

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UNA VÁLVULA PROPORCIONAL
REGULADORA DE PRESION**

**Trabajo de grado en Modalidad de Investigación presentado como requisito parcial para
optar al título de Ingeniero Físico**

**VICTOR HUGO PALECHOR MARTINEZ
JOSE LUIS ZÚÑIGA**

**GERMÁN ARTURO BACCA Ph.D
Director**

**UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
DEPARTAMENTO DE FÍSICA
POPAYÁN
2015**

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UNA VÁLVULA PROPORCIONAL
REGULADORA DE PRESION**



**VICTOR HUGO PALECHOR MARTINEZ
JOSE LUIS ZÚÑIGA**

**UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA EDUCACIÓN
DEPARTAMENTO DE FÍSICA
POPAYÁN
2015**

Nota de Aceptación

Director _____

GERMÁN A. BACCA BASTIDAS Ph.D

Jurado _____

JORGE W. CORONEL GARCÍA M.Sc

Jurado _____

EDUARDO A. CAÑOLA SOTELO Ing.

Fecha de Sustentación: Popayán 23 de Abril de 2015

Dedicatoria

A nuestras tías Omaira Imbachí y Laurentina Martinez, respectivamente por ser las personas que han estado siempre apoyándonos en nuestras caídas y progresos, sin ellas este proyecto no sería posible.

A nuestras familias por soportar el peso de nuestras decisiones y estar siempre firmes sin dejarnos caer.

A nuestros amigos, en especial Rolando, Cesar, Katherim, Andres, Tatto, Marilyn, Angie, Stephany, Alejita, Norleth, Ennio, Victor, Hernan, Oscar, Harolt, Yefer, Angie, Johana... a los que estuvieron, a los que están y a los que ya no, nada de esto habría sido posible sin ustedes, solo nos resta decirles gracias totales.

José Luis Zúñiga/ Víctor H. Palechor

A mi madre María Oliva Martinez, por todo el amor que me has dado, tu apoyo y tu consideración.

Víctor Hugo Palechor Martinez

Agradecimientos

Especial agradecimiento a nuestro director de trabajo de grado Doctor German Arturo Bacca, por darnos su conocimiento, tiempo y apoyo. Por no renunciar y siempre ayudarnos a superar los inconvenientes propios de un trabajo tan complejo.

Al grupo de investigación de Sistemas Dinámicos, Instrumentación y Control por permitirnos usar sus instalaciones, herramientas y el apoyo logístico incondicional que siempre encontramos.

A Javier Collasos un gran amigo al que consideramos siempre un compañero de tesis.

A Oscar y Hernan Ordoñez, por su amistad apoyo técnico he incondicional ayuda.

A los evaluadores por prestarnos su tiempo y conocimiento sin mayor reparo y justa guía.

Al plantel de Ingeniería Física por todos los años de conocimiento académico y no académico que nos llevaron por el complejo mundo de la ingeniería y la física.

Tabla de contenido

Dedicatoria	i
Agradecimientos.....	ii
Tabla de contenido	iii
Lista de ilustraciones	vi
Lista de tablas.....	vii
Palabras Clave	viii
Resumen	ix
Keywords	x
Abstract.....	xi
Capítulo 1	1
Introducción.....	1
1.1 Planteamiento del Problema y Motivación	1
1.2 Estado del Arte.....	2
1.3 Objetivos del Trabajo.....	3
1.3.1 Objetivos específicos	3
1.4 Impacto	3
Capítulo 2	5
Diseño y construcción de la Válvula Reguladora de Presión.....	5
2.1 Concepto de Vías y Posiciones	5
2.2 Diseño de piezas, mecanismos o procesos de funcionamiento	7
2.2.1 Spool	7
2.2.2 Pistón.....	8
2.2.3 Resorte de regulación.....	8
2.2.4 Resorte de estabilización	9
2.2.5 Resorte intermedio.....	9
2.2.6 Camisa	10
2.2.7 Chaqueta	10
2.3 Construcción de prototipos.....	11
2.3.1 Nylon-Poliamida (Duralón)	11
2.3.2 Aluminio.....	12
2.3.3 Mecanizado de piezas	12
2.4 Evaluación del capítulo.....	14
Capítulo 3	16

Modelo físico-matemático del prototipo de válvula reguladora de presión	16
3.1 NEUMÁTICA	16
3.2 Presión	16
3.3 Caudal.....	17
3.4 Modelo matemático de flujo a través de un orificio [4]	17
3.4.1 Coeficiente de descarga (experimental) <i>C_d</i>	21
3.5 Modelo dinámico.	24
3.5.1 Capacitancia [5]	25
3.5.2 Temperatura Politrópica.....	27
3.5.3 Ecuación de continuidad de los fluidos	27
3.5.4 Fuerzas ejercidas por la presión	28
3.5.5 Diagramas de cuerpo libre	29
3.5.6 Fuerzas de impacto	30
3.6 Variables de estado.....	31
3.7 Evaluación del capítulo.....	32
Capítulo 4	34
Caracterización De La Válvula Reguladora De Presión	34
4.1 Descripción del control mecánico de accionamiento	34
4.1.1 Accionamiento por solenoide	34
4.1.2 Accionamiento por motor	34
4.1.3 Driver controlador del motor pasó a pasó	35
4.1.3.1 Diodo 1N4004	35
4.1.3.2 Driver L298N	35
4.1.3.3 Activador del motor de pasó a pasó	36
4.1.3.4 Software de control para el motor de pasos	38
4.2 Descripción del flujo volumétrico y presión de la válvula proporcional (característica estáticas).....	40
4.2.1 Función Pasos del Motor vs Presión.....	42
4.2.2 Función Caudal <i>versus</i> Presión	45
4.2.3 Coeficiente de descarga <i>C_d</i>	47
Capítulo 5	50
Conclusiones	50
A Anexo Código de simulación dinámico	51
A.1 Programa principal.....	51
A.2 Función <i>fdin_reg</i>	52
A.3 Función <i>fflujo</i>	54
B. Anexo Plano del spool	55

C. Anexo Planos para el pistón.....	56
D. Anexo Planos de la camisa	57
E. Anexo Planos de la Chaqueta.....	58
F. Anexo Plano Tornillo-Guía-Tuerca	59
G. Esquema Ensamblaje de Piezas	60
H. Presupuesto final del prototipo.....	61
Referencias	62

Lista de ilustraciones

Figura 1. Símbolos para posiciones de elementos neumáticos.....	5
Figura 2. Símbolo CETOP válvula reguladora de presión 3/2 vías con escape.....	6
Figura 3. Modelo virtual del Spool (Izquierda). Pieza maquinada (Derecha)	7
Figura 4 Modelo virtual del pistón (Izquierda). Pieza maquinada (Derecha).....	8
Figura 5 Modelo virtual del resorte de regulación (Izquierda). Pieza usada (Derecha).....	9
Figura 6 Derecha modelo virtual del resorte de estabilización; izquierda pieza usada	9
Figura 7 Resorte intermedio.....	10
Figura 8 Izquierda modelo virtual de la camisa; derecha pieza maquinada.....	10
Figura 9 Izquierda modelo virtual de la chaqueta; derecha pieza maquinada.	11
Figura 10 Nylon poliamida	11
Figura 11 Aluminio en barras circulares	12
Figura 12 Torno para metales del taller del Grupo de investigación.....	13
Figura 13 Taladro de árbol del taller del Grupo de investigación.....	13
Figura 14 Esmeril del taller del Grupo de investigación.....	13
Figura 15 Herramientas de corte y de medición usadas en la construcción de la válvula proporcional.....	14
Figura 16 Flujo de un gas perfecto a través de un orificio	18
Figura 17 Comportamiento del flujo a través de un orificio.....	23
Figura 18 Diagrama de flujo másico para la recámara de bajas.....	24
Figura 19 Diagrama de cuerpo libre para el pistón.....	29
Figura 20 Diagrama de cuerpo libre para el spool.....	30
Figura 21 Cambios de movimiento del embolo y spool(superior). Cambios de presión de regulación a la máxima apertura (inferior)	33
Figura 22 Motor pasó a pasó unipolar.....	35
Figura 23 Diodo 1N4004.....	35
Figura 24 Puente H L298N de 15 pines	36
Figura 25 Circuito controlador para motor pasó a pasó.....	36
Figura 26 Conector macho del puerto serial del computador	37
Figura 27 Pines de puerto paralelo cableados al driver controlador.	38
Figura 28 Panel de control para el motor	38
Figura 29 Motor estático	39
Figura 30 Motor en movimiento para la apertura de la válvula.	40
Figura 31 Esquema e imagen de prueba de caracterización Pasos versus Presión	43
Figura 32 Pasos <i>versus</i> Presión en estado estable.....	44
Figura 33 Esquema e imagen de prueba de caracterización función caudal versus presión.	45
Figura 34 Caudal <i>versus</i> Pasos del motor	46
Figura 35 Esquema para la caracterización de componentes neumáticos por el método JIS B8390 (Método de carga y descarga de un tanque)	47
Figura 36 Ajuste de curva experimental y teórica. Superior movimiento de piezas móviles, inferior cambio de presión teórica y experimental.	49

Lista de tablas

Pág.

Tabla 1 Símbolos CETOP para representar una válvula reguladora de presión.....	6
Tabla 2 Elementos para pruebas de características de estado estable.....	42

Palabras Clave

Modelo físico-matemático, válvula proporcional, presión, validación, teórico, experimental, virtual, estabilidad, lazo abierto, caracterización, normas ISO y JIS.

Resumen

En este trabajo se presenta un estudio del diseño, construcción y caracterización de una válvula proporcional reguladora de presión.

El estudio comprende el modelado físico matemático de la válvula reguladora de presión, el diseño virtual de los componentes de la válvula, el análisis de la estabilidad en lazo abierto de manera teórica y experimental.

Para la validación del prototipo final, se confrontaron los resultados obtenidos en el modelo teórico, con los datos obtenidos experimentalmente.

El análisis de la estabilidad del prototipo, se realizó mediante la recolección de datos experimentales que caracterizan el comportamiento de la presión en régimen estable.

Se determinaron parámetros de funcionamiento estático, propios de las válvulas proporcionales reguladoras de presión. Estos parámetros se determinaron a partir de los métodos experimentales sugeridos en las normas Iso 6358 y Jis 8320.

Keywords

Physical-mathematical model, proportional valve, pressure, validation, theoretical, experimental, virtual, stability, open loop, characterization, ISO and JIS standards.

Abstract

This paper studies the design, construction and characterization of a proportional pressure regulator is presented.

The study comprises the mathematical modeling of physical pressure regulating valve, the design of virtual valve components, analysis of open loop stability of theoretical and experimental basis.

To validate the final prototype, the results of the theoretical model with experimentally obtained data were compared.

Analysis prototype stability was performed by collecting experimental data characterizing the behavior of the steady state pressure.

Static parameters, own regulatory operating pressure proportional valves were determined. These parameters are determined from experimental methods suggested in the Iso 6358 and 8320 Jis standards.

Capítulo 1

Introducción

El uso de gases comprimidos como mecanismo de almacenamiento y transmisión de aire comprimido se denomina neumática. En la mayor parte de sus aplicaciones, el aire es el gas comprimido de preferencia, por ser abundante y sin ningún costo de producción. Por esto el uso de aire comprimido es sinónimo de neumática. Al igual que los gases hay líquidos que por su capacidad de fluir y elasticidad, también han sido usados como transmisores de potencia en diversos procesos. Su principal aplicación se encuentra en campos que requieren aplicación de grandes fuerzas, a este tipo de dispositivos se les denomina hidráulicos. Tanto los dispositivos hidráulicos como neumáticos se los puede analizar matemáticamente de manera similar salvo pequeñas variaciones.

El uso de fluidos elásticos no es exclusivo de la era moderna, existen evidencias que demuestran su uso en antiguas civilizaciones, pero por diferentes inconvenientes propios de estas épocas, como escases de recursos o apoyo para la fabricación de dispositivos estas tecnologías no fueron usadas de forma masiva.

En el siglo XIX el uso de fluidos comprimidos se masifico, incluyéndose en diferentes maquinarias y herramientas que ayudaron a impulsar la revolución industrial. Desde entonces, las industrias han estado interesadas en la automatización de sus producciones para poder competir de manera más eficiente. Para esto se invierten grandes capitales en investigación de nuevos dispositivos que abaraten costos de producción y diversifiquen las posibles aplicaciones de esta tecnología.

1.1 Planteamiento del Problema y Motivación

Las maquinas accionadas por la fuerza de la neumática son una buena alternativa de automatización de procesos, en especial los que requieren de mecanismos limpios y de fuerza modulada. Como ventaja frente a los dispositivos hidráulicos es su fácil adquisición, en la mayoría de equipos y componentes, pero los principales elementos de control automáticos reguladores de presión no lo son.

Algunos de estos elementos son las válvulas reguladoras de presión, tienen un costo elevado, debido a que son elementos que son traídos a Colombia desde los países fabricantes.

La mayoría de estos elementos se pueden dividir en dos clases, la primera de ellas son los que se han fabricado con fines educativos por lo tanto no requieren una gran robustez y su uso no es factible en procesos industriales que requieran un gran desgaste por uso; la segunda clase son los fabricados para los procesos industriales, estos son fabricados

con especificaciones de uso robusto, que si bien pueden ser usados en una gran variedad de empresas representan un sobrecosto para las pequeñas industrias, lo que las hace inviables o una inversión demasiado riesgosa a corto plazo.

En este trabajo damos una solución parcial a este inconveniente, construyendo un prototipo industrial de válvula proporcional reguladora de presión, construida con materiales de fácil adquisición, con un diseño de mecanismos de accionamiento de fácil reproducción, abaratando sus costos de producción.

Académicamente aportamos a la investigación de instrumentos neumáticos, enfocando nuestros esfuerzos en un regulador de presión, siendo este el principal componente de automatización en una planta que use instrumentación neumática en sus procesos.

1.2 Estado del Arte

El estudio de componentes neumáticos de regulación tiene gran relevancia hoy en día debido a sus numerosas ventajas y aplicaciones. Sin embargo, no se encuentran estudios detallados de los métodos y parámetros de diseño y construcción de estos elementos, a diferencia de otros componentes tales como reguladores de caudal. Esto se debe principalmente a que este tipo de estudios requiere de técnicas de mecanizado de componentes, que combinan el manejo de herramientas y conocimientos físicos, matemáticos, virtuales y experimentales para su producción, lo que dificulta su investigación.

En general, las investigaciones de componentes neumáticos de regulación se han enfocado en la caracterización de componentes ya fabricados, y al estudio teórico de posibles diseños y configuraciones. Otra parte, está enfocada en el diseño de estrategias de control en los cuales los reguladores de presión son usados como actuadores de una planta.

En los textos de teoría neumática, como afines al estudio de componentes que usen fluidos como medio de accionamiento, se estudian diversos parámetros propios de la neumática, estos estudios y análisis se hacen de forma individual o en circunstancias generales, que solo aportan resultados parciales de la investigación de equipos reguladores de presión como son los casos expuestos en [1], [2], [3] y [15].

La revolución industrial fue la causa que en el siglo XVIII se observarían notorios avances en el área de la neumática, las principales maquinas autónomas que se construyeron basaban su fuerza motriz, en el uso de vapores de agua para propulcionar sus mecanismos. En 1674 el físico francés Denis Papin introdujo la caldera de presión constante la cual por medio de una válvula de escape era capaz de mantener una presión constante al interior del dispositivo, esta fue ampliamente usada en las máquinas de accionamiento por vapor [11]. Desde esa fecha hasta la actualidad, varias investigaciones se han desarrollado respecto a este campo, tendientes siempre a mejorar la precisión del modelo frente al comportamiento dinámico. Tomando como referencia la última década, el modelado de dispositivos neumáticos, en especial válvulas reguladoras de presión, ha

sido un aspecto de gran importancia, puesto que, por tratarse de sistemas de regulación un tanto complejos, su construcción demanda la búsqueda de diseños cada vez mejores. La información recopilada no implicó de manera directa el estudio de reguladores de presión, si hacen referencia a otros componentes neumáticos que ya sea por su configuración, su disposición o su diseño físico matemático, si guiaron las diferentes etapas del proyecto dando pautas y parámetros de diseño para componentes neumáticos. Tal es el caso presentado en [12], el cual estudia teóricamente y prácticamente los sistemas servo posicionadores neumáticos, los que se correlacionan con los estudios aquí mostrados. En [13] y [14] se presentan estudios de válvulas proporcionales reguladoras y hacen referencia al modelo físico matemático de ellas, los cuales no distan mucho de las válvulas reguladoras de presión respecto a sus componentes y pruebas de caracterización. En [11] y en [4] se hace referencia a los componentes y mecánica de funcionamiento de las válvulas reguladoras de presión, sin embargo todo el análisis se hace de manera teórica y no se muestra un estudio en el cual se confronten los resultados teóricos y experimentales. En [17] se presenta quizá el estudio más detallado y acorde a los objetivos de esta investigación, en él a pesar de no diseñar un regulador de presión, si se hace un análisis exhaustivo de una válvula reguladora de presión prefabricada, sin entrar en detalles del porqué de los parámetros de diseño. En [18] se hace mención de las diferentes pruebas y parámetros que se usan para caracterizar componentes neumáticos, las cuales se han tratado de estandarizar a pesar de las diferentes controversias que aún existen en el estudio de componentes neumáticos. Los estudios y aplicaciones en neumática solo han dado sus primeros aportes a la ciencia y tecnología, aún hay muchos campos de aplicación e investigación por realizar.

1.3 Objetivos del Trabajo

El objetivo principal del trabajo de tesis fue: Diseñar, construir y caracterizar un prototipo de válvula proporcional reguladora de presión accionada mediante motor DC. Este es un mecanismo semejante a los de encontrados en el mercado Colombiano, teniendo como finalidad aportar al estudio de los componentes neumáticos y encontrar la manera de disminuir los costos de adquisición de una válvula reguladora de presión.

1.3.1 Objetivos específicos

Los objetivos que permitieron dar solución al objetivo de este trabajo fueron:

- Obtener el modelo matemático de la válvula proporcional reguladora de presión a partir del prototipo.
- Caracterizar los parámetros físicos del modelo mediante pruebas experimentales.
- Validar el modelo matemático de la válvula frente a datos experimentales.

1.4 Impacto

Para países en vía de desarrollo la adquisición e implementación de sistemas de automatización de procesos, enfocados al mejoramiento de las pequeñas y medianas

empresas, con precios que se ajusten a estas, es una tarea vital. Las pequeñas y medianas empresas, son las principales aportantes a la economía de países como Colombia, constituyendo la columna vertebral de su economía. La tendencia a la globalización de los mercados, las obliga a competir con empresas más grandes que han implementado métodos de producción más eficientes, dejándolas en una clara desventaja.

El aprovechamiento de un sistema neumático y automático a bajo costo, está dirigido a empresas pequeñas y medianas, que impliquen tratamientos manufactureros, o involucren la regulación de fuerzas en dispositivos móviles; esta empresas podrán iniciar un proceso de mejoramiento de sus cadenas de producción, permitiéndoles competir en igualdad de condiciones con una inversión favorable a sus capacidades de adquisición.

Con el diseño, construcción y caracterización de la válvula proporcional accionada por motor se contribuye al estudio y desarrollo de los sistemas neumáticos dentro de la universidad del Cauca, al mismo tiempo que se plantea un punto de partida para dar solución a la pequeña empresa, que desee controlar la fuerza, en algún componente móvil por medio del uso de neumática, a un costo razonable a sus capacidades de adquisición.

Capítulo 2

Diseño y construcción de la Válvula Reguladora de Presión.

El diseño de una válvula reguladora de presión se determina a partir del modelo físico matemático de los componentes, los cuales al ser dimensionados de manera teórica nos indican su posible respuesta a un estímulo (cambios de posición en sus componentes); las válvulas reguladoras de presión al igual que los demás componentes neumáticos se encuentran caracterizados por su función y disposición. En este capítulo se introducen los conceptos que estandarizan la válvula y la posterior construcción, que tiene en cuenta estos parámetros y los identificados por medio del modelo físico matemático, el cual se desarrolló de manera paralela a este y se analiza detalladamente en el capítulo 3.

2.1 Concepto de Vías y Posiciones

Se entiende por número de vías el número máximo de conductos que pueden interconectarse a través del distribuidor. El número de posiciones es el número de conexiones diferentes, que pueden obtenerse de manera estable entre las vías del distribuidor.

Las válvulas de vías se designan en los catálogos de los fabricantes, por el número de las vías controladas y de las posiciones de maniobra estables y no proporcionales.

Según las normas para la representación de la CETOP – Comité Europeo de Transmisión Oleohidráulica y Pneumática (Neumática), las válvulas direccionales son siempre representadas simbólicamente por un rectángulo. Este rectángulo es dividido en cuadros.

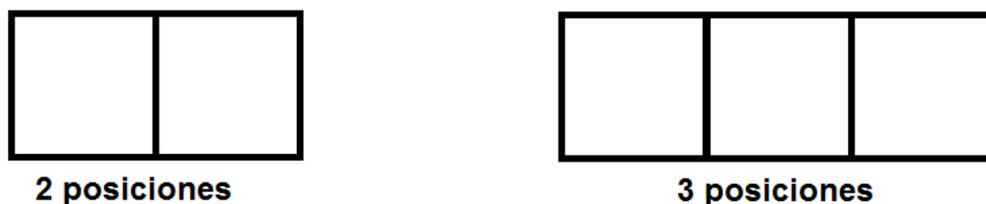


Figura 1. Símbolos para posiciones de elementos neumáticos

El número de cuadros representados en la simbología es igual al número de posiciones de la válvula, representado en una cantidad de movimientos que ejecuta a través de los accionamientos. El funcionamiento de cada posición se representa esquemáticamente en el interior de cada casilla.

El número de vías es el número de conexiones de trabajo que la válvula posee. Son consideradas como vías de conexión de entrada de la presión, conexiones de utilización del aire y los escapes.

A continuación se observa una tabla con la simbología requerida para representar una válvula proporcional reguladora de presión:

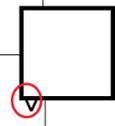
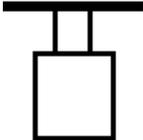
Descripción	Símbolo
Las líneas representan los conductos intermedios de la válvula. Las flechas, el sentido exclusivo o prioritario de circulación del fluido.	
Cuando la presión es regulable la trayectoria de la flecha no es recta, la flecha se describe como una L, en la cual apunta la posición a hacia donde regula presión, también es usada cuando el componente tiene más de 4 posiciones lo que hace su uso poco práctico para los diagramas.	
Los escapes se simbolizan por medio de un pequeño triángulo situado en la posición del escape. (círculo rojo)	
Las mecanismos regulables son acompañados por un una línea diente de sierra entrecruzada por una flecha.	
El accionamiento por motor se representa por un par de rectángulos pegados al borde de los rectángulos que representan las posiciones del componente neumático.	

Tabla 1 Símbolos CETOP para representar una válvula reguladora de presión

En nuestro caso y según los criterios anteriores, nuestro prototipo es una válvula que posee 3 vías y 2 posiciones, ósea es una válvula 3/2 vías con escape como se observa en la Figura 9.

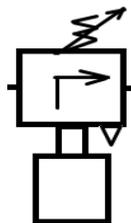


Figura 2. Símbolo CETOP válvula reguladora de presión 3/2 vías con escape

2.2 Diseño de piezas, mecanismos o procesos de funcionamiento

Esta etapa se compone de dos partes fundamentales que se trabajaron de manera paralela, la primera de ellas es el diseño de las piezas y el mecanismo de accionamiento de las mismas, el cual se tratará a continuación, la segunda parte es el modelado físico matemático, el cual determinará más en detalle el comportamiento de la válvula, por la complejidad del mismo se trata esta etapa como un capítulo paralelo a este; ver capítulo 3.

A partir del diseño conceptual se construyeron de manera virtual los componentes, que hacen parte de la válvula, para esto se usó un programa tipo CAD; los programas tipo CAD, permiten hacer cambios en un diseño mecánico, dan la posibilidad de determinar las formas y medidas que tienen los componentes del prototipo, esta es una gran ventaja, que permitió hacer modificaciones del diseño inicial y determinar tamaños de componentes, que se ajustarán al diseño físico matemático, sin haber llegado a la etapa de construcción, este proceso no es infalible, ya que el mundo virtual es ideal. Pero permite hacer modificaciones que ahorraron recursos. Las piezas que se diseñaron y su función al interior de nuestro prototipo fueron las siguientes:

2.2.1 Spool

Su función es sellar la sección que permite el flujo de aire, desde el suministro a la cámara de regulación. Después de diferentes modificaciones se concluyó que la mejor disposición para un correcto funcionamiento es hacer este componente en su totalidad



Figura 3. Modelo virtual del Spool (Izquierda). Pieza maquinada (Derecha)

A este componente se le agregó una tapa semi-elástica, en la cara que hace contacto con el área de sellamiento, con el fin de garantizar la mínima cantidad de escape de aire por sus bordes, en la otra cara se le agrego un pequeño vástago, para encajar un resorte que le agregaría estabilidad en su movimiento de apertura y cierre de paso de aire. Dicha disposición estructural se ve en la Figura 3. Los tamaños y planos de la misma se pueden verificar en el anexo 2.

2.2.2 Pistón

Su trabajo se compone de dos tareas, la primera de ellas es empujar el émbolo para permitir el paso de aire desde la sección de suministro, la segunda tarea es sellar la cámara de regulación o abrirla para que el aire escape y baje la presión en la cámara de regulación.

Su forma física se compone de un vástago y émbolo. El sello de aire lo tiene en sus paredes laterales a las cuales se acoplan orings, en su centro se ubica un pequeño agujero que permite el escape de aire a la atmósfera, cuando se separa el vástago del empaque que se encuentra en el émbolo de suministro, su forma física se ve en las Figura 4 los planos y medidas se encuentran en el anexo 3 al final del documento.

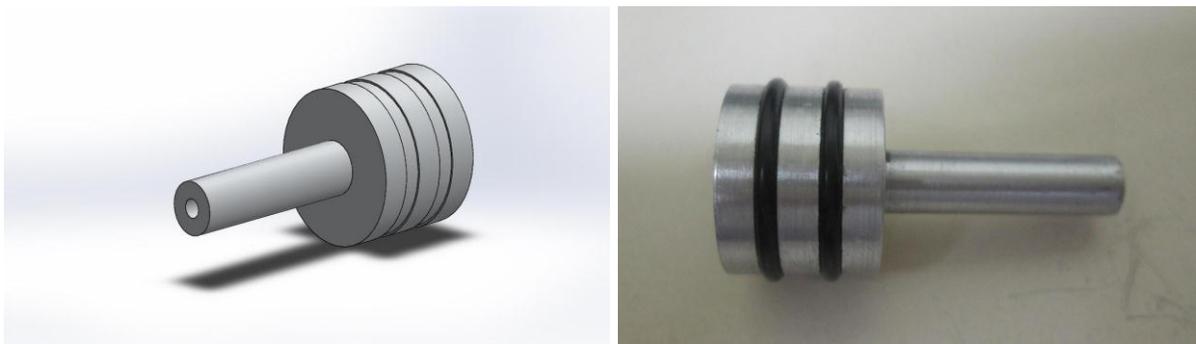


Figura 4 Modelo virtual del pistón (Izquierda). Pieza maquinada (Derecha)

2.2.3 Resorte de regulación.

Este es el responsable de equiparar las fuerzas dentro de la válvula, este debe tener una constante elástica grande para disminuir la histéresis elástica [20]. Su mecanismo de funcionamiento se basa en dos etapas, la primera de ellas es contraerse y empujar el spool, para que este a su vez mueva el émbolo y así permitir el paso de aire a la cámara de regulación, una vez se ha equilibrado la fuerza que le aplica el aire al spool con la del resorte debida a su contracción; se produce un empuje sobre el resorte se produce un movimiento de retorno sellando el paso de aire del suministro a la cámara de regulación, dejando en esta última cámara aire a una presión deseada. La forma y tamaño que se eligió para esta función es un resorte de constante elástica de 1.98×10^5 N/m, de 3 espiras efectivas, diámetro medio de 12.3mm, paso de 4.2mm y un calibre de 3.5mm como el que se ve en la Figura 5.



Figura 5 Modelo virtual del resorte de regulación (Izquierda). Pieza usada (Derecha)

2.2.4 Resorte de estabilización

Este es un resorte de constante elástica $k= 6.42 \times 10^4 \text{N/m}$, de 6 espiras efectivas, como el que vemos en la Figura 6, su función es darle estabilidad al spool en sus carreras de apertura y cierre de paso de aire, además de mantener siempre la válvula cerrada a menos que se le aplique una fuerza de apertura, lo cual clasifica la válvula como normalmente cerrada.

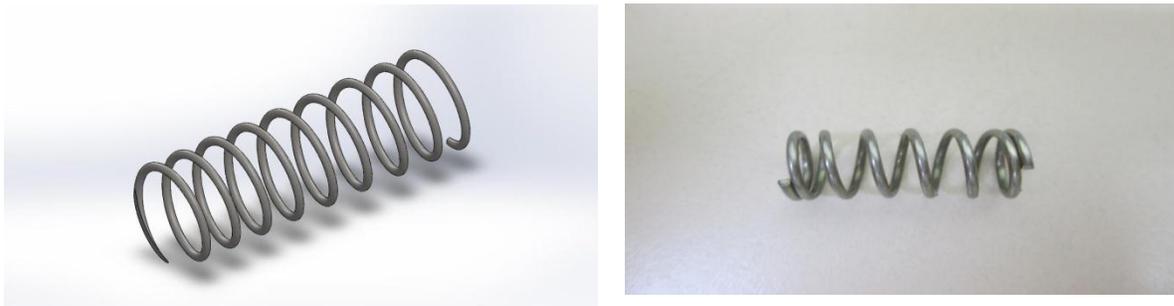


Figura 6 Derecha modelo virtual del resorte de estabilización; izquierda pieza usada

2.2.5 Resorte intermedio

Este resorte tiene como tarea la de evitar presiones remanentes en la recámara de regulación, este elemento fue adicionado al diseño original en la etapa de construcción, ya que en las pruebas experimentales la presión mínima de 1bar a usar en el diseño original, no era capaz de retornar el sistema de pistón y resorte de regulación, dejando aire presurizado no deseado en la recámara de regulación. Cuenta con 4 espiras efectivas un calibre de 1mm y un diámetro medio de 7.925mm y una longitud de 19.1mm, permite retirar completamente el resorte de regulación y el pistón del spool, para que en la recámara de regulación en la posición inicial de la válvula, se encuentre sin aire remanente. Su imagen se muestra en la Figura 7.



Figura 7 Resorte intermedio

2.2.6 Camisa

La camisa tiene como función contener las piezas de sellamiento y escape de aire, es el componente que divide la válvula reguladora de presión en dos cámaras, la de suministro de aire o cámara de alta presión y la cámara de regulación o cámara de baja presión, en compañía de la chaqueta sellan el aire que contengan en su interior separándolo de la atmósfera, conteniéndolo a las presiones de trabajo deseadas, para sellar este aire en sus paredes laterales tiene un par de ranuras que contienen oring's para evitar el escape de aire por sus paredes laterales. El modelo virtual se puede apreciar en la Figura 8, los planos y medidas de la misma se observan en el anexo 4.



Figura 8 Izquierda modelo virtual de la camisa; derecha pieza maquinada.

2.2.7 Chaqueta

La chaqueta tiene como función sellar la pared de la cámara de suministro de aire, es también el cuerpo principal o armazón de la válvula, en ella se conectan las mangueras que transportan el aire, ya sea desde los elementos de suministro de aire o hacia los componentes de uso final, en ella se soportan los accionadores de movimiento de la válvula, en este caso un motor de pasos. Su modelo virtual y mecanizado final se observan en la Figura 9, los planos y medidas de la misma se pueden apreciar en el anexo 5.

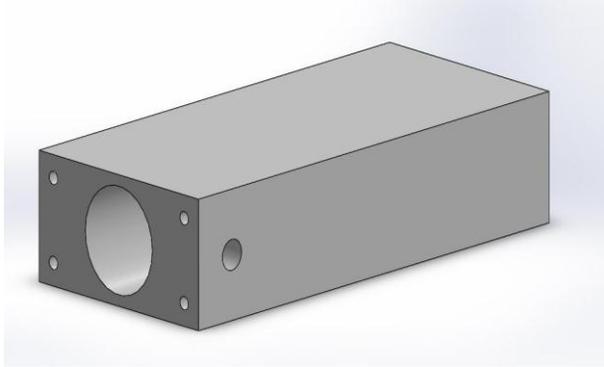


Figura 9 Izquierda modelo virtual de la chaqueta; derecha pieza maquinada.

2.3 Construcción de prototipos

La construcción de un prototipo consiste en el mecanizado de las piezas que conforman la válvula reguladora de presión. Para esto es necesario seleccionar los materiales que fueran favorables para los objetivos, estos son:

2.3.1 Nylon-Poliamida (Duralón)

Con este material se construyó la chaqueta o armazón de soporte de la válvula. El nylon es una resina termoplástica muy utilizada por su versatilidad y aplicaciones como: engranajes, cremalleras, poleas, tornillos bujes, clavijas, bujes, anillos entre muchas otras. Sus principales características son:



Figura 10 Nylon poliamida

- Proporciona buenos acabados
- Temperatura de trabajo de -40°C a 100°C .
- Auto lubricante

- Excelente aislamiento eléctrico
- Buena resistencia química
- Color de identificación: Negro o amarillo
- Buena resistencia al desgaste

2.3.2 Aluminio

El aluminio se usó para la construcción de: la camisa, el embolo y el spool de la válvula reguladora de presión. Se eligió este material por ser fácil de moldear con un torno y presenta una buena resistencia al desgaste. Sus principales características son:

- Alto grado de ductibilidad y una buena resistencia mecánica.
- Mecanizable
- Módulo de Young de 70000 MPa
- Módulo de cizalla 26300 MPa



Figura 11 Aluminio en barras circulares

2.3.3 Mecanizado de piezas

El mecanizado se realizó en el taller del Grupo De Investigación En Sistemas Dinámicos Instrumentación y Control del Departamento de Física de la Universidad del Cauca, en el taller se contó con la siguiente maquinaria:

- Torno (Ver Figura 19)
- Taladro (Ver Figura 20)
- Esmeril (Ver Figura 21)
- Herramientas de corte y medición: Segueta, Buril, Brocas, Machuelos y Terrajas, Calibrador (Ver Figura 22)



Figura 12 Torno para metales del taller del Grupo de investigación



Figura 13 Taladro de árbol del taller del Grupo de investigación



Figura 14 Esmeril del taller del Grupo de investigación



Figura 15 Herramientas de corte y de medición usadas en la construcción de la válvula proporcional

2.4 Evaluación del capítulo

El proceso de mecanización y ensamblaje de la válvula es el más complejo de todo el proyecto, pues en este, no simplemente se fabrican y ensamblan las piezas; en esta etapa es cuando se enfrenta el mayor desafío, pasar de un modelo físico-matemático ideal con valores, tamaños y formas determinados en el diseño virtual a adquirir piezas con formas, medidas y fuerzas con valores iguales o aproximadas a las que idealmente diseñamos.

Este motivo obligo a modificar muchos parámetros del diseño inicial para poder amoldarlo a las condiciones y productos ofrecidos por el mercado. Tal es el caso del resorte intermedio entre otras modificaciones en las piezas y sus medidas.

Capítulo 3

Modelo físico-matemático del prototipo de válvula reguladora de presión

Para llevar a cabo una buena aproximación del comportamiento de cualquier sistema dinámico, es necesario hacer un análisis físico matemático de su comportamiento, este análisis físico matemático es descrito en este capítulo, tiene como objetivo relacionar las diferentes variables que determinan el funcionamiento del prototipo, en este caso se tuvieron en cuenta el concepto de neumática, presiones, caudal, flujo a través de un orificio, modelo dinámico de fuerzas.

Estas ecuaciones y conceptos nos permiten determinar de manera aproximada el estado de nuestro sistema en cualquier instante de tiempo y espacio para una variable de interés, dicha variable es la presión regulada.

3.1 NEUMÁTICA

La palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire y su aprovechamiento como medio transmisor y acumulador de energía; en la actualidad se desarrolla paralela al uso de sensores que proporcionan movimientos controlados, empleando cilindros y motores neumáticos que se acoplan a diversas herramientas, modificando su fuerza y desplazamiento por medio de válvulas de control y posicionadores. Su principal ventaja es la fuerza que puede desarrollar con las bajas presiones con las que trabaja (típico entre 4 y 6 bar) lo que constituye un factor de seguridad contra accidentes. [1]

3.2 Presión

La **presión** se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal. Puesto que la presión se define como la fuerza por unidad de área, tiene como unidad el newton por metro cuadrado (N/m^2), también conocida como **pascal** (Pa). Es decir, $1Pa = 1 \frac{N}{m^2}$

La presión real en una determinada posición se llama **presión absoluta**, y se mide respecto al vacío absoluto (es decir, presión cero absoluta). Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos para medir la presión se calibran a cero en la atmósfera, por lo que indican la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica local; esta diferencia es la **presión manométrica**. Las presiones por debajo de la atmosférica se conocen como **presiones de vacío** y se miden mediante medidores de vacío que indican la diferencia entre las presiones atmosférica y absoluta. Las presiones absoluta, manométrica y de vacío son todas positivas y se relacionan entre sí mediante (2)

$$P_{manométrica} = P_{abs} - P_{atm} \quad (1)$$

$$P_{vacío} = P_{atm} - P_{abs} \quad (2)$$

3.3 Caudal

Se llama caudal o gasto de un fluido, al volumen de fluido que pasa por una sección en la unidad de tiempo. Esta cantidad de fluido podemos expresarla de dos formas, en masa o en volumen. El caudal másico y el caudal volumétrico están relacionados a través de la densidad del fluido, que en el caso de los gases es variable con la presión y la temperatura.

A veces se da el caudal volumétrico referido a la atmosfera normal de referencia (A.N.R) o en "aire libre". En tal caso damos en realidad un caudal másico ya que en condiciones normales la densidad del aire es constante.

En el sistema internacional el caudal másico vendrá expresado en kg/s , y el caudal volumétrico es el m^3/s seguido de la referencia "normal" (A.N.R. o simplemente N). [3]

3.4 Modelo matemático de flujo a través de un orificio [4]

La mecánica de fluidos es la disciplina que trata con la estática y la dinámica de un fluido; teóricamente, el movimiento de una partícula de fluido dado en equilibrio químico y físico puede definirse completamente si se conoce la presión, la temperatura y la velocidad como una función del espacio y el tiempo. A demás se debe determinar el estado de la densidad y la viscosidad para dicho fluido. En general, por lo tanto, se requieren siete variables para describir la dinámica de fluidos: tres componentes de la velocidad para las tres coordenadas espaciales, la presión P , la temperatura T , la ρ la densidad y la viscosidad μ . Con el fin de resolver esas siete variables, se requieren siete ecuaciones que se dan por las siguientes relaciones, leyes o postulados físicos:

- Las leyes del movimiento de Newton que se deben mantener para cada partícula de fluido en cada instante. Esta es la ley de conservación del momento que normalmente se describe matemáticamente por las ecuaciones de Navier-Stokes (3 ecuaciones).
- La relación de continuidad o la ley de la conservación de la masa (1 ecuación).
- La ley de conservación de la energía o la primera y segunda ley de la termodinámica (1 ecuación).
- La ecuación de estado que relaciona la densidad del fluido a la presión y la temperatura dada (1 ecuación).
- La ecuación empírica de la viscosidad como una función de la presión y la temperatura (1 ecuación).

Desafortunadamente, este sistema de ecuaciones es altamente no lineal e incluso numéricamente muy difícil de resolver. A continuación, se hacen una serie de restricciones y suposiciones para simplificar este sistema de ecuaciones:

- El gas obedece la ecuación de estado de un gas ideal, los calores específicos son constantes y el efecto inercial es despreciable.
- El fluido es isoentrópico por lo tanto los efectos de rozamiento y cambios de temperatura son despreciables.
- La viscosidad es constante.
- El flujo es unidimensional.

La dinámica de flujo de gas unidimensional pueden ser descritos por 4 variables: velocidad de flujo w , presión P , temperatura T y densidad ρ . En lugar de la velocidad del flujo de masa w a menudo se utiliza el caudal \dot{m} .

Si consideramos el flujo de gas perfecto como estable cuando pasa a través de un orificio como el que se observa en la Figura 16. La sección transversal 1 se toma como flujo aguas arriba. La sección transversal donde el chorro es emitido se toma como transversal 2.

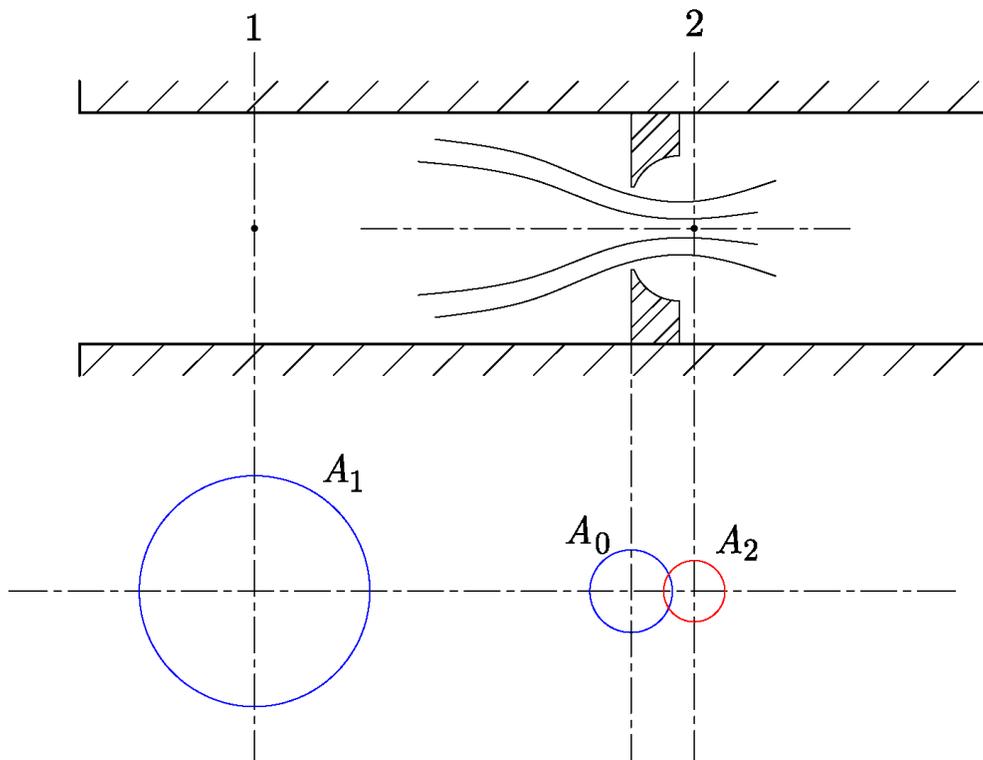


Figura 16 Flujo de un gas perfecto a través de un orificio

El área de la corriente A2 del chorro emitido es menor que el área del orificio A0. La relación entre A2 y A0 es el coeficiente de contracción Cc, el cual se define de la siguiente manera:

$$A_2 = C_c A_0 \quad (3)$$

Respecto a la Figura 16, el estado del gas ideal en la sección A₁ se define mediante la presión, volumen y temperatura denotadas como p₁, v₁, T₁ y de forma correspondiente en la sección A₂ se denotan como p₂, v₂, T₂; las presiones en este caso son presiones absolutas. Las velocidades en la sección A₁ y A₂ se denotan como V₁ y V₂ respectivamente.

Para el cambio de estado isoentrópico se tiene la relación para los estados 1 y 2:

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k = cte \quad (4)$$

Sabiendo que el volumen específico V es el recíproco de la densidad, tal que:

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (5)$$

Despejando la ecuación 4 en términos de la densidad ρ:

$$p_1 = p_2 \rho_2^{-k} \rho_1^k \quad (6)$$

De la ecuación de Euler:

$$v dv + \frac{dp}{\rho} + g dz = 0 \quad (7)$$

Donde v se usa para denotar la velocidad, tomando en cuenta que el cambio en la elevación es muy pequeño, podemos despreciar este término de la ecuación de Euler, por lo tanto:

$$v dv + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (8)$$

Ahora tomando el diferencial de la presión p₁ de la ecuación 6 y recordando que p₂ρ₂^{-k} = cte

$$dp_1 = p_2 \rho_2^{-k} k d\rho_1^{k-1} \quad (9)$$

Al sustituir (9) en (8), tenemos que:

$$v_1 dv_1 + p_2 \rho_2^{-k} k \rho_1^{k-2} d\rho_1 = 0 \quad (10)$$

Al integrar la ecuación (10):

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{k p_2 \rho_2^{-k}}{k-1} \rho_1^{k-1} = cte \quad (11)$$

La relación de continuidad de la masa en mecánica de fluidos está dada en términos de la velocidad de suministro por:

$$v_1 = v_2 \frac{\rho_2 A_2}{\rho_1 A_1} \quad (12)$$

De la ecuación (4) podemos deducir que:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k} \quad (13)$$

Reemplazando (13) en (12):

$$v_1 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k} \left(\frac{A_2}{A_1}\right) v_2 \quad (14)$$

Reemplazando (14) en (11):

$$\frac{v_2^2}{2} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{k}{k-1}\right) \frac{p_1}{\rho_1} = cte \quad (15)$$

Por la ecuación de continuidad se cumple que:

$$\frac{v_2^2}{2} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{k}{k-1}\right) \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{v_2^2}{2} + \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{p_2}{\rho_2}\right) \quad (16)$$

Simplificando:

$$v_2^2 = \frac{\left(\frac{2k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{p_1}{\rho_1}\right) - \left(\frac{p_2}{\rho_2}\right)\right]}{\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]} \quad (17)$$

Ahora si tenemos en cuenta que:

$$A_2 \ll A_1$$

Y

$$\frac{p_2}{p_1} < 1$$

Entonces el término $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2$ es despreciable en la ecuación (17), por lo tanto v_2 es:

$$v_2 = \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1}\right) \left(\frac{p_1}{\rho_1}\right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{\rho_2}\right) \left(\frac{\rho_1}{p_1}\right)\right]} \quad (18)$$

Recordando la ecuación (13) reemplazando y reordenando en (18):

$$v_2 = \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1}\right)\left(\frac{p_1}{\rho_1}\right)\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (19)$$

A partir de la ecuación (19) podemos determinar la velocidad teórica del fluido a la salida de una cavidad o agujero a partir de las condiciones de entrada del gas para una determinada presión de salida.

Ahora relacionamos la velocidad real de salida v_{2r} y la velocidad teórica de salida v_2 , esta relación se denomina coeficiente de velocidad C_v :

$$v_{2r} = C_v v_2 \quad (20)$$

Si reemplazo (19) en (20) obtenemos:

$$v_{2r} = C_v \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1}\right)\left(\frac{p_1}{\rho_1}\right)\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (21)$$

El coeficiente de contracción C_c es la relación entre el área de la sección 2 A_2 y el área contraída o relativa A_r . Su valor numérico para un fluido determinado varía con el diámetro del orificio y la carga:

$$A_2 = C_c A_r \quad (22)$$

El flujo de masa real está dado por:

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 v_{2r} \quad (23)$$

O bien:

$$\dot{m} = \rho_2 C_c A_r C_v \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1}\right)\left(\frac{p_1}{\rho_1}\right)\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (24)$$

3.4.1 Coeficiente de descarga (experimental) C_d

El coeficiente de descarga es un parámetro inherente de cada válvula, este relaciona el coeficiente de velocidad y el coeficiente de contracción, de tal manera que:

$$C_d = C_c C_v \quad (25)$$

Si reescribimos la ecuación del flujo de masa real en términos del coeficiente de descarga tendremos que:

$$\dot{m} = C_d A_r \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1}\right) p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{\rho_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (26)$$

Considerando que el aire puede ser tratado como un gas ideal, tenemos que:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (27)$$

Reescribiendo (26) en términos de (27):

$$\dot{m} = C_d A_r \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k-1)}\right) \left[\left(\frac{p_2}{\rho_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (28)$$

Si tomamos los diferenciales e igualamos a cero encontraremos el flujo máximo que se produce en nuestro sistema:

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial p_2} = 0 \quad (29)$$

Y aplicándolo a (28):

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial p_a} = \frac{\partial}{\partial p_2} \left[C_d A_r \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k-1)}\right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]} \right] \quad (30)$$

Para reducir términos hacemos $C = C_d A_r \frac{p_s}{\sqrt{T_s}}$, tal que (30) se reduce a:

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial p_a} = C \frac{\partial}{\partial p_2} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k-1)}\right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]} \quad (31)$$

Al integrar (31):

$$\frac{\partial m}{\partial p_2} = \frac{C}{2} \left\{ \left[\frac{2k}{R(k-1)} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k+1)}{k}} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \cdot \left[\frac{2}{k} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}-1} - \left(\frac{k+1}{k}\right) \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}-1} \right] \quad (32)$$

Ahora si consideramos que:

$$\frac{2}{k} \left(\frac{p_{2c}}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}-1} - \left(\frac{k+1}{k}\right) \left(\frac{p_{2c}}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = 0 \quad (33)$$

Al reducir (33):

$$p_{2c} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_1 \quad (34)$$

Al reemplazar (34) en (33) encontramos el flujo máximo a través de un orificio:

$$\dot{m}_{rmax} = C_d A_r \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k+1)}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (35)$$

La ecuación (35) determina el flujo de descarga máximo, a este flujo máximo también se le denomina flujo sónico. Una vez el flujo decae la ecuación que determina el comportamiento de este es la ecuación (28), este decaimiento se denomina flujo subsónico, por lo tanto el comportamiento del flujo está representado por una función a tramos.

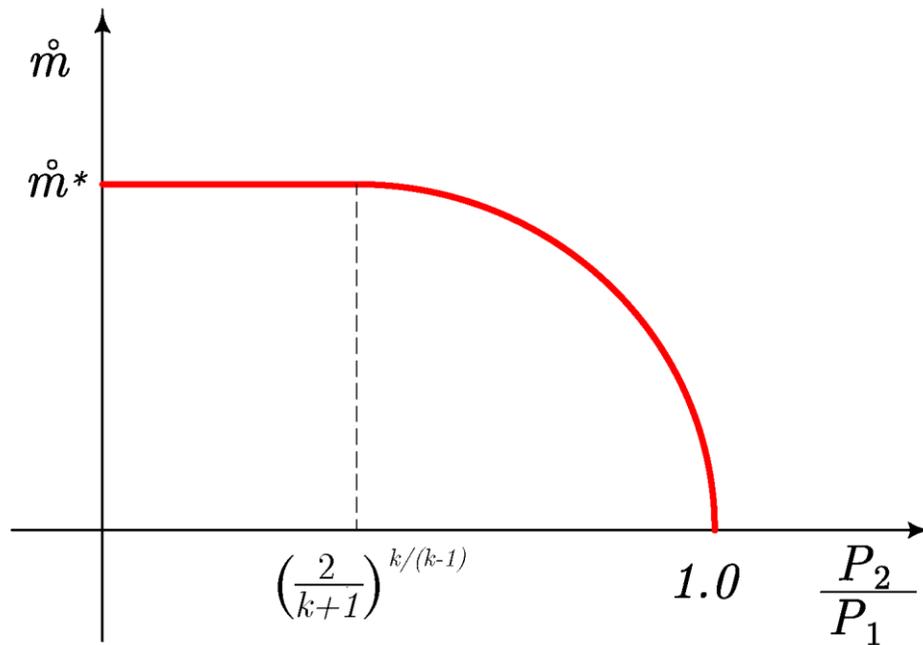


Figura 17 Comportamiento del flujo a través de un orificio

$$\dot{m}_r = \left\{ \begin{array}{l} C_d A_r \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k+1)}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}, \text{ si } \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ sónico} \\ C_d A_r \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k-1)}\right) \left[\left(\frac{p_2}{\rho_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{\rho_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \text{ si } 1.0 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ subsónico} \end{array} \right\} \quad (36)$$

El término $\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ en la ecuación (36) se denomina relación de presiones críticas, donde el índice adiabático k para el aire tiene un valor de 1.4

El coeficiente de descarga C_d para gases se encuentra normalmente entre 0.8~0.95

La constante R del aire tiene un valor de 287 N-m/Kg-K.

T_1 es igual a 20+273.15 Kelvin aproximadamente en la ciudad de Popayán.

3.5 Modelo dinámico.

Las fuerzas que se desarrollan en el interior de los componentes de la válvula se determinan a partir de la mecánica de Newton; ya que la variación de las fuerzas varia en la recamara de regulación, llamada también de presión baja. Modelamos esta recamara como el volumen de control ver Figura 18, en la cual se usa la ecuación de continuidad de flujo másico y la capacitancia dentro del volumen de control.

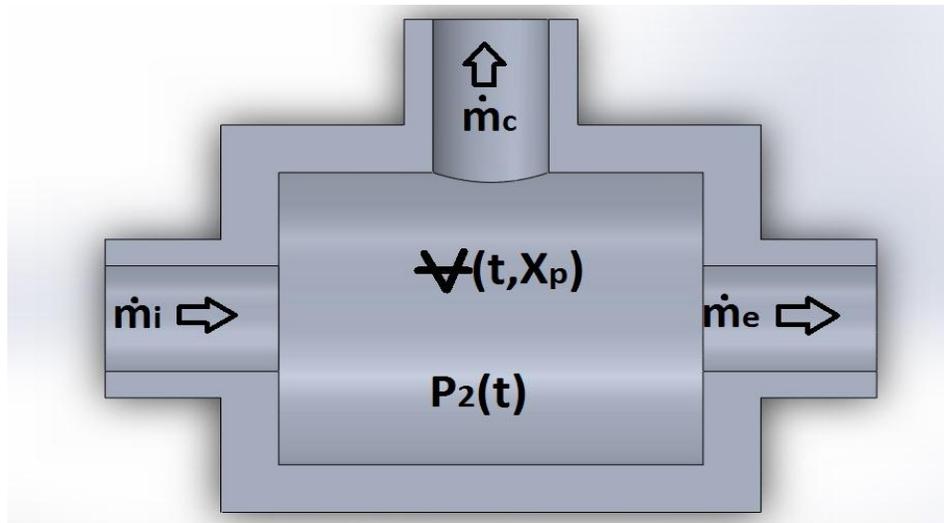


Figura 18 Diagrama de flujo másico para la recamara de bajas

Donde \dot{m}_i es el flujo de aire de suministro

\dot{m}_e es el flujo de aire de escape

\dot{m}_c es el flujo de aire de consumo que en nuestro caso se considera nulo

V es el volumen de la cámara el cual es variable en el tiempo y depende de X_p

X_p es el cambio de la posición del pistón

p_2 es la presión de regulación o de baja

Los flujos de masa se comportan como:

$$\dot{m}_i = \dot{m}(C_{d_s}, A_i(x_1), p_1, T_1, p_2, k, R) \quad (37)$$

Donde Cd_s es el coeficiente de descarga del spool

A_i es el área del spool que depende de su movimiento x_1

p_1 es la presión de suministro

T_1 es la presión a la que se encuentra el aire de suministro

p_2 es la presión de bajas o regulación

k es la constante adiabática del aire

R es la constante del aire

De igual manera para el embolo tenemos que el flujo esta dado como:

$$\dot{m}_e = \dot{m}(Cd_p, A_e(x_p), p_2, T, p_o, k, R) \quad (38)$$

Donde Cd_p es el coeficiente de descarga para el piston

A_e es el área del pistón que es variable dependiente de su movimiento x_p

p_2 es la presión de bajas o regulación

T es la temperatura del aire atmosférico

p_o es la presión atmosférica

k es la constante adiabática del aire

R es la constante del aire

El área del anular del orificio generado por el movimiento del spool esta dado como:

$$A_i(x_s) = \pi D_s x_s \quad (39)$$

El área del anular del orificio generado por el movimiento del pistón esta dado como:

$$A_p(x_p) = \pi D_p x_p \quad (40)$$

3.5.1 Capacitancia [5]

La capacitancia en un recipiente de presión neumática se define como el cambio de la masa de aire (kg) en el recipiente, requerido para hacer un cambio unitario en la presión (N/m^2).

$$C = \frac{\text{cambio en la masa de aire}(kg.m2)}{\text{cambio unitario de presión}(N)}$$

Puede expresarse como:

$$C = \frac{dm}{dp} = V \frac{d\rho}{dp} \quad (41)$$

Donde m es la masa de aire

p es la presión absoluta del aire (N/m^2)

V es el volumen del recipiente (m^3)

ρ es la densidad del aire (kg/m^3)

Tal capacitancia se puede calcular a partir de la ecuación de gas ideal, que es conveniente, ya que el aire tiene un comportamiento cercano al ideal bajo las condiciones de trabajo. Para el aire se tiene:

$$pv = \frac{p}{\rho} = \frac{\bar{R}}{M} T = R_{aire} T \quad (42)$$

Donde p es la presión absoluta del aire (N/m^2)

v volumen específico del aire (m^3/kg)

ρ es la densidad del aire (kg/m^3)

\bar{R} es la constante de gas universal ($kg \cdot m / kg \cdot mol \cdot K$)

R_{aire} constante de gas para el aire ($N \cdot m / kg \cdot K$)

M peso molecular del aire por mol ($kg / kgmol$)

T es la temperatura absoluta del aire en kelvin K

Los cambios de estado se consideran como isotérmicos y adiabáticos por lo tanto el proceso de expansión se considera politrópico y tal como se describe en la ecuación 4 este se describe como:

$$\frac{p}{\rho^k} = cte$$

Donde k es el exponente politrópico del aire

Puesto que $\frac{d\rho}{dp}$ puede obtenerse como $\frac{d\rho}{dp} = \frac{\rho}{np}$ al sustituir la ecuación de gas perfecto en la ecuación anterior tenemos que:

$$\frac{d\rho}{dp} = \frac{1}{nR_{aire}T} \quad (43)$$

Al combinar (41) con (43) obtenemos la ecuación general de la capacitancia:

$$C = \frac{V}{nR_{aire}T} \left[\frac{Kg \cdot m^2}{N} \right] \quad (44)$$

La capacitancia de un recipiente no es constante sino que depende del proceso de expansión involucrado, la naturaleza del gas y la temperatura del gas en el recipiente. Para recipientes metálicos no aislados el exponente politrópico k es 1.

Además de esta consideración en este trabajo el volumen de control no es fijo, pues es un volumen móvil que varía dependiendo del movimiento del spool, alargando o acortando la longitud L_o de dicho volumen, de manera matemática la capacitancia está dada como:

$$C(x_p) = \frac{\pi D_c (L_o - x_p)}{nR_{aire}T} \quad (45)$$

3.5.2 Temperatura Politrópica

Los cambios en la temperatura para un proceso politrópico están dados por la ecuación:

$$T = T_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (46)$$

Donde T es el cambio de la temperatura

T_0 es la temperatura atmosférica

p_2 es la presión en la cámara de bajas

p_0 es la presión atmosférica

k es la constante politrópico que para el aire tiene un valor cercano a uno.

3.5.3 Ecuación de continuidad de los fluidos

De la ecuación de continuidad para un fluido podemos relacionar el cambio de la presión en la cámara de bajas respecto con el cambio de la cantidad de gas debido a los flujos de alimentación, regulación y consumo, tal que:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_e - \dot{m}_c}{C(x_p)}$$

Debido a que el consumo es nulo en estado estable $\dot{m}_c = 0$, la ecuación de continuidad se reduce a:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_e}{C(x_p)} \quad (47)$$

3.5.4 Fuerzas ejercidas por la presión

Las fuerzas ejercidas por la variación de la presión en la cámara de regulación en el pistón está dada por:

$$F_p = p_2 A_p \quad (48)$$

Donde F_p es la fuerza en el pistón

p_2 es la presión de regulación

A_p es el área efectiva del pistón sobre la que se ejerce la fuerza

El área del pistón esta dado por:

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_v^2) \quad (49)$$

Donde A_p es el área efectiva del pistón

D_p^2 es el diámetro de la cara del pistón

D_v^2 es el diámetro de la biela o vástago

De manera similar las fuerzas ejercidas por la variación de la presión en la cámara de regulación en el spool está dada por:

$$F_s = p_2 A_s \quad (48)$$

Donde F_s es la fuerza en el spool

p_2 es la presión de regulación

A_s es el área efectiva del spool sobre la que se ejerce la fuerza

El área del spool esta dado por:

$$A_s = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_v^2) \quad (49)$$

Donde A_p es el área efectiva del spool

D_s^2 es el diámetro de la cara del spool

D_v^2 es el diámetro de la biela o vástago que entra en contacto con él.

3.5.5 Diagramas de cuerpo libre

Tomando los diagramas de cuerpo libre para el pistón ver Figura 5:

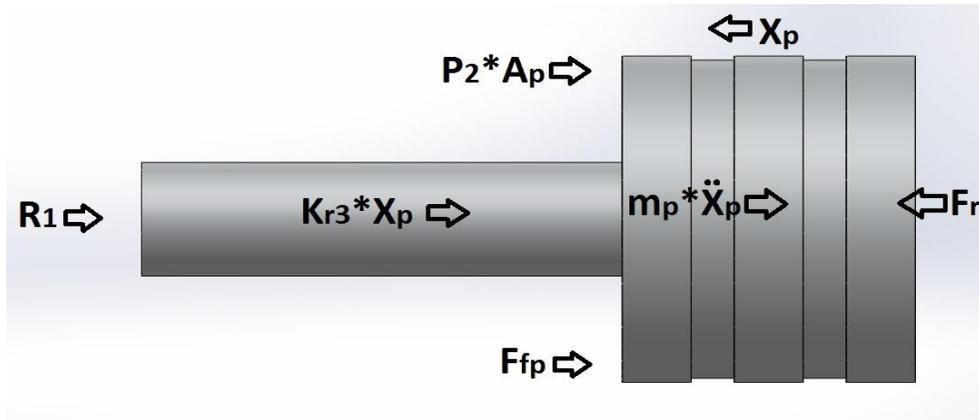


Figura 19 Diagrama de cuerpo libre para el pistón.

Por sumatoria de fuerzas:

$$m_p \ddot{x}_p + p_2 A_p + R_1 + K_{r3} X_p - F_r = 0 \quad (50)$$

Donde m_p masa pistón

\ddot{x}_p es la inercia propia del pistón.

F_{fp} es la fuerza de fricción del pistón.

p_2 es la presión de regulación en la cámara.

A_p es el área del pistón.

R_1 es la fuerza de restitución o de impacto.

K_{r3} es la constante del resorte intermedio

X_p es el movimiento del pistón

F_r fuerza del resorte de regulación.

Tomando el diagrama de cuerpo libre para el spool ver Figura 20:

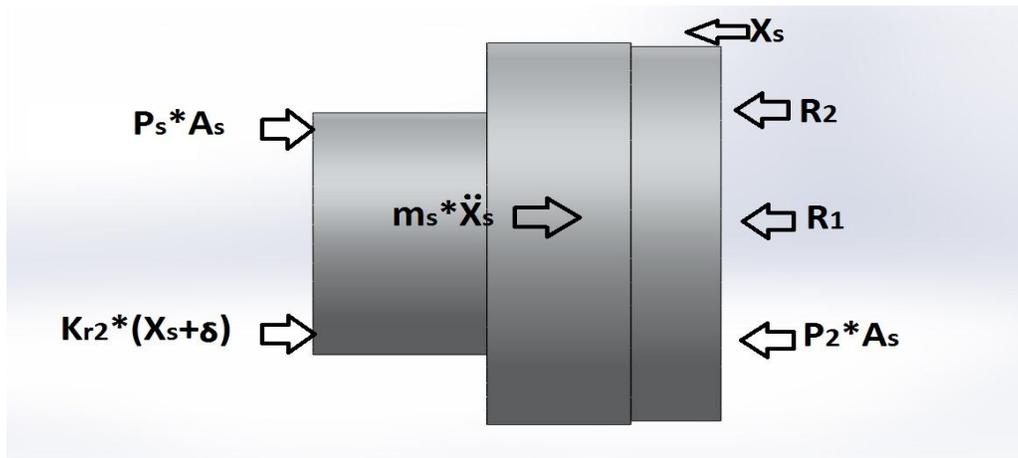


Figura 20 Diagrama de cuerpo libre para el spool.

Tomando la sumatoria de fuerzas para el spool:

$$m_s \ddot{x}_s + A_s(p_s + p_2) + k_{r2}(x_s + \delta) - R_1 - R_2 = 0 \quad (51)$$

Donde m_s masa de spool

\ddot{x}_s es la aceleración del spool

A_s es el área del spool

p_s es la presión del spool

p_2 es la presión de regulación en la cámara

k_{r2} es la constante elástica del resorte de regulación

x_s es el movimiento del spool

δ es la contracción previa del resorte antes de la puesta en marcha del mecanismo

R_1 es la fuerza de impacto debida al contacto con el pistón

R_2 es la fuerza de impacto debida al contacto con los topes de la camisa

3.5.6 Fuerzas de impacto

La fuerza de impacto es la fuerza que aparece cuando dos o más cuerpos colisionan, en este sistemas se desarrollan dos fuerzas de impacto, la primera de ellas es la desarrollada a partir del contacto entre la superficie del pistón y la superficie del vástago del spool, la segunda se desarrolla entre la superficie del spool y los topes del camisa. Estas fuerzas de impacto las denominamos R_1 y R_2 y las determinamos como:

Fuerza de impacto R_1 :

$$R_1 = k_e(x_p - x_s) + B_e(\dot{x}_p - \dot{x}_s) \text{ si } x_p > 1 \quad (52)$$

Donde R_1 es la fuerza de impacto debida al contacto entre el vástago del pistón y el spool

k_e es la constante del resorte de control

x_p es el movimiento del pistón

x_s es el movimiento del spool

B_e es el coeficiente de amortiguación

\dot{x}_p es la velocidad del pistón

\dot{x}_s es la velocidad del spool

La fuerza de impacto R_2

$$R_2 = k_e x_s + B \dot{x}_s \text{ si } x_s < 0 \quad (53)$$

Donde R_2 es la fuerza de impacto debida al contacto entre el spool y los topes de la camisa

k_e es la constante de amortiguación del aluminio

x_s es el movimiento del spool

B es un coeficiente proporcional de amortiguación

\dot{x}_s es la velocidad de movimiento del spool

3.6 Variables de estado

Las variables de estado del sistema se obtienen reduciendo las formulas (45) (50) y (51) a sus variables de estado, obteniendo así un sistema de ecuaciones que nos permitirán simular el comportamiento del sistema.

Sean:

$$x_1 = x_p \quad (54)$$

$$x_2 = x_s \quad (55)$$

$$x_3 = \dot{x}_1 = \dot{x}_p \quad (56)$$

$$x_4 = \dot{x}_2 = \dot{x}_s \quad (57)$$

$$x_5 = p_2 \quad (58)$$

Dónde:

x_p es el cambio de posición del pistón.

x_s es el cambio de posición en el spool

\dot{x}_p es la velocidad del pistón

\dot{x}_s es la velocidad del spool

p_2 es la presión de bajas

Remplazando (56) en (50):

$$\dot{x}_3 = \ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} (F_r - R_1 - k_{r3}x_1 + x_5A_p - B_p x_3) \quad (59)$$

Remplazando (57) en (51):

$$\dot{x}_4 = \frac{1}{m_s} (R_1 - K_{r2}(x_s + \delta) - A_s(p_s - p_2) + R_2) \quad (60)$$

Remplazando (58) en (45):

$$\dot{x}_5 = \frac{1}{C(x_1)} (\dot{m}_e - \dot{m}_e) \quad (61)$$

A partir de las ecuaciones 58, 59, 60, 61 se determina el comportamiento del sistema de manera teórica. Para observar este comportamiento se hará uso de Matlab la cual es una herramienta de cómputo matricial.

3.7 Evaluación del capítulo

A continuación observamos la respuesta grafica del movimiento del spool y el embolo y la variación de la presión en la cámara de regulación debida a este movimiento; los códigos que generaron la Figura 21 son dejados como objeto de análisis en el Anexo 1 que se encuentra al final de este documento:

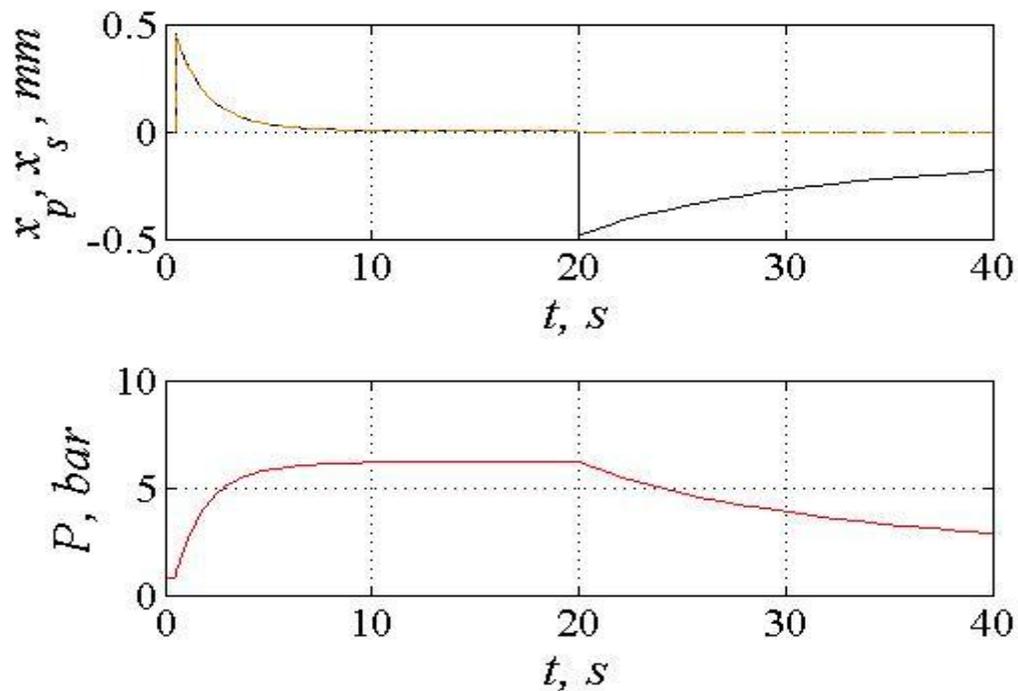


Figura 21 Cambios de movimiento del embolo y spool(superior). Cambios de presión de regulación a la máxima apertura (inferior)

A partir de las simulaciones, determinamos teóricamente que la disposición de los componentes, tamaños y fuerzas generadas, en el diseño previo a la construcción, tenían un comportamiento según lo planteado como objetivo de este trabajo. Esto se refleja en un buen comportamiento en las gráficas, de movimiento de las piezas móviles que generan estabilización de la presión en la recámara de regulación.

En la Figura 21 se tiene un alcance de presión de 6.204 bares para 100 pasos de apertura. Estos datos obtenidos si bien no son necesariamente iguales a los obtenidos en la práctica si tienen un comportamiento similar, los desfases que se obtuvieron se deben a que se usaron datos ideales para el coeficiente de descarga C_d , este coeficiente es propio de cada válvula y por lo tanto se debe determinar de manera experimental, estos datos experimentales se encuentran en el capítulo 4 del documento.

Otra razón se debe a que los resortes que se usaron para estas simulaciones tienen un comportamiento ideal y no generan ninguna clase de histéresis, la cual en el proceso de construcción de la válvula se convirtió en el principal desafío a vencer.

Capítulo 4

Caracterización De La Válvula Reguladora De Presión

La caracterización de la válvula reguladora de presión se divide en tres partes, la primera de ella describe el método de accionamiento y control de la presión a través de la válvula, la segunda es la caracterización de los parámetros técnicos inherentes de la válvula y finalmente están los parámetros de dimensionamiento que determinan las posibles aplicaciones en que se podrá usar, estos se hacen a partir de las pruebas en estado estable de la válvula.

4.1 Descripción del control mecánico de accionamiento

Las válvulas proporcionales reguladoras de presión son automatizadas al acoplar su resorte de regulación a un elemento de accionamiento de tipo eléctrico, este accionamiento puede ser hecho por medio de un solenoide o de un motor, para desplazar una pieza mecánica que comprima o descomprima el resorte de regulación a una posición de manera controlada.

4.1.1 Accionamiento por solenoide

Si bien este es el accionamiento preferido para las válvulas reguladoras de presión debido a que reducen su tamaño y por lo tanto las hace más prácticas, a cambio de esto incrementa su costo ya que su fabricación demanda el uso de materiales que soporten mayores temperaturas de calor y el diseño de componentes capaces de controlar el movimiento de un electroimán de accionamiento. Esta opción se descartó pues en el mercado Colombiano se venden electroimanes mas no se tienen una referencia clara de la fuerza de empuje generado, además de necesita diseñar un mecanismo de control; el diseño de un prototipo no se consideró viable; el mecanismo en si representa un desafío más allá del propósito de esté trabajo.

4.1.2 Accionamiento por motor

Las válvulas digitales reguladoras de presión también son accionadas por motor, la principal ventaja que tiene este tipo de accionamiento es su costo, el cual tiene como contra su tamaño; se usan servo motores que ocupan un menor espacio que otros motores a costa de la precisión menor que tienen, también se usan motores de paso y en algunas ocasiones motores dc acoplados a tornillos sin fin y árboles de piñones para reducir su velocidad de giro y aumentar su torque.

La clase de motor usado, es un motor de pasos el cual se seleccionó pensando en el alto torque y la fácil precisión que este brinda con el uso de una lógica de control hardware y software simple. El motor seleccionado es un motor de paso a paso Nema 23 unipolar de

6 cables, con una resolución de 200 pasos por giro y precisión de 1.8°, con torque máximo de 9kg-cm, corriente nominal de 2 amperios por fase y voltaje nominal de 3 voltios; como el de la Figura 23. [7]



Figura 22 Motor pasó a pasó unipolar

4.1.3 Driver controlador del motor pasó a pasó

El control del movimiento del motor esta hecho por medio de una tarjeta electrónica la cual fue diseñada y construida en el laboratorio de investigación del grupo SIDICO, esta tarjeta está compuesta por los siguientes elementos:

4.1.3.1 Diodo 1N4004

Este diodo se conecta para evitar las corrientes de fuga generadas por el motor, su función básica es la de un circuito de protección para los demás componentes eléctricos del circuito, este diodo es capaz de soportar una corriente máxima de 1A a una temperatura máxima de 75°C. [8]

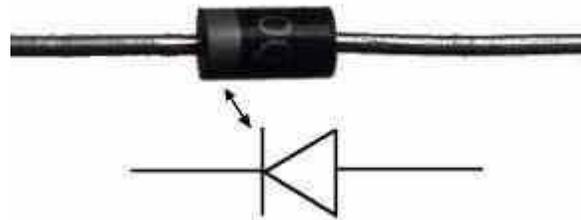


Figura 23 Diodo 1N4004

4.1.3.2 Driver L298N

Es un driver controlador de motores también llamado puente H, se puede usar en motores de paso, dc, servomotores entre otras aplicaciones, su corriente máxima es de 2A por

salida pero si se puentea puede llegar hasta 4A, soporta una fuente de alimentación máxima de 46V de alimentación y una fuente de 7V máxima para su parte lógica, la velocidad de conmutación máxima de 40KHz y puede ser usado como inversor de polarización, cuenta con disipador de calor. Su única falencia es que no trae un circuito de diodos protector de corriente inversa interno, por tanto hay que construirlo externamente si se usa con motores sometidos a grandes esfuerzos, dicho circuito se encuentra descrito por el fabricante del driver en su datasheet [9] y de acuerdo a esta se fabricó tal como se muestra en la Figura 25.



Figura 24 Puente H L298N de 15 pines

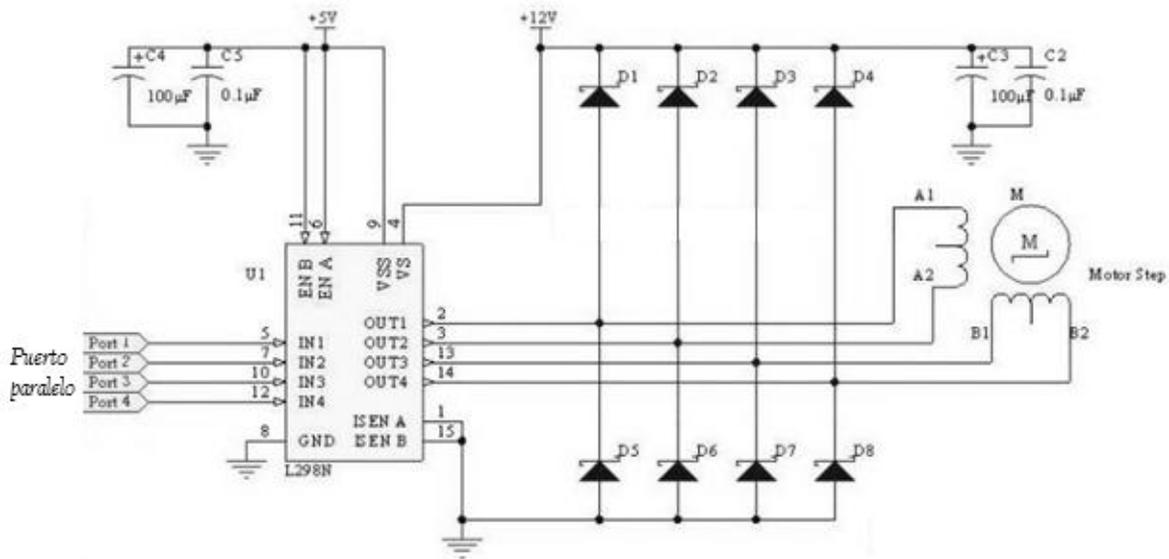


Figura 25 Circuito controlador para motor pasó a pasó

4.1.3.3 Activador del motor de pasó a pasó

Para este proyecto se cuenta con una tarjeta arduino uno que puede proporcionar los pulsos de salida con un voltaje suficiente para activar los puertos del driver controlador,

decidimos usar el puerto paralelo del computador para esta labor. La tarjeta arduino se usó exclusivamente para la adquisición de datos, garantizando una mayor precisión del registro de la presión y tiempo.

El puerto paralelo está formado por 17 líneas de señales y 8 líneas de tierra. Las líneas de señales están formadas por tres grupos [10]:

- 4 Líneas de control
- 5 Líneas de estado
- 8 Líneas de datos

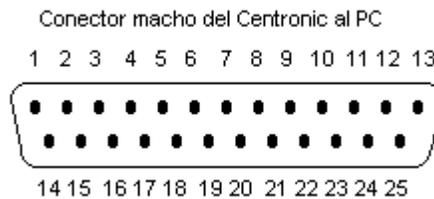


Figura 26 Conector macho del puerto serial del computador

En el diseño original las **líneas de control** son usadas para la interface, control e intercambio de mensajes desde el PC a la impresora.

Las **líneas de estado** son usadas para intercambio de mensajes, indicadores de estado desde la impresora al PC (falta papel, impresora ocupada, error en la impresora).

Las **líneas de datos** suministran los datos de impresión del PC hacia la impresora y solamente en esa dirección. Las nuevas implementaciones del puerto permiten una comunicación bidireccional mediante estas líneas.

Cada una de estas líneas (control, estado, datos) puede ser referenciada de modo independiente mediante un registro. Aprovechando esta condición usamos cuatro líneas de datos que se encuentran en los pines 2, 3, 4 y 5 del puerto paralelo y sus entradas a tierra pines 18 y 25 que se deben conectar en un nodo común con los otros componentes eléctricos del sistema; los estados alto 1 y bajo 0 de este puerto los controlamos mediante el software labview 2011, el cual cuenta con una librería de control de señales para este.

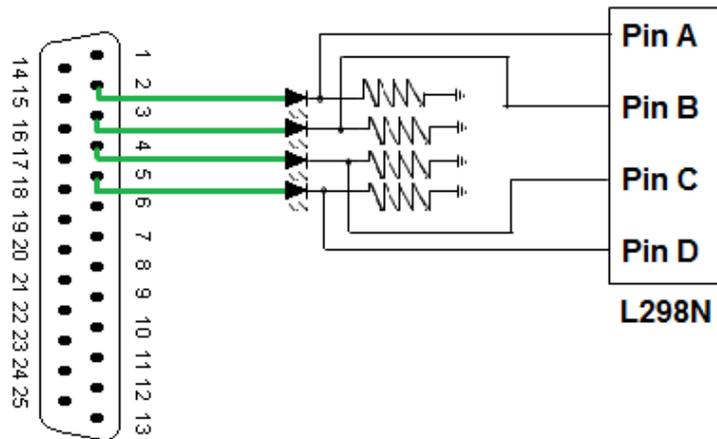


Figura 27 Pines de puerto paralelo cableados al driver controlador.

Como circuito protector e indicador de activación del puerto se usaron 4 resistencias de 330 h en pul down acompañadas de 4 bombillos led, como se observa en la Figura 27.

4.1.3.4 Software de control para el motor de pasos

El software de control del motor se desarrolló en la plataforma Labview 2011, el cual por medio de las librerías de control para el puerto paralelo, envía pulsos a una velocidad determinada por el operario del software, que energizan el driver L298N como se observa en la Figura 27. A continuación se observan el panel frontal que gobierna el movimiento del motor y la lógica usada para dicho fin. El panel frontal para la manipulación del motor se conforma por los indicadores y controles que vemos a continuación, Figura 28.

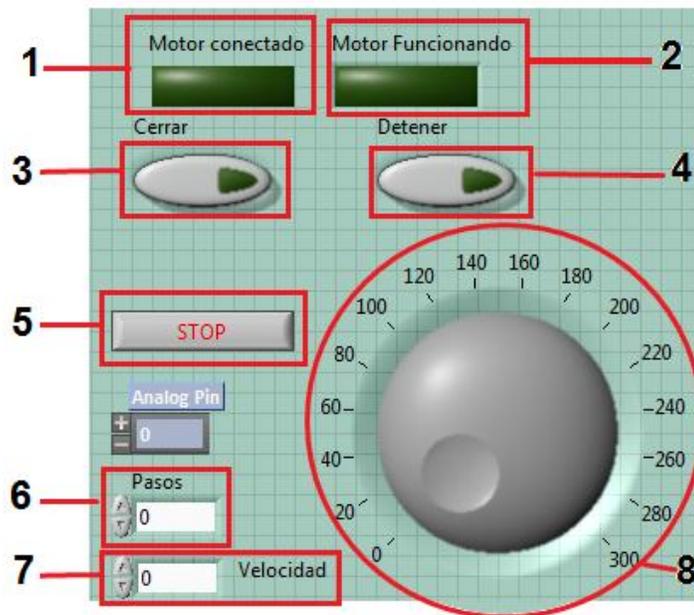


Figura 28 Panel de control para el motor

Las funciones que cumple cada uno son las siguientes:

1. Led indicador usado para alertar que el motor esta recibiendo señales desde el pc.
2. Led indicador para alertar que el motor esta en movimiento
3. Botón para determinar si el motor está haciendo un giro de apertura o cierre de la válvula. Encendido en cierre y apagado para apertura.
4. El botón detener detiene la marcha del motor en cualquier momento para corregir cualquier error, al desactivarlo el motor recibe de nuevo las señales enviadas desde el computador.
5. El botón de stop detiene todo el sistema y para reiniciarlo se debe correr el programa de nuevo.
6. El control de pasos indica cuantos pasos debe rotar el motor.
7. El control de velocidad del movimiento del motor puede ser manipulado en esta ventana o en el dial indicado en 8, esta velocidad me dice que tan rápido se envían los datos por el puerto paralelo, entre menor sea esta velocidad más rápido se mueve el motor.

La puesta en marcha del motor tiene tres posibilidades, la primera de ellas es cuando se presiona el botón de parar o cuando no se ha puesto en marcha el motor, en este momento la señal por los pines del puerto paralelo son cero.

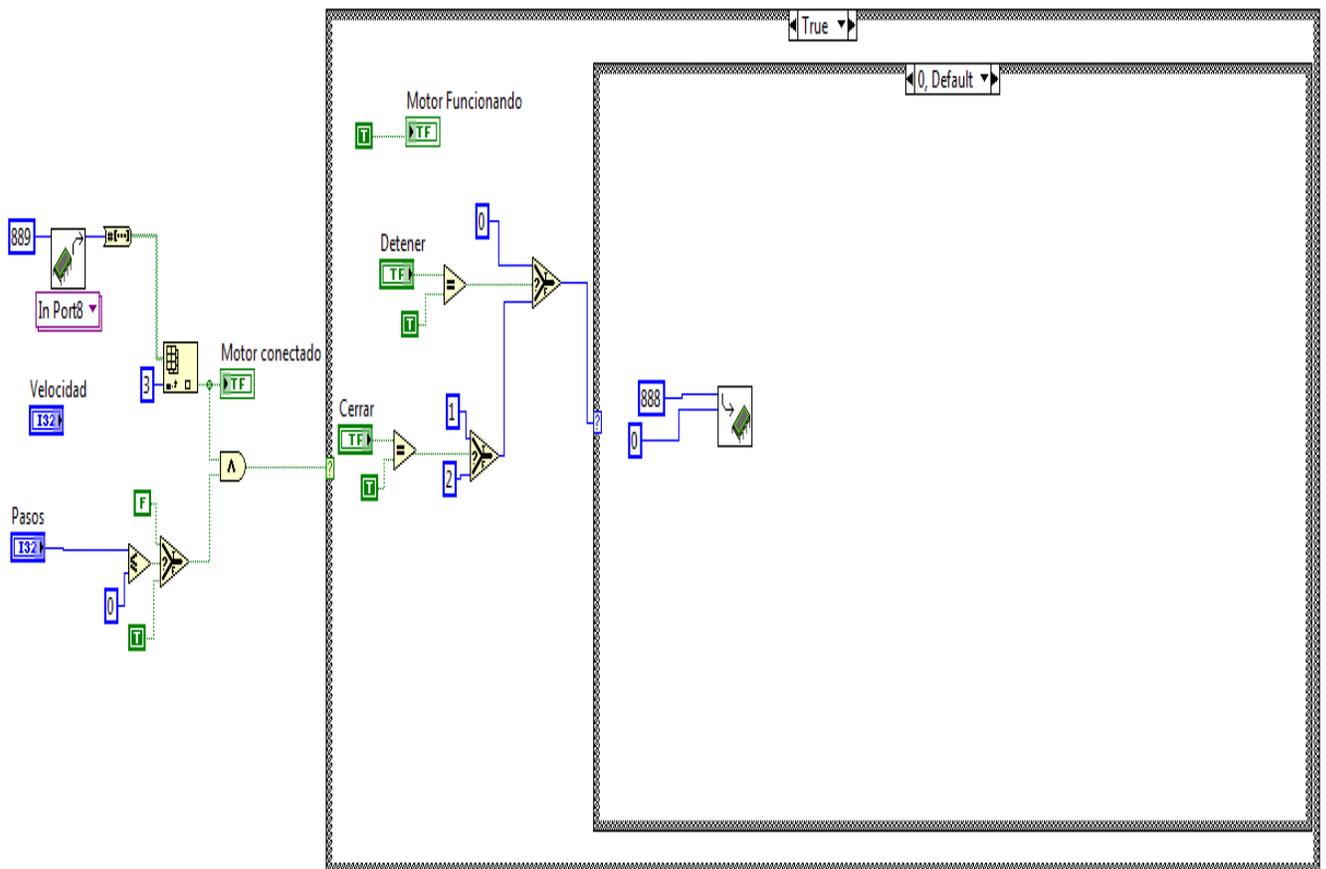


Figura 29 Motor estático

La puesta en marcha para la apertura está dado por:

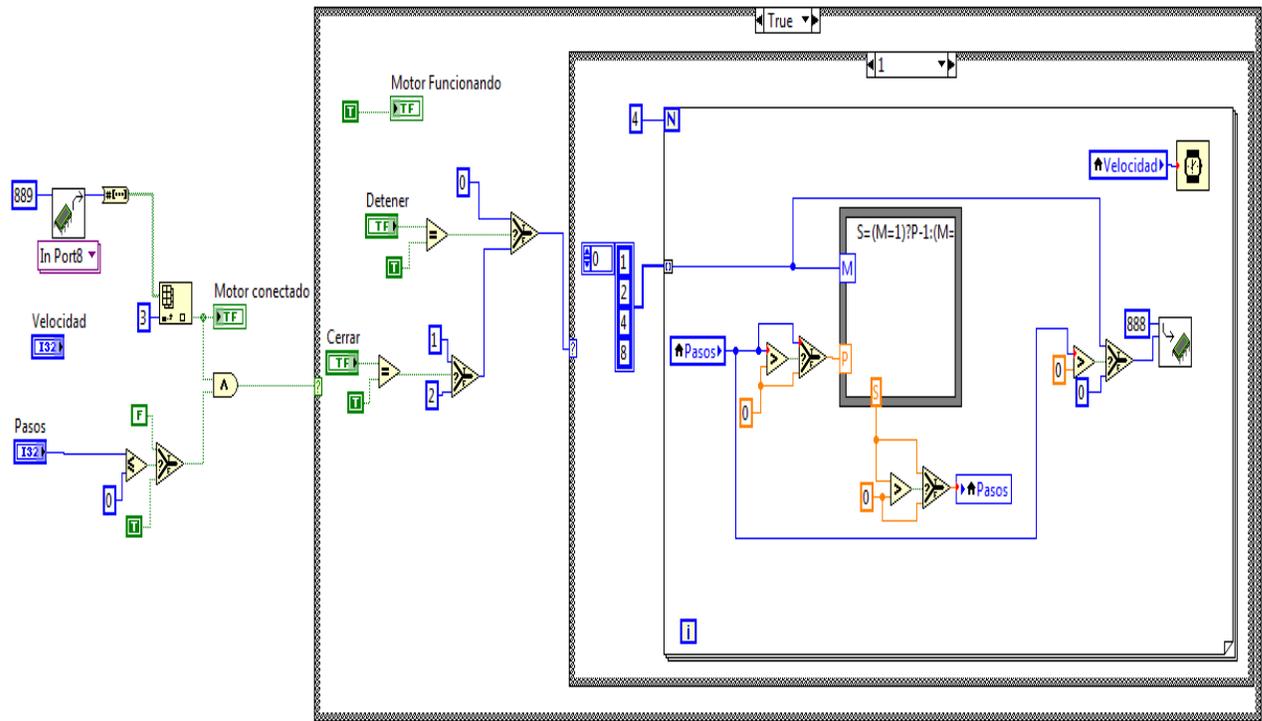


Figura 30 Motor en movimiento para la apertura de la válvula.

Finalmente se encuentra el movimiento del motor para el cierre de la válvula, este es igual al de apertura, pero se invierte la secuencia de envío de señal del puerto paralelo.

4.2 Descripción del flujo volumétrico y presión de la válvula proporcional (característica estáticas).

Esta descripción es basada en la medición de las características en estado estable de la válvula, esta descripción se representa mediante dos graficas: La primera gráfica es la de Pasos del motor *versus* Presión en la recámara de regulación, la segunda gráfica es la de Flujo de masa a través del puerto de regulación para las diferentes posiciones de las piezas móviles (spool y embolo), según los diferentes pasos del motor.

Estas características generalmente son llamadas de estado estable y son suministradas por los fabricantes de válvulas proporcionales reguladoras de presión o de cualquier tipo de componente neumático, de modo que se puedan conocer sus rangos de funcionamiento para elegir el componente adecuado a la necesidad que se tenga. Los elementos usados para determinar estas características se muestran en la tabla 4-1.

Elemento	Referencia	Imagen	Observaciones
Compresor			De ajuste manual
Válvula reguladora de presión	Válvula reguladora de 0-12 bar		De ajuste manual
Sensor de presión FESTO	Sensor de presión sdet-22t-d10-g14-u-m-12 0-10bar		Interfaz a través del computador
Llave reguladora de presión de compuerta	Válvula de compuerta RED-WHITE TOYO 125s		De ajuste manual
Llave reguladora de presión de globo	Válvula globo		De ajuste manual
Caudalimetro	Visi-Float DWYER		Toma de datos visual

Diversos racores, conexiones y mangueras	Racores rápidos G1/4, racores de latón comunes, manguera para gas $\frac{1}{4}$		De ajuste roscado
Tarjeta de adquisición de datos Arduino	Arduino UNO		Se interfaza a través del computador mediante un software de adquisición de datos
Driver controlador de motor paso a paso con protección de corriente inversa y disipador de calor	Driver L298n con disipador de calor		Interfaz por medio del puerto paralelo al computador

Tabla 2 Elementos para pruebas de características de estado estable.

4.2.1 Función Pasos del Motor vs Presión

Esta es una característica en estado estable para la válvula que determina la presión alcanzada en la recámara de regulación según los pasos del motor, movimiento que genera un desplazamiento de las piezas internas, ocasionando una descompensación en las fuerzas, esta descompensación producirá un aumento o disminución de la presión en la recámara de regulación para luego regresar el sistema a un punto de equilibrio. La caracterización se hizo mediante el esquema mostrado en la Figura 32.

El procedimiento se llevó a cabo siguiendo la siguiente secuencia lógica:

-Con la válvula reguladora de presión manual se suministra al sistema una presión de 7 bares, un bar por encima de la presión máxima a la que puede trabajar el prototipo diseñado, el cual era objeto de caracterización.

-Se llevó el motor desde su posición cero hasta los 1020 pasos, esta es la mínima posición de apertura.

-Se esperó hasta que la presión registrada en el tanque de almacenamiento de aire, por el sensor de presión FESTO sdet-22t-d10-g14-u-m-12 con la ayuda de la tarjeta Arduino y el computador registrara una presión estable. Se registró la presión estable alcanzada y se procedió a mover el motor 20 pasos más para la siguiente apertura. Este procedimiento se repitió hasta alcanzar los 1400 pasos, posición de presión máxima.

-Este proceso se repite pero iniciando desde la posición máxima 1400 pasos hasta llegar a la posición donde la presión fuese cero, disminuyendo el número de pasos en 20 siempre.

-Finalmente se graficaron los resultados para su posterior análisis.

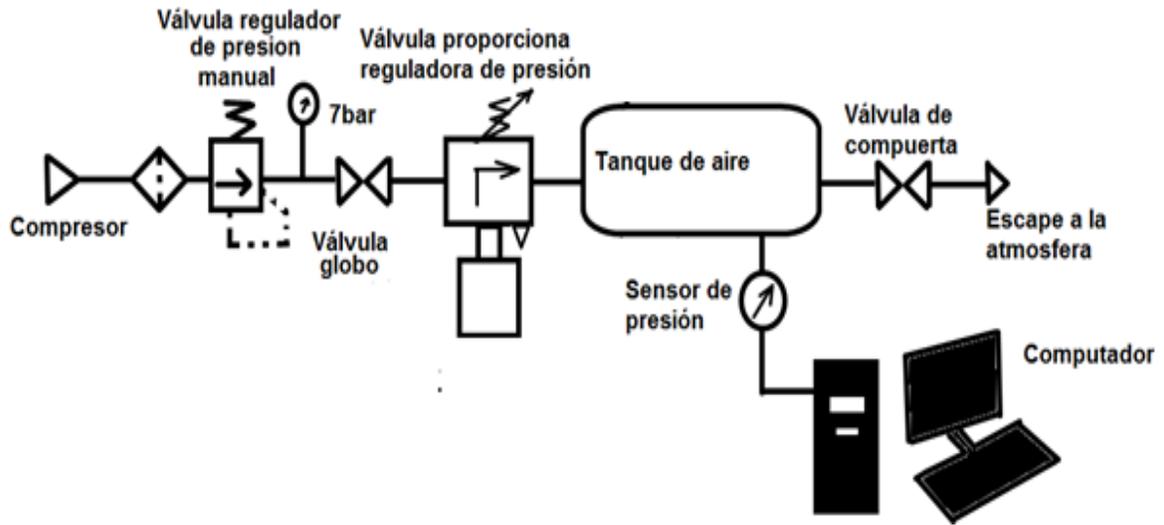


Figura 31 Esquema e imagen de prueba de caracterización Pasos versus Presión

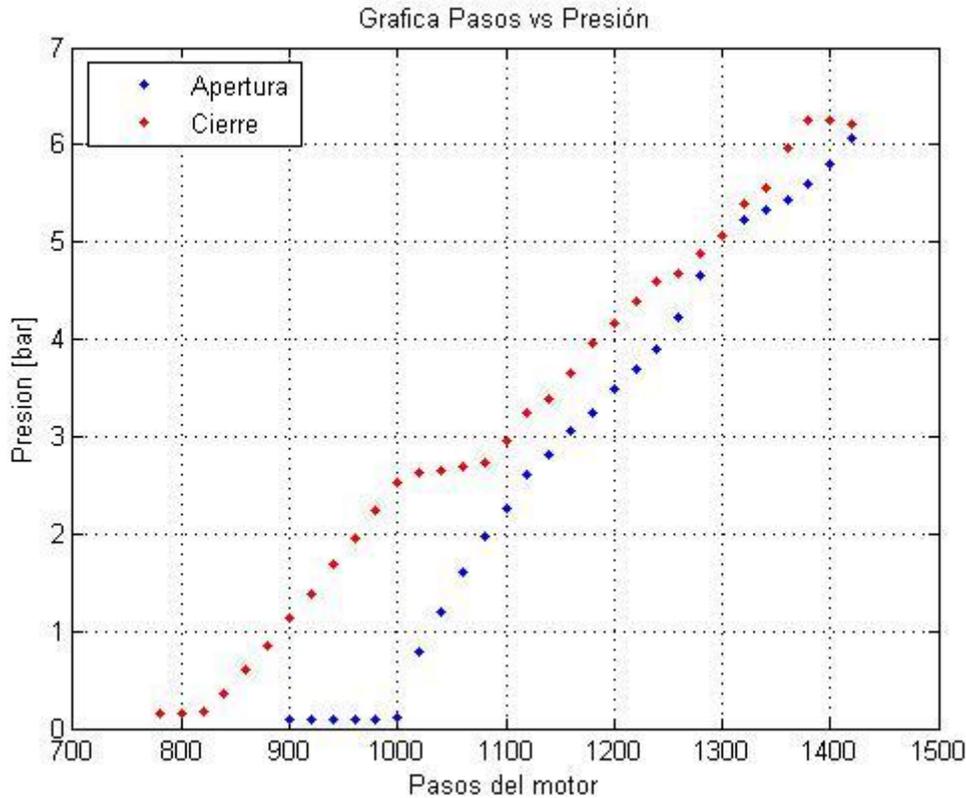


Figura 32 Pasos *versus* Presión en estado estable.

Es típico encontrar en las válvulas reguladoras de presión espacios de inhabilidad o zonas muertas, estas zonas muertas se deben a que los componentes de accionamiento (tornillo tuerca) no entran en contacto inmediato con el elemento regulador de presión (resorte), estos espacios son dejados para tener un radio de funcionamiento en subida y otro en bajada, puesto que en los resortes se presenta el fenómeno de histéresis el cual se manifiesta al variar su comportamiento en compresión y descompresión. En nuestro caso se observan la apertura o cambio del valor de presión en la válvula a los 1020 pasos de apertura del motor como se observa en la Figura 32.

En esta grafica observamos que los datos de presión en apertura para cada posición de la válvula (azul) con relación a los puntos de cierre para las posiciones de la válvula (rojo) no son exactamente los mismos, esto se debe a que al cerrar la válvula las fuerzas debidas a la presión de suministro y del resorte que permite un desplazamiento del spool desaparecen del sistema cuando se cierra la válvula, además de la ya mencionada histéresis de los resortes.

Este tipo de comportamiento es normal en las válvulas reguladoras de presión y se elimina a través de métodos de control, los cuales son capaces de llevar a la válvula a estados similares en cada posición; ya que en este trabajo nos limitamos a la construcción del dispositivo con capacidad de regulación digital accionado por motor y su respectiva caracterización, se deja el diseño de un controlador como proyecto futuro.

4.2.2 Función Caudal versus Presión

Esta es una característica en estado estable de la válvula en las cual se relaciona la cantidad de flujo volumétrico (caudal) que atraviesa el puerto de regulación, a medida que el motor desplaza las piezas móviles al interior de la válvula (tornillo-tuerca y spool-embolo) hasta llegar a una presión determinada. Esta caracterización se hizo con el montaje mostrado en la Figura 33. Siguiendo la siguiente secuencia:

-Con la válvula reguladora de presión manual se suministra al sistema una presión de 7 bares, un bar por encima de la presión máxima a la que puede trabajar el prototipo diseñado, el cual era objeto de caracterización.

-Se llevó la válvula hasta el punto donde registra su mayor presión de trabajo, se registra este valor y la presión del caudal que alcanza; con la válvula de compuerta se disminuye el valor del caudal hasta la siguiente posición de caudal y se registra el valor de la presión alcanzada.

Este mismo proceso se llevó a cabo para cada uno de los valores de presión y caudal alcanzados por la válvula proporcional reguladora de caudal. Se registraron estos datos y se grafican en la figura 34 para su posterior análisis.

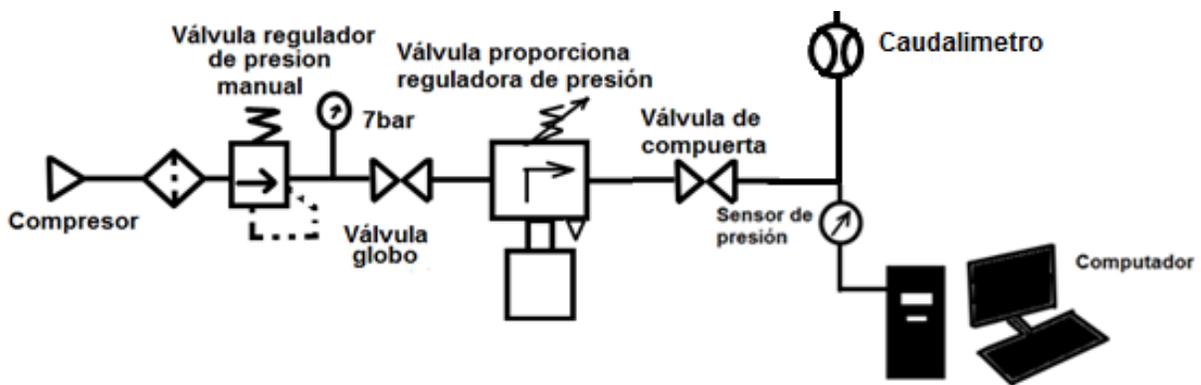


Figura 33 Esquema e imagen de prueba de caracterización función caudal versus presión.

Los implementos usados para esta caracterización son los siguientes:

- Compresor
- Válvula reguladora de presión
- Sensor de presión FESTO 0-10bar
- Llaves reguladoras de presión de ajuste manual
- Caudalimetro
- Diversos racores y mangueras

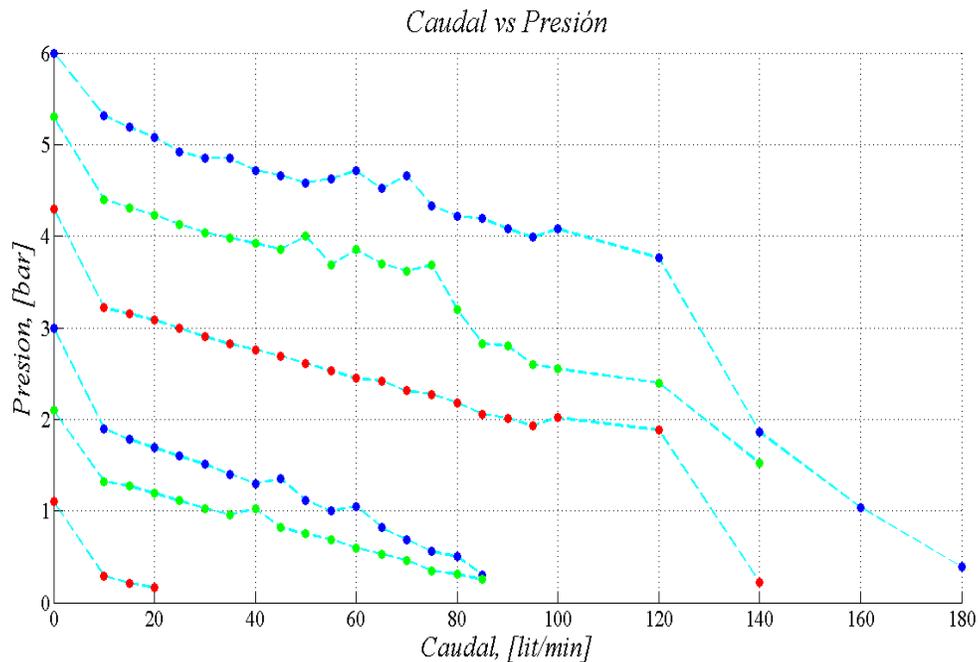


Figura 34 Caudal versus Pasos del motor

Con los datos obtenidos en la Figura 34 se puede afirmar:

En la presente grafica se observa que se tienen seis (6) presiones para pasos determinados del motor en donde se parte de un punto inicial en el cual se da una apertura gradual dando paso a un flujo volumétrico o caudal (q en l/min).

Se tiene que para las tres presiones superiores (4.3, 5.3 y 6 bar) el caudal máximo q es de 120 l/min con una caída de presión de 2.42 bar para la presión inicial de 4.3 bar, una caída de presión de 2.9 bar para una presión inicial de 5.3 bar y una caída de presión de 2.24 bar para una presión inicial de 6 bar.

Las tres presión inferiores (1.1, 2.1 y 3 bar) la caída de presión, esta por debajo de los 120 l/min.

De lo mencionado se tiene que la válvula reguladora de presión diseñada, construida y caracterizada en el presente trabajo presenta un caudal pequeño, lo cual limita su uso a componentes que no necesiten variar su presión de manera abrupta.

Los caudales máximos se logran para las tres primeras presiones máximas analizadas, lo cual garantiza un comportamiento rápido de descarga de aire en ellas; las principales aplicaciones de componentes neumáticos usan presiones entre 4 y 6 bares por lo tanto estos rangos de presión son lo que deben tener un mayor caudal.

4.2.3 Coeficiente de descarga C_d

Las válvulas proporcionales reguladoras de presión son modeladas matemáticamente a partir de fórmulas establecidas por diversos investigadores; estas fórmulas describen generalmente el flujo que atraviesa un orificio, determinado a partir de la medición de presión, caudal y temperatura; el caudal es el parámetro estándar de diversas normas como la ISO 6358 o las normas JIS B8390. Estas dos normas buscan establecer el coeficiente de descarga o la conductancia sónica de un componente según el componente neumático a caracterizar; en este se determinó el coeficiente de descarga, parámetro que es constante para cada apertura, solo depende del área del orificio de descarga.

El modelo propuesto por la norma JIS B8390 para caracterizar componentes neumáticos y obtener el coeficiente de carga y/o descarga es el que se muestra en la Figura 35, este método es conocido como el método de carga y descarga de un tanque.

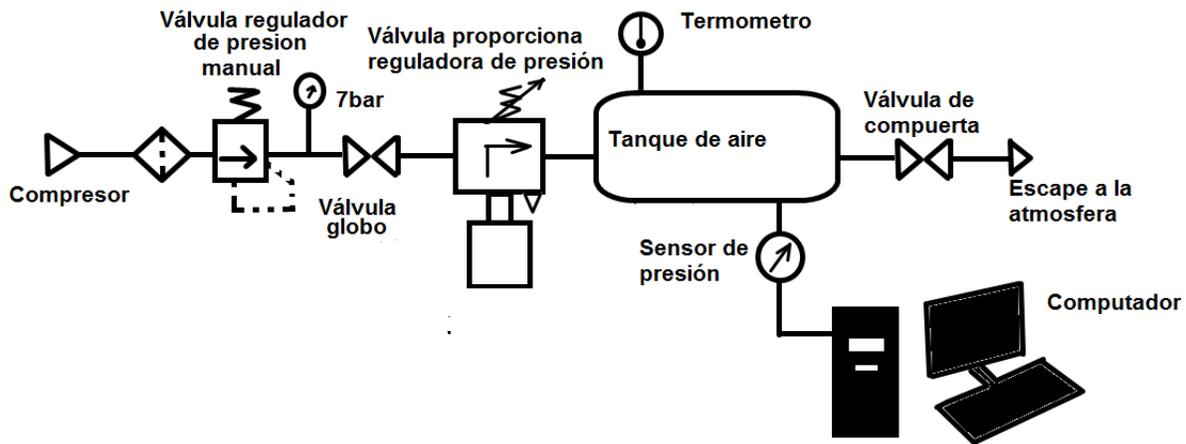


Figura 35 Esquema para la caracterización de componentes neumáticos por el método JIS B8390 (Método de carga y descarga de un tanque)

A partir de este montaje determinaremos el parámetro C_d para la carga y la descarga del tanque.

El coeficiente de descarga experimental se puede calcular mediante la ecuación 36, deducida en la sección 3.4.1 de este documento.

$$\dot{m}_r = \left\{ \begin{array}{l} C_d A_r \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k+1)}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}, \text{ si } \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ sonico} \\ C_d A_r \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\left(\frac{2k}{R(k-1)}\right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}, \text{ si } 1.0 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ subsonico} \end{array} \right\} \quad (36)$$

Dónde:

C_d es el coeficiente de descarga

A_r es el área variable del orificio de carga y/ó descarga de aire.

p_1 es la presión de altas o de suministro 7 bares

p_2 es la presión de bajas o de regulación la cual se mide mediante el sensor FESTO sdet-22t-d10-g14-u-m-12

T_1 es la temperatura ambiente de la ciudad de Popayán 20+273.15 Kelvin

k es el índice adiabático para el aire 1.4

Por lo tanto el único parámetro desconocido es C_d . El cual se determina ajustando las curvas obtenidas, ver Figura 36.

El procedimiento para encontrar estas curvas fue el siguiente:

1. Se realizó en el laboratorio el montaje de la Figura 35. En el cual se conecta el puerto de regulación a un tanque de volumen conocido.
2. Se regulo la presión de suministro a una presión de 7 bar manométricos; Con la válvula globo se cerró el paso de aire a la válvula proporcional reguladora de presión.
3. Por medio del computador se movió la válvula de presión a una de las posiciones de estado estable (entre 1020 a 1400) ver 4.2.1, partiendo desde la posición inicial o cero hasta la posición deseada.
4. Con el sensor monitoreando la presión en el tanque constantemente y la válvula de compuerta totalmente abierta, se dio inicio al movimiento del motor con una velocidad de 30ms constantes por paso activado. Registrando las variaciones de presión y tiempo por medio de la tarjeta de adquisición de datos Arduino Uno y el computador.
5. Al llegar a la posición deseada de presión estable se detuvo el motor por unos cuantos segundos, para luego retornarlo a su posición inicial o de cierre.
6. Se guardaron estos datos en un archivo con extensión .txt
7. Por medio de la plataforma Matlab se grafico una curva experimental y una curva teórica; la curva teórica se ajusto a la curva experimental por medio de análisis numérico, la cual encontró el parámetro C_d que mejor ajusta las dos curvas, ver figura 36.

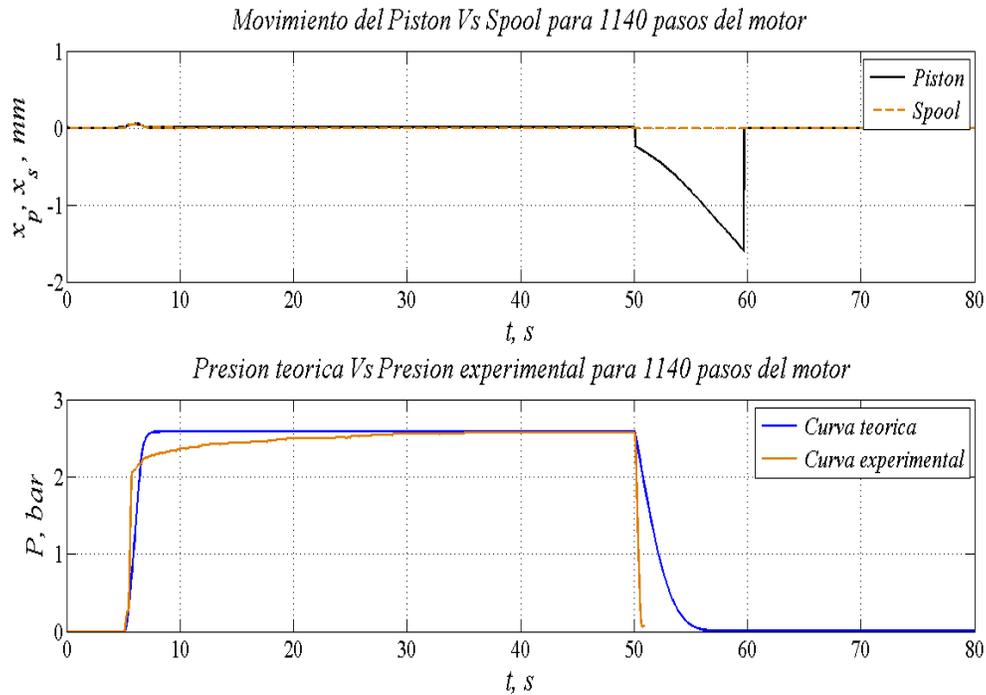


Figura 36 Ajuste de curva experimental y teórica. Superior movimiento de piezas móviles, inferior cambio de presión teórica y experimental.

Tal y como se puede apreciar en la figura 36 la curva de presión teórica obtenida en cada apertura y la línea de ajuste o curva teórica determinada por Matlab para los datos es muy parecida, lo cual es un indicador que el coeficiente Cd determinado es próximo al experimental.

El coeficiente Cd que mejor ajusto las curvas teóricas y experimental esta en el orden 0.9, este se explica porque el modelo planteado en este trabajo es para un sistema en estado estable, el cual era una aproximación aceptable para los objetivos del trabajo.

El Cd nominal de las válvulas que se encuentran en el mercado, tienen un valor desde 0.8 a 0.95, el dato obtenido se encuentra en este rango de funcionamiento, por lo que se concluye que la caracterización se hizo de manera correcta.

Capítulo 5

Conclusiones

A partir de las diferentes etapas para la culminación de este trabajo, los resultados obtenidos y su respectivo análisis, podemos concluir que:

Los parámetros estimados en las etapas previas, permitieron la construcción de componentes móviles que regularon presión de manera satisfactoria.

El programa CAD permitió visualizar, esquematizar y ubicar las piezas en el prototipo. Permitiendo idealmente parámetros, que usamos para observar el comportamiento físico matemático ideal, el cual dio luz verde para continuar a la etapa de construcción.

En este proyecto, se aportó y continuó con el estudio de mecanismos neumáticos, del grupo de investigación SIDICO.

El prototipo final tuvo en cuenta consideraciones matemáticas, electrónicas, mecánicas, neumáticas y termodinámicas, todas relacionadas estrechamente para llegar al prototipo final.

El trabajo realizado aporta una formación integral en el campo investigativo, teniendo en cuenta el estado del arte y la concentración de conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera y del proyecto.

Se diseñó, construyó y caracterizó una válvula proporcional reguladora de presión neumática de 3/2 vías, en la cual sus piezas móviles son accionadas por medio de un motor de pasos acoplado a ellas de forma fija.

A pesar de eliminar características indeseadas como fugas de aire, se observa que el mecanizado de las piezas, en especial para la camisa presenta algunas imperfecciones debidas a que en algunos puntos de la recámara de regulación el rozamiento entre sus paredes y el pistón aumenta impidiendo una buena movilidad, esto produce cambios de presión casi invariante para estos puntos. Si bien este comportamiento no impidió el éxito del proyecto si constituye una falencia que se puede mejorar con una herramienta de corte de metales más precisa que suavice las paredes de esta recámara evitando este inconveniente.

El prototipo final tiene un costo total de \$125600 pesos Colombianos como se observa en el anexo F, con lo cual concluimos que el prototipo tiene un costo de construcción (maquinado de piezas y componentes de funcionamiento), apropiado para el mercado, dado que su diseño y sus componentes son de fácil adquisición y reproducción, cumpliendo así con los parámetros de precio fijados.

A Anexo Código de simulación dinámico

A.1 Programa principal

%Programa de simulación del funcionamiento interno de una válvula
% reguladora de presión compensada por presión

clc; clear all;

global R k n P0 Ps T0 Ts Ap As cdi cde ke Be mp ms kr kr2 kr3 delta...
Bp Ds Ac De L0 Npr Bs

R=287;% Cte. de gas para el aire, N.m/kg.K
k=1.4;% Cte. adiabatica para el aire
n=1.0; %Cte. politropica del aire

P0=83000; %Presión atmosférica, Pa_abs
Ps=6e5+P0; %Presion de suministro
T0=22+273; % Temp. inicial, K
Ts=T0; %Temperatura de suministro

Dp=16e-3; % Diámetro pistón, m
Ds=10e-3; % Diámetro spool, m
Dv=5e-3; % Diámetro vástago, m
Do=6e-3; % Diámetro orificio de entrada, m
De=2e-3; % Diámetro orificio de escape, m
Dc=17e-3; % Diámetro cilindro, m
cdi=0.25; %Coeficiente de descarga para alimentación
cde=0.15; %Coeficiente de descarga por el escape

L0=16e-3; % Espacio muerto, m
Ac=pi*Dc^2/4; % Area cilindro, m2
Ap=pi*(Dp^2-Dv^2)/4; % Area efectiva del pistón, m2
As=pi*(Do^2-Dv^2)/4; % Area efectiva del spool, m2

mp=10e-3; %masa del piston
ms=4e-3; %masa del spool

ke=1e7; %coeficiente elastico del aluminio
Be=500; %coeficiente de amortiguacion proporcional para el aluminio

kr=1.98e5; % N/m Cte de resorte 1 de regulacion
kr2=0.5e3; % N/m Cte. resorte 2 de estabilizacion
kr3=5.09e3;
delta=7e-3; % m Comprion inicial del resorte 2
Bp=500; % N-s/m coeficiente de rozamiento
Bs=100; % Coeficiente de

Npr=100; %Numero de pasos del tornillo

```
x0=[0 0 0 0 P0];%vector de variable a controlar P0=presion en la camara de bajas
```

```
options=odeset('RelTol',1e-5,'AbsTol',1e-6);
```

```
[t,y]=ode15s(@fdin_reg,[0 2],x0,options);
```

```
%llamado de las soluciones para:
```

```
xp=y(:,1);%movimiento del piston
```

```
xs=y(:,2);%movimiento del spool
```

```
P=y(:,5);%cambio de la presion de control
```

```
subplot(2,1,1)
```

```
plot(t,xp*1e3,t,xs*1e3,'--','linewidth',1.2);grid;
```

```
set(gca,'fontname','times','fontsize',17);
```

```
xlabel('\fontname{times}\slt, s','fontsize',20);
```

```
ylabel('\fontname{times}\slx_p, x_s, mm','fontsize',20);
```

```
set(findobj(gca,'type','line','color','b'),'color','k');
```

```
set(findobj(gca,'type','line','color',[0 0.5 0]),'color',[.87 .49 0]);
```

```
subplot(2,1,2)
```

```
plot(t,P/1e5,'linewidth',1.2);grid;
```

```
set(gca,'fontname','times','fontsize',17);
```

```
xlabel('\fontname{times}\slt, s','fontsize',20);
```

```
ylabel('\fontname{times}\slP, bar','fontsize',20);
```

```
set(findobj(gca,'type','line','color','b'),'color','r');
```

A.2 Función fdin_reg

```
function xdot=fdin_reg(t,x)
```

```
% Esta función es la encargada de resolver el sistema de ecuaciones
```

```
% principal
```

```
global R k n P0 Ps T0 Ts Ap As cdi cde ke Be mp ms kr kr2 kr3 delta...
```

```
    Bp Ds Ac De L0 Npr Bs
```

```
z=1;
```

```
if t<=0.5
```

```
    Np=0;
```

```
    %flujo_c=0.00;
```

```
elseif t>0.5 && t<=1
```

```
    %Np=Npr/.5*(t-0.5);
```

```
    %flujo_c=0.00;
```

```

    Np=Npr;
elseif t>1 && t<=1.5
    Np=Npr;
    %flujo_c=0.00;
else
    Np=0; %flujo_c=0.000;
end

xm=Np/200*z*1e-3; % 200 pasos por revolución

FR=kr*(xm-x(1));

if x(1)<0
    Ae=pi*De*abs(x(1));
else
    Ae=0;
end

if x(2)<0
    Ai=0;
else
    Ai=pi*Ds*x(2);
end

T=T0*(x(5)/P0)^((n-1)/n);%cambio de temperatura adiabatica

flujo_i=fllujo(Ps,x(5),Ts,Ai,cdi,k,R);
flujo_e=fllujo(x(5),P0,T,Ae,cde,k,R);

Vc=Ac*(L0-x(1)); %volumen de control para la presion de bajas
C=Vc/(n*R*T); %Capacitancia del volumen de control

%fuerza de impacto 1
if x(1)>0
    R1=ke*(x(1)-x(2))+Be*(x(3)-x(4));
else
    R1=0;
end

%fuerza de impacto 2
if x(2)<0
    R2=ke*x(2)+Be*x(4);
else
    R2=0;
end

% Fp=Ap*(x(5)-P0);
% Fs=As*(Ps-x(5));

```

```

%solucion del sistema de ecuaciones
xdot=[x(3);
      x(4);
      1/mp*(FR-R1-kr3*x(1)-Ap*(x(5)-P0)-Bp*x(3));
      1/ms*(-R2+R1-kr2*(x(2)+delta)-As*(Ps-x(5))-Bs*x(4));
      1/C*(flujo_i-flujo_e)];

end

```

A.3 Función fflujo

```

function flujo=fflujo(Pu,Pd,Tu,A,cdo,k,R)
%Esta funcion describe la variación de flujo a través de un orificio
rp=Pd/Pu;%relacion de presiones criticas

%flujo sonico
if rp>=0 && rp<(2/(k+1))^(k/(k-1))
    flujo=cdo*A*Pu/sqrt(Tu)*sqrt(2*k/(R*(k+1))*(2/(k+1))^(2/(k-1)));

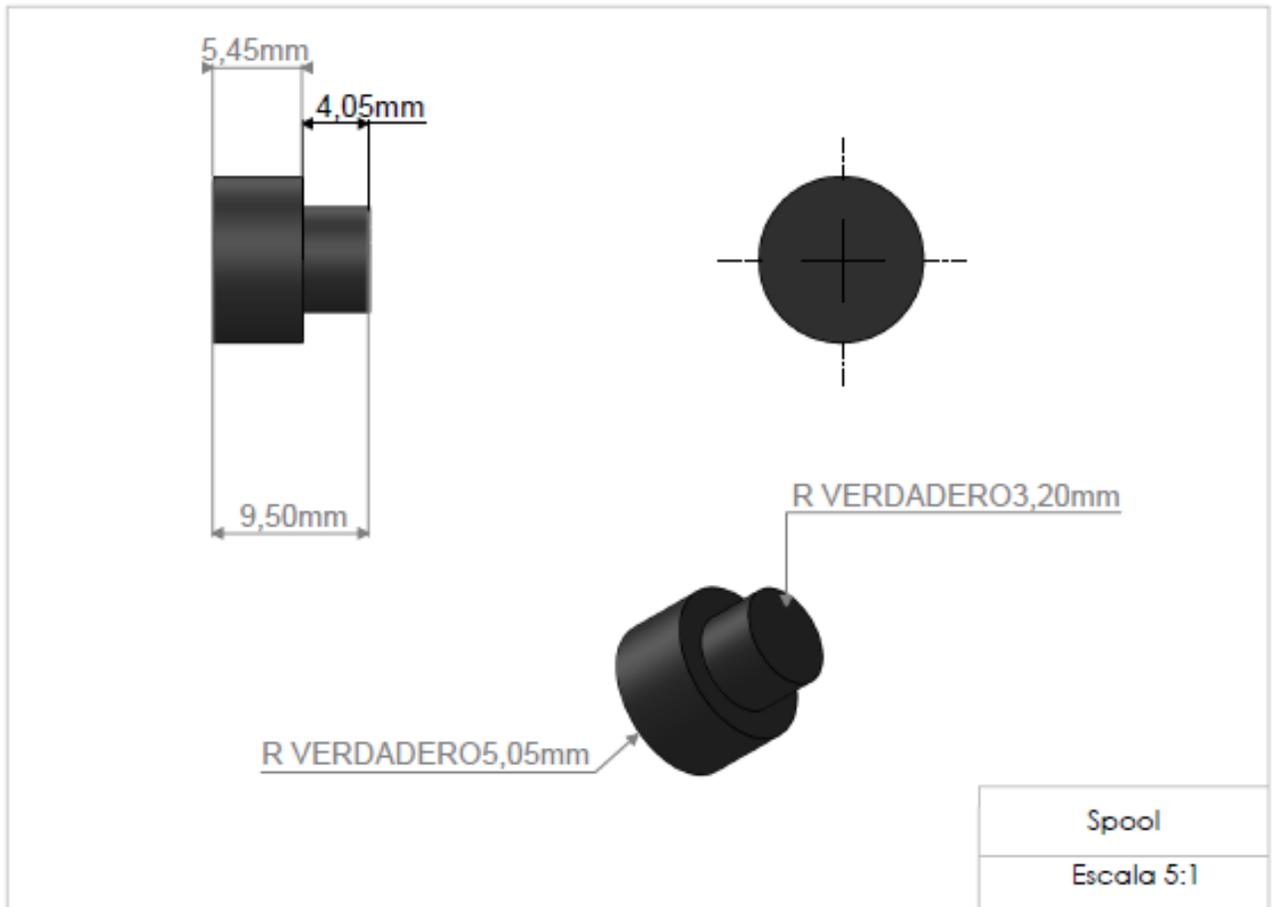
%flujo subsonico
elseif rp>=(2/(k+1))^(k/(k-1)) && rp<=1
    flujo=cdo*A*Pu/sqrt(Tu)*sqrt(2*k/(R*(k-1))*(rp^(2/k)-rp^((k+1)/k)));

%flujo nulo o cero
else
    flujo=0;
% elseif rp >=1.0 && rp < 1/0.528
%   flujo=-cdo*A*Pd/sqrt(Td)*sqrt(2*k/((k-1)*R)*(1/rp^(2/k)-1/rp^((k+1)/k)));
% else
%   flujo=-cdo*A*Pd/sqrt(Td)*sqrt(2*k/(R*(k+1))*(2/(k+1))^(2/(k-1)));
end

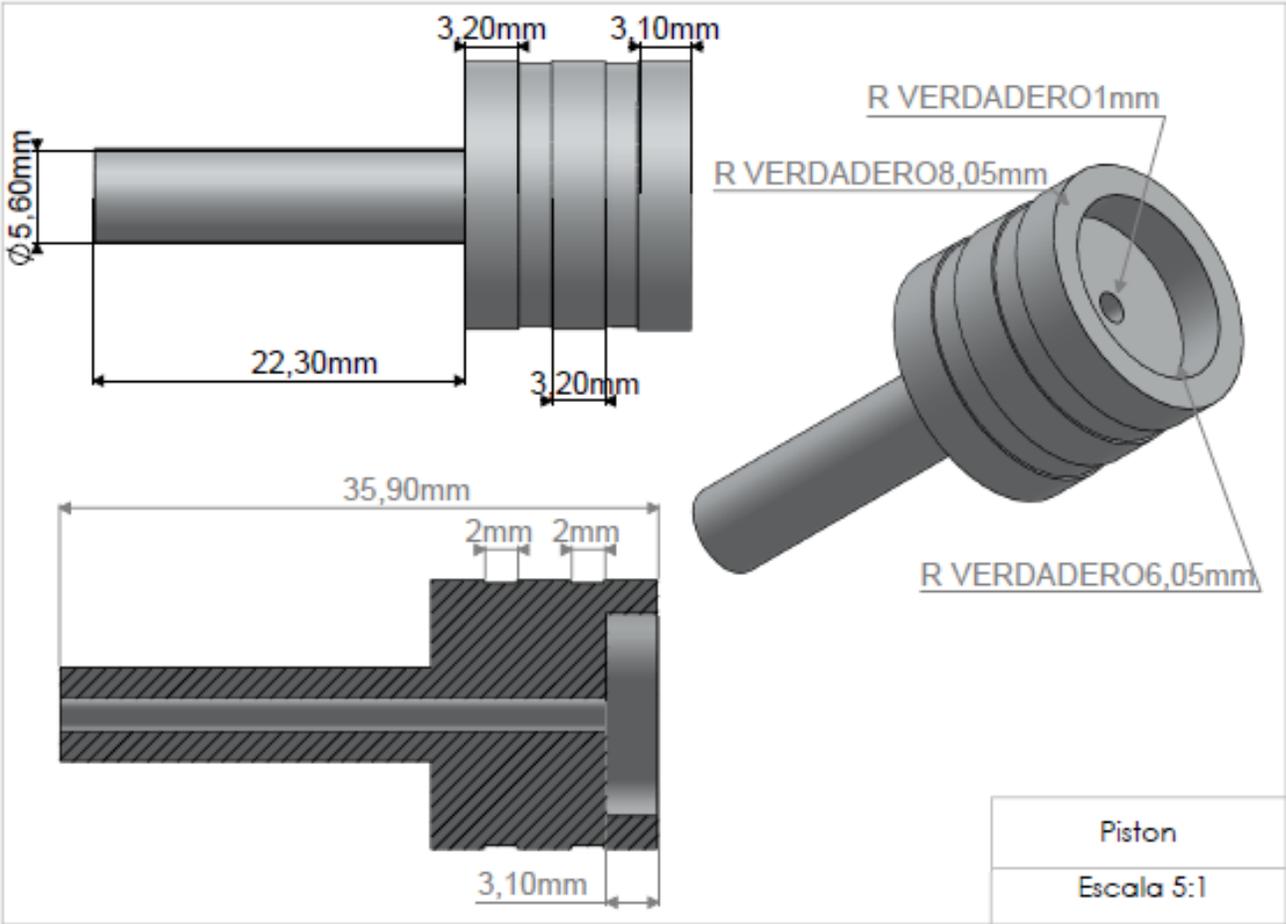
end

```

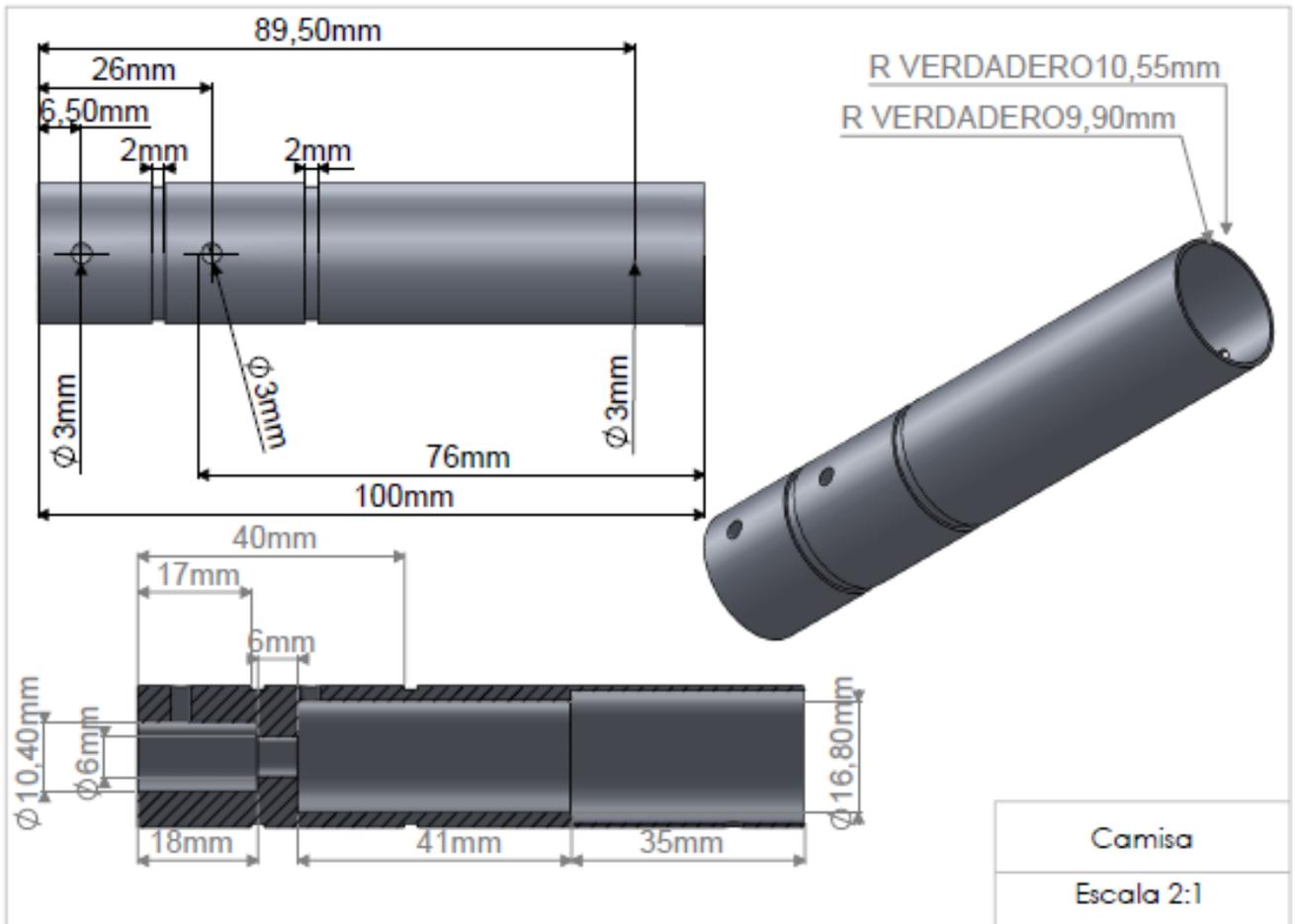
B. Anexo Plano del spool



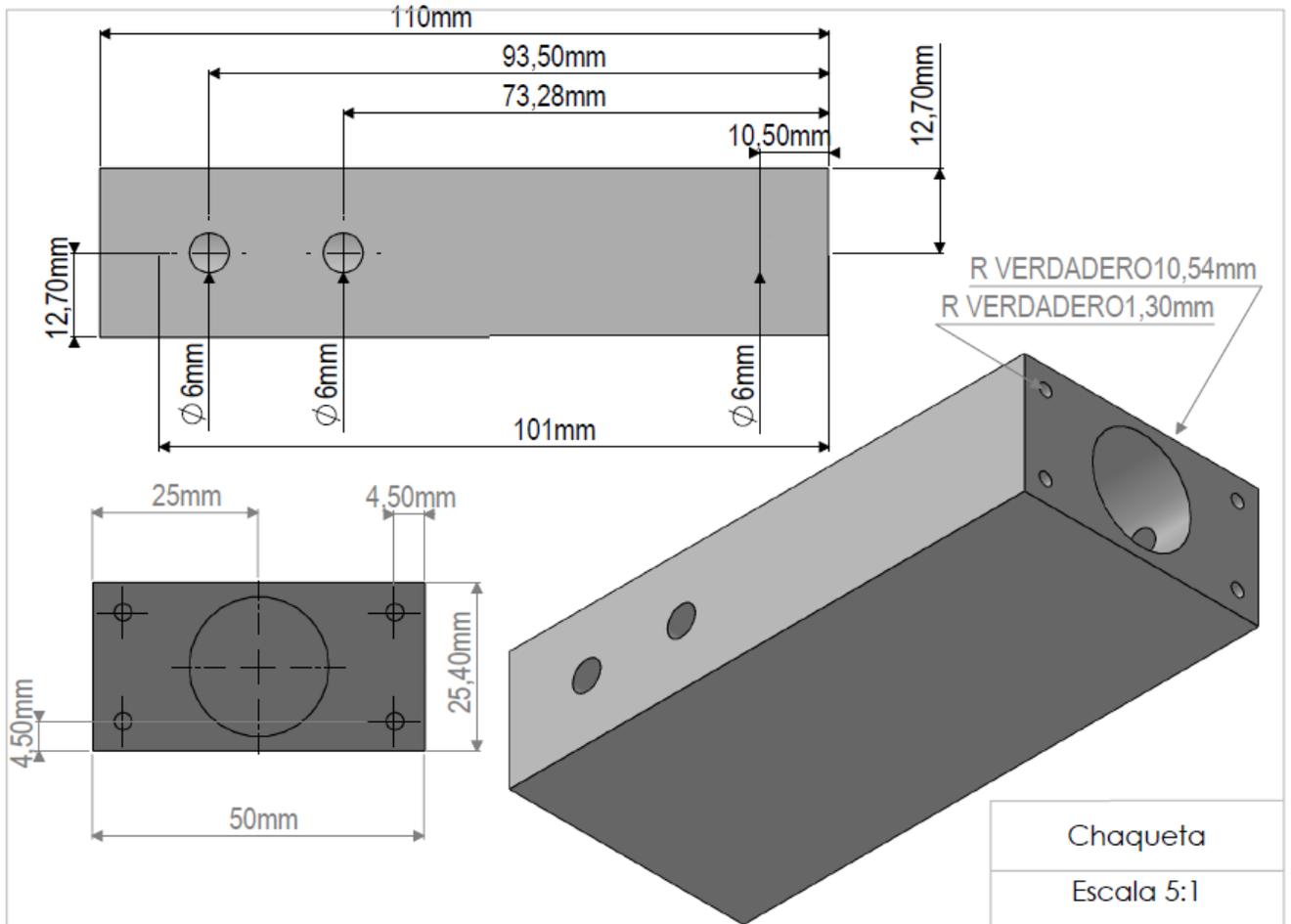
C. Anexo Planos para el pistón



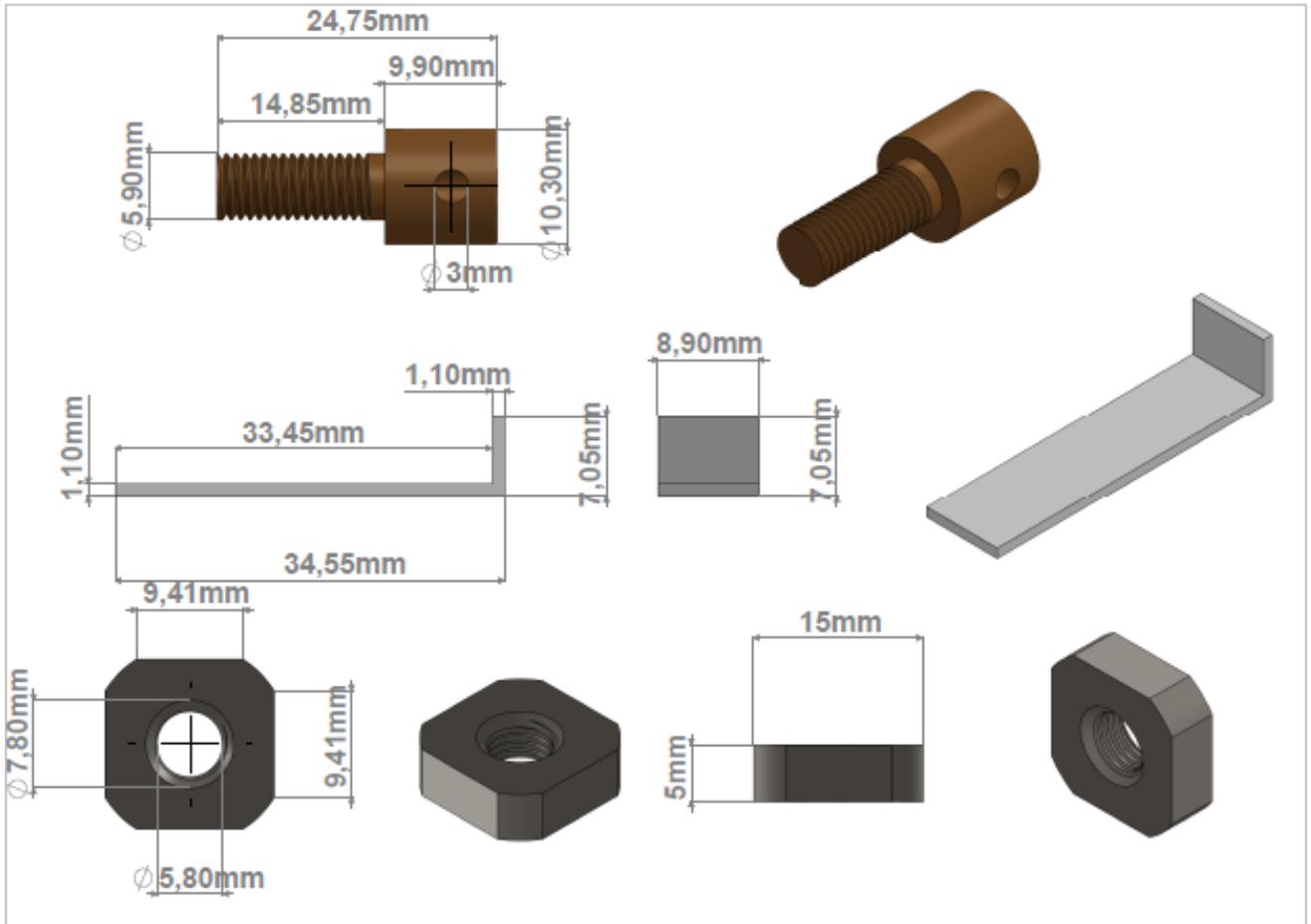
D. Anexo Planos de la camisa



E. Anexo Planos de la Chaqueta

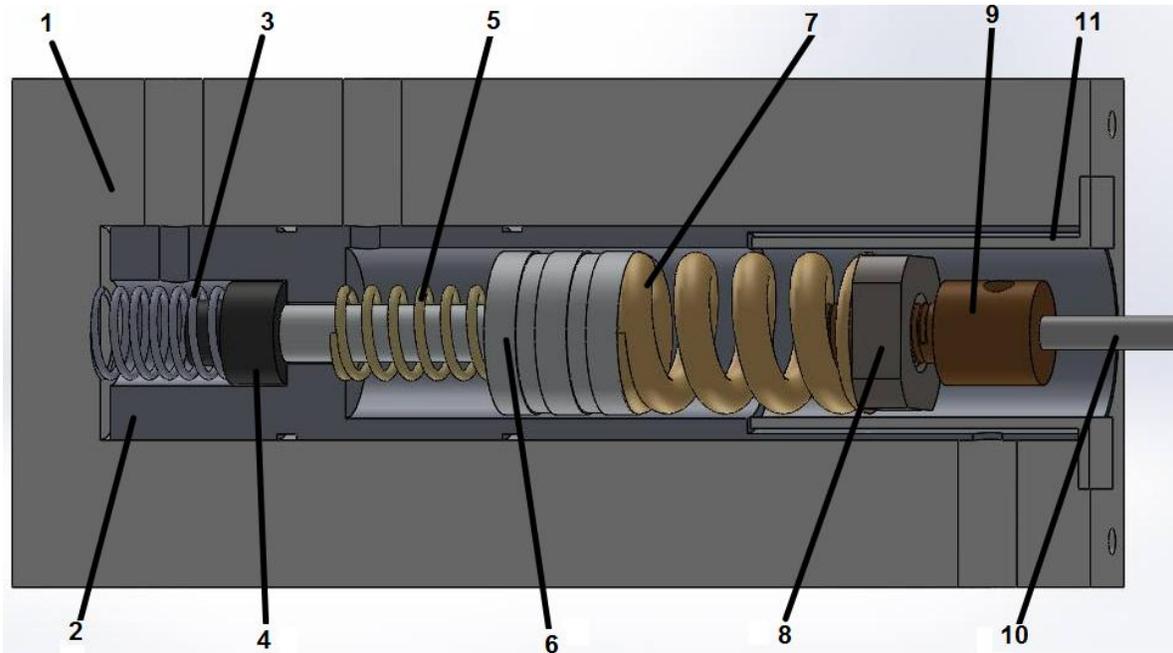


F. Anexo Plano Tornillo-Guía-Tuerca



G. Esquema Ensamblaje de Piezas

En este esquema se muestra la disposición de los componentes al interior de la válvula.



1. Chaqueta
2. Camisa
3. Resorte del spool
4. Spool
5. Resorte intermedio
6. Pistón
7. Resorte de regulación
8. Tuerca
9. Tornillo
10. Eje de acople (Motor-Tornillo)
11. Guías

H. Presupuesto final del prototipo

Este presupuesto es el valor total de la construcción de la válvula proporcional reguladora de presión, en el solo se especifica el valor del prototipo final.

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO	TOTAL
Motor paso a paso	1	83000	83000
Acople de bronce	1	2000	2000
Vaselina industrial	1/2 lb	2500	2500
Broca de 3mm	1	2200	2200
Pago modelado de piezas	1	15000	15000
Barra de aluminio	1	6000	6000
Manometro	1	6200	6200
Teflon	1	200	200
L298	1	8500	8500
		TOTAL	125600

Referencias

[1] Creus Sole, Antonio. Neumática e hidráulica. España: Alfaomega, 2007.792 p.ISBN: 978-607-707-042-9.

[2] Cengel, Yunus A. BOLES, Michael A. Termodinámica. 7a ed. México: McGRAU, HILLS, 2011. 999 p. ISBN: 978-607-15-0743-3.

[3] Millán Teja, S. Automatización Neumática y Electro neumática. Norgrem Biblioteca Técnica. Terraza. Agosto de 1995. P. 46, 47

[4] Beater, P. Pneumatic Drives - System Design, Modeling and Control. Springer-Verlag. Berlín Heidelberg. 2007

[5] Ogata, Katsuro. Ingeniería de control moderna 3a edición. México: PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA, 1998. P 158, 175. ISBN: 970-17-0048-1.

[6] MathWorks, Acelerar el ritmo de la ciencia y la ingeniería, 2015. [Consulta: 9 de febrero de 2015]. Disponible en:

<http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/ode15s.html?refresh=true>

[7] Open Impulse, 2015. [Consulta: 9 de febrero de 2015]. Disponible en: <http://dlnmh9ip6v2uc.cloudfront.net/datasheets/Robotics/57BYGH420.PDF>

[8] SIGMA Electronica Ltda, 2015. [Consulta: 9 de febrero de 2015]. Disponible en: <http://www.sigmaelectronica.net/1n4004-p-813.html>

[9] ST, life.augmented, 2015. [Consulta: 9 de febrero de 2015]. Disponible en: <http://www.st.com/web/en/search/partNumberKeyword>

[10] JCGR Web Site, blog puertos paralelos, 2009. [Consulta: 9 de febrero de 2015]. Disponible en: <http://www.globu.net/pp/PP/descrip.htm>

[11] J.L. Shearer. Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion With Compressed Air, Parts I and II. Trans. of the ASME, 1956.

[12] Agnelo Denis Vieira. Análise Teórico Experimental de Servoposicionadores LinearesPneumáticos. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, Curso De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica, 1998.

[13] Candamil. David E; Ortega O. Jaime A; Diseño, Construcción y Caracterización De Una Válvula Neumática Digital Proporciona de 5/3 Vias. Universidad Del Cauca. Popayán 2011.

[14] Theoretical and Experimental Investigations Regarding the Dynamic Performances of the Servo-Solenoid Directional Valve

[15] Irving H Shames. Mecanica de Fluidos. Tercera Edición. Mc Graw Hill. 1995

[16] Rivera R. John H., Trespalcios. Jeiner D. Diseño y Construcción De una Valvula De Seguridad Venteable de Tres Posiciones. Universidad Industrial De Santander. Bucaramanga 2011.

[17] Casado Fernández, Ibán. Modelización matemática y simulación numérica de una válvula reguladora de presión de gas natural. Universitat Politècnica de Catalunya. Departament de Mecànica de Fluids. 2007

[18] International Estándar Iso 6358. Pneumatica Fluid Power-Components Using Compresible fluids.

[19] W. Durfee and Z. Sun. Fluid Power System Dynamics. Department of Mechanical Engineering. University of Minnesota. April 22, 2009

[20] F.V. Peinadi. Fenomeno De Histerisis Elástica En Un Resorte. Departamento De Física, Facultad De ingeniería Civil. Universidas Nacional De Ingenieria Lima-Perú.