (transistor, relé, etc.)



2.10.1 VENTAJAS DEL PLC

Las ventajas en el uso del PLC comparado con sistemas basados en relé o sistemas electromecánicos son:

- Flexibilidad: Posibilidad de reemplazar la lógica cableada de un tablero o de un circuito impreso de un sistema electrónico, mediante un programa que corre en un PLC.
- Tiempo: Ahorro de tiempo de trabajo en las conexiones a realizar, en la puesta en marcha y en el ajuste del sistema.
- Cambios: Facilidad para realizar cambios durante la operación del sistema.
- Confiabilidad
- Espacio
- Modularidad
- Estandarización



2.11 Sumario.

En el capítulo dos dimos a conocer las bases teóricas para los cálculos de diseño de la máquina donde se sustentará con conocimientos en propiedades del aire comprimido que es la base de nuestro proyecto sin dejar por un lado los conocimientos de ingeniería básica.

Dado lo anterior en el capítulo tres podremos observar las funciones que realizará esta máquina para este capítulo se ha tomado en cuenta aspectos del capítulo dos para conformar las ideas principales y el diseño principal de nuestra máquina esto lo basamos de alguna forma en el capítulo dos ya que de no poderse concretar el diseño principal debido a alguna falla tendremos que regresar al capítulo dos para observar la forma de calcular otra opción de diseño.

En el capítulo dos hubo un apartado donde se habló del control el cual se realizará por medio de un PLC en un sistema neumático es muy requerido el uso de este ya que nos puede ahorrar en costos en el proyecto a un mediano o largo plazo esta parte de control en el capítulo tres no tuvo una opción secundaria ya que tomando en cuenta la capacidad del PLC no habrá ninguna complicación en el sistema de control.

Seleccionamos un PLC con las siguientes características:

Voltaje de alimentación de 127 VCA.

24 entradas de señal.

16 salidas para el control de electroválvulas.



DISEÑO CONCEPTUAL

A continuación se presentan las soluciones a las necesidades y requerimientos de diseño, planteando diversas formas de solucionar el problema.



3.1 Funciones Principales.

Dentro de los requerimientos encontramos:

- Obligatorios:
 - Bajo costo.
 - Dimensiones no sobrepasen las del equipo original en área y altura (área=1m², altura de 1.20 m.).
 - El número de tapas cerradas sea igual o mayor a las 1400 tapas/hr que actualmente se proporcionan con la cerradora mecánica.
 - Costo de mantenimiento económico.
 - Fácil operación.
 - Uso de materiales resistentes al calor.

- Deseables:
 - Uso de materiales ligeros.
 - Transportación de tapas por medio de aire o vibración.
 - Fácil ensamble.

En base a los requerimientos dados por la empresa obtuvimos las siguientes funciones principales:

- Alimentación.
- Posición de las piezas.
- Agrupación por lotes.
- Primera parte del cierre de la tapa.
- Segunda parte del cierre de la tapa.
- Conteo de tapas cerradas.

3.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN A LAS FUNCIONES PRINCIPALES

3.2.1 PRIMERA OPCIÓN DE CIERRE DE TAPAS

- Alimentación.

La máquina de inyección envía las tapas abiertas por medio de una banda transportadora hacia una tina vibradora (ver fotografía 3.1), esta a su vez alimenta a la máquina cerradora enviando las tapas en posición para entrar al riel de la máquina cerradora, el cual no

sobrepasa las dimensiones requeridas por la empresa. El riel tiene una inclinación para darle caída a las tapas y facilitar el transporte de las mismas.



Fotografía 3.1. Banda transportadora

➤ Posición de las piezas.

Las tapas al salir del riel de la tina vibradora, continúan sobre el riel de la maquina cerradora el cual cubre al cuerpo de la tapa dejado el capuchón por fuera para quedar en posición para la primera parte del cerrado. Fotografía 3.2



Fotografía 3.2. Banda transportadora y tina vibradora

- Agrupación por lotes.

Para agrupar por lotes se plantean las siguientes opciones:

- Por medio de un racionador el cual esta compuesto por un brazo con dimensiones que abarquen el lote requerido, este va a ser movido por un servomotor el cual al recibir el impulso enviado por el sensor que detectara la cantidad de tapas que conforman el lote.
- Utilizando unas uñas colocadas en medio del riel, las cuales van a detener el transito de las tapas provocando que se acumulen. Colocando un sensor, el cual va a detectar la cantidad de tapas necesarias para formar el lote, enviando una señal para mover las uñas y permitir el paso del lote de tapas para la realización de la primera etapa de cierre. Fotografía 3.3



Fotografía 3.3. Tina vibradora y maquina cerradora mecánica

- Primera parte del cierre de la tapa.

Para la primera parte del cierre se plantean las siguientes opciones:

- Aprovechando el movimiento del racionador y colocando sobre el riel (ver figura 3.1) una ceja del lado en que esta el capuchón, logrando así que la ceja al tener contacto con el capuchón ejerza fuerza contraria al movimiento del racionador provocando el levantamiento del mismo.

- Se agrupa el lote de tapas sobre el riel por medio de una uña, la cual se va a activar cuando se permita el paso de tapas en la fase de agrupamiento, y se utiliza un cilindro neumático colocado con un cierta inclinación por debajo del capuchón de la tapa. Al final del vástago del cilindro se coloca una placa la cual va a abarcar el numero de tapas del lote, este al recibir la señal enviada por el sensor, el cual va a detectar el agrupamiento de tapas, va a salir del cilindro provocando que el capuchón se eleve y quede en posición para la segunda etapa del cierre. Al regreso del vástago se va a enviar una señal para que la uña que agrupa las tapas les permita el paso y continúen con la segunda parte de cierre.



Fig. 3.1. Riel transportador de tapas

➤ Segunda parte del cierre de la tapa.

Al llegar las tapas con el capuchón semicerrado, se agrupa el lote sobre el riel. Se coloca un cilindro neumático en la parte de arriba del riel, es decir, sobre las tapas (ver figura 3.2). Al final del vástago del cilindro se coloca una placa la cual va a abarcar el numero de tapas del lote, este al recibir la señal enviada por el sensor, el cual va a detectar el agrupamiento de tapas, va a salir del cilindro provocando que la placa ejerza presión sobre las tapas cerrándolas por completo, al regreso del vástago se envía una señal, la cual va a permitir el paso de las tapas terminando así el proceso de cerrado.

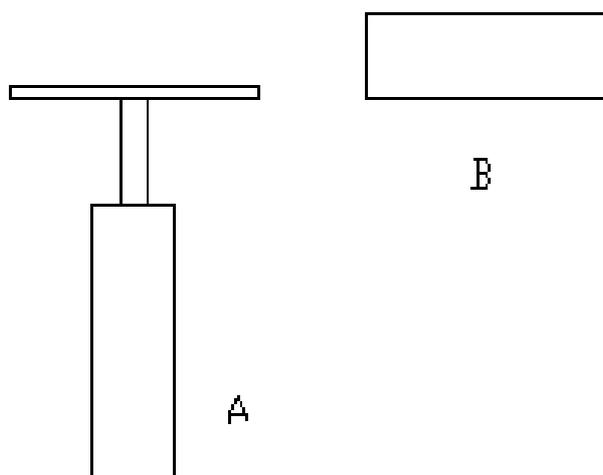


Fig. 3.2. A) vista frontal del cilindro neumático acoplado a una placa
B) vista superior de la placa para el cerrado

➤ **Conteo de tapas cerradas.**

En la parte final del riel se coloca un sensor, el cual va a detectar las tapas al salir de la etapa de cerrado, enviando una señal a un contador, en el cual se va a llevar un control del número de tapas cerradas.

El conteo es indispensable para la primera opción de cerrado ya que esta se realiza por lotes lo que hace indispensable que el número de tapas se exacto ya que si este no es realizado de una manera confiable podría llegarse a atascar la tapa como ocurre en las maquinas ya existentes.

3.2.2 SEGUNDA OPCION DE CIERRE DE TAPAS

Otra opción de cerrado de tapas es por medio de un flujo continuo en el cual entran las tapas en un carrusel, el cual va a ser movido por un motor paso a paso. Las tapas al entrar al carrusel van a ir girando hasta llegar a la posición en que se encuentra el primer pistón que va a levantar el capucho para dejarlo listo para el siguiente pistón, el cual va a realizar el cierre completo de la tapa. (Fig. 3.3)

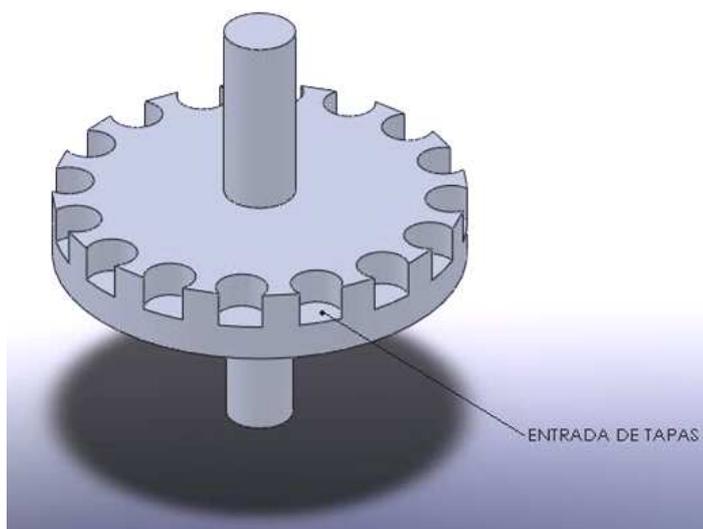


Fig. 3.3. Carrusel

En el dibujo anterior observamos que el carrusel cuenta con 6 tapas las cuales se eligió ese número de tapas para poder hacer los cálculos en la velocidad del pistón en base al compresor para que este pueda suministrar el caudal necesario.

2.2.3 TERCERA OPCION DE CIERRE DE TAPAS

En esta opción tenemos un cerrado parecido a la 1ª opción la diferencia radica en que se pretende hacer un cerrado continuo tapa por tapa a diferencia de la otra opción que es por lotes de 20 tapas este cerrado cuenta con un riel por el cual circulan las tapas este no cuenta con una barra como la primera opción.



Fotografía 3.4. Tapa plegable para tubo de pasta dental.



Fotografía 3.5. Tapa plegable para tubo de pasta dental.

En la imagen podemos observar el tipo de tapas con el que se va a trabajar, de manera que en la figura anterior observamos la tapa abierta como lo observamos en la fotografía. (Ver fotografía 3.4 y 3.5).

Tabla 3.1. Comparación de Propuestas.

Requerimientos	opción 1 (Riel cerrado por lotes)	opcion2 (carrusel de cerrado)	opcion3 (cerrado continuo)
Bajo costo	x		x
Dimensionamiento requerido	x	x	x
Mayor producción de cerrado de tapas	x	x	
Costo de mantenimiento económico	x		x
Fácil operación	x	x	x
Materiales resistentes al color	x	x	x
	6	4	5

3.3 DISEÑO DE LA MÁQUINA CERRADORA

Tomando en cuenta las opciones planteadas anteriormente, se opto por la implementación de la primera opción, ya que la velocidad de accionamiento de los actuadores neumáticos y el agrupamiento de tapas nos ayudara a incrementar la producción.

A continuación presentamos un esquema de la maquina cerradora. (Ver Fig. 3.4)

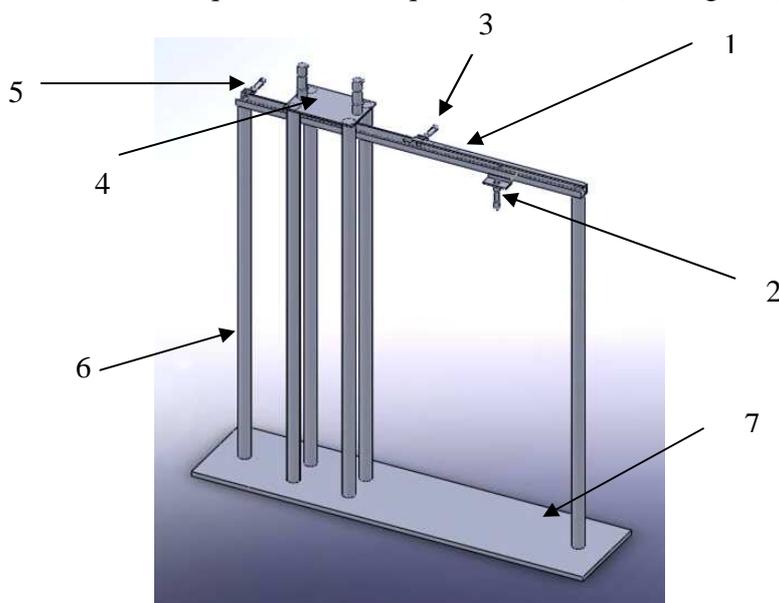


Fig. 3.4 Máquina Cerradora Neumática

1. Riel Transportador



Fig. 3.5 Riel Transportador

Este riel (ver Fig. 3.5) se divide en 2 partes:

- La primera que es en donde se lleva a cabo la primera etapa del cerrado. (Ver Fig. 3.6)

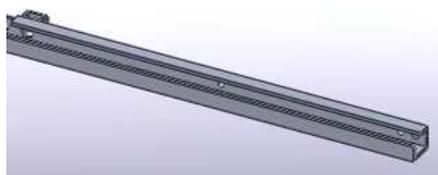


Fig. 3.6 Entrada del Riel Transportador

- La segunda que es donde se realiza la segunda etapa del cerrado. (Ver Fig. 3.7)

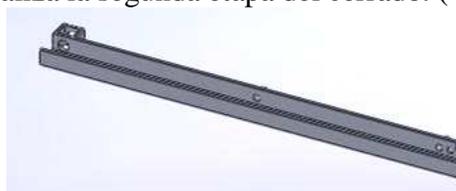


Fig. 3.7 Salida del Riel Transportador

2. Actuador para primera etapa de cerrado.

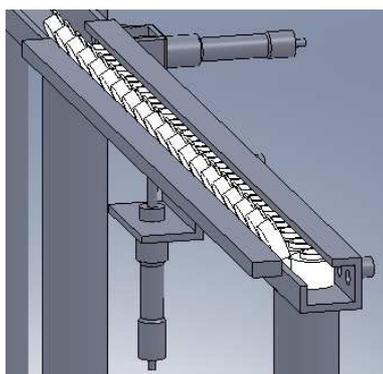


Fig. 3.8 Actuador de Simple Efecto con Placa

Cuando se forma el lote de las 15 tapas, una placa levanta los capuchones de las tapas para dejarlas semicerradas. (Fig. 3.8)

3. Actuador de doble efecto.

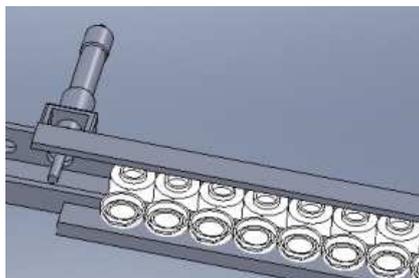


Fig. 3.9 Actuador de Doble Efecto

Las tapas se agrupan sobre la primera sección del riel, formando un lote de 15 tapas. (Fig. 3.9)

4. Actuadores para segunda etapa de cerrado.

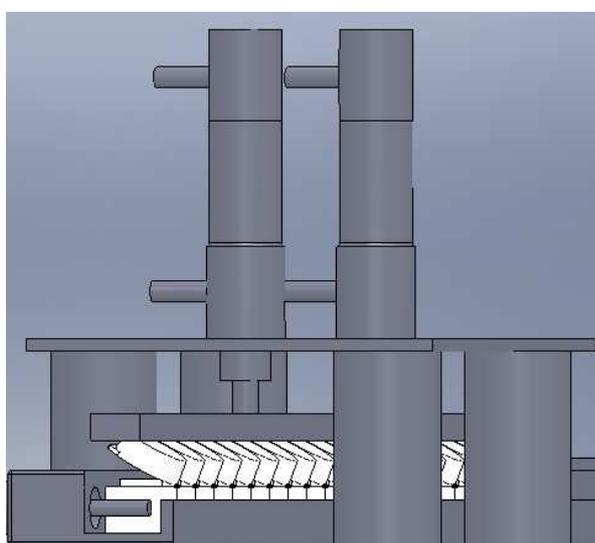


Fig. 3.10 Actuadores de Simple Efecto

Cuando el lote esta posicionado en la segunda sección, debajo de la segunda placa, esta baja presionando los capuchones de las tapas cerrándolas por completo. (Fig. 3.10)

5. Actuador de doble efecto.

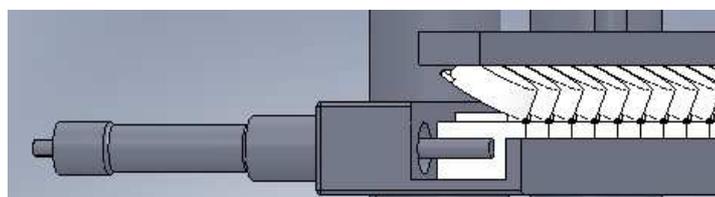


Fig. 3.11 Actuador de Doble Efecto

Después de ser levantados los capuchones, el mismo lote de tapas es empujado por aire para avanzar a la segunda sección del riel de la maquina cerradora. (Fig. 3.11)

6. Postes.

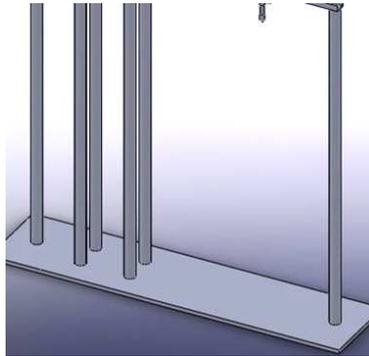


Fig. 3.12 Postes de la Máquina Cerradora

Estos unen la base con la maquina cerradora, dándole un soporte y fijación a la maquina. Estos están a una altura igual a la salida de la tina vibradora, la cual alimenta a la maquina cerradora.

7. Base

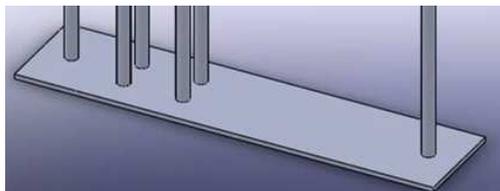


Fig. 3.13 Base para los Postes de la Máquina

La base le da el nivel requerido a la maquina cerradora (Fig. 3.13), además de que al ir fijada al piso le da estabilidad y un gran soporte a la maquina. Las dimensiones de la placa son 44 cm de largo, 20 cm de ancho y 2 cm de espesor.



3.4 Sumario.

En base al capitulo anterior, obtuvimos datos necesarios para el diseño de maquinas que puedan darle solución a nuestros requerimientos y necesidades.

Se realizo una comparación de las propuestas para así saber cual es la mas conveniente y poder comenzar con el diseño de la misma.

A continuación se muestran datos obtenidos de pruebas de laboratorio, así como los cálculos necesarios para la selección de los pistones neumáticos, para así poder realizar el análisis de los esfuerzos producidos por la fuerza del pistón sobre el riel.

Se muestra también los diagramas del circuito neumático, así como del diagrama de esfuerzos cortantes y flexionantes.



DISEÑO A DETALLE

En este parte esta plasmado un diseño detallado de la máquina, así como los cálculos para la elaboración de la misma.

4.1 FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA CERRADORA

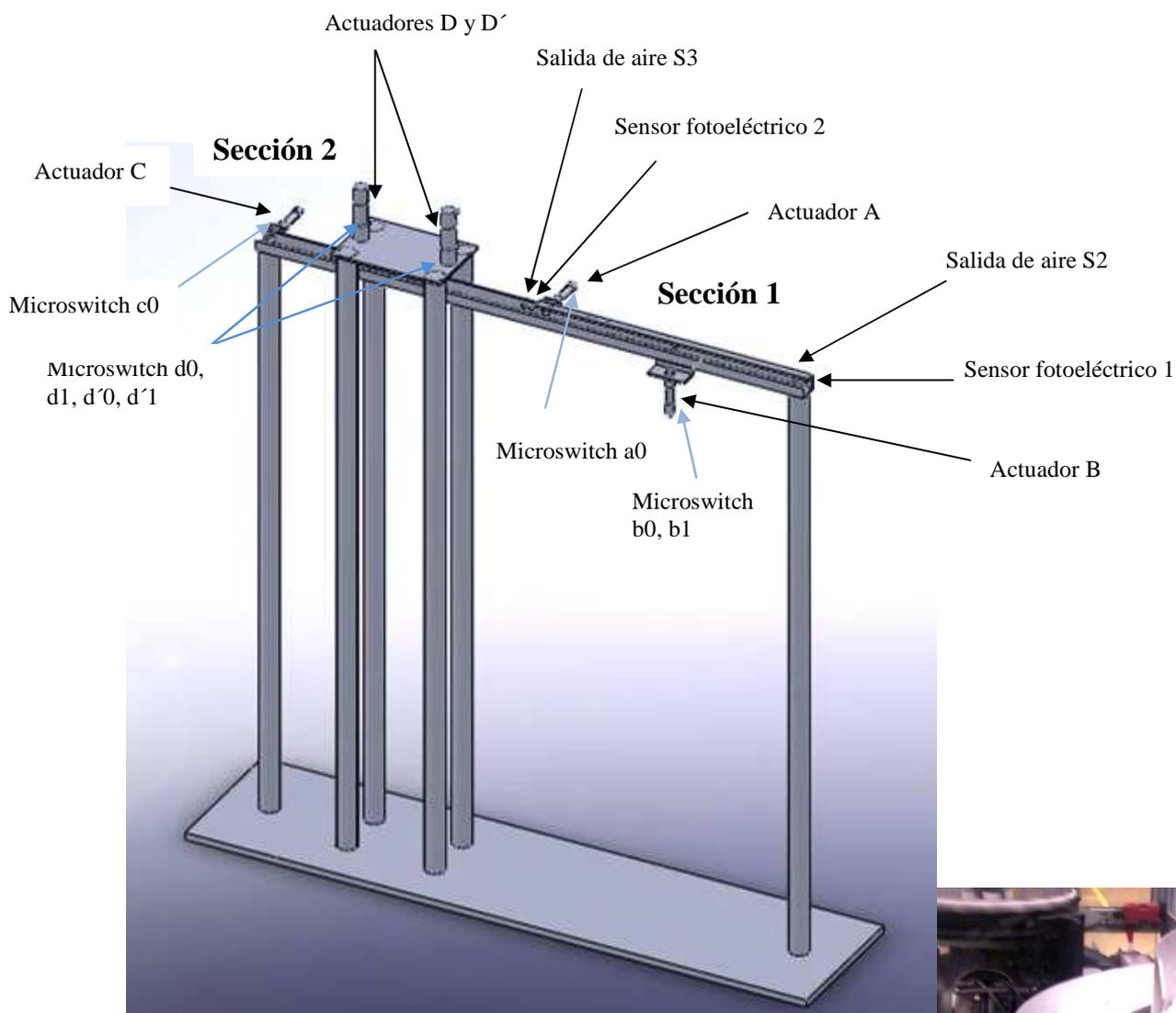


Fig. 4.1 Elementos de la Máquina Cerradora

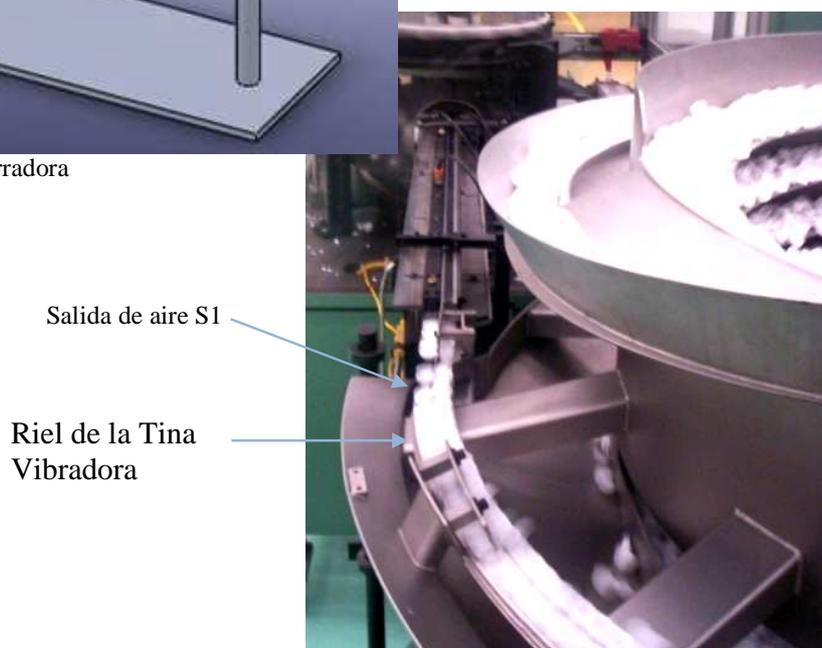


Fig. 4.2 Elementos de la Tina Vibradora

1. ALIMENTACIÓN

Las tapas al salir del molde, caen a una banda transportadora la cual las deposita en una tina vibradora (Fig. 4.3 B)), esta a su vez las acomoda sobre el mismo riel de la tina vibradora. Al iniciar el proceso el aire que sale de la salida S1 empuja las tapas transportándolas hacia el riel de la máquina cerradora. (Fig. 4.3 A)).

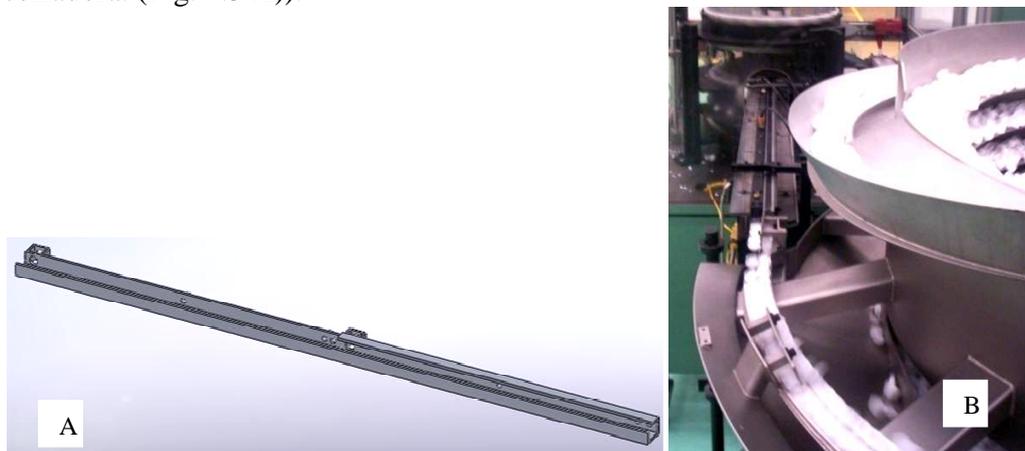


Fig. 4.3 A) Riel Transportador B) Tina Vibradora

2. AGRUPAMIENTO

A 1 cm de distancia del inicio se encuentra ubicado un sensor el cual al detectar la primera tapa enviando una señal para que se active la electroválvula 4/2 vías, la cual va a accionar la salida del vástago del actuador de doble efecto (A) que esta colocado a una distancia de 36.5 cm, impidiendo el paso de las tapas y acumulando el lote de 15 tapas (Fig. 4.4).

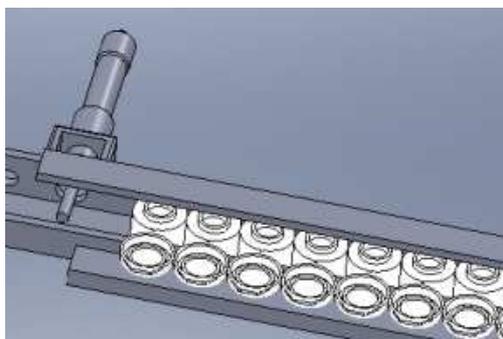


Fig. 4.4 Lote de Tapas

3. PRIMERA ETAPA DE CERRADO

El sensor que se encuentra a 1 cm del inicio, además de detectar la primera tapa, va a contar las tapas y al llegar a la tapa numero 15 que conforma el lote, es decir, después de enviar los 15 pulsos, el contador (C1) va a cerrar sus contactos activando la electroválvula 3/2 vías la cual va a accionar la salida del vástago, al que se le coloco al final una placa, del actuador de simple efecto (B) para que levante los capuchones de las tapas dejándolas semicerradas, realizando así la primera etapa de cerrado (Fig. 4.5).

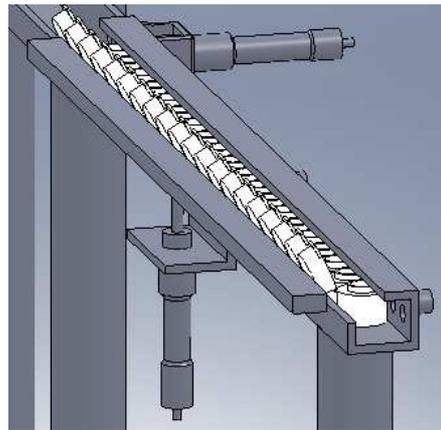


Fig. 4.5 Cerrado de Tapas (1ª Etapa)

4. SEGUNDA ETAPA DE CERRADO

Cuando el vástago del actuador (B) que realiza la primera etapa de cerrado sale por completo, activa el interruptor de límite (b0) provocando que regrese el mismo vástago, al regresar por completo, se envía una señal por medio de un interruptor de límite (b1) para que el vástago del actuador (A) que impide el paso de las tapas regrese y las tapas, siendo impulsadas por aire, continúen por el riel, repitiéndose el proceso de la primera etapa de cerrado, es decir, un sensor esta colocado a una distancia de 38.5 cm, el cual va a detectar la primera tapa, envía una señal para que salga el vástago del actuador (C) de doble efecto que esta colocado al final del riel, el cual va a impedir el paso de las tapas, formándose a así el lote. Una vez que el sensor cuenta las 15 tapas, el contador (C2) cierra sus contactos para que active la electroválvula (D) 4/2 vías y salgan los vástagos de los actuadores (D y D'), a los cuales al final se le coloco una placa que abarca el lote completo de tapas, que se encuentra colocado en la parte de arriba de las tapas, presionando el capuchón de las tapas para que cierre completamente realizando así la segunda etapa de cerrado (Fig. 4.6).

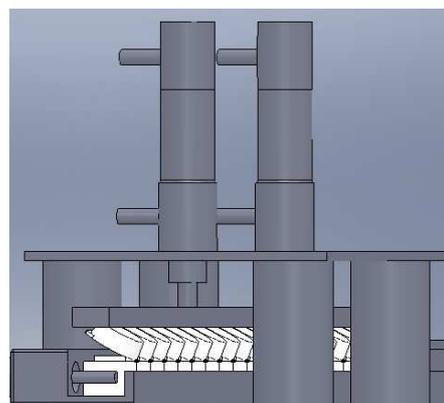


Fig. 4.6 Cerrado de Tapas (2ª Etapa)

5. SALIDA

Cuando los vástagos de los actuadores (D y D') de simple efecto que realiza la segunda etapa de cerrado regresa, activan un interruptor de límite, que va a enviar una señal para que el vástago del actuador (C) de doble efecto, colocado al final del riel, regrese permitiendo el paso de las tapas cerradas, que son impulsadas por la salida de aire S3 el cual es controlado por la electroválvula 3/2 (S1), saliendo del riel, terminando así el proceso de cerrado de tapas.

4.2 Diagramas del Circuito Neumático y Electrónico

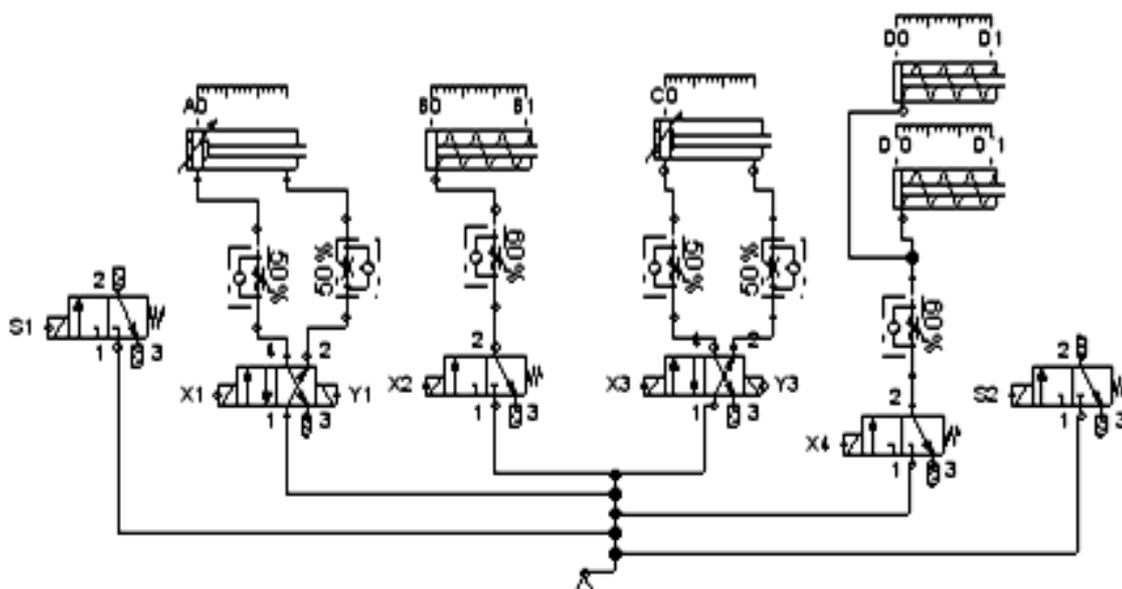


Fig. 4.7 Diagrama del Circuito Neumático.

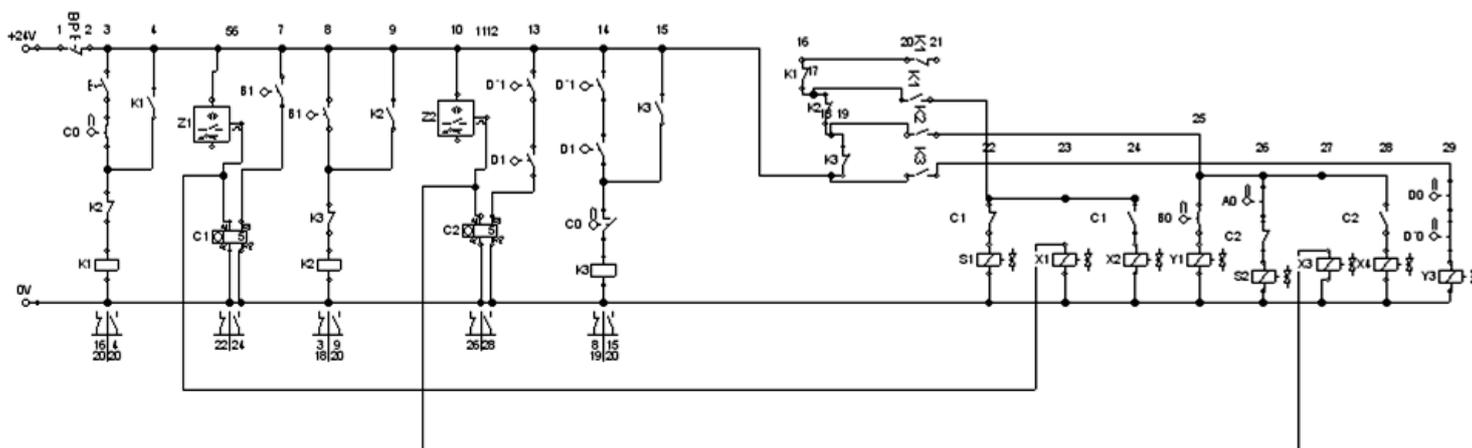


Fig. 4.8 Diagrama del Circuito Electrónico.



RELACIÓN DE COMPONENTES DEL CIRCUITO

I0.0 = B.P. (Botón de Paro)

I0.1 = SW1 (Botón de Arranque)

I0.2 = Microswitch a0

I0.3 = Microswitch b0

I0.4 = Microswitch b1

I0.5 = Microswitch c0

I0.6 = Microswitch d0

I0.7 = Microswitch d1

I1.0 = Microswitch d'0

I1.1 = Microswitch d'1

I1.2 = Sensor Fotoeléctrico Z1

I1.3 = Sensor Fotoeléctrico Z2

C1 = Contador Ascendente 1

C2 = Contador Ascendente 2

M0.0 = Relevador Interno

M0.1 = Relevador Interno

M0.2 = Relevador Interno

Q0.0 = Salida para electroválvula S1

Q0.1 = Salida para electroválvula X1

Q0.2 = Salida para electroválvula X2

Q0.3 = Salida para electroválvula Y1

Q0.4 = Salida para electroválvula S2

Q0.5 = Salida para electroválvula X3

Q0.6 = Salida para electroválvula X4

Q0.7 = Salida para electroválvula Y3

DIAGRAMA DE ESCALERA

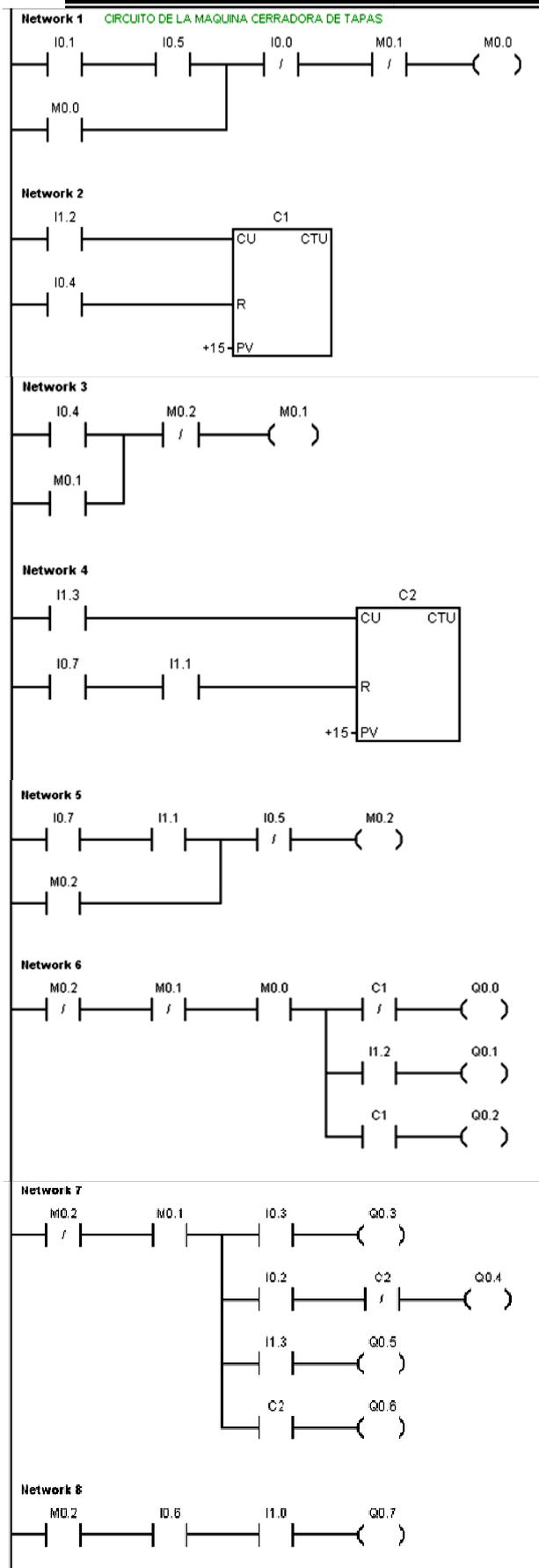
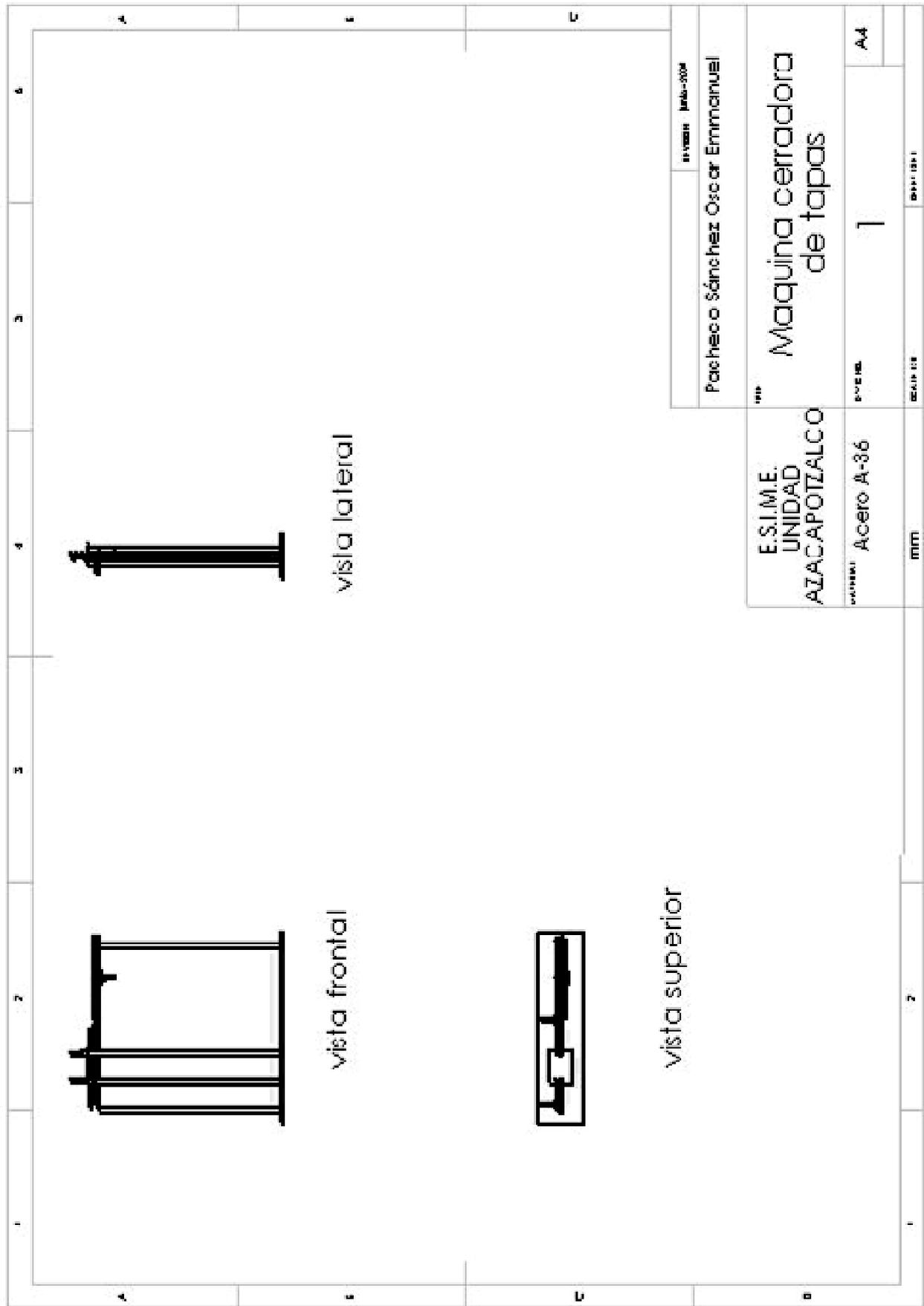
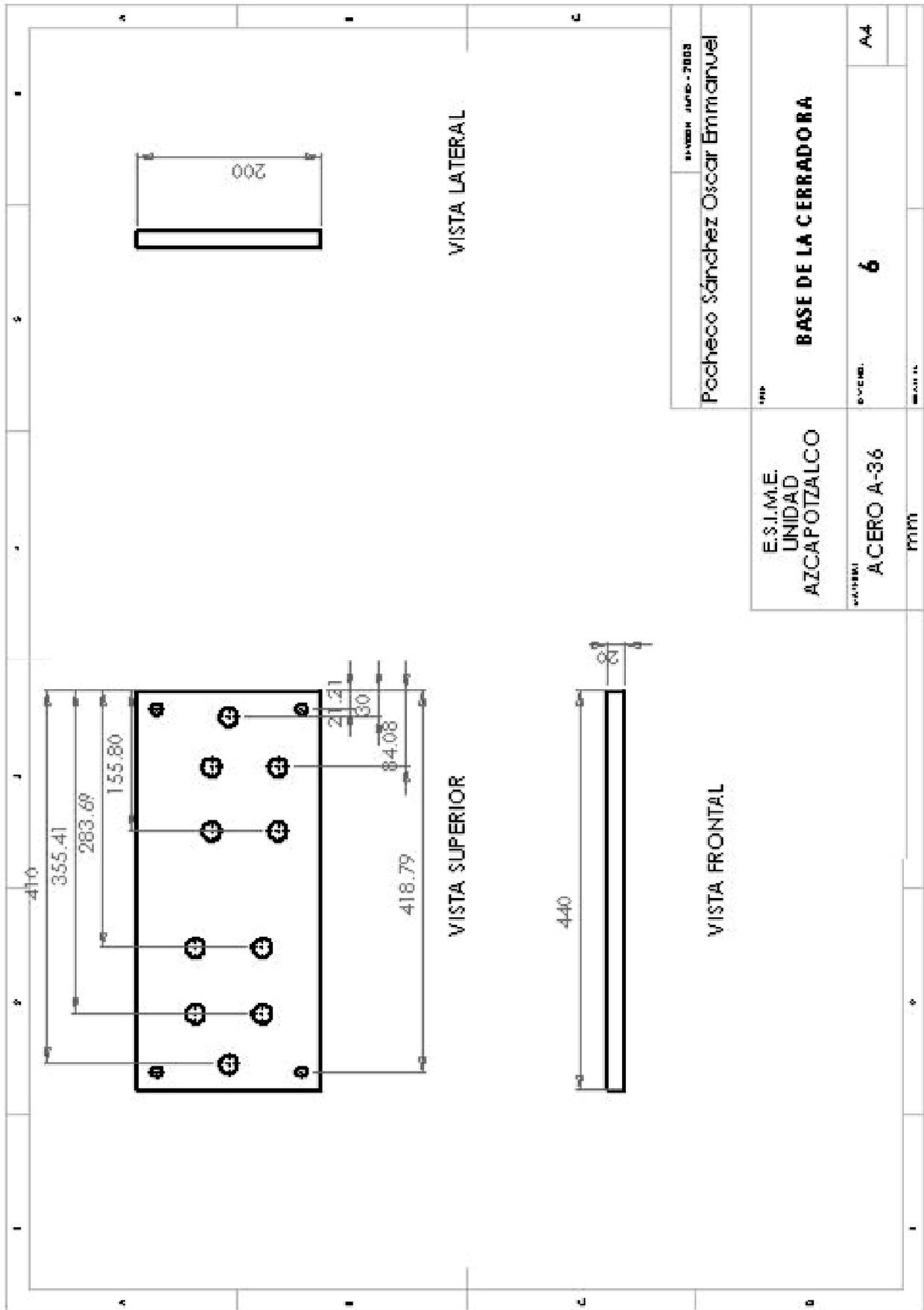
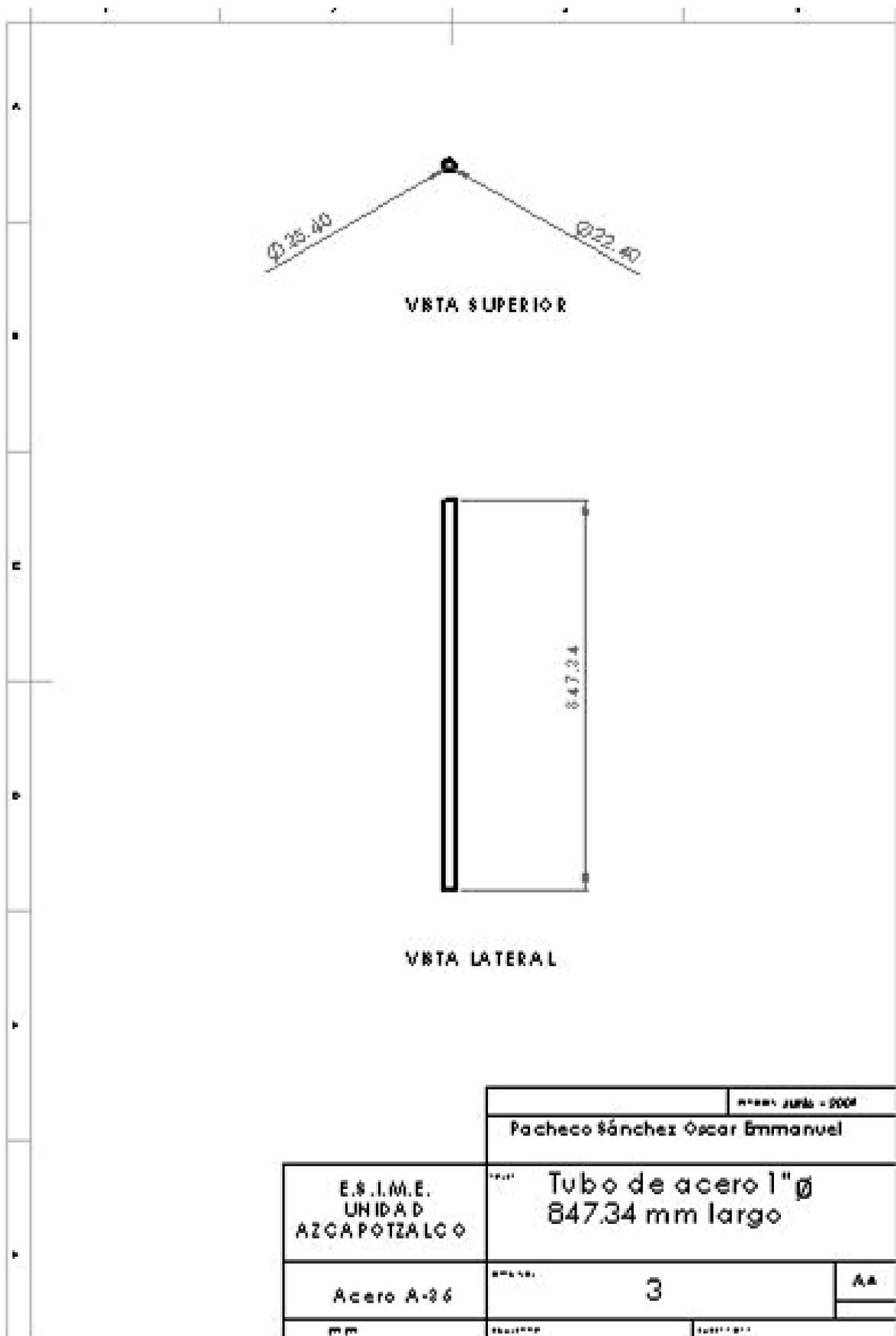
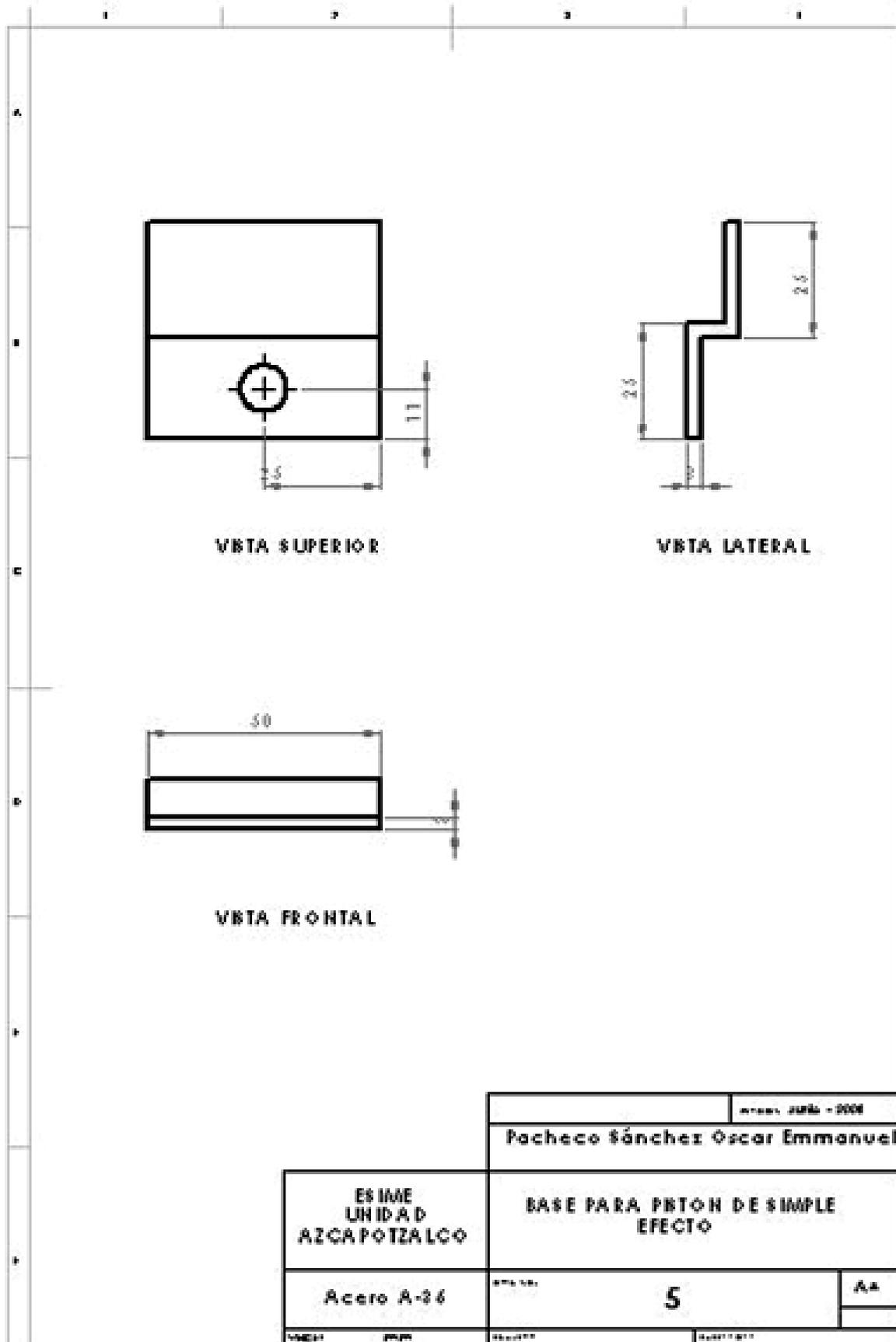


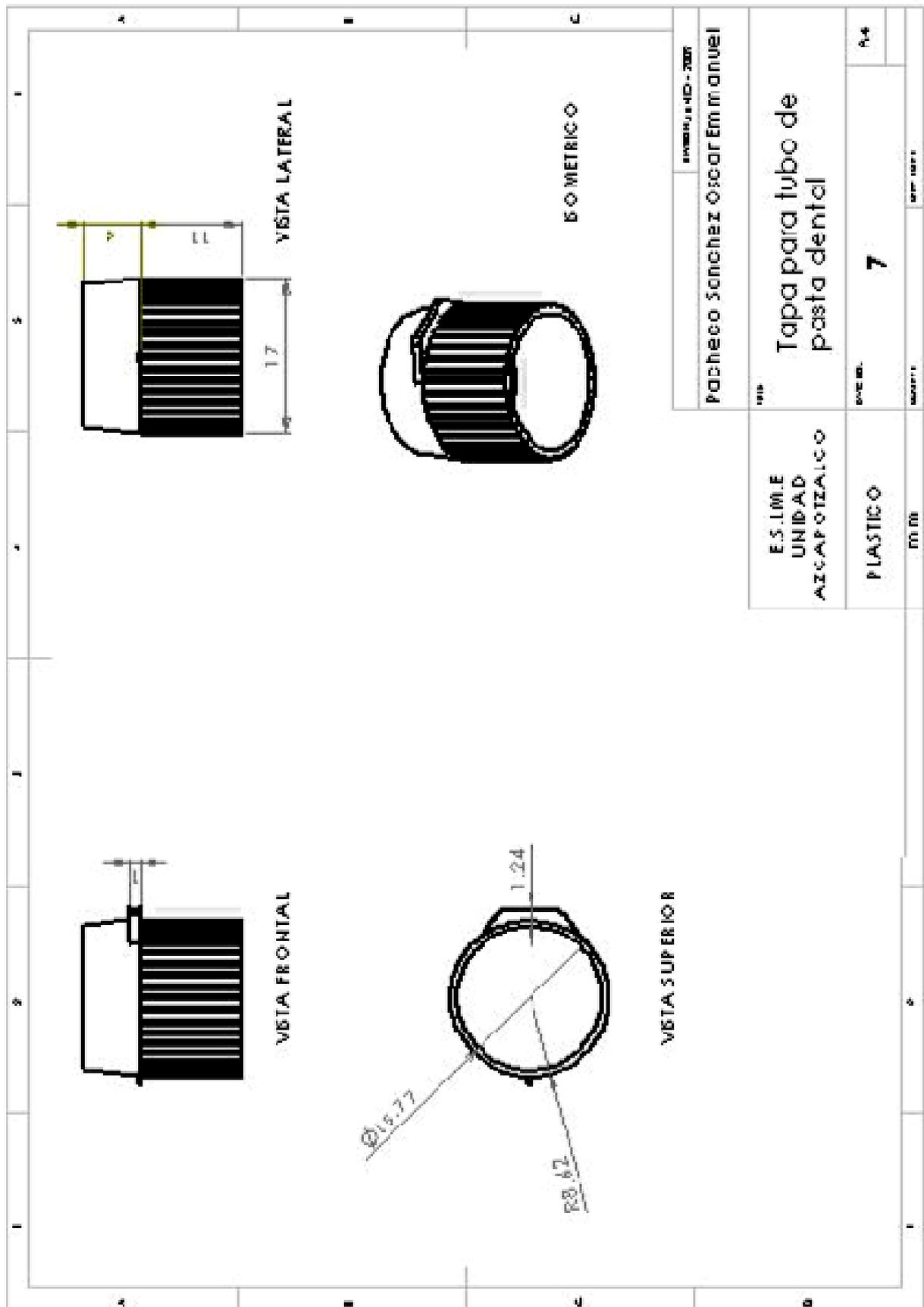
Fig. 4.9 Diagrama de programación para PLC











4.3 Datos para Cálculo

Al realizar una prueba de laboratorio usando un dinamómetro sobre la tapa y así saber la fuerza necesaria requerida para realizar un buen cerrado de la misma, obtuvimos que la fuerza requerida es de 8 Newton. Con este dato obtenido, se comenzó con los cálculos para obtener esfuerzos producidos por dicha fuerza sobre el riel, así como la fuerza necesaria en los pistones neumáticos, calculando el gasto másico y la velocidad.

Para realizar los cálculos tenemos que tomar algunos puntos a considerar.

- Para superar un número de tapas de 1000 cada media hora realizaremos 3 ciclos de cerrado por minuto.
- Cada lote de tapas esta formada por 20 de estas las cuales para realizar el cerrado se encontraran todas juntas.
- Cada tapa requiere de 8 Newton de fuerza para cerrarla, estos valores fueron tomados de forma experimental (ver fotografías 4.1 y 4.2).
- Debido a que el sistema de cierre lleva una placa en la punta del vástago para el retroceso es necesario tomar en cuenta la masa de la placa la cual será construida con acero AISI – SAE 10 45 que es el mismo material del vástago.
- En los cálculos para el volumen requerido para la carrera de pistón tomamos en cuenta que el pistón no realizara un trabajo constante habrá intervalos de tiempo en el que el pistón se encontrara suspendido por lo cual los cálculos de consumo no los haremos como en la formula original donde nos señala que el numero de ciclos “n” sea en minutos, aquí los cálculos se realizaran por segundo ya que es el tiempo que se pretende que dure el ciclo de avance y retroceso de cada pistón este ciclo se realizara 3 veces en un minuto el cual es el numero de lotes.



Fotografía 4.1 Prueba de laboratorio fuerza para cerrar la tapa



Fotografía 4.2 Dinamómetro marcando fuerza de 8Newtons

4.4. Memoria de Cálculos

4.4.1 Pistón de Doble Efecto

Para los cálculos tenemos que una tapa necesita 8 Newtons debido a que los lotes serán de 20 tapas la fuerza que necesitaremos será de 160 Newtons los cuales se dividirán entre 2 ya que para la segunda parte del cerrado se utilizarán 2 pistones neumáticos.

Para la selección de los pistones de doble efecto que se utilizarán en este caso utilizaremos las siguientes formulas.

$$F_{AVANCE} = P \times \frac{\pi \times D^2}{40} \quad (4.1)$$

$$D = \sqrt{\frac{F_{AVANCE} \times 40}{7 \times \pi}} \quad (4.2)$$

$$D = \sqrt{\frac{80 \times 40}{7 \times \pi}} = 12.06mm$$

De las tablas de festo que se encuentran en el apéndice A.

Encontramos que el pistón de diámetro de 12mm a una presión de 7 Bar nos proporciona una fuerza de 71.3N la cual es insuficiente para el cerrado.

Del manual de Festo



$$F = A \cdot p - R \quad (4.3)$$

$$F = p \cdot 10 \frac{d^2 \cdot \pi}{4} - R \quad (4.4)$$

Donde:

p=presión de funcionamiento [Bar]

d= diámetro del embolo [cm]

R= Fricción -10% [N]

A=Superficie de embolo [cm²]

F= Fuerza efectiva [N]

$$F = 7 \cdot 10 \frac{1.2^2 \pi}{4} = 79.1N$$

El 10% de 79N = 7.9N

$$F = 7 \cdot 10 \frac{1.2^2 \pi}{4} - 7.91 = 71.25N$$

De tablas obtenemos un valor de 71.3N

$$F = 71.25 \approx 71.3$$

Del catalogo de festo calculamos con el diámetro de embolo superior inmediato el cual es de 16 mm.

$$F_{AVANCE} = 7 \cdot 10 \frac{1.6^2 \cdot \pi}{4} = 140N$$

El 10% de 140N = 14N

$$F_{AVANCE} = 7 \cdot 10 \frac{1.6^2 \cdot \pi}{4} - R = 126N$$

De tablas obtenemos un valor de 127N

$$F = 126N \approx 127N$$

Con el pistón de 16 mm de diámetro obtenemos 127 N de fuerza con la cual lograremos hacer el cierre de las tapas ya que la mínima fuerza requerida es de 80 N.

Para el peso de la placa en Newtons calculamos la masa tomando en cuenta las medidas de la placa.

Largo= 250 mm

Ancho= 12 mm

Espesor= 6.34 mm (1/4“ comercial)

La densidad del acero AISI – SAE 10 45 tiene un valor de 7.87 gr/cm³ (0.284 lb/in³).



$$Volumen = 19.03cm^3$$

$$m = \rho \cdot V \quad (4.5)$$

$$m = 7.87 \cdot 19.03$$

$$m = 149.68gr$$

$$W = m \cdot g \quad (4.6)$$

$$W = .149Kg \cdot 9.78m/s^2$$

$$W = 1.45N$$

Del manual de festo (Apéndice A).

D=diámetro del embolo [cm]= 1.6cm

d=diámetro de vástago [cm]=0.6cm

$$F = P_{aire} \cdot 10 \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} - R \quad R=10\% \text{ de } 127N= 12.7N \quad (4.7)$$

$$F = 7 \cdot 10 \cdot \frac{\pi \cdot (1.6^2 - .6^2)}{4} - R$$

$$F = 126.99N - R$$

$$F = 126.99N - 12.7N = 114.3N$$

La fuera de retroceso es muy superior a la el peso que tenemos en la placa por lo que no encontramos problema en el retroceso.

El volumen requerido para la carrera del pistón lo calculamos de la siguiente forma.

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2}{10000} \cdot \frac{l}{100} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot l}{4000000} \quad (4.8)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 16^2 \cdot 10}{4000000} = 2.01 * 10^{-3} dm^3 = 0.00201litros$$

El consumo de aire a condiciones normales de presión y temperatura en un cilindro de doble efecto lo obtenemos de la siguiente forma despreciando el volumen del vástago.

n=al numero de ciclos por segundo (lo usamos por segundo como lo explicamos antes de comenzar los cálculos.

$$Q = 2 \cdot \frac{0.987 + P}{0.987} \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot l}{4000000} \cdot n \quad (4.9)$$



$$Q = 2 \cdot \frac{0.987 + 7}{0.987} \cdot \frac{\pi \cdot 16^2 \cdot 10}{4000000} \cdot 1 = 0.03254 \text{ dm}^3/\text{s} = 0.03254 \text{ l/s}$$

Hay que tener en cuenta que son dos los pistones de doble efecto por tanto el consumo anterior lo multiplicamos por 2.

$$Q_{2 \text{ pistones}} = 2 \cdot 0.03254 = 0.06508 \text{ l/s}$$

Para el pistón de simple efecto que nos dará la primera parte del cierre.

Para la primer parte del cierre en las pruebas del laboratorio no obtuvimos ni un Newton para cerrar la tapa.

Para asegurar el cierre tomamos un newton por tapa y el peso de la placa por lo tanto tenemos los siguientes cálculos.

$$F = \frac{P_{\text{aire}} \cdot A_{\text{piston}}}{10} - f_{\text{muelle}} \quad (4.10)$$

$$F = P_{\text{aire}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{40} - f_{\text{muelle}} \quad (4.11)$$

$$F = F_{\text{tapas}} + W \quad (4.12)$$

$$F = 20 + 1.45 = 21.45 \text{ N}$$

$$D = \sqrt{\frac{F \cdot 40}{P \cdot \pi}} \quad (4.13)$$

$$D = \sqrt{\frac{21.45 \cdot 40}{7 \cdot \pi}}$$

$$D = 6.42 \text{ mm}$$

En las tablas del manual de festo apéndice A encontramos que para un diámetro de 6 mm a 7 Bar la fuerza es de 17.8N la cual podría ser insuficiente para cerrar la tapa por lo tanto tomamos el inmediato superior con un diámetro de 8mm a 7 Bar obtenemos una fuerza de 31.7N lo comprobamos con los siguientes cálculos.

$$F = p \cdot 10 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} - R \quad (4.14)$$

$$F = 7 \cdot 10 \cdot \frac{0.8^2 \cdot \pi}{4} = 35.18 \text{ N} \quad R = 10\% \text{ de } 35.18 \text{ N} = 3.51 \text{ N}$$

$$F = 7 \cdot 10 \cdot \frac{0.8^2 \cdot \pi}{4} - R$$



$$F = 7 \cdot 10 \cdot \frac{0.8^2 \cdot \pi}{4} - 3.51 = 31.67 N$$

Con la fuerza que ejerce este pistón a una presión de 7 bar concluimos que la fuerza es suficiente para realizar el cerrado ya que encontramos que:

$$F_{PISTON} = 31.67 N > F_{REQUERIDA} = 21.45 N$$

4.4.2 Pistones de Simple Efecto

Para los pistones de simple efecto que detienen las tapas serán dos pistones iguales.

Hay que tomar en cuenta los siguientes puntos:

- Este pistón no necesita ejercer alguna fuerza axial ya que este solo se encargara de evitar que las tapas sigan avanzando.
- La fuerza que podría ejercer las tapas en el vástago es despreciable ya que para dar movimiento a la tapa no llega a 1 Newton de fuerza por lo cual no ocasionara una flexión sobre el vástago.
- En estos pistones lo mas importante por calcular es la velocidad ya que estos pistones se encargaran de detener las tapas de manera que solo pase 1 lote de 20 tapas.
- Para este cálculo tomamos en cuenta algunos parámetros de los requerimientos como son costo y espacio.

De el manual de construcción de pistones neumáticos encontramos que el pistón mas pequeño es de 8 mm.

Si se trabaja a una presión de 7 Bar

Diámetro de embolo de 8mm

$F_{muelle} = -10\%$ de F

$$F = \frac{P}{A} \tag{4.15}$$

$$F = P * \frac{\pi * D^2}{40} \tag{4.16}$$

$$F = 7 * \frac{\pi * 8^2}{40}$$



$$F = 35N$$

El 10 % de $F = 3.5 N$

$$F_{AVANCE} = 7 * \frac{\pi * 8^2}{40} - 3.5 = 31.68$$

$$F_{AVANCETABLAS} = 31.7 \approx 31.68$$

Para el volumen de aire que requiere el pistón tenemos:

$$V(dm^3) = \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} \quad (4.17)$$

$$V(dm^3) = \frac{\pi * 8^2 * 10}{4000000} = 5.02 * 10^{-4} dm^3 = 0.000502 Litros$$

Para el calculo lo del caudal tenemos la siguiente formula donde n la tenemos dada en ciclos por segunda ya que para estos pistones necesitamos que realice un ciclo en 1/2 segundo.

$$Q = \frac{0.987 + P_{aire}}{0.987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} * n \quad (4.18)$$

$$Q = \frac{0.987 + P_{aire}}{0.987} * \frac{\pi * 8^2 * 10}{4000000} * 2 = 8.135 * 10^{-3} dm^3 / s$$

$$Vel = \frac{0.987 + 7}{0.987} * \frac{l * n}{100} = 1.61 dm / s$$

4.4.3 Cortantes y Momentos Flexionantes sobre el Riel

El análisis del riel sobre el cual se va a realizar el cerrado de la tapa realizo de la siguiente forma:

Teniendo la fuerza de los pistones calculada anteriormente para realizar el cierre de la tapa, se realizan los siguientes cálculos para encontrar los momentos flexionantes y cortantes, así como de el esfuerzo.

$F = 127 N$ por pistón, como son 2 pistones, la fuerza que resulta es de 254 N.

Dividiendo la fuerza entre la superficie que se va a aplicar la fuerza nos da una carga uniforme de 0.7257 —

Aplicando esta fuerza sobre el riel, tenemos que los diagramas de flexionantes y cortantes quedan de la siguiente manera (Fig. 4.8 y 4.9):

$$\sum M_A = 254 (175) - R_B (750)$$

$$R_B = 59.26$$

$$\sum F_y = R_A - 254 + 59.26$$

$$R_A = 194.733$$

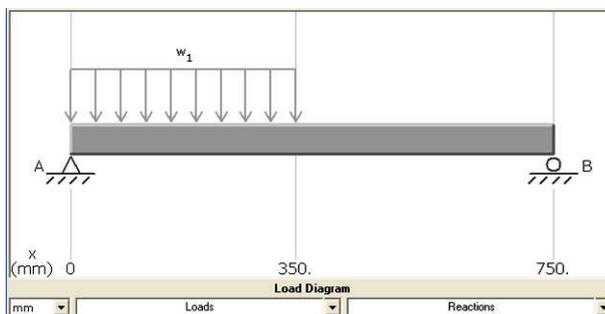


Fig. 4.8 Diagrama de Cuerpo Libre (Viga)

$$V = 194.733 (x-0)^0 - 0.7257 (x-0)^1 + 0.7257 (x-350)^1 + 59.26 (x-750)^0$$

$$M = 194.733 (x-0)^1 - 0.7257 \frac{x^2}{2} + 0.7257 (x-350)^2 + 59.26 (x-750)^1$$

x= 0

$$V = 194.733 \text{ N}$$

$$M = 0 \text{ N-mm}$$

x= 350

$$V = -59.262 \text{ N}$$

$$M = 23\,707.425 \text{ N-mm}$$

x= 750

$$V = 0 \text{ N}$$

$$M = 0 \text{ N-mm}$$

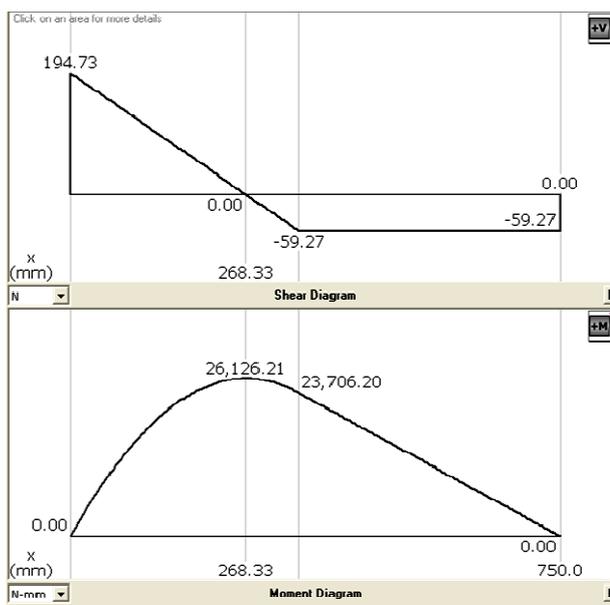


Fig. 4.9 Diagrama de Cortantes y Momento Flexionante

$$\frac{1}{2} (194.733 - 59.262) (350 - 268.33) = 2\,420.29$$

$$M_{\max} = 23\,707.425 + 2\,420.29 = 26\,127.715 \text{ N-mm}$$

Teniendo como material el acero A-36, tenemos los siguientes datos.

$$\sigma_y = 36\,000 \text{ N/mm}^2 = 248.2 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = 0.5 \sigma_y = (0.5) (36\,000) = 18\,000 \text{ N/mm}^2 = 124.1 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

El momento de Inercia queda de la siguiente manera:

$$I = \frac{1}{12} b h^3 = \frac{1}{12} (25) (3)^3 = 56.25 \text{ mm}^4 \quad (4.20)$$

Centroide:

$$A = b h = (25) (3) = 75 \text{ mm}^2$$

$$Y = 1.5 \text{ mm}$$

$$\hat{Y} = \frac{I}{A} = 1.5 \text{ mm} \quad (4.22)$$

$$C = 1.5 \text{ mm}$$

$$I_{zT} = 56.25 \text{ mm}^4 + (75 \text{ mm}^2) (1.5 \text{ mm})^2 = 225 \text{ mm}^4$$

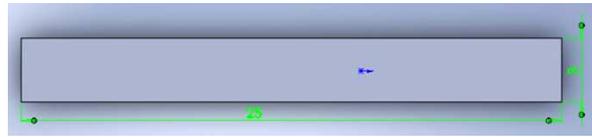


Fig. 4.10 Placa del Pistón

$$(4.21)$$

El esfuerzo que nos resulta es de:

$$\sigma = \frac{M}{I} = \frac{174.184}{225} = 0.774 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

El esfuerzo admisible es de:

$$\sigma_a = 0.6 \sigma_y = (0.6)(248.2) = 148.92 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

Nos resulta un Factor de Seguridad de:

$$F_s = \frac{\sigma_a}{\sigma} = \frac{148.92}{0.774} = 1.66 \quad (4.25)$$

$$\tau_a = \frac{M}{I} = 74.46$$

Para los postes (apoyos) que sostienen al riel tenemos lo siguiente:

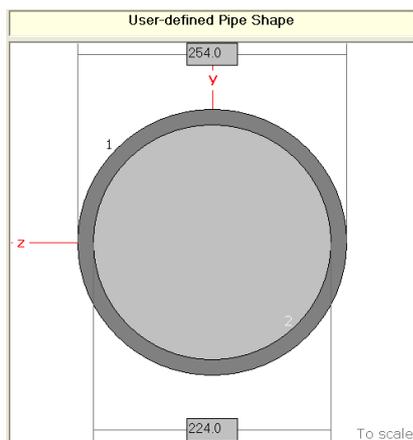


Fig. 4.11 Tubo para apoyo A

Tabla 4.1 Propiedades del Material

Z Axis Properties			
Elastic Modulus	E	200,016.9000	MPa
From bottom to centroid	y (bot)	127.0000	mm
From centroid to top	y (top)	127.0000	mm
Area of shape	A	11,262.6097	mm ²
Moment of Inertia	Iz	80.7332E+06	mm ⁴
Section Modulus	Sz	635,694.5017	mm ³
Section Modulus (bottom)	S (bot)	635,694.5017	mm ³
Section Modulus (top)	S (top)	635,694.5017	mm ³
Radius of Gyration	rz	84.6655	mm
Plastic Modulus	Zz	857,940.0000	mm ³
Shape Factor		1.3496	
From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	127.0000	mm
From plastic n.a. to top	yp (top)	127.0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	161.4664E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Iyz	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	I _{max}	80.7332E+06	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	I _{min}	80.7332E+06	mm ⁴
Angle from z axis to I_{max} axis	B	0.0000	degrees
		Clockwise	

POSTE A:

$\varnothing_{ext} = 25.4 \text{ mm}$

$\varnothing_{int} = 22.4 \text{ mm}$

$A = \text{—————} = 112.626 \text{ mm}^2 \tag{4.26}$

Tenemos como reacción una fuerza axial de compresión de 194.733 N

Por lo tanto:

$\sigma = \text{—} = \text{————} = 1.729 \text{—} \tag{4.27}$

Espesor de pared (t) = ——— = 1.5 mm

Radio de la sección transversal (C) = — = 12.7 mm

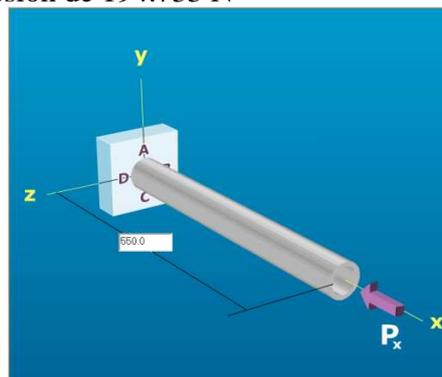


Fig 4.12 Tubo para apoyo A

Section properties for the shaft are as follows:

- OD = 254.0 mm
- ID = 224.0 mm
- t = (254.0 mm - 224.0 mm) / 2 = 15.0 mm
- c = 254.0 mm / 2 = 127.0 mm
- Area = $\pi[(254.0 \text{ mm})^2 - (224.0 \text{ mm})^2] / 4 = 11,262.6 \text{ mm}^2$
- J = $\pi [(254.0 \text{ mm})^4 - (224.0 \text{ mm})^4] / 32 = 161.5\text{E}+06 \text{ mm}^4$
- I = $\pi [(254.0 \text{ mm})^4 - (224.0 \text{ mm})^4] / 64 = 80.7\text{E}+06 \text{ mm}^4$
- S = $80.7\text{E}+06 \text{ mm}^4 / 127.0 \text{ mm} = 635,694.5 \text{ mm}^3$
- Q = $[(254.0 \text{ mm})^3 - (224.0 \text{ mm})^3] / 12 = 428,970.0 \text{ mm}^3$

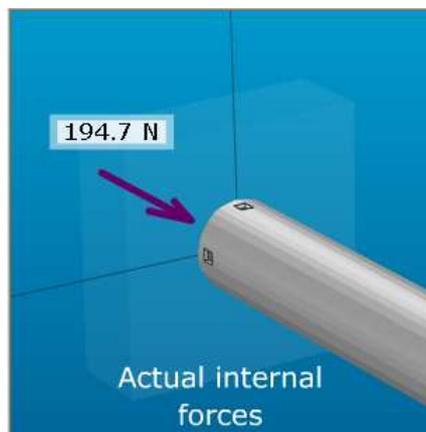


Fig. 4.13 Tubo para apoyo A

$|\sigma_x| = |N_x| / \text{Area}$
 $= 194.7 \text{ N} / 11,262.6 \text{ mm}^2$
 $= 17.3 \text{ kPa}$

The maximum in-plane shear stress is
 $\tau = 8.6 \text{ kPa}$

POSTE B:

$\varnothing_{ext} = 25.4 \text{ mm}$

$\varnothing_{int} = 12.4 \text{ mm}$

$A = \text{—————} = 112.626 \text{ mm}^2 \tag{4.28}$

Tenemos como reacción una fuerza axial de compresión de 59.26 N

Por lo tanto:

$\sigma = \text{—} = \text{—} = 0.5261 \text{ —} \tag{4.29}$

Espesor de pared (t) = ——— = 1.5 mm

Radio de la sección transversal (C) = — = 12.7 mm

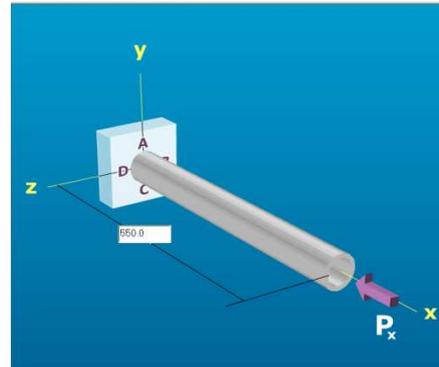


Fig 4.14 Tubo para apoyo B

Section properties for the shaft are as follows:

- OD = 25.4 mm
- ID = 22.4 mm
- t = (25.4 mm - 22.4 mm) / 2 = 1.5 mm
- c = 25.4 mm / 2 = 12.7 mm
- Area = $\pi [(25.4 \text{ mm})^2 - (22.4 \text{ mm})^2] / 4 = 112.6 \text{ mm}^2$
- J = $\pi [(25.4 \text{ mm})^4 - (22.4 \text{ mm})^4] / 32 = 16,146.6 \text{ mm}^4$
- I = $\pi [(25.4 \text{ mm})^4 - (22.4 \text{ mm})^4] / 64 = 8,073.3 \text{ mm}^4$
- S = 8,073.3 mm⁴ / 12.7 mm = 635.7 mm³
- Q = [(25.4 mm)³ - (22.4 mm)³] / 12 = 429.0 mm³

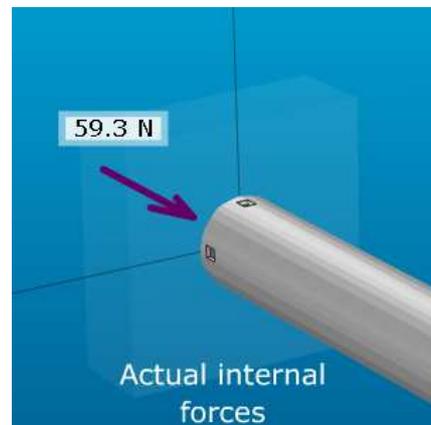


Fig. 4.15 Tubo para apoyo B

$|\sigma_x| = |N_x| / \text{Area}$
 $= 59.3 \text{ N} / 112.6 \text{ mm}^2$
 $= 526.5 \text{ kPa}$

The maximum in-plane shear stress is
 $\tau = 263.3 \text{ kPa}$

Para los pistones que van a realizar la separación de lotes:

Según la presión de 7 bar y un diámetro de 8 mm se obtuvo que la fuerza que el aire aplica sobre el pistón es de 35.185 N, obteniendo como resultado los siguientes diagramas de flexionantes y cortantes:

Section properties for the shaft are as follows:

- OD = 8.0 mm
- ID = 0.0 mm
- c = 8.0 mm / 2 = 4.0 mm
- Area = $\pi (8.0 \text{ mm})^2 / 4 = 50.3 \text{ mm}^2$
- J = $\pi (8.0 \text{ mm})^4 / 32 = 402.1 \text{ mm}^4$
- I = $\pi (8.0 \text{ mm})^4 / 64 = 201.1 \text{ mm}^4$
- S = $201.1 \text{ mm}^4 / 4.0 \text{ mm} = 50.3 \text{ mm}^3$
- Q = $(8.0 \text{ mm})^3 / 12 = 42.7 \text{ mm}^3$

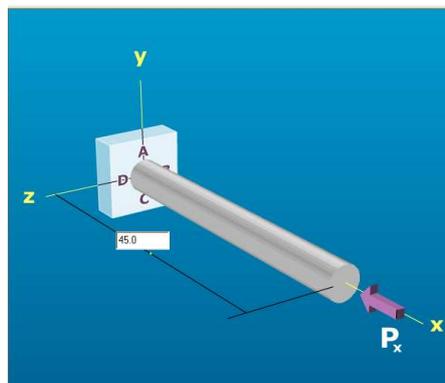
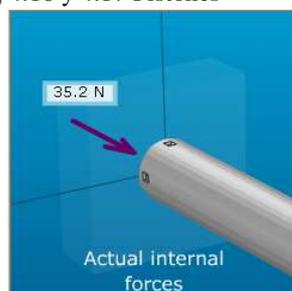


Fig 4.16 y 4.17 Pistones

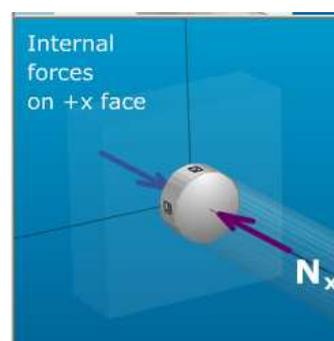
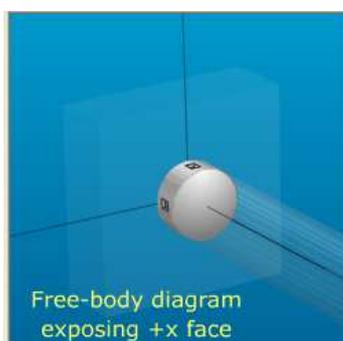


For stress element A (on the top of the shaft):

The force $P_x = -35.2 \text{ N}$ creates the following stresses:

- a) A uniformly distributed axial compression normal stress. The magnitude of the normal stress is given by:

$$\begin{aligned}
 |\sigma_x| &= |N_x| / \text{Area} \\
 &= 35.2 \text{ N} / 50.3 \text{ mm}^2 \\
 &= 700.0 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$



The maximum in-plane shear stress is $\tau = 350.0 \text{ kPa}$

4.4.4 Características del PLC

El PLC es un SIEMENS Modelo STEP7 (CPU 226)

De la serie S7-200

Entradas: 24 (127 VCA)

Salidas: 16 (127 VCA)

Alimentación: 127 VCA



Fotografía 4.3 PLC SIEMENS



4.5 Sumario.

En el capítulo anterior, en base a la prueba experimental que se hizo, se obtuvieron datos para la realización de los cálculos para la selección de pistones neumáticos, así como para el análisis de las fuerzas y los esfuerzos obtenidos en el riel debido a la fuerza del pistón.

A continuación se muestra los beneficios obtenidos tras la realización de la máquina, si se lograron los objetivos, los costos de los materiales, así como de la fabricación de la misma.

Se muestra también los apéndices en los cuales se encuentran los datos utilizados en los cálculos, así como tablas para la estimación de costos.



COSTOS Y BENEFICIOS

En este capitulo se encuentran los costos de los materiales utilizados, así como los costos de fabricación de la máquina.

Se plasma también los beneficios obtenidos con la realización de la máquina.



5.1 Costos de Materiales y Accesorios

Tabla 5.1 Costos de Material

ACCESORIO	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO FINAL
TUBO 1"	265.5 \$/m	7 m	\$ 1 858.50
ACERO A-36	36.80 \$/Kg	3.5 Kg	\$ 128.8
PISTON DOBLE EFECTO	\$ 850.00	2	\$ 1 700.00
PISTON SIMPLE EFECTO CERRADO	\$ 700.00	3	\$ 2 100.00
ELECTROVALVULAS	\$ 1450.00	6	\$ 8 700.00
MANGUERA FLEXIBLE	24.50 \$/m	22 m	\$ 539.00
PLC	\$ 18 500.00	1	18 500.00
TOTAL			\$ 33 526.30
		IVA	\$ 5 028.94
TOTAL			\$ 38 555.24

5.2 Costos de Fabricación de la Maquina

Tabla 5.2 Costos de Fabricación

ACTIVIDAD	SALARIO MINIMO DIARIO	TIEMPO (DIAS)	COSTO
FUNDICION DE RIEL	\$ 123.49	2	\$ 246.98
SOLADAR PIEZAS	\$ 1 500.00	1	\$ 1 500.00
MAQUINADO DE RIEL	\$ 130.00	3	\$ 390.00
COSTO DE INGENIERIA	\$ 450	50	\$ 22 500.00
TRANSPORTE	\$ 155.50	1	\$ 155.50
TOTAL			\$ 24 792.48
		IVA	\$ 3 718.87
TOTAL			\$ 28 511.35



Para el costo de construcción del riel obtuvimos

Volumen $5.625 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

.44156 Kg

Volumen $1.8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

.1413 Kg

Volumen $3.15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

.247275 Kg

Volumen $9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

.07065

Masa total= 0.9007 Kg

Tabla 5.3 Salarios mínimos por Profesión

salarios mínimos	ÁREA GEOGRÁFICA			O F N U M .
	A	B	C	
	Pesos diarios			
Generales:	52.59	50.96	49.50	.
Profesionales				.
1 Albañilería, oficial de	76.65	74.45	72.14	1
2 Archivista clasificador en oficinas	73.27	71.08	68.83	2
3 Boticas, farmacias y droguerías, dependiente de mostrador en	66.70	64.73	62.83	3
4 Buldozer y/o traxcavo, operador de	80.74	78.21	75.86	4
5 Cajero(a) de máquina registradora	67.98	66.13	64.17	5
6 Cajista de imprenta, oficial	72.37	70.35	68.05	6
7 Cantinero preparador de bebidas	69.57	67.49	65.46	7
8 Carpintero de obra negra	71.47	69.34	67.14	8
9 Carpintero en fabricación y reparación de muebles, oficial	75.24	72.94	70.69	9
10 Cepilladora, operador de	72.71	70.74	68.49	10
11 Cocinero(a), mayor(a) en restaurantes, fondas y demás establecimientos de preparación y venta de alimentos	77.77	75.52	73.10	11
12 Colchones, oficial en fabricación y reparación de	70.35	68.33	66.35	12
13 Colocador de mosaicos y azulejos, oficial	74.90	72.82	70.52	13
14 Contador, ayudante de	73.83	71.70	69.39	14
15 Construcción de edificios y casas habitación, yesero en	70.91	68.00	66.76	15
16 Construcción, herrero en	73.83	71.70	69.39	16
17 Cortador en talleres y fábricas de manufactura de calzado, oficial	68.83	66.92	64.90	17
18 Costurero(a) en confección de ropa en talleres o fábricas	67.68	65.74	64.00	18
19 Costurero(a) en confección de ropa en trabajo a domicilio	69.90	67.93	65.74	19
20 Chofer acomodador de automóviles en estacionamientos	71.47	69.34	67.14	20
21 Chofer de camión de carga en general	76.44	74.19	73.89	21
22 Chofer de camioneta de carga en general	75.96	73.72	71.36	22
23 Chofer operador de vehículos con grúa	72.71	70.74	68.49	23
24 Draga, operador de	81.58	78.28	76.70	24
25 Ebanista en fabricación y reparación de muebles, oficial	76.47	74.22	71.86	25
26 Electricista instalador y reparador de instalaciones eléctricas, oficial	74.90	72.82	70.52	26
27 Electricista en la reparación de automóviles y camiones, oficial	75.74	73.50	71.14	27
28 Electricista reparador de motores y/o generadores en talleres de servicio, oficial	72.71	70.74	68.49	28
29 Empleado de gondola, anaquel o sección en tiendas de autoservicio	66.48	64.56	62.26	29
30 Encargado de bodega y/o almacén	69.17	67.14	65.12	30
31 Enfermería, auxiliar práctico de	71.47	69.34	67.14	31
32 Ferreterías y tlapalerías, dependiente de mostrador en	70.74	68.49	66.48	32
33 Fogonero de calderas de vapor	73.27	71.08	68.83	33
34 Gasolinero, oficial	67.88	65.74	64.00	34
35 Herrería, oficial de	73.83	71.70	69.39	35

ÁREA GEOGRÁFICA A
BAJA CALIFORNIA: Todos los municipios del Estado
BAJA CALIFORNIA SUR: Todos los municipios del Estado
Municipios del Estado de CHIHUAHUA: 2 Guadalupe Praxedis G. Guerrero 3 Juárez
DISTRITO FEDERAL 7 Municipio del Estado de GUERRERO: 8 Acapulco de Juárez
Municipios del Estado de MÉXICO: 11 Atzacán de Zaragoza Ecatepec de Morelos 12 Coacoaco de Berriozabal Naucalpan de Juárez 13 Cuautitlán Tlalapan de Baz 14 Cuautitlán Izcalli Tultitlán
Municipios del Estado de SONORA: 15 Agua Prieta General Plutarco 16 Cananea Elias Calle 17 Naco Puerto Peñasco 18 Nogales San Luis Río Colorado 19 Santa Cruz
Municipios del Estado de TAMAULIPAS: 21 Camargo Miguel Alemán 22 Guerrero Nuevo Laredo 23 Gustavo Díaz Ordaz Reynosa 24 Misamoros Río Bravo 25 Mir San Fernando 27 Valle Hermoso
Municipios del Estado de VERACRUZ DE IGNACIO DE LA LLAVE: 31 Agua Dulce Minatitlán 32 Coatzacoalcos Motozán 33 Cosoleacaque Nanchital de Lázaro 34 Las Choapas Cardenas del Río 35 Ixhuatlán del Sureste



36	Hojalatero en la reparación de automóviles y camiones, oficial	75.24	72.54	70.69	36
37	Hornero fundidor de metales, oficial	77.08	74.56	72.65	37
38	Joyer-platero, oficial	71.47	69.34	67.14	38
39	Joyer-platero en trabajo a domicilio, oficial	74.45	72.43	70.13	39
40	Laboratorio de análisis clínicos, auxiliar en	70.35	68.33	66.35	40
41	Linotipista, oficial	79.46	77.31	74.96	41
42	Lubricador de automóviles, camiones y otros vehículos de motor	68.49	66.46	64.33	42
43	Maestro en escuelas primarias particulares	81.02	78.72	76.14	43
44	Manejador en granja avícola	65.63	63.62	61.86	44
45	Maquinaria agrícola, operador de	77.08	74.56	72.65	45
46	Máquinas de fundición a presión, operador de	69.57	67.49	65.46	46
47	Máquinas de troquelado en trabajos de metal, operador de	69.17	67.14	65.12	47
48	Máquinas para madera en general, oficial operador de	73.27	71.08	68.83	48
49	Máquinas para moldear plástico, operador de	67.88	65.74	64.00	49
50	Mecánico fresador, oficial	77.21	75.10	72.77	50
51	Mecánico operador de rectificadora	74.45	72.43	70.13	51
52	Mecánico en reparación de automóviles y camiones, oficial	79.46	77.31	74.96	52
53	Mecánico tornero, oficial	74.45	72.43	70.13	53
54	Moldero en fundición de metales	72.71	70.74	68.49	54
55	Montador en talleres y fábricas de calzados, oficial	68.83	66.57	64.30	55
56	Niquelado y cromado de artículos y piezas de metal, oficial de	72.37	70.35	68.05	56
57	Peinador(a) y manicurista	71.47	69.34	67.14	57
58	Pertorista con pistola de aire	75.74	73.50	71.14	58
59	Pintor de automóviles y camiones, oficial	73.83	71.70	69.39	59
60	Pintor de casas, edificios y construcciones en general, oficial	73.27	71.08	68.83	60
61	Planchador a máquina en tintorerías, lavanderías y establecimientos similares	67.38	65.13	62.17	61
62	Plomero en instalaciones sanitarias, oficial	73.43	71.42	69.11	62
63	Presión offset multicolor, operador de	76.65	74.45	72.14	63
64	Prensista, oficial	71.47	69.34	67.14	64
65	Radiotécnico reparador de aparatos eléctricos y electrónicos, oficial	76.47	74.22	71.86	65
66	Recamarero(a) en hoteles, moteles y otros establecimientos de hospedaje	66.48	64.56	62.26	66
67	Recepcionista en general	68.49	66.48	64.33	67
68	Refaccionarias de automóviles y camiones, dependiente de mostrador en	69.17	67.14	65.12	68
69	Reparador de aparatos eléctricos para el hogar, oficial	72.37	70.35	68.05	69
70	Reportero(a) en prensa diaria impresa	157.56	153.12	148.05	70
71	Reportero(a) gráfico(a) en prensa diaria impresa	157.56	153.12	148.05	71
72	Reposero o pastelero	76.65	74.45	72.14	72
73	Sastrea en trabajo a domicilio, oficial de	77.08	74.56	72.65	73
74	Secretario(a) auxiliar	79.31	76.85	74.65	74
75	Soldador con soplete o con arco eléctrico	75.74	73.50	71.14	75
76	Tabalatero en la manufactura y reparación de artículos de piel, oficial	71.47	69.34	67.14	76
77	Tabajero y/o carnicero en mostrador	71.47	69.34	67.14	77
78	Tapicero de vestiduras de automóviles, oficial	72.71	70.74	68.49	78
79	Tapicero en reparación de muebles, oficial	72.71	70.74	68.49	79
80	Trabajo social, técnico(a) en	86.70	84.05	81.53	80
81	Vaquero ordeñador a máquina	66.48	64.56	62.26	81
82	Velador	67.88	65.74	64.00	82
83	Vendedor de piso de aparatos de uso doméstico	69.50	67.53	65.74	83
84	Zapatero en talleres de reparación de calzados, oficial	68.83	66.82	64.90	84

ÁREA GEOGRÁFICA B	
Municipios del Estado de JALISCO:	
Guadalupe	Tlaquepaque
El Salto	Tonala
Tlajomulco de Zúñiga	Zapopan
Municipios del Estado de NUEVO LEÓN:	
Apodaca	Monterrey
San Pedro Garza García	San Nicolás de los
General Escobedo	Garza
Guadalupe	Santa Catarina
Municipios del Estado de SONORA:	
Altar	Imuris
Atlix	Magdalena
Bécut	Navojón
Benito Juárez	Opodapa
Benjamin Hill	Oquiltza
Cahama	Pitiquito
Cajeme	San Ignacio
Carso	Rio Muerto
La Coorada	San Miguel de
Cucurpe	Horcasitas
Empalme	Santa Ana
Elchocho	Sáric
Guaymas	Suaqui Grande
Hermosillo	Trinchera
Huatabampo	Tubutama
Municipios del Estado de TAMAULIPAS:	
Aldama	González
Altamira	El Marfil
Antiguo Morelos	Nuevo Morelos
Ciudad Madero	Ocampo
Gómez Farías	Tampico
	Xicotlácatli
Municipios del Estado de VERACRUZ	
DE IGNACIO DE LA LLAVE:	
Coatzacoatlán	Tuxpan
Poza Rica de Hidalgo	

ÁREA GEOGRÁFICA C	
Todos los municipios de los Estados de:	
AGUASCALIENTES	NAYARIT
CAMPECHE	OAXACA
CUAHUILA DE	PUEBLA
ZARAGOZA	QUERÉTARO DE
COLIMA	ARTEAGA
CHIAPAS	QUINTANA ROO
DURANGO	SAN LUIS POTOSÍ
GUANAJUATO	SINALOA
HIDALGO	TABASCO
MICHOACÁN DE	TLAXCALA
OCAMPO	YUCATÁN
MORELOS	ZACATECAS
Más todos los municipios de los Estados de:	
CHIHUAHUA, GUERRERO, JALISCO, MÉXICO	
NUEVO LEÓN, SONORA, TAMAULIPAS y	
VERACRUZ DE IGNACIO DE LA LLAVE	
no comprendidos en las áreas A y B	



5.3 Costos de PLC

Los costos de los PLC's varían de acuerdo a la memoria y número de entradas y salidas que contengan.

El costo del PLC utilizado es de \$18 500.00.

- El PLC no requiere de un mantenimiento, pero es necesario tener en cuenta que podría llegar a desprogramarse, por lo cual el reprogramarlo es de \$2 500.00
- La vida útil del PLC es aproximadamente de 5 años.

5.4 Beneficios

Tabla 5.4 Comparación entre la Máquina Cerradora Mecánica y la Neumática.

CERRADORA MECANICA	CERRADORA NEUMATICA
Alto costo de adquisición.	Bajo costo de fabricación.
1 800 tapas por hora.	2 000 tapas por hora.
Refacciones de alto costo.	Refacciones de bajo costo.
Alto número de tiempos muertos.	Sin tiempos muertos.
Grandes dimensiones.	Reducidas dimensiones.
Desperdicio de material.	Sin desperdicio de material.

Esta comparación nos demuestra que la máquina neumática nos aumenta la producción de tapas y reduce las pérdidas, teniendo una rápida amortización.

Apéndices (MANUAL DE FABRICACION DE FESTO)

A. CILINDROS NEUMATICOS

Cilindros redondos

Cilindro estándar en calidad de Festo

Cilindro combinado de gran duración



∅ - Diámetro
32 ... 63 mm

l - Carrera
1 ... 500 mm

Cilindro de acero inoxidable; vástago
bruñido resistente a la corrosión

Variantes:

- S3: Vástago resistente a la corrosión y a los ácidos
- R3: Alto nivel de protección contra la corrosión

Juego de piezas de desgaste.

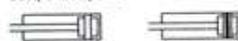
Ejemplo para realizar el pedido:
DSW-40-300-P-A-S3-B

- DSW - Tipo
- 40 - ∅ de émbolo en mm
- 300 - Carrera en mm
- P - Amortiguación elástica en las posiciones finales
- A - Detección de posición sin contacto
- S3 - Vástago resistente a la corrosión y a los ácidos
- B - Serie B

H-40

- H - Fijación por pines
- 40 - Pata ∅ de émbolo de 40 mm

Cilindros de doble efecto
DSW, CRDSW, CRDG



- Amortiguación por topes elásticos en las posiciones finales
DSW ... P-B
- Detección sin contacto
DSW ... P-A-B
- Ejecución resistente a la corrosión y a los ácidos
CRDSW ... P-A
CRDG ... P-A



- Amortiguación regulable en ambos lados
DSW ... PPV-B
- Detección sin contacto
DSW ... PPV-A-B

Cilindros de simple efecto
ESW



- Amortiguación por topes elásticos en las posiciones finales
ESW ... P-B
- Detección sin contacto
ESW ... P-A-B

Dimensiones → Página 1.11-12

DSW ...								CRDSW/CRDG ...	
∅ [mm]	Carreras estándar [mm]							Carrera [mm]	Carrera [mm]
	25	40	50	80	100	160	200		
32								10 ... 500	10 ... 500
40								10 ... 500	10 ... 500
50								10 ... 500	10 ... 500
63								10 ... 500	10 ... 500

ESW ...					
∅ [mm]	Carreras estándar [mm]			Carrera ESW ... P-A [mm]	ESW ... P-A-B [mm]
	10	25	50		
32				1 ... 50	10 ... 50
40				1 ... 50	10 ... 50
50				1 ... 50	10 ... 50
63				1 ... 50	10 ... 50

Variantes	DSW P-B	DSW-PPV-B	DSW P-A-B	DSW-PPV-A-B	ESW
S3	∅ [mm] 32 ... 63	32 ... 63	32 ... 63	32 ... 63	32 ... 63
R3	∅ [mm]		32 ... 63		

Cilindros redondos

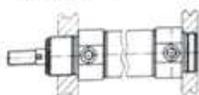
Cilindro estándar en calidad de Festo

Posibilidades de montaje

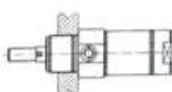
Cilindro base

Fijación por roscas

DSW/CRDSW/ESW

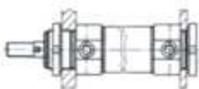


CRDG

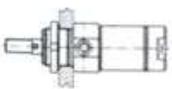


Fijación mediante tuerca

DSW/CRDSW/ESW



CRDG

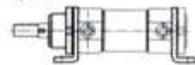


Variantes de montaje mediante elementos de fijación

DSW/CRDSW/ESW

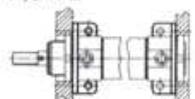
Pies de fijación

H/CRH...



Brida de fijación

FV/CRFV...



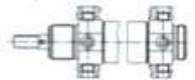
Caballote

SBS/CRSBS...



Pernos roscados

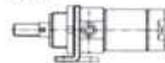
GBS/CRGBS...



CRDG

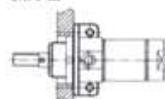
Pies de fijación

CRFV...



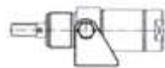
Brida de fijación

CRFV...



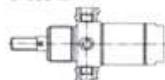
Caballote

CRSBS...



Pernos roscados

CRGBS...



Accesorios

Detector de proximidad

SMEO/SMTO/SMPO-1

→ Página 1.10-8



Conjunto de fijación para el montaje de detectores de proximidad

SMB-1

→ Página 1.10-9



Detector de proximidad

SMEO/SMTO/CRSMEO-4

→ Página 1.10-6



Conjunto de fijación para el montaje de detectores de proximidad

SMBR/CRSMB/CRSMBR

→ Página 1.10-6



Caballote

SBS/CRSBS

→ Página 1.8-5



Accesorios para el vástago

→ Página 1.8-0



Presión de funcionamiento máx.	10 bar					
Temperatura	-20 ... +80 °C (Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores)					
[mm]	DSW/CRDSW/CRDG	ESW			DSW/CR.../ESW	
	Fuerza de avance *	Fuerza de retroceso *	Carreta de amortiguación [mm]	Fuerza de avance *	Fuerza de recuperación del muelle **	Conexión
	[N]	[N]		[N]	[N]	
32	483	415	19	413	45	G $\frac{1}{8}$
40	754	633	22	631	75	G $\frac{1}{4}$
50	1178	990	27	1115	120	G $\frac{1}{4}$
63	1870	1682	27	1707	120	G $\frac{3}{8}$

* Valores teóricos con 6 bar.

** Valores teóricos con 6 bar. Valores para carreta de 50 mm.



EG-2,5



EG-4



EG-6

Cilindros Micro

Cilindros estándar

Cilindros pequeños y compactos

⊙ Diámetro
2,5 ... 6 mm

▬ Carrera
5 ... 25 mm

- Alimentación integrada de aire comprimido
- Ejecución resistente a la corrosión

Conexiones:

- Boquilla para tubos flexibles
- PK-2 para diámetro nominal de 2 mm
- PK-3 para diámetro nominal de 3 mm

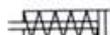
Ejemplo para realizar el pedido:

EG-4-10-PK-2

- EG = Tipo de cilindro
- 4 = ∅ de émbolo en mm
- 10 = Carrera en mm
- PK-2 = Conexión

Cilindros de simple efecto

EG



- Nota
- Para lubricar el aire comprimido pueden utilizarse los siguientes tipos de aceite:

BP Energol 32
ESSO Teresso 32
SHELL Turbo Oil T-32
MOBIL DTE Oil Light

Dimensiones → Página 1.11-8

⊙ [mm]	Carreras estándar [mm]				
	5	10	15	20	25
2,5					
4					
6					

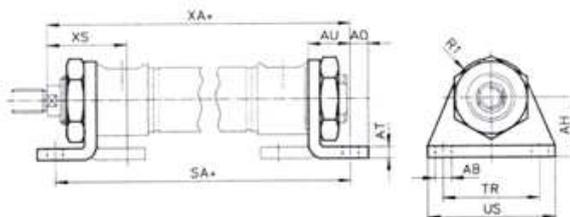
Presión máx. de funcionamiento 7 bar					
Temperatura: +5 ... +60 °C					
⊙ [mm]	Carrera [mm]	Fuerza mínima de empuje con 6 bar [N]	Fuerza de recuperación del muelle [N]		Conexión para tubo flexible [diám. nom.]
			mín.	máx.	
2,5	5	1,7	0,6	1,2	2
	10		0,6	1,2	
4	5	6	1,5	2,9	2
	10		1,5	2,9	
	15		1,8	2,6	
	20		1,5	2,6	
6	5	14	4,2	5,3	3
	10		3,1	5,3	
	15		2,0	5,3	
	20		3,1	5,3	
	25		2,6	5,3	

Cilindro redondo

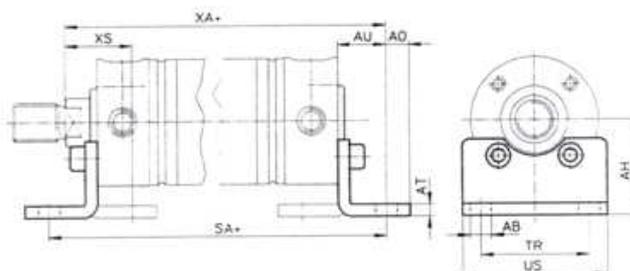
Dimensiones

Elementos de fijación para
DSEU

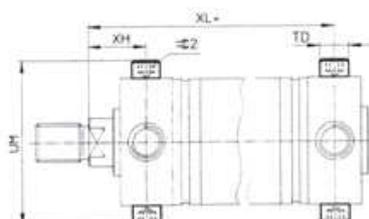
Pies de fijación
HBE...
∅ 8 ... 40 mm
(1 pie y 1 tuerca
hexagonal)



Pies de fijación
HBE...
∅ 50/63 mm
(1 pie y 2 tornillos)



Pernos roscados
GBS...
∅ 50/63 mm
(2 pernos roscados)



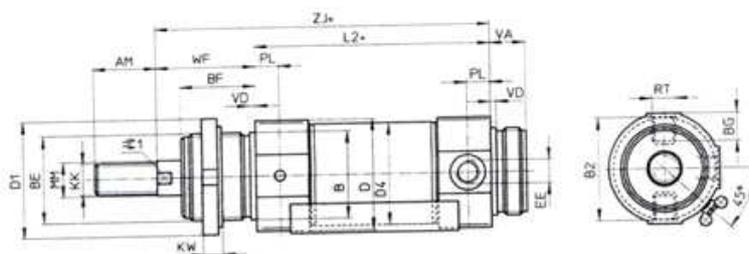
* = añadir carrera

∅	AB ∅	AH	AO	AT	AU	R1	SA		TD ∅ f8	TR	UM	US	XA		XH	XL	XS	=∅2
							E...	D...					E...	D...				
8	3,4	15	4	2,5	8	9	63	51,5	-	16	-	24	63,5	52	-	-	13,5	-
10	3,4	15	4	2,5	8	9	66	58,5	-	16	-	24	68,5	61	-	-	15,5	-
12	4,5	16	5	3	11	10	75	66,5	-	25	-	35	76	67,5	-	-	19,5	-
16	4,5	16	5	3	11	10	86	71	-	25	-	35	89	74	-	-	21,5	-
20	5,5	20	6	4	14	13	102,5	88,5	-	32	-	42	104	90	-	-	26	-
25	5,5	25	6	4	14	15	106	89,5	-	30	-	42	109	92,5	-	-	27	-
32	6,6	25	8	5	17	20	105	101	-	40	-	54	109	105	-	-	33	-
40	6,6	35	8	4	17	23	121,5	105,5	-	45	-	60	126	110	-	-	35	-
50	9	40	10	5	20	-	-	121,5	12	45	68,5	60	-	114	23	83	27	6
63	9	40*	10	5	20	-	-	127,5	14	45	85	60	-	119,5	25	86,5	27	6

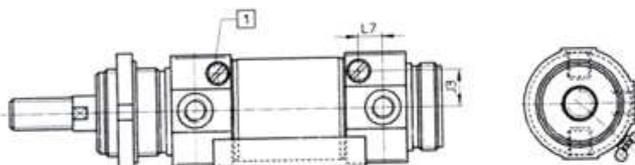
Cilindros redondos

Dimensiones:

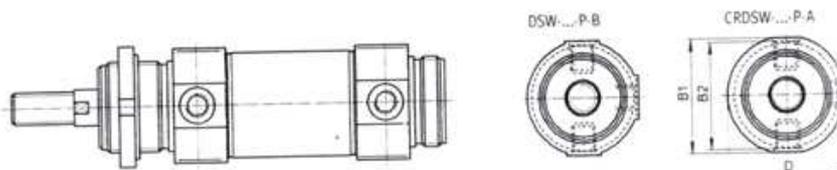
ESW...-P-A-B



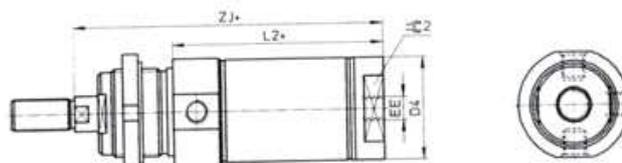
DSW...-P-A-B
DSW...-PPV-A-B



DSW...-P-B
CRDSW...-P-A



CRDG...



1 Tornillo de regulación para la amortiguación de final de carrera • = añadir carrera

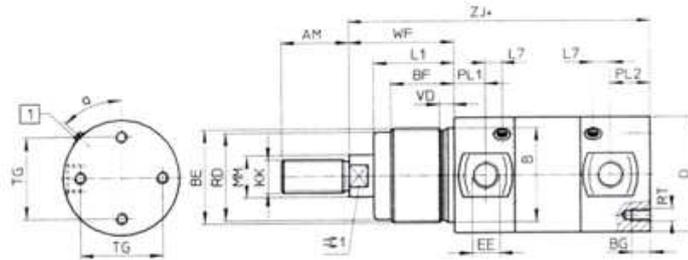
∅	AM	B	B1	B2	BE	BF	BG	D	D1	D4	EE	I3	KK			
[mm]		∅ h9					CR...	∅	∅	∅			-R3/CR...			
32	20	30	38	36,8	M30x1,5	30	7,6	6,6	38	40	42	33,6	G3/8	12,8	M10	M10x1,25
40	24	38	46	44,8	M38x1,5	35	9,6	9,6	46	49	50	41,6	G3/4	16	M12	M12x1,25
50	32	45	57	55,8	M45x1,5	38	12,6	12,6	57	59	60	52,4	G3/4	19	M16	M16x1,5
63	32	45	70	67	M45x1,5	38	17,6	15,5	70	70	60	65,4	G3/8	20,5	M16	M16x1,5

∅	KW	MM	L2	L7	RT	PL	VA	VD	WF	Z1	∅S1	∅S2		
[mm]		∅ f8												
			CRDG							CRDG				
32	8	12	96	85,7	8	M8x1	9	14	2	38,2	134	123,9	10	27
40	10	16	113	100	10,5	M10x1	12	16	3	45,2	158	145,2	13	36
50	10	20	120	107,6	12	M12x1,5	12	18	3	50,2	170	157,8	17	46

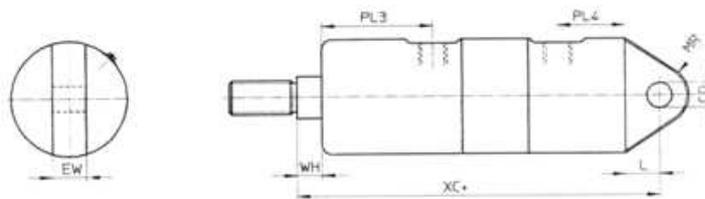
Cilindro redondo

Dimensiones

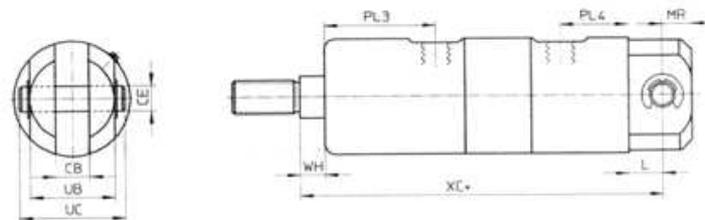
CRHD...-MQ



CRHD...-MS



CRHD...-MC



1 Tornillo de regulación para la amortiguación de final de carrera

+ = añadir carrera



Cilindro normalizado según ISO 6432

Dimensiones

Elementos de fijación para
DSNU-...-KP

∅ [mm]	AB ∅	AH	AO	AT	AU	R1	SA	TD ∅ m6	TF	TK	TM
8	4,5	16	5	3	11	10	97	4	30	6	26
10	4,5	16	5	3	11	10	97	4	30	6	26
12	5,5	20	6	4	14	13	116	6	40	8	38
16	5,5	20	6	4	14	13	122	6	40	8	38
20	6,6	25	8	5	17	20	149	6	50	8	46
25	6,6	25	8	5	17	20	151,5	6	50	8	46

∅ [mm]	TR	UF	UM	UR	US	UW	W	XA	XH	XL	ZF
8	25	40	38	25	35	20	13	102	13	94	94
10	25	40	38	25	35	20	13	102	13	94	94
12	32	53	58	30	42	25	18	124	18	114	114
16	32	53	58	30	42	25	18	130	18	120	120
20	40	66	66	40	54	30	19	156	20	143	144
25	40	66	66	40	54	30	23	162,5	24	149,5	150,5



Cilindro redondo
Dimensiones

∅	AM	B ∅ h9	BE	BG	BF	CB -0,2/+0,1	CD ∅ H9	CE ∅ e8	D ∅	EE	EW -0,1/-0,2
32	22	30	M30x1,5	8	25	10	10	10	36	G3/8	10
40	24	38	M38x1,5	8	29	12	12	12	45	G1/2	12
50	32	45	M45x1,5	8	30	16	12	12	55	G1/4	16
63	32	45	M45x1,5	10	30	16	16	16	68	G3/8	16
80	40	50	M50x2	15	30	20	16	16	86	G3/8	20
100	40	50	M50x2	15	30	20	20	20	106	G3/8	20

∅	KK	L	L1	L7	MM ∅	MR	RD ∅	PL1	PL2	PL3	PL4
32	M10x1,25	15	30	5	12	12	27	13	21	43	28
40	M12x1,25	16	35	8	16	14	35	15	18	40	27
50	M16x1,5	16	38	5	20	14	42	15	19	53	30
63	M16x1,5	22	38	8	20	18	42	17	24	55	34
80	M20x1,5	22	38	9	25	20	47	18	31	56	45
100	M20x1,5	27	38	13	25	25	47	22	30	60	43,5

∅	RT	TG	UB -0,1/-0,2	UC	VD	WF	WH	XC	ZI	a	∠α
32	M5	22	26	35	7	38	8	142	120	50°	10
40	M6	30	32	43	7	45	10	160	135	45°	13
50	M6	39	40	51	6,25	50	12	170	143	45°	17
63	M8	49	40	53	6,25	50	12	190	158	45°	17
80	M10	65	60	73	7,5	50	12	210	174	45°	22
100	M10	82	60	73	7,5	50	12	230	189	45°	22



CRHD-MC



CRHD-MS



CRHD-MQ

Cilindro redondo

Cilindros normalizados y estándar

Protegido contra la corrosión y fácil de limpiar

Nuevo

Diámetro
32 ... 100 mm

Carrera
10 ... 500 mm

- Ejecución fácil de limpiar para la industria alimentaria
- A prueba de corrosión y ácidos
- Detección sin contacto
- Reparable

Ejemplo para realizar el pedido
CRHD-40-300-PPV-A-MQ

- CRHD - Tipo
- 40 - Ø de cilindro en mm
- 300 - Carrera en mm
- PPV - Amortiguación regulable en ambos lados
- A - Detección de posición sin contacto
- MQ - Culata con rosca exterior

CRLMC-40

- CRLMC - Caballete
- 40 - Para Ø de cilindro de 40 mm

Variantes:

- 56: Juntas termorresistentes hasta 150 °C

Cilindro redondo de doble efecto
CRHD



- Amortiguación regulable en ambos lados
- Detección sin contacto
- Horquilla en la culata
- CRHD ... PPV A MC
- Lengüeta en la culata
- CRHD ... PPV A MS
- Culata con rosca exterior
- CRHD ... PPV A MQ

Accesorios

Detector de proximidad resistente a la corrosión, sin contacto
Con cable de 2,5 m
CRSMT-B-K-LED-2A
Con cable de 5 m CRSMT-B-K5-LED-2A

Piezas de fijación
CRSMB-B-12/100

Caballete
para MC CRLMC-32 ... 100
para MS CRLMB-32 ... 100
→ Página 1.8.5

Accesorios para el vástago
→ Página 1.8.0



Dimensiones → Página 1.11.6

CRHD ... Ø [mm]	Carrera máx. ... máx. [mm]		
	MC	MS	MQ
32	10 ... 500	10 ... 500	10 ... 500
40	10 ... 500	10 ... 500	10 ... 500
50	10 ... 500	10 ... 500	10 ... 500
63	10 ... 500	10 ... 500	10 ... 500
80	10 ... 500	10 ... 500	10 ... 500
100	10 ... 500	10 ... 500	10 ... 500

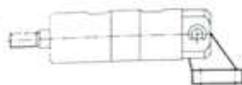
Presión de funcionamiento máx.		10 bar		
Temperatura		-20 ... +80 °C (Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores)		
Ø [mm]	Fuerza efectiva * [N]	Fuerza de retroceso * [N]	Carrera de amortiguación [mm]	Lineación
32	483	615	17	0%
40	754	633	19,5	0%
50	1178	990	21	0%
63	1870	1682	21	0%
80	3016	2721	31	0%
100	4212	4418	31	0%

Cilindro redondo
Cilindros normalizados y estándar

Variantes de montaje mediante
elementos de fijación

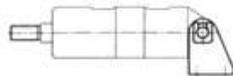
CRHD...MC

Caballote CRLMC



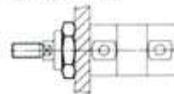
CRHD...MS

Caballote CRLBN



CRHD...MQ

Tuerca CR-M......



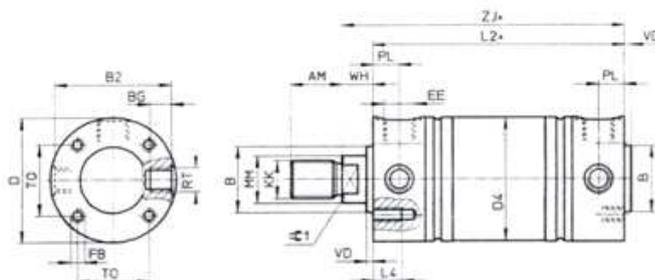
Accesorios

	Ø del émbolo [mm]					
	32	40	50	63	80	100
	CRHD...MC					
Caballote 	CRLMC-32	CRLMC-40	CRLMC-50	CRLMC-60	CRLMC-80	CRLMC-100
	CRHD...MS					
Caballote 	CRLBN-32/40		CRLBN-50/63		CRLBN-80/100	
	CRHD...MQ					
Tuerca 	CR-M30x1,5	CR-M38x1,5	CR-M45x1		CR-M50x2	

Cilindros redondos

Dimensiones

DSEU-50/63...



* = añadir carrera

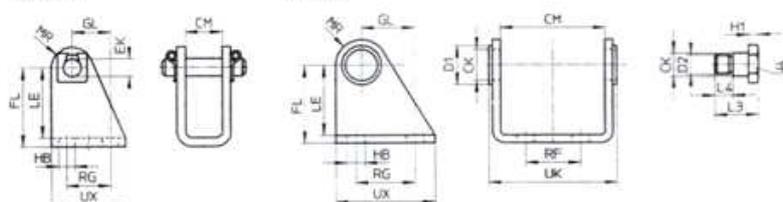
∅	AM	B	B2	BG	D	D4	EE	FB	KK	L2
[mm]		∅		∅	∅	∅				±0,8
50	22	30	49,5	9	53	52,4	G3/4	M6	M16x1,5	81,5
63	22	30	63	12	66	65,4	G3/4	M6	M16x1,5	87,5

∅	L4	MM	RT	TO	VD	WH	PL	Zf	≈∅1
[mm]		∅				±1,4		±1	
50	12	16	M10x1	30	3	12	11	94	17
63	12	20	M12x1,5	30	3	12	13	99,5	17

Elementos de fijación para
DSEU

Caballote
LBE-32/40

LBE-50/63



∅	CK	CM	D1	D2	EK	FL	GL	H1	HB
[mm]	∅		∅		∅				
32	-	16,1	-	-	10	34	16	-	6,6
40	-	16,1	-	-	10	34	16	-	6,6
50	16	53,1	20	M10x1	-	40	27	7	9
63	18	66,1	23	M12x1,5	-	45	30	6	9

∅	L3	L4	LE	MR	RF	RG	UK	UX	≈∅1
[mm]									
32	-	-	30	11	-	20	-	34	-
40	-	-	30	11	-	20	-	34	-
50	22	13	36	17	30	30	65,1	50	6
63	27,5	14	40	16	34	34	86,1	54	6



Actuadores y accesorios

Tablas de selección

Tabla de presión-fuerza para cilindros neumáticos

Presión de funcionamiento [bar]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
∅ [mm]	Fuerza del émbolo [N]														
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7	3,1	3,5	4	4,4	4,9	5,3	5,7	6,2	6,6
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3	5,2	6,1	6,9	7,8	8,7	9,5	10,4	11,3	12,1	13
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1	12,1	14,2	16,2	18,2	20,2	22,2	24,3	26,3	28,3	30,3
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3	17,8	20,4	22,9	25,4	28	30,5	33,1	35,6	38,2
8	4,5	9	13,6	18,1	22,6	27,1	31,7	36,2	40,7	45,2	49,8	54,3	58,8	63,3	67,9
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3	42,4	49,5	56,5	63,6	70,7	77,8	84,8	91,9	99	106
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9	61,0	71,3	81,4	91,6	101	112	122	132	143	153
16	18,1	36,5	54,3	72,4	90,5	109	127	145	163	181	199	217	235	253	271
20	28,3	56,5	84,8	113	141	170	198	226	254	283	311	339	368	396	424
25	44,2	88,4	133	177	221	265	309	353	398	442	486	530	574	619	663
32	72,4	145	217	290	362	434	507	579	651	724	796	869	941	1010	1090
40	113	226	339	452	565	679	792	905	1020	1130	1240	1360	1470	1580	1700
50	177	353	530	707	884	1060	1240	1410	1590	1770	1940	2120	2300	2470	2650
63	281	561	842	1120	1400	1680	1960	2240	2520	2810	3090	3370	3650	3930	4210
80	452	905	1360	1810	2260	2710	3170	3620	4070	4520	4980	5430	5880	6330	6790
100	707	1410	2120	2830	3530	4240	4950	5650	6360	7070	7780	8480	9190	9900	10600
125	1100	2210	3310	4420	5520	6630	7730	8840	9940	11000	12100	13300	14400	15500	16600
160	1810	3620	5430	7240	9050	10900	12700	14500	16300	18100	19900	21700	23500	25300	27100
200	2830	5650	8480	1130	14100	17000	19800	22600	25400	28300	31100	33900	36800	39600	42400
250	4420	8840	13300	17700	22100	26500	30900	35300	39800	44200	48600	53000	57400	61900	66300
320	7240	14500	21700	29000	36200	43400	50700	57900	65100	72400	79600	86900	94100	101000	109000

La fuerza (F) puede obtenerse a partir de la superficie del émbolo (A), la presión (p) y la fricción (R):

Fuerza del émbolo (fuerza estática)

$$F = A \cdot p - R$$

$$F = p \cdot 10 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} - R$$

p = Presión de funcionamiento [bar]

d = ∅ del émbolo [cm]

R = Fricción -10% [N]

A = Superficie del émbolo [cm²]

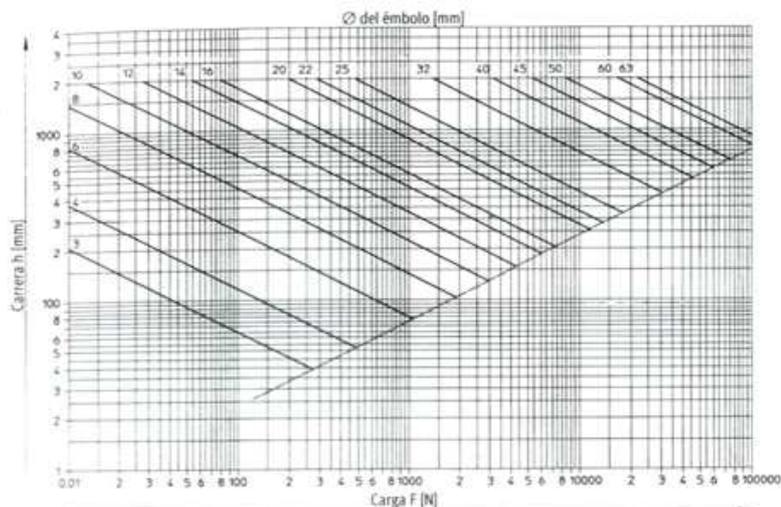
F = Fuerza efectiva [N]



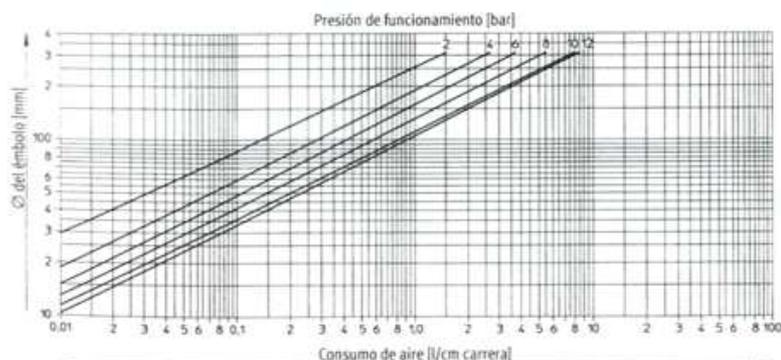
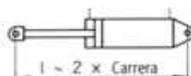
Herramienta de software
en CD-ROM
Dimensionamiento
Pro Pneu

Actuadores y accesorios

Tablas de selección



La fijación más desfavorable es la giratoria trasera. En las demás fijaciones, la carga admisible es superior.



Ejemplo:
Cilindro DNC-50-500
Ø del émbolo 50 mm,
Ø del vástago 20 mm
Carrera 500 mm
Presión de funcionamiento 4,5 bar

Solución:
Partiendo del Ø del cilindro elegido, trazar una línea horizontal hasta la intersección con la presión de funcionamiento; desde allí, se lee en la escala inferior el consumo de aire.

El valor obtenido de esta manera debe multiplicarse por la carrera (en cm).

Diagrama de pandeo

Debido al esfuerzo de pandeo, la carga admisible del vástago, para grandes carreras, es inferior a la que resulta de la presión de funcionamiento y la superficie del émbolo. En este caso, la carga no debe superar determinados valores máximos. Estos valores dependen de la carrera y del diámetro del vástago. El diagrama muestra esta dependencia según la fórmula:

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot S}$$

F_k = Fuerza de pandeo admisible [N]

E = Módulo de elasticidad [N/mm²]

J = Momento de inercia [cm⁴]

l = Longitud de pandeo

= 2 veces la carrera [cm]

S = Coeficiente de seguridad (elegido: 5)

Diagrama de consumo de aire

El consumo de aire incide en los gastos de explotación. El diagrama presenta el consumo según la fórmula:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h \cdot p \cdot 10^{-6}$$

Q = Volumen de aire por cm de carrera [l]

d = Ø del émbolo o vástago [mm]

h = Carrera (aquí constante 10 mm)

p = Presión de funcionamiento [bar]

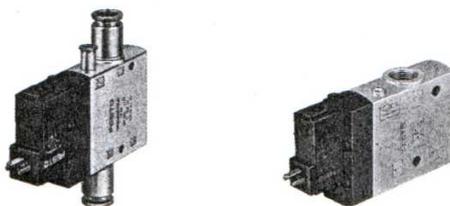
La lectura da aprox. 0,09 l/cm x 50 cm de carrera, lo que corresponde a un consumo de aire para una carrera de avance de aprox. 4,5 l. Para obtener el valor correspondiente a la carrera de retroceso hay que restar el volumen del vástago del volumen de la carrera.

B. VALVULAS

Válvulas y accesorios

Condiciones de funcionamiento, parámetros

Cuadro general: series de válvulas					
	Denominación	Función	Accionamiento	Conexión	Página
	Válvulas Compact Performance Micro, Mini, Midi, Maxi	Válvulas de 3/2 vías Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico	M5, M7 G ¹ / ₈ , G ¹ / ₄ , G ³ / ₈ QS-4 ... 12	4.1
	Small Cubic	Válvulas de 5/2 vías	eléctrico	M5, M7, QS-4	
	Válvulas normalizadas según VDMA 24 563	2 válvulas de 3/2 vías Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico y neumático	G ¹ / ₈ , G ¹ / ₄	4.2
	según ISO 5599/1	Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico y neumático	G ¹ / ₄ , G ³ / ₈ , G ¹ / ₂ G ³ / ₄	
	con distribución de taladros según Namur	Válvulas de 3/2 vías Válvulas de 5/2 vías	eléctrico	G ¹ / ₄	
	Válvulas Tiger Tiger 2000	Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico y neumático	G ¹ / ₈ , G ¹ / ₄ , G ³ / ₈	4.3
	Tiger Classic	Válvulas de 3/2 vías Válvulas de 5/2 vías	eléctrico y neumático	G ¹ / ₈ , G ¹ / ₄ , G ¹ / ₂	
	Válvulas pequeñas Microneumática	Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico	M3, M5	4.4
	Minineumática	Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico	M5, G ¹ / ₈	
	Midineumática	Válvulas de 3/2 vías Válvulas de 5/2 vías Válvulas de 5/3 vías	eléctrico y neumático	G ¹ / ₈	
	Electroválvulas de accionamiento directo Válvulas de respuesta rápida Válvulas de accionamiento directo	Válvulas de 3/2 vías Válvulas de 2/2 vías Válvulas de 3/2 vías	eléctrico eléctrico	M5, M7, QS-4 QS-3 ... 6	4.5
	Válvulas para aplicaciones específicas Electroválvulas de 2/2 vías Válvulas de arranque progresivo Actuadores para válvulas de bola	Válvulas de 2/2 vías Válvulas de 3/2 vías Válvulas de 2/2 vías	eléctrico eléctrico / neumático	G ¹ / ₄ ... G ¹ / ₂ G ¹ / ₄ , G ³ / ₈ , G ¹ / ₂ G ¹ / ₄ ... G2	4.6
	Bobinas y accesorios Bobinas Conectores, distribuidores multipolo	DC, AC	24, 110, 230 V		4.7
	Válvulas de cierre	Válvulas antirretorno Válvulas de escape rápido Válvulas de cierre Válvulas de bola		M3, M5 G ¹ / ₈ ... G ¹ / ₂ QS-4 ... 12	4.8
	Válvulas reguladoras de caudal	Válvulas de estrangulación y anti-rretorno			
	Válvulas reguladoras de presión	Válvulas estranguladoras Estranguladores del aire de escape Válvulas reguladoras de presión Válvulas reguladoras de presión diferencial			
	Válvulas de accionamiento manual y	Válvulas de 3/2 vías	mecánico	M5, PK-3	4.9



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Válvulas de 3/2 vías	Midi CPE18	Maxi CPE24
Electroválvula monoestable Posición inicial cerrada sin aire auxiliar de mando GL 	CPE18-M1H-3GL-1/4 CPE18-M1H-3GL-QS-8 CPE18-M1H-3GL-QS-10 CPE18-M2H-3GL-1/4 CPE18-M2H-3GL-QS-8 CPE18-M2H-3GL-QS-10 CPE18-M3H-3GL-1/4 CPE18-M3H-3GL-QS-8 CPE18-M3H-3GL-QS-10	CPE24-M1H-3GL-3/8 CPE24-M1H-3GL-QS-10 CPE24-M1H-3GL-QS-12 CPE24-M2H-3GL-3/8 CPE24-M2H-3GL-QS-10 CPE24-M2H-3GL-QS-12 CPE24-M3H-3GL-3/8 CPE24-M3H-3GL-QS-10 CPE24-M3H-3GL-QS-12
Electroválvula monoestable Posición inicial cerrada con aire auxiliar de mando GLS 	CPE18-M1H-3GLS-1/4 CPE18-M1H-3GLS-QS-8 CPE18-M1H-3GLS-QS-10 CPE18-M2H-3GLS-1/4 CPE18-M2H-3GLS-QS-8 CPE18-M2H-3GLS-QS-10 CPE18-M3H-3GLS-1/4 CPE18-M3H-3GLS-QS-8 1CPE18-M3H-3GLS-QS-10	CPE24-M1H-3GLS-3/8 CPE24-M1H-3GLS-QS-10 CPE24-M1H-3GLS-QS-12 CPE24-M2H-3GLS-3/8 CPE24-M2H-3GLS-QS-10 CPE24-M2H-3GLS-QS-12 CPE24-M3H-3GLS-3/8 CPE24-M3H-3GLS-QS-10 CPE24-M3H-3GLS-QS-12
Electroválvula monoestable Posición inicial abierta sin aire auxiliar de mando OL 	CPE18-M1H-3OL-1/4 CPE18-M1H-3OL-QS-8 CPE18-M1H-3OL-QS-10 CPE18-M2H-3OL-1/4 CPE18-M2H-3OL-QS-8 CPE18-M2H-3OL-QS-10 CPE18-M3H-3OL-1/4 1CPE18-M3H-3OL-QS-8 CPE18-M3H-3OL-QS-10	CPE24-M1H-3OL-3/8 CPE24-M1H-3OL-QS-10 CPE24-M1H-3OL-QS-12 CPE24-M2H-3OL-3/8 CPE24-M2H-3OL-QS-10 CPE24-M2H-3OL-QS-12 CPE24-M3H-3OL-3/8 CPE24-M3H-3OL-QS-10 CPE24-M3H-3OL-QS-12
Electroválvula monoestable Posición inicial abierta con aire auxiliar de mando OLS 	CPE18-M1H-3OLS-1/4 CPE18-M1H-3OLS-QS-8 CPE18-M1H-3OLS-QS-10 CPE18-M2H-3OLS-1/4 CPE18-M2H-3OLS-QS-8 CPE18-M2H-3OLS-QS-10 CPE18-M3H-3OLS-1/4 CPE18-M3H-3OLS-QS-8 CPE18-M3H-3OLS-QS-10	CPE24-M1H-3OLS-3/8 CPE24-M1H-3OLS-QS-10 CPE24-M1H-3OLS-QS-12 CPE24-M2H-3OLS-3/8 CPE24-M2H-3OLS-QS-10 CPE24-M2H-3OLS-QS-12 CPE24-M3H-3OLS-3/8 CPE24-M3H-3OLS-QS-10 CPE24-M3H-3OLS-QS-12

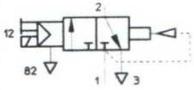
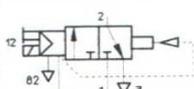
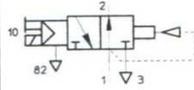
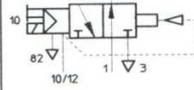


Distribución de conexiones



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Válvulas de 3/2 vías	Micro CPE10	Mini CPE14	Micro CPE10	Mini CPE14
	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo
Electroválvula monoestable Posición inicial cerrada sin aire auxiliar de mando GL 	CPE10-M1H-3GL-M5 CPE10-M1H-3GL-M7 CPE10-M1H-3GL-QS-4 CPE10-M1H-3GL-QS-6	CPE14-M1H-3GL-1/8 CPE14-M1H-3GL-QS-6 CPE14-M1H-3GL-QS-8	CPE10-M1BH-3GL-M5 CPE10-M1BH-3GL-M7 CPE10-M1BH-3GL-QS-4 CPE10-M1BH-3GL-QS-6	CPE14-M1BH-3GL-1/8 CPE14-M1BH-3GL-QS-6 CPE14-M1BH-3GL-QS-8
Electroválvula monoestable Posición inicial cerrada con aire auxiliar de mando GLS 	CPE10-M1H-3GLS-M5 CPE10-M1H-3GLS-M7 CPE10-M1H-3GLS-QS-4 CPE10-M1H-3GLS-QS-6	CPE14-M1H-3GLS-1/8 CPE14-M1H-3GLS-QS-6 CPE14-M1H-3GLS-QS-8	CPE10-M1BH-3GLS-M5 CPE10-M1BH-3GLS-M7 CPE10-M1BH-3GLS-QS-4 CPE10-M1BH-3GLS-QS-6	CPE14-M1BH-3GLS-1/8 CPE14-M1BH-3GLS-QS-6 CPE14-M1BH-3GLS-QS-8
Electroválvula monoestable Posición inicial abierta sin aire auxiliar de mando OL 	CPE10-M1H-3OL-M5 CPE10-M1H-3OL-M7 CPE10-M1H-3OL-QS-4 CPE10-M1H-3OL-QS-6	CPE14-M1H-3OL-1/8 CPE14-M1H-3OL-QS-6 CPE14-M1H-3OL-QS-8	CPE10-M1BH-3OL-M5 CPE10-M1BH-3OL-M7 CPE10-M1BH-3OL-QS-4 CPE10-M1BH-3OL-QS-6	CPE14-M1BH-3OL-1/8 CPE14-M1BH-3OL-QS-6 CPE14-M1BH-3OL-QS-8
Electroválvula monoestable Posición inicial abierta con aire auxiliar de mando OLS 	CPE10-M1H-3OLS-M5 CPE10-M1H-3OLS-M7 CPE10-M1H-3OLS-QS-4 CPE10-M1H-3OLS-QS-6	CPE14-M1H-3OLS-1/8 CPE14-M1H-3OLS-QS-6 CPE14-M1H-3OLS-QS-8	CPE10-M1BH-3OLS-M5 CPE10-M1BH-3OLS-M7 CPE10-M1BH-3OLS-QS-4 CPE10-M1BH-3OLS-QS-6	CPE14-M1BH-3OLS-1/8 CPE14-M1BH-3OLS-QS-6 CPE14-M1BH-3OLS-QS-8

- [] - Ancho	- [] - Caudal	- [] - Tensión	Conexión Rosca	Racor	Diámetro exterior del tubo flexible
CPE10 Micro	10 mm	CPE10 Micro 400 l/min	...-M1H-... 24 V c.c.	...-M5 M5	...-QS-4 4 mm
CPE14 Mini	14 mm	CPE14 Mini 900 l/min	...-M2H-... 110 V c.a.	...-M7 M7	...-QS-6 6 mm
CPE18 Midi	18 mm	CPE18 Midi 1350 l/min	...-M3H-... 230 V c.a.	...-1/8 G1/8	...-QS-8 8 mm
CPE24 Maxi	24 mm	CPE24 Maxi 3000 l/min		...-1/4 G3/4	...-QS-10 10 mm
				...-3/8 G3/8	...-QS-12 12 mm



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Alto rendimiento en mínimo espacio

Ancho
10...24 mm

Caudal
900 l/min

Tensión
24 V DC
110, 230 V AC

Las válvulas Compact Performance CPE se distinguen por su diseño compacto, bajo consumo de potencia eléctrica y gran caudal.

- Válvulas de 3/2 vías.
 - Posición normal abierta
 - Posición normal cerrada
- Válvulas de 5/2 vías monoestables.
 - Válvulas de impulsos
- Válvulas de 5/3 vías.
 - Centro cerrado
 - Centro a descarga
 - Centro a presión

Variantes

Micro, Mini, Midi, Maxi

- Con bobina magnética sin conector
- Con accionamiento auxiliar manual
- Con y sin toma de presión de pilotaje
- Con conexión roscada
- Tiempo de conexión 8 ... 50 ms

Accesorios

- Bloques distribuidores para montaje en batería
- Conectores
- Conectores con cable
- Silenciadores
- Accionamiento manual
- Placas de identificación

CPE = Electroválvula

- 10 = Ancho 10 mm (Micro)
- 14 = Ancho 14 mm (Mini)
- 18 = Ancho 18 mm (Midi)
- 24 = Ancho 24 mm (Maxi)

- M1H = 24 V DC
- M1BH = 24 V DC
- M2H = 110 V AC/50 ... 60 Hz
- M3H = 230 V AC/50 ... 60 Hz

- 3/2 = Válvula de 3/2 vías
- 5/2 = Válvula de 5/2 vías
- 5/3 = Válvula de 5/3 vías

- GL = Centro cerrado con muelle neumático
- GLS = Centro cerrado con muelle neumático y toma de presión de pilotaje
- GL = Centro abierto con muelle neumático
- GLS = Centro abierto con muelle neumático y toma de presión de pilotaje

L = Monoestable con muelle neumático

LS = Monoestable con muelle neumático y toma de presión de pilotaje

I = Válvula de impulsos

IS = Válvula de impulsos con toma de presión de pilotaje

G = Centro cerrado

GLS = Centro cerrado con muelle neumático y toma de presión de pilotaje

E = Centro a descarga

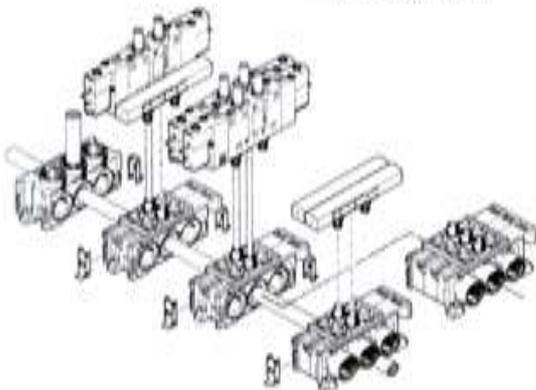
ES = Centro a descarga con toma de presión de pilotaje

B = Centro a presión

BS = Centro a presión con toma de presión de pilotaje

M.../B... = Conexión roscada

QS... = Racor para tubo flexible (indica diámetro exterior)



Datos eléctricos	Tipo	Micro CPE10 10 mm	Mini CPE14 14 mm	Midi CPE18 18 mm	Maxi CPE24 24 mm
Temperatura ambiente -5 ... +50 °C	Rosca	M5			
		M7			
Temperatura del fluido -5 ... +50 °C	Racor	G3/8			
		G1/4			
		G3/8			
		G1/4			
Consumo	Tensión	Q5-4			
		Q5-6			
CPE10/14 1 W		Q5-8			
		Q5-10			
CPE18/24-M1H 1,5 W		Q5-12			
CPE18/24-M2H/M3H					
Llamada 3 VA					
Mantenimiento 2,4 VA					
Duración de conexión 100 %					



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Datos técnicos

tipo de válvula		CPE10	CPE10-QS	CPE14	CPE14-QS	
		Rosca	Racor	Rosca	Racor	
Conexión	1, 2	M5 o M7	∅ 4 ó ∅ 6 mm	G1/8	G1/8	
Conexión	3, 5	M7	M7	G1/8	∅ 6 ó ∅ 8 mm	
Conexión	10, 12	M3	∅ 3 mm	M3	∅ 3 mm	
Conexión	82, 84	M3	M3	M3	M3	
Caudal nominal normal	Válvula de 3/2 vías	M5: 190 l/min	QS-4: 190 l/min	1/8: 900 l/min	QS-6: 510 l/min	
		M7: 400 l/min	QS-6: 300 l/min		QS-8: 810 l/min	
	Válvula de 5/2 vías	M5: 180 l/min	QS-4: 180 l/min	1/8: 800 l/min	QS-6: 400 l/min	
		M7: 350 l/min	QS-6: 320 l/min		QS-8: 680 l/min	
	Válvula de 5/3 vías	G	M5: 180 l/min	QS-4: 180 l/min	1/8: 750 l/min	QS-6: 410 l/min
			M7: 350 l/min	QS-6: 300 l/min		QS-8: 720 l/min
		E	M5: 180 l/min	QS-4: 180 l/min	1/8: 700 l/min	QS-6: 370 l/min
			M7: 250 l/min	QS-6: 250 l/min		QS-8: 570 l/min
		B	M5: 180 l/min	QS-4: 180 l/min	1/8: 750 l/min	QS-6: 370 l/min
			M7: 300 l/min	QS-6: 300 l/min		QS-8: 650 l/min
	Presión de funciona- miento	GL, OL	2,5 ... 8 bar		2,5 ... 8 bar	
		GLS, OLS,	-0,9 ... +10 bar		-0,9 ... +10 bar	
L		3 ... 8 bar		3 ... 8 bar		
LS, JS, GS, BS, ES		-0,9 ... +10 bar		-0,9 ... +10 bar		
I		2,5 ... 8 bar		2 ... 8 bar		
Válvula de 5/3 vías		3 ... 8 bar		3 ... 8 bar		
Válvula de 3/2 vías		2,5 ... 8 bar		2,5 ... 8 bar		
Presión de mando	Válvula de 3/2 vías	2,5 ... 8 bar		2,5 ... 8 bar		
	Válvula de 5/2 vías	3 ... 8 bar		3 ... 8 bar		
	Válvula de 5/3 vías	3 ... 8 bar		3 ... 8 bar		

tipo de válvula		CPE18	CPE18-QS	CPE24	CPE24-QS	
		Rosca	Racor	Rosca	Racor	
Conexión	1, 2	G1/4	∅ 8 ó ∅ 10 mm	G3/8	G3/8	
Conexión	3, 5	G1/4	G1/4	G3/8	∅ 10 ó ∅ 12 mm	
Conexión	10, 12	M5	∅ 4 mm	M5	∅ 6 mm	
Conexión	82, 84	M5	M5	M5	M5	
Caudal nominal normal	Válvula de 3/2 vías	1/4: 1300 l/min	QS-8: 850 l/min	3/8: 2500 l/min	QS-10: 1250 l/min	
			QS-10: 1000 l/min		QS-12: 1650 l/min	
	Válvula de 5/2 vías	1/4: 1500 l/min	QS-8: 850 l/min	3/8: 2900 l/min	QS-10: 1250 l/min	
			QS-10: 1000 l/min		QS-12: 1650 l/min	
	Válvula de 5/3 vías	G	1/4: 1450 l/min	QS-8: 850 l/min	3/8: 3000 l/min	QS-10: 1250 l/min
				QS-10: 1050 l/min		QS-12: 1650 l/min
		E	1/4: 1200 l/min	QS-8: 780 l/min	3/8: 2650 l/min	QS-10: 1250 l/min
				QS-10: 1000 l/min		QS-12: 1600 l/min
		B	1/4: 1300 l/min	QS-8: 780 l/min	3/8: 2600 l/min	QS-10: 1250 l/min
				QS-10: 1000 l/min		QS-12: 1600 l/min
	Presión de funciona- miento	GL, OL	2,5 ... 10 bar		2,5 ... 10 bar	
		GLS, OLS	-0,9 ... +10 bar		-0,9 ... +10 bar	
L		2,5 ... 10 bar		2,5 ... 10 bar		
LS, JS, GS, ES, BS		-0,9 ... +10 bar		-0,9 ... +10 bar		
Válvula de 5/3 vías		2,5 ... 10 bar				
Presión de mando	Válvula de 3/2 vías	2,5 ... 10 bar		2,5 ... 10 bar		
	Válvula de 5/2 vías	2,5 ... 10 bar		2,5 ... 10 bar		

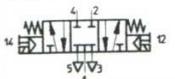
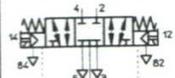
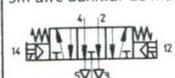
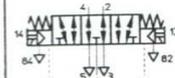
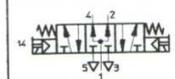


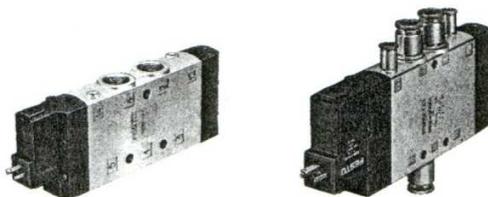
Distribución de conexiones



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Válvulas de 5/3 vías	Micro CPE10	Mini CPE14	Micro CPE10	Mini CPE14
	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo
Electroválvula de tres posiciones Centro cerrado sin aire auxiliar de mando (G) 	CPE10-M1H-5/3G-M5 CPE10-M1H-5/3G-M7 CPE10-M1H-5/3G-QS-4 CPE10-M1H-5/3G-QS-6	CPE14-M1H-5/3G-1/8 CPE14-M1H-5/3G-QS-6 CPE14-M1H-5/3G-QS-8	CPE10-M1BH-5/3G-M5 CPE10-M1BH-5/3G-M7 CPE10-M1BH-5/3G-QS-4 CPE10-M1BH-5/3G-QS-6	CPE14-M1BH-5/3G-1/8 CPE14-M1BH-5/3G-QS-6 CPE14-M1BH-5/3G-QS-8
Electroválvula de tres posiciones Centro cerrado con aire auxiliar de mando (GS) 	CPE10-M1H-5/3GS-M5 CPE10-M1H-5/3GS-M7 CPE10-M1H-5/3GS-QS-4 CPE10-M1H-5/3GS-QS-6	CPE14-M1H-5/3GS-1/8 CPE14-M1H-5/3GS-QS-6 CPE14-M1H-5/3GS-QS-8	CPE10-M1BH-5/3GS-M5 CPE10-M1BH-5/3GS-M7 CPE10-M1BH-5/3GS-QS-4 CPE10-M1BH-5/3GS-QS-6	CPE14-M1BH-5/3GS-1/8 CPE14-M1BH-5/3GS-QS-6 CPE14-M1BH-5/3GS-QS-8
Electroválvula de tres posiciones con centro a descarga, sin aire auxiliar de mando (E) 	CPE10-M1H-5/3E-M5 CPE10-M1H-5/3E-M7 CPE10-M1H-5/3E-QS-4 CPE10-M1H-5/3E-QS-6	CPE14-M1H-5/3E-1/8 CPE14-M1H-5/3E-QS-6 CPE14-M1H-5/3E-QS-8	CPE10-M1BH-5/3E-M5 CPE10-M1BH-5/3E-M7 CPE10-M1BH-5/3E-QS-4 CPE10-M1BH-5/3E-QS-6	CPE14-M1BH-5/3E-1/8 CPE14-M1BH-5/3E-QS-6 CPE14-M1BH-5/3E-QS-8
Electroválvula de tres posiciones con centro a descarga, con aire auxiliar de mando (ES) 	CPE10-M1H-5/3ES-M5 CPE10-M1H-5/3ES-M7 CPE10-M1H-5/3ES-QS-4 CPE10-M1H-5/3ES-QS-6	CPE14-M1H-5/3ES-1/8 CPE14-M1H-5/3ES-QS-6 CPE14-M1H-5/3ES-QS-8	CPE10-M1BH-5/3ES-M5 CPE10-M1BH-5/3ES-M7 CPE10-M1BH-5/3ES-QS-4 CPE10-M1BH-5/3ES-QS-6	CPE14-M1BH-5/3ES-1/8 CPE14-M1BH-5/3ES-QS-6 CPE14-M1BH-5/3ES-QS-8
Electroválvula de tres posiciones con centro a presión, sin aire auxiliar de mando (B) 	CPE10-M1H-5/3B-M5 CPE10-M1H-5/3B-M7 CPE10-M1H-5/3B-QS-4 CPE10-M1H-5/3B-QS-6	CPE14-M1H-5/3B-1/8 CPE14-M1H-5/3B-QS-6 CPE14-M1H-5/3B-QS-8	CPE10-M1BH-5/3B-M5 CPE10-M1BH-5/3B-M7 CPE10-M1BH-5/3B-QS-4 CPE10-M1BH-5/3B-QS-6	CPE14-M1BH-5/3B-1/8 CPE14-M1BH-5/3B-QS-6 CPE14-M1BH-5/3B-QS-8
Electroválvula de tres posiciones con centro a presión, con aire auxiliar de mando (BS) 	CPE10-M1H-5/3BS-M5 CPE10-M1H-5/3BS-M7 CPE10-M1H-5/3BS-QS-4 CPE10-M1H-5/3BS-QS-6	CPE14-M1H-5/3BS-1/8 CPE14-M1H-5/3BS-QS-6 CPE14-M1H-5/3BS-QS-8	CPE10-M1BH-5/3BS-M5 CPE10-M1BH-5/3BS-M7 CPE10-M1BH-5/3BS-QS-4 CPE10-M1BH-5/3BS-QS-6	CPE14-M1BH-5/3BS-1/8 CPE14-M1BH-5/3BS-QS-6 CPE14-M1BH-5/3BS-QS-8



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Válvulas de 5/2 vías	Midi CPE18	Maxi CPE24
Electroválvula monoestable sin aire auxiliar de mando (L) 	Tipo CPE18-M1H-5L-1/4 CPE18x-M1H-5L-QS-8 CPE18-M1H-5L-QS-10 CPE18-M2H-5L-1/4 CPE18-M2H-5L-QS-8 CPE18-M2H-5L-QS-10 CPE18-M3H-5L-1/4 CPE18-M3H-5L-QS-8 CPE18-M3H-5L-QS-10	Tipo CPE24-M1H-5L-3/8 CPE24-M1H-5L-QS-10 CPE24-M1H-5L-QS-12 CPE24-M2H-5L-3/8 CPE24-M2H-5L-QS-1Q CPE24-M2H-5L-QS-12 CPE24-M3H-5L-3/8 CPE24-M3H-5L-QS-10 CPE24-M3H-5L-QS-12
Electroválvula monoestable con aire auxiliar de mando (LS) 	CPE18-M1H-5LS-1/4 CPE18-M1H-5LS-QS-8 CPE18-M1H-5LS-QS-10 CPE18-M2H-5LS-1/4 CPE18-M2H-5LS-QS-8 CPE18-M2H-5LS-QS-10 CPE18-M3H-5LS-1/4 CPE18-M3H-5LS-QS-8 CPE18-M3H-5LS-QS-10	CPE24-M1H-5LS-3/8 CPE24-M1H-5LS-QS-10 CPE24-M1H-5LS-QS-12 CPE24-M2H-5LS-3/8 CPE24-M2H-5LS-QS-10 CPE24-M2H-5LS-QS-12 CPE24-M3H-5LS-3/8 CPE24-M3H-5LS-QS-10 CPE24-M3H-5LS-QS-12
Electroválvula biestable sin aire auxiliar de mando (J) 	CPE18-M1H-5J-1/4 CPE18-M1H-5J-QS-8 CPE18-M1H-5J-QS-10 CPE18-M2H-5J-1/4 CPE18-M2H-5J-QS-8 CPE18-M2H-5J-QS-10 CPE18-M3H-5J-1/4 CPE18-M3H-5J-QS-8 CPE18-M3H-5J-QS-10	CPE24-M1H-5J-3/8 CPE24-M1H-5J-QS-10 CPE24-M1H-5J-QS-12 CPE24-M2H-5J-3/8 CPE24-M2H-5J-QS-10 CPE24-M2H-5J-QS-12 CPE24-M3H-5J-3/8 CPE24-M3H-5J-QS-10 CPE24-M3H-5J-QS-12
Electroválvula biestable con aire auxiliar de mando (JS) 	CPE18-M1H-5JS-1/4 CPE18-M1H-5JS-QS-8 CPE18-M1H-5JS-QS-10 CPE18-M2H-5JS-1/4 CPE18-M2H-5JS-QS-8 CPE18-M2H-5JS-QS-10 CPE18-M3H-5JS-1/4 CPE18-M3H-5JS-QS-8 CPE18-M3H-5JS-QS-10	CPE24-M1H-5JS-3/8 CPE24-M1H-5JS-QS-10 CPE24-M1H-5JS-QS-12 CPE24-M2H-5JS-3/8 CPE24-M2H-5JS-QS-10 CPE24-M2H-5JS-QS-12 CPE24-M3H-5JS-3/8 CPE24-M3H-5JS-QS-10 CPE24-M3H-5JS-QS-12



Distribución de conexiones



Válvulas Compact Performance

La serie de válvulas de múltiples funciones

Válvulas de 5/2 vías	Micro CPE10	Mini CPE14	Micro CPE10	Mini CPE14
	Tipo	Tipo	Tipo	Tipo
Electroválvula monoestable sin aire auxiliar de mando (L) 	CPE10-M1H-5L-M5 CPE10-M1H-5L-M7 CPE10-M1H-5L-QS-4 CPE10-M1H-5L-QS-6	CPE14-M1H-5L-1/8 CPE14-M1H-5L-QS-6 CPE14-M1H-5L-QS-8	CPE10-M1BH-5L-M5 CPE10-M1BH-5L-M7 CPE10-M1BH-5L-QS-4 CPE10-M1BH-5L-QS-6	CPE14-M1BH-5L-1/8 CPE14-M1BH-5L-QS-6 CPE14-M1BH-5L-QS-8
Electroválvula monoestable con aire auxiliar de mando (LS) 	CPE10-M1H-5LS-M5 CPE10-M1H-5LS-M7 CPE10-M1H-5LS-QS-4 CPE10-M1H-5LS-QS-6	CPE14-M1H-5LS-1/8 CPE14-M1H-5LS-QS-6 CPE14-M1H-5LS-QS-8	CPE10-M1BH-5LS-M5 CPE10-M1BH-5LS-M7 CPE10-M1BH-5LS-QS-4 CPE10-M1BH-5LS-QS-6	CPE14-M1BH-5LS-1/8 CPE14-M1BH-5LS-QS-6 CPE14-M1BH-5LS-QS-8
Electroválvula biestable sin aire auxiliar de mando (J) 	CPE10-M1H-5J-M5 CPE10-M1H-5J-M7 CPE10-M1H-5J-QS-4 CPE10-M1H-5J-QS-6	CPE14-M1H-5J-1/8 CPE14-M1H-5J-QS-6 CPE14-M1H-5J-QS-8	CPE10-M1BH-5J-M5 CPE10-M1BH-5J-M7 CPE10-M1BH-5J-QS-4 CPE10-M1BH-5J-QS-6	CPE14-M1BH-5J-1/8 CPE14-M1BH-5J-QS-6 CPE14-M1BH-5J-QS-8
Electroválvula biestable con aire auxiliar de mando (JS) 	CPE10-M1H-5JS-M5 CPE10-M1H-5JS-M7 CPE10-M1H-5JS-QS-4 CPE10-M1H-5JS-QS-6	CPE14-M1H-5JS-1/8 CPE14-M1H-5JS-QS-6 CPE14-M1H-5JS-QS-8	CPE10-M1BH-5JS-M5 CPE10-M1BH-5JS-M7 CPE10-M1BH-5JS-QS-4 CPE10-M1BH-5JS-QS-6	CPE14-M1BH-5JS-1/8 CPE14-M1BH-5JS-QS-6 CPE14-M1BH-5JS-QS-8

Ancho	Caudal	Tensión	Conexión Rosca	Racor	Diámetro exterior del tubo flexible
CPE10 Micro	10 mm	CPE10 Micro 400 l/min	...-M1H-... 24 V c.c.	...-M5 M5	...-QS-4 4 mm
CPE14 Mini	14 mm	CPE14 Mini 900 l/min	...-M2H-... 110 V c.a.	...-M7 M7	...-QS-6 6 mm
CPE18 Midi	18 mm	CPE18 Midi 1350 l/min	...-M3H-... 230 V c.a.	...-1/8 G3/8	...-QS-8 8 mm
CPE24 Maxi	24 mm	CPE24 Maxi 3000 l/min		...-1/4 G1/2	...-QS-10 10 mm
				...-3/8 G3/8	...-QS-12 12 mm

C. RACORES

Racores rápidos Quick Star

Serie Mini

Racor rápido en T
QSMT-...



Para \varnothing exterior del tubo flexible [mm]		Tipo
D1	D2	
3	3	QSMT-3
4	4	QSMT-4
6	6	QSMT-6
Con reducción		
4	3	QSMT-4-3
6	4	QSMT-4-3

Racor rápido en Y
QSMY-...



Para \varnothing exterior del tubo flexible [mm]		Tipo
D1	D2	
3	3	QSMY-3
4	4	QSMY-4
6	6	QSMY-6
Con reducción		
4	3	QSMY-4-3
6	4	QSMY-4-3

Racor rápido en X
QSMX-...



Para \varnothing exterior del tubo flexible [mm]	Tipo
3	QSMX-3
4	QSMX-4
6	QSMX-6

Racor rápido con casquillo enchufable
QSMI-...



Para \varnothing exterior del tubo flexible [mm]	Para racores QS [mm]	Tipo
3	4	QSM-4H-3
4	6	QSM-6H-4

Tapón ciego
para tapar conexiones enchufables de QS de 3 mm \varnothing
QSMC-3H



Tapón enchufable
para tapar extremos de tubos de 3 mm \varnothing
QSMC-3



Racores rápidos Quick Star

Serie Mini

Racor en L

QSML-...

orientable en 360 °C



Racor en L

largo, orientable en 360 °C.

QSMLL-...



para diámetro exterior del tubo flexible [mm]	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
3	M3	QSML-M3-3		
4	M3	QSML-M3-4		
3	M5	QSML-M5-3		
4	M5	QSML-M5-4		
6	M5	QSML-M5-6		
4	M7	QSML-M7-4		
6	M7	QSML-M7-6		
	Rosca G		Rosca R	
4	G 1/8	QSML-G1/8-4	R 1/8	QSML-1/8-4
6	G 1/8	QSML-G1/8-6	R 1/8	QSML-1/8-6

para diámetro exterior del tubo flexible D1	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
3	M3	QSMLL-M3-3		
4	M3	QSMLL-M3-4		
4	M5	QSMLL-M5-4		
6	M5	QSMLL-M5-6		
4	M7	QSMLL-M7-4		
6	M7	QSMLL-M7-6		
	Rosca G		Rosca R	
4	G 1/8	QSMLL-G1/8-4	R 1/8	QSMLL-1/8-4
6	G 1/8	QSMLL-G1/8-6	R 1/8	QSMLL-1/8-6

Racor acodado

QSML-...



Racor rápido en L

con casquillo enchufable

QSML-...-H-...



para diámetro exterior del tubo flexible [mm]	Tipo
3	QSML-3
4	QSML-4
6	QSML-6

para diámetro exterior del tubo flexible [mm]	Para conexión QS [mm]	Tipo
3	3	QSML-3H
4	4	QSML-4H
6	6	QSML-6H
Con reducción		
4	3	QSML-4H-3
6	4	QSML-6H-4

Racor en T

Con rosca exterior y dos conexiones

QSMT-...

orientable en 360°



Racor en T

Con rosca exterior y dos conexiones

QSMTL-...

orientable en 360°



para diámetro exterior del tubo flexible [mm]	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
3	M3	QSMT-M3-3		
4	M3	QSMT-M3-4		
3	M5	QSMT-M5-3		
4	M5	QSMT-M5-4		
6	M5	QSMT-M5-6		
	Rosca G		Rosca R	
4	G 1/8	QSMT-G1/8-4	R 1/8	QSMT-1/8-4
6	G 1/8	QSMT-G1/8-6	R 1/8	QSMT-1/8-6

para diámetro exterior del tubo flexible [mm]	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
3	M3	QSMTL-M3-3		
4	M3	QSMTL-M3-4		
3	M5	QSMTL-M5-3		
4	M5	QSMTL-M5-4		
6	M5	QSMTL-M5-6		
	Rosca G		Rosca R	
4	G 1/8	QSMTL-G1/8-4	R 1/8	QSMTL-1/8-4
6	G 1/8	QSMTL-G1/8-6	R 1/8	QSMTL-1/8-6

Racores rápidos Quick Star

Serie Mini

Racor rápido roscado SM-...
Roscas métricas, G y R



Racor rápido roscado con hexágono interior QSM-...-I
Roscas métricas, G y R



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
3	M3	QSM-M3-3		
4	M3	QSM-M3-4		
3	M5	QSM-M5-3		
4	M5	QSM-M5-4		
6	M5	QSM-M5-6		
Rosca G			Rosca R	
4	G 1/8	QSM-G1/8-4	R 1/8	QSM-1/8-4
6	G 3/8	QSM-G3/8-6	R 3/8	QSM-3/8-6

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Conexión	Tipo	Conexión	Tipo
3	M3	QSM-M3-3-I		
4	M3	QSM-M3-4-I		
3	M5	QSM-M5-3-I		
4	M5	QSM-M5-4-I		
6	M5	QSM-M5-6-I		
4	M7	QSM-M7-4-I		
6	M7	QSM-M7-6-I		
Rosca G			Rosca R	
4	G 1/8	QSM-G1/8-4-I	R 1/8	QSM-1/8-4-I
6	G 3/8	QSM-G3/8-6-I	R 3/8	QSM-3/8-6-I

Racor rápido roscado con rosca interior QSMF-...
Roscas métricas



Racor rápido roscado con hexágono interior QSMP-...
Rosca fina



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Conexión	Tipo
3	M3	QSMF-M3-3
4	M3	QSMF-M3-4
3	M5	QSMF-M5-3
4	M5	QSMF-M5-4

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Conexión con junta	Tipo
4	M6x0,75	QSMP-M6-4
6	M8x0,75	QSMP-M8-6

Racor rápido roscado QSM-...



Racor pasamuros QSMS-...



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Tipo
3	QSM-3
4	QSM-4
6	QSM-6
Con reducción	
4	QSM-4-3
6	QSM-4-3

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Tipo	Rosca pasamuros	Ancho máx. para el montaje
3	QSMS-3	M8x0,75	7,5 mm
4	QSMS-4	M10x1	7,5 mm
6	QSMS-6	M12x1	6 mm

Racores rápidos Quick Star

La gama de racores para todo tipo de funciones

Los racores Quick Star tienen roscas de diversas ejecuciones:
 M3, M5, M7 son roscas métricas con junta.
 La rosca G corresponde a DIN ISO 228-1.
 Todas las roscas métricas y G según DIN-ISO disponen de una junta.
 La rosca R corresponde a DIN 2991-1 e ISO 7/1

Rosca R



Rosca cónica R con agente hermetizante (Teflón)

Rosca G



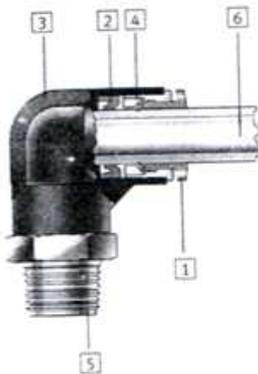
Junta imperdible
 Superficie hermetizante
 Rosca cilíndrica G

Junta para rosca G



Garra de sujeción
 Junta de PBT
 Anillo de aluminio

Materiales



	Serie Mini Serie estándar	Ejecución pirorretardante	Ejecución resistente a la corrosión y a los ácidos CRQS	Ejecución antiestática QS-CM	Para altas temperaturas QS-F
1 Anillo de desbloqueo	Polycarbonato QSM	PBT (pirorretardante)	Acero inoxidable	POM	Latón niquelado y cromado
2 Manguito	NBR	NBR	Vitón	NBR	Latón niquelado y cromado
3 Cuerpo	Acero, PBT, latón niquelado, aluminio anodizado	PBT (pirorretardante)	Acero inoxidable	PBT Conductor eléctrico	Latón niquelado y cromado
4 Mecanismo de prensado del tubo	Latón/Acero inoxidable	Latón/Acero inoxidable	Acero inoxidable	Latón/Acero inoxidable	Acero inoxidable
5 Pieza roscada	Latón niquelado, estanqueización de Teflón	Latón niquelado, estanqueización de Teflón	Acero inoxidable	Latón niquelado, estanqueización de Teflón	Latón niquelado y cromado
6 Tubos con tolerancia exterior	PAN PUN	PAN-V0	PAN-L PNL PFAN PUN-H	PUN-CM	PAN-L PNL PFAN PUN-H

Datos técnicos

	Serie Mini Serie estándar	Serie CRQS	Serie QS-CM	Serie QS-F
Presión de funcionamiento [bar]	-0,95 ... +10	-0,95 ... +10	-0,95 ... +6	-0,95 ... +10
Temperatura de funcionamiento	0 ... 60 °C	0 ... 150 °C	0 ... 40 °C	0 ... 150 °C*

* -20 °C en combinación con tubo flexible PUN

Racores rápidos Quick Star

Serie estándar

Racor rápido
con casquillo enchufable
QS-...



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Para Ø de QS [mm]	Tipo
4	6	QS-6H-4
6	8	QS-8H-6
8	10	QS-10H-8
10	12	QS-12H-10

Reductor
QMR-...



Conexión		Tipo
G1/8	M5	QMR-1/8-M5-B
G1/4	G1/8	QMR-1/4-1/8-B
G3/8	G1/4	QMR-3/8-1/4-B
G1/2	G3/8	QMR-1/2-3/8-B

Casquillo enchufable
QSH-...



Para Ø de QS [mm]	Tipo
4	QSH-4
6	QSH-6
8	QSH-8
10	QSH-10
12	QSH-12
16	QSH-16

Casquillo enchufable
QSH-...
Reductor



Para Ø de QS [mm]		Tipo
6	4	QSH-6-4
8	6	QSH-6-4
10	8	QSH-10-8
12	10	QSH-12-10
16	12	QSH-16-12

Tapón enchufable
para tapar extremos de tubos
QSC-...



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Tipo
4	QSC-4
6	QSC-6
8	QSC-8
10	QSC-10
12	QSC-12

Tapón ciego
para tapar conexiones
enchufables de QS
QSC-...



Para Ø de QS [mm]	Tipo
4	QSC-4H
6	QSC-6H
8	QSC-8H
10	QSC-10H
12	QSC-12H
16	QSC-16H



Racores rápidos Quick Star

Serie estándar

Racor rápido roscado
QS-...



Racor rápido roscado
con hexágono interior
QS-...-1



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Rosca G		Rosca R	
	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
4	G $\frac{1}{8}$	QS-G $\frac{1}{8}$ -4	R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -4
6	G $\frac{1}{8}$	QS-G $\frac{1}{8}$ -6	R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -6
8	G $\frac{1}{8}$	QS-G $\frac{1}{8}$ -8	R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -8
10			R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -10 ◊
4			R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -4 ◊
6	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -6	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -6
8	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -8	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -8
10	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -10	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -10
12	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -12	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -12
6			R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -6 ◊
8	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -8	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -8
10	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -10	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -10
12	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -12	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -12
16	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -16	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -16
10			R $\frac{1}{2}$	QS-R $\frac{1}{2}$ -10 ◊
12	G $\frac{1}{2}$	QS-G $\frac{1}{2}$ -12	R $\frac{1}{2}$	QS-R $\frac{1}{2}$ -12
16	G $\frac{1}{2}$	QS-G $\frac{1}{2}$ -16	R $\frac{1}{2}$	QS-R $\frac{1}{2}$ -16

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Rosca G		Rosca R	
	Conexión con junta	Tipo	Conexión	Tipo
4	G $\frac{1}{8}$	QS-G $\frac{1}{8}$ -4-1	R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -4-1
6	G $\frac{1}{8}$	QS-G $\frac{1}{8}$ -6-1	R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -6-1
8	G $\frac{1}{8}$	QS-G $\frac{1}{8}$ -8-1	R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -8-1
10			R $\frac{1}{8}$	QS-R $\frac{1}{8}$ -10-1 ◊
6	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -6-1	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -6-1
8	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -8-1	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -8-1
10	G $\frac{1}{4}$	QS-G $\frac{1}{4}$ -10-1	R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -10-1
17			R $\frac{1}{4}$	QS-R $\frac{1}{4}$ -12-1 ◊
8	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -8-1	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -8-1
10	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -10-1	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -10-1
12	G $\frac{3}{8}$	QS-G $\frac{3}{8}$ -12-1	R $\frac{3}{8}$	QS-R $\frac{3}{8}$ -12-1
10			R $\frac{1}{2}$	QS-R $\frac{1}{2}$ -10-1 ◊
17	G $\frac{1}{2}$	QS-G $\frac{1}{2}$ -12-1	R $\frac{1}{2}$	QS-R $\frac{1}{2}$ -12-1

Racor rápido roscado
Con rosca interior
QSF-...-B



Racor rápido
QS-...



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Rosca G		Tipo
	Conexión	Tipo	
4	G $\frac{1}{8}$	QSF- $\frac{1}{8}$ -4-B	
6	G $\frac{1}{8}$	QSF- $\frac{1}{8}$ -6-B	
8	G $\frac{1}{8}$	QSF- $\frac{1}{8}$ -8-B	
4	G $\frac{1}{4}$	QSF- $\frac{1}{4}$ -4-B ◊	
6	G $\frac{1}{4}$	QSF- $\frac{1}{4}$ -6-B	
8	G $\frac{1}{4}$	QSF- $\frac{1}{4}$ -8-B	
10	G $\frac{1}{4}$	QSF- $\frac{1}{4}$ -10-B	
12	G $\frac{1}{4}$	QSF- $\frac{1}{4}$ -12-B ◊	
6	G $\frac{3}{8}$	QSF- $\frac{3}{8}$ -6-B ◊	
8	G $\frac{3}{8}$	QSF- $\frac{3}{8}$ -8-B	
10	G $\frac{3}{8}$	QSF- $\frac{3}{8}$ -10-B	
12	G $\frac{3}{8}$	QSF- $\frac{3}{8}$ -12-B	
12	G $\frac{1}{2}$	QSF- $\frac{1}{2}$ -12-B	
16	G $\frac{1}{2}$	QSF- $\frac{1}{2}$ -16-B ◊	

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]		Tipo
4	4	QS-4
6	6	QS-6
8	8	QS-8
10	10	QS-10
12	12	QS-12
16	16	QS-16
Reductor		
6	4	QS-6-4
8	6	QS-6-4
10	8	QS-10-8
12	10	QS-12-10

◊ Nuevo

Racores rápidos Quick Star

Serie estándar

Racor en L
Con rosca interior
QSLF-...-B
orientable en 360°



Racor rápido acodado
QSL-...



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Rosca G	
	Conexión	Tipo
4	G1/8	QSLF-1/8-4-B
6	G1/8	QSLF-1/8-6-B
8	G1/8	QSLF-1/8-8-B
6	G1/4	QSLF-1/4-6-B
8	G1/4	QSLF-1/4-8-B
10	G1/4	QSLF-1/4-10-B
8	G3/8	QSLF-3/8-8-B
10	G3/8	QSLF-3/8-10-B

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Tipo
4	QSL-4
6	QSL-6
8	QSL-8
10	QSL-10
12	QSL-12
16	QSL-16

Racor rápido en L
con casquillo enchufable
QSL-...



Racor rápido en L
con casquillo enchufable largo
QSL-...



Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Para Ø de QS [mm]	Tipo
4	4	QSL-4H
6	6	QSL-6H
8	8	QSL-8H
10	10	QSL-10H
12	12	QSL-12H
Con reducción		
4	6	QSL-6H-4
6	8	QSL-8H-6
8	10	QSL-10H-8
10	12	QSL-12H-10

Para Ø exterior del tubo flexible [mm]	Para Ø de QS [mm]	Tipo
4	4	QSL-4HL
6	6	QSL-6HL
8	8	QSL-8HL
10	10	QSL-10HL
12	12	QSL-12HL



Referencias

- ➔ Procesamiento de Plásticos Inyección/Moldeo/Hule/PVC, MORTON – JONES

- ➔ [Moldes y Máquinas de Inyección para la transformación de plásticos, GIANNI BODINI, FRANCO CACCHI PESSANI

- ➔ Resistencia de Materiales, NASH

- ➔ Mecánica de Fluidos, MOTT

- ➔ Estática, RUSSEL C. HIBBELER

- ➔ Mecánica de Materiales, FERDINAND P. BEER, E. RUSSELL JOHNSTON

- ➔ Control Electroneumático y Electrónico, J. HYDE, J. REGUE, A. CUSPINERA

- ➔ Manual de Fabricación de FESTO