

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA CONTRABALANCE DE
CONTROL MÚLTIPLE TIPO CARTUCHO Y EL MONTAJE DEL SISTEMA
HIDRÁULICO PARA LA COMPARACIÓN DE LAS DIFERENTES OPCIONES
DE CONTROL.**

OSCAR LEONEL PÁEZ SARMIENTO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA CONTRABALANCE DE
CONTROL MÚLTIPLE TIPO CARTUCHO Y EL MONTAJE DEL SISTEMA
HIDRÁULICO PARA LA COMPARACIÓN DE LAS DIFERENTES OPCIONES
DE CONTROL.**

OSCAR LEONEL PÁEZ SARMIENTO

Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

CARLOS BORRÁS PINILLA

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

DEDICATORIA

A Dios, por darme la vida y entendimiento,

A mis padres, Jesús y María del Carmen, por el apoyo incondicional que me brindaron y la paciencia que me tuvieron en la culminación de esta etapa de mi vida,

A mis hermanos, Edwin y Néstor Jesús, por todos sus consejos,

A mi novia, Yulí, por todo su amor y compañía.

OSCAR LEONEL PÁEZ SARMIENTO.

AGRADECIMIENTOS

A Carlos Borrás Pinilla, ingeniero mecánico, director del proyecto, por su confianza, colaboración y conocimiento.

A mis padres por toda su ayuda económica.

A la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus aportes en conocimiento.

A Fredy Vargas, Henry Cruz y Gonzalo Calderón por su cooperación en el montaje del banco de pruebas.

Al señor Diosnel por su asistencia en la construcción del anclaje de la estructura.

OSCAR LEONEL PÁEZ SARMIENTO.

CONTENIDO

| | pág. |
|--|-------------|
| INTRODUCCIÓN | 22 |
| 1. OBJETIVOS | 25 |
| 1.1 OBJETIVOS GENERALES | 25 |
| 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 25 |
| 2. OLEOHIDRÁULICA | 27 |
| 2.1 FUNDAMENTOS | 27 |
| 2.2 CLASIFICACIÓN DE LA OLEOHIDRÁULICA | 31 |
| 2.3 CIRCUITOS ELEMENTALES | 33 |
| 2.4 NORMATIVA | 36 |
| 2.5 PROPIEDADES DE LOS ACEITES | 37 |
| 2.6 EL GRUPO HIDRÁULICO | 40 |
| 2.6.1 El tanque hidráulico. | 41 |
| 2.6.2 Bombas hidráulicas. | 43 |
| 2.6.3 Filtros | 44 |
| 2.6.4 Actuadores | 48 |
| 2.6.4.1 Motores lineales (cilindros). | 48 |
| 2.6.4.2 Motores de giro oscilante. | 50 |
| 2.6.4.3 Motores rotativos de giro continuo. | 50 |
| 2.6.5 Válvulas hidráulicas y accesorios | 52 |
| 2.6.5.1 Válvulas direccionales o distribuidoras. | 53 |
| 2.6.5.2 Válvulas de bloqueo. | 58 |
| 2.6.5.3 Válvulas controladoras de presión | 60 |
| 3. VÁLVULAS CONTRABALANCE. | 63 |

| | |
|--|-----|
| 3.1 VÁLVULA DE EQUILIBRAJE TIPO RC | 66 |
| 3.2 VÁLVULA DE FRENADO TIPO RC | 68 |
| 3.3VÁLVULAS DE CARTUCHO | 69 |
| 3.3.1 Ventajas de 1as válvulas de cartucho. | 70 |
| 3.3.2 Válvulas de cartucho para insertar | 70 |
| 3.3.2.1 Relaciones de áreas | 71 |
| 3.3.2.2 Tipos de obturadores | 72 |
| 3.3.2.3 Relación entre las fuerzas de abertura y de cierre | 73 |
| 3.3.3 Válvulas de cartucho para roscar. | 74 |
| 3.3.3.1 Características únicas de las válvulas de cartucho para roscar | 75 |
| 3.3.3.2 Válvula de control direccional de tres vías | 78 |
| | |
| 4. AJUSTES Y TOLERANCIAS | 79 |
| 4.1 TOLERANCIAS | 79 |
| 4.1.1 Terminología | 79 |
| 4.1.2 Calidad de la tolerancia. | 82 |
| 4.1.3 Posición de la zona de tolerancia. | 84 |
| 4.2 AJUSTES | 88 |
| 4.2.1 Terminología. | 89 |
| 4.2.2 Sistema Agujero Base | 91 |
| 4.2.3 Sistema Eje Base | 91 |
| 4.2.4 Ajustes recomendados. | 94 |
| | |
| 5. ACABADOS SUPERFICIALES. | 96 |
| 5.1 ESMERILADO. | 98 |
| 5.2 PULIDO. | 98 |
| 5.3 DESBARBADO. | 98 |
| 5.4 ABRILLANTADO. | 99 |
| 5.5 RECTIFICADO. | 99 |
| 5.6 ELECTRO PULIDO. | 100 |

| | |
|---|-----|
| 5.7 LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL. | 101 |
| 6. MANIFOLD | 109 |
| 6.1 DESCRIPCIÓN DEL MANIFOLD | 109 |
| 6.2 DISEÑO VÁLVULA CONTRABALANCE TIPO CARTUCHO | 111 |
| 6.2.1 Consideraciones de carga para el cilindro. | 111 |
| 6.2.1.1 Caudal de la bomba para subir la carga; y cálculo del caudal 3. | 111 |
| 6.2.1.2 Cálculo de la presión necesaria para subir la carga | 112 |
| 6.2.2 Presión del taraje de la válvula contrabalance. | 114 |
| 6.2.3 Selección de los cartuchos. | 115 |
| 6.2.3.1 Cartucho antirretorno. | 115 |
| 6.2.3.2 Cartuchos direccionales. | 116 |
| 6.2.4 Diseño cartucho contrabalance | 117 |
| 6.2.4.1 Descripción: | 117 |
| 6.2.4.2 Especificaciones técnicas: | 117 |
| 6.2.4.3 Diseño pistón. Ver figura 57. | 117 |
| 6.2.4.4 Diseño camisa del cartucho contrabalance: | 126 |
| 6.2.4.5 Diseño resorte de ajuste contrabalance | 135 |
| 6.2.4.6 Diseño guía resorte | 144 |
| 6.2.4.7 Diseño tornillo de ajuste | 148 |
| 6.2.4.8 Diseño de tapón. | 149 |
| 6.2.5 Manifold: | 154 |
| 6.2.5.1 Cálculo factor de seguridad manifold. | 155 |
| 6.2.5.2 Régimen de flujo | 158 |
| 6.2.5.3 Caída de presión a través del bloque | 160 |
| 6.2.5.4 Simulación estructural del bloque manifold. | 167 |
| 6.2.5.5 Flujo interno del bloque manifold | 173 |
| 7. PRUEBAS | 178 |
| 7.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO. | 178 |

| | |
|---|-----|
| 7.2 PRIMERAS PRUEBAS. | 184 |
| 7.2.1 Subiendo la carga. | 185 |
| 7.2.2 Bajando la carga. | 186 |
| 7.2.3 Diagnóstico de fallas. | 186 |
| 7.3 PRUEBAS FINALES. | 189 |
| 7.3.1 Acción directa. | 189 |
| 7.3.2 Acción contrabalanceo de control carga (acción directa y remota simultáneamente). | 189 |
| | |
| 8. COSTO DEL PROYECTO | 190 |
| | |
| 9. CONCLUSIONES | 191 |
| | |
| 10. RECOMENDACIONES | 192 |
| | |
| BIBLIOGRAFÍA | 193 |
| | |
| ANEXOS | 194 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|--|-------------|
| Figura 1. Aplicaciones de la hidráulica. | 27 |
| Figura 2. Circuito oleohidráulico básico. | 34 |
| Figura 3. Circuito oleohidráulico. | 35 |
| Figura 4. Tanque hidráulico. | 42 |
| Figura 5. Curva característica caudal-presión de una bomba de desplazamiento positivo. | 43 |
| Figura 6. Tipos de filtros según su colocación. | 44 |
| Figura 7. Filtro de aspiración de la bomba. | 45 |
| Figura 8. Filtro de impulsión o de presión. | 46 |
| Figura 9. Filtro de retorno. | 47 |
| Figura 10. Filtro de prellenado. | 47 |
| Figura 11. Cilindros más usuales. | 49 |
| Figura 12. Motores de giro oscilante. | 50 |
| Figura 13. Curvas características de un motor hidráulico de engranajes internos Danfoss. | 52 |
| Figura 14. Comparación entre el principio de corredera y de asiento. | 54 |
| Figura 15 Válvula 4/3 con recirculación P-T y accionamiento por palanca. | 55 |
| Figura 16 Electroválvula 4/3 con posición central conectando vías A y B a tanque. | 56 |
| Figura 17. Pérdida de carga en la válvula de la figura 15. | 56 |
| Figura 18. Pérdida de carga en la válvula de la figura 16. | 57 |
| Figura 19. Corte de una válvula tres vías en sus dos posiciones con su símbolo. | 58 |
| Figura 20. Válvula antirretorno. | 59 |
| Figura 21. Válvula antirretorno con apertura hidráulica. | 59 |
| Figura 22. Válvula limitadora de presión o de seguridad. | 61 |

| | |
|---|-----|
| Figura 23. Pérdidas de carga de una válvula de seguridad con diferentes tarados. | 61 |
| Figura 24. Válvula contrabalance de acción directa. | 63 |
| Figura 25. Válvula contrabalance de acción remota. | 64 |
| Figura 26. Válvula de frenado. | 65 |
| Figura 27. Válvula de equilibraje tipo RC. | 67 |
| Figura 28. Válvula de frenado tipo RC. | 69 |
| Figura 29. Construcción de una válvula de cartucho para insertar. | 71 |
| Figura 30. Distintas relaciones de área para corredera. | 72 |
| Figura 31. Ejemplo de circuito. | 74 |
| Figura 32. Funciones de las válvulas de cartucho para roscar de dos, tres y cuatro vías. | 76 |
| Figura 33. Válvulas de cartucho para roscar. | 77 |
| Figura 34. Válvula de tres vías y dos posiciones, tipo corredera, accionada eléctricamente. | 78 |
| Figura 35. Dimensionamiento de un acoplamiento eje-agujero. | 80 |
| Figura 36. Diferentes formas de representar las tolerancias dimensionales. | 81 |
| Figura 37. Ejemplo símbolos normas ISO. | 82 |
| Figura 38. Posiciones de las zonas de tolerancia. | 85 |
| Figura 39. Clases de ajustes, agujero y eje base (único). | 89 |
| Figura 40. Apriete máximo y apriete mínimo. | 90 |
| Figura 41. Parámetros de un ajuste. | 92 |
| Figura 42. Juego máximo y mínimo. | 92 |
| Figura 43 Ajustes indeterminados. | 93 |
| Figura 44. Partículas abrasivas. | 97 |
| Figura 45. Maquina rectificadora. | 100 |
| Figura 46. Superficie real. | 102 |
| Figura 47. Superficie geométrica. | 102 |
| Figura 48. Altura cresta. | 103 |
| Figura 49. Símbolo base y complementarios. | 104 |

| | |
|---|-----|
| Figura 50. Ejemplo numérico. | 104 |
| Figura 51. Símbolo con mecanizado. | 105 |
| Figura 52. Esquema del circuito hidráulico. | 110 |
| Figura 53. Parámetros del cilindro hidráulico. | 111 |
| Figura 54. Sistema de poleas en equilibrio estático. | 112 |
| Figura 55. Cartucho antirretorno. | 115 |
| Figura 56. Cartucho direccional 3/2. | 116 |
| Figura 57. Esquema del pistón. | 118 |
| Figura 58. Ensanchamiento brusco en un conducto. | 120 |
| Figura 59. Dimensionamiento del pistón. | 124 |
| Figura 60. Dimensionamiento de la camisa. | 128 |
| Figura 61. Esquema sello y su alojamiento. | 129 |
| Figura 62. Máxima tolerancia diametral. | 131 |
| Figura 63. Esquema del resorte de ajuste. | 135 |
| Figura 64. Principales posiciones del resorte. | 140 |
| Figura 65. Dimensionamiento guía del resorte. | 145 |
| Figura 66. Dimensionamiento tornillo de ajuste. | 148 |
| Figura 67. Dimensionamiento tapón contrabalance. | 150 |
| Figura 68. Puntos críticos a evaluar en el bloque. | 155 |
| Figura 69. Esquema circuito hidráulico subiendo la carga. | 159 |
| Figura 70. Punto crítico para Re en el bloque, (subiendo la carga). | 160 |
| Figura 71. Recorrido 1 – 2 del fluido en el bloque. | 161 |
| Figura 72. Corte frontal del bloque para el recorrido 1 – 1A. | 162 |
| Figura 73. Corte lateral del bloque para el recorrido 1A - 2. | 162 |
| Figura 74. Pérdidas en el cartucho antirretorno. | 166 |
| Figura 75. Enmallado del bloque manifold. | 168 |
| Figura 76. Presión ejercida en el bloque internamente. | 170 |
| Figura 77. Análisis de esfuerzos. | 171 |
| Figura 78. Deformaciones unitarias. | 171 |
| Figura 79. Desplazamientos. | 172 |

| | |
|--|-----|
| Figura 80. Factor de seguridad. | 172 |
| Figura 81. Caminos para el análisis de flujo. | 173 |
| Figura 82. Análisis de temperatura para el camino 1. | 174 |
| Figura 83. Vista isométrica, análisis de velocidad para el camino 1. | 175 |
| Figura 84. Vista lateral derecha, análisis de velocidad para el camino 1. | 175 |
| Figura 85. Análisis de temperatura para el camino 2. | 176 |
| Figura 86. Vista isométrica, análisis de velocidad para el camino 2. | 177 |
| Figura 87. Vista frontal, análisis de velocidad para el camino 2. | 177 |
| Figura 88. Cilindro hidráulico y estructura tubular. | 178 |
| Figura 89. Estructura tubular y caja metálica para el peso. | 179 |
| Figura 90. Ensamble válvula contrabalance especial. | 179 |
| Figura 91. Ensamble cartucho contrabalance especial. | 180 |
| Figura 92. Explosión cartucho contrabalance especial. | 180 |
| Figura 93. Camisa cartucho contrabalance especial. | 181 |
| Figura 94. Pistón cartucho contrabalance especial. | 181 |
| Figura 95. Resorte y guía resorte cartucho contrabalance especial. | 182 |
| Figura 96. Tapón cartucho contrabalance especial. | 182 |
| Figura 97. Cartucho antirretorno y direccionales 3/2. | 183 |
| Figura 98. Manómetros, racores y tapones hidráulicos. | 183 |
| Figura 99. Montaje manifold. | 184 |
| Figura 100. Esquema Circuito hidráulico subiendo la carga. | 185 |
| Figura 101. Esquema Circuito hidráulico en sus tres acciones para bajar la carga (acción directa, remota y frenado respectivamente). | 188 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|--|-------------|
| Tabla 1. Normativa oleohidráulica. | 37 |
| Tabla 2. Clasificación de los aceites según ISO. | 39 |
| Tabla 3. Equivalencia entre clases SAE e ISO-VG. | 40 |
| Tabla 4. Valores numéricos de amplitudes de zonas de tolerancia. | 84 |
| Tabla 5. Diferencias fundamentales para ejes IT6. | 86 |
| Tabla 6. Diferencias fundamentales para agujeros IT7. | 87 |
| Tabla 7. Zonas de tolerancias preferentes para ejes y agujeros | 88 |
| Tabla 8. Ajustes recomendados más usados en la industria. | 94 |
| Tabla 9. Clases de rugosidades. | 106 |
| Tabla 10. Normatividad de los acabados superficiales según normas ISO. | 107 |
| Tabla 11. Rugosidades según tolerancia. | 108 |
| Tabla 12. Velocidades máximas recomendadas. | 118 |
| Tabla 13. Detalles enmallado. | 169 |
| Tabla 14. Costos trabajo de grado. | 190 |

LISTA DE ANEXOS

| | pág. |
|---|-------------|
| Anexo A. Coeficiente de fricción entre cables y poleas. | 195 |
| Anexo B. Cavidad cartucho antirretorno. | 196 |
| Anexo C. Datos técnicos antirretorno. | 197 |
| Anexo D. Cavidad cartucho direccional. | 199 |
| Anexo E. Datos técnicos direccional. | 200 |
| Anexo F. Valores de k para diferentes tipos de puntos singulares. | 204 |
| Anexo G. Dimensiones sellos mecánicos. | 205 |
| Anexo H. Materiales y esfuerzos para el diseño de resortes. | 206 |
| Anexo I. Cálculos aproximados de la presión requerida por la bomba para subir y bajar la carga. | 207 |
| Anexo J. Diseño cable metálico. | 214 |
| Anexo K. Propiedades de cables metálicos. | 219 |
| Anexo L. Diseño caja metálica. | 220 |
| Anexo M. Formulas for stress and strain. | 223 |
| Anexo N. Propiedades mecánicas de algunos materiales de ingeniería. | 224 |
| Anexo O. Diseño estructura metálica. | 225 |
| Anexo P. Selección cilindro hidráulico. | 236 |
| Anexo Q. Selección mangueras hidráulicas. | 238 |
| Anexo R. Planos. | 239 |

GLOSARIO

ACTUADOR LINEAL: es el elemento hidráulico que transforma la energía hidráulica en energía mecánica sobre una línea recta. El Cilindro hidráulico aplica la fuerza y el movimiento en forma lineal.

AJUSTE: en mecánica de precisión, el ajuste es la forma en que dos piezas de una misma máquina se acoplan entre sí, de forma tal que un eje encaja en un orificio.

BLOQUE: elemento Hidráulico (en Ingles: Manifold) que se utiliza para montar en sus superficies o dentro de él, toda clase de válvulas hidráulicas, como direccionales, de control de presión, flujo, etc. Permite conectar las mangueras o tuberías a él haciendo los sistemas más compactos y fáciles de mantener.

CARTUCHO: es un conjunto de piezas que componen un elemento hidráulico básico. Este puede ser removido del elemento principal sin necesidad de desmantelarlo completamente. Se puede referir a válvulas de cartucho que se insertan o enroscan en otras, o al conjunto rotativo de algunas bombas o motores hidráulicos.

DRENAJE: conductos internos y externos a donde se envía el fluido utilizado para lubricación o fugas internas que no se utiliza mas. Generalmente se conectan por líneas independientes al tanque sin presión.

FILTRO: un dispositivo o sustancia porosa utilizado como un colador para la limpieza de fluidos mediante la remoción de material en suspensión.

FLUJO LAMINAR: condición del flujo en una tubería en la cual la velocidad es suficientemente baja para que el fluido se mueva en capas paralelas. La fricción contra las paredes es mínima.

JUEGO: espacio que necesitan para su correcto funcionamiento elementos de sistemas mecánicos que trabajan entre sí. El juego debe dejarse en elementos que aumentan su volumen, dilatación, al estar sometidos a determinadas condiciones de trabajo.

MANÓMETRO: dispositivo utilizado para medir la presión hidráulica en cualquier punto.

MECANIZADO: proceso de fabricación con torno, fresadora u otra máquina herramienta, en el cual se construye una pieza partiendo de un bloque metálico.

PRESIÓN DE APERTURA: es la presión necesaria para abrir una válvula de control de Presión.

RUGOSIDAD: es el conjunto de irregularidades que posee una superficie en aquellas secciones donde se corrigieron los errores de forma y las ondulaciones que pudiesen presentarse durante su proceso de fabricación (fundición, forja, laminación, etc.).

SELLO MECÁNICO: es un dispositivo que permite unir sistemas o mecanismos, evitando la fuga de fluidos, conteniendo la presión, o no permitiendo el ingreso de contaminación.

TOLERANCIA: es la holgura o la interferencia entre dos partes.

VÁLVULA DE CONTRABALANCE: válvula de control de presión que se utiliza para balancear cargas que tienden a bajar el cilindro sin control debido a la gravedad. Actúa colocando una contrapresión que genera una fuerza que contrarresta la gravedad permitiendo un fácil control del movimiento de descenso.

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA CONTRABALANCE DE CONTROL MÚLTIPLE TIPO CARTUCHO Y EL MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA LA COMPARACIÓN DE LAS DIFERENTES OPCIONES DE CONTROL

AUTORES: Oscar Leonel Páez Sarmiento. **

PALABRAS CLAVES: Válvulas de cartucho, Bloque manifold, Válvula contrabalance, Estructura.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es dotar el laboratorio de potencia fluida de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, Con el presente trabajo de grado, ya que se busca ampliar las prácticas de este, asignándole una nueva prueba , que fortalezca los conocimientos adquiridos en la asignatura sistemas oleoneumáticos, especialmente los temas que tratan sobre válvulas de control de presión, en este caso las principales funciones de la válvula contrabalance en sus distintas opciones de control, acción directa, acción remota y sostenimiento o frenado, buscando así que los estudiantes logren distinguir su funcionamiento y sus posibles aplicaciones en la industria.

Las válvulas de contrabalance como se mencionó anteriormente presentan tres tipos de disposición para su pilotaje, estos son: Interno (acción directa o equilibrage), Externo (acción remota) y Mixta, la cual involucra el pilotaje interno y externo simultáneamente (frenado o sostenimiento).

Actualmente en el laboratorio de sistemas Oleoneumáticos existen bancos en el cual podemos estudiar, la válvula contrabalance con control directo y la de frenado, pero no hay un banco en particular que nos permita conocer y analizar el comportamiento de los tres controles.

Se pretende dar solución a este problema haciendo el montaje de un circuito que contenga la válvula contrabalance, pero a su vez facilitando el estudio y funcionamiento de los tres controles ya mencionados en un solo bloque manifold.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Carlos Borrás.

SUMMARY

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A COUNTERBALANCE VALVE CARTRIDGE-TYPE MANIFOLD CONTROL AND ASSEMBLY OF THE HYDRAULIC SYSTEM FOR THE COMPARISON OF DIFFERENT CONTROL OPTIONS.*

AUTHOR: Oscar Leonel Páez Sarmiento. **

KEY WORDS: Cartridge valves, Manifold block, Counterbalance valve, Structure.

DESCRIPTION:

The objective of this Project is to provide Fluid Power Laboratory of the Mechanical Engineering's School of the Industrial University of Santander, with this degree work, as it seeks to expand the practices of this, assigning a new test, strengthen the knowledge acquired in the Oleopneumatic System subject, specially issues dealing with pressure control valves, in this case the main counterbalance valve functions in the different control options, direct action, remote action and supporting or braking, looking that the students achieve to distinguish their performance and their potential applications in the industry.

Counterbalance valves as mentioned above have three types available for driving, these are: Internal (direct or counterbalance action), External (remote action) and Mixed, which involves simultaneous internal and external driving (braking or support).

Currently in the Oleopneumatic Systems lab there are banks in which we can study, the counterbalance valve with direct control and braking, but there is not a particular bank that allows us to know and analyze the behavior of the three controls.

It aims to solve this problem by mounting a circuit containing a counterbalance valve, but in turn facilitating the study and performance of the three controls mentioned above in a single block manifold.

* Degree Project.

** Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering's School, Eng. Carlos Borrás.

INTRODUCCIÓN

El estudio de la hidráulica conlleva el conocimiento de las características de los fluidos, la medición de estas, y el uso que se les puede dar a estos fluidos.

La hidráulica es una ciencia que forma parte de la física y comprende la transmisión y regulación de fuerzas y movimientos por medio de los líquidos. Cuando el profesor se refiere a la palabra “hidráulica” en presencia de los que se inician en el conocimiento de esta hermosa ciencia, es preciso remarcar que el concepto que debe de prevalecer es el de transformación de la energía, ya sea de mecánica ó eléctrica en hidráulica para obtener un beneficio en términos de energía mecánica al finalizar el proceso.

La ventaja que implica la utilización de la hidráulica es la posibilidad de transmitir grandes fuerzas, empleando para ello pequeños elementos y la facilidad de poder realizar maniobras de mandos y reglaje. Actuadores hidráulicos son capaces de emplearse con carga desde el reposo. Equipados apropiadamente permiten desarrollar cambios de dirección rápidamente.

A pesar de estas ventajas hay también ciertos inconvenientes debido al fluido empleado como medio para la transmisión. Esto debido a las grandes presiones que se manejan en el sistema posibilita el peligro de accidentes, por esto es preciso cuidar que los empalmes se encuentren perfectamente apretados y estancos.

La hidráulica tiene sus ventajas y sus centros de empleos como por ejemplo:

Construcción de barcos, construcción de aviones, construcción de vehículos construcción de prensas, construcción de máquinas herramientas.

Combinando la hidráulica con la electrotécnica, la mecánica y la neumática se pueden obtener grandes soluciones para problemas de la industria.

Para poder aprovechar los conocimientos ofrecidos por la hidráulica, es necesario que el interesado tenga un conocimiento básico de: Las leyes física básicas de la hidrostática y de la hidrodinámica. Y también conocer las unidades y las magnitudes físicas de la hidráulica.

En el campo de los sistemas oleohidráulicos las válvulas juegan un papel fundamental y muy importante, es por ello que es necesario conocer a profundidad su comportamiento y aplicación.

Después de un riguroso estudio acerca del tema, hemos detectado que no se tiene una claridad respecto al funcionamiento y el comportamiento de las válvulas de control de presión, en especial las de contrabalance y sostenimiento de cargas, y es de aquí que surge la necesidad de dar solución a estas dudas, permitiendo al estudiante que descubra a través de la practica las mas importantes diferencias que existen entre las dos clases de válvulas.

Es de aquí donde surge la necesidad de diseñar y construir una prueba de laboratorio que nos permita conocer más a fondo estos comportamientos.

Con esta prueba de laboratorio se dará cierto grado de capacitación a los estudiantes, para así afianzar sus conocimientos y lograr la diferenciación de estas.

Los primeros capítulos brindan información conceptual en cuanto a elementos hidráulicos, ajustes y tolerancias, acabados superficiales refiere, en los capítulos posteriores se desarrolla el diseño de un cartucho contrabalance y un bloque manifold y en los capítulos finales se hace énfasis a las pruebas de funcionamiento de ese trabajo de grado.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVOS GENERALES

- Tomar la misión de la Universidad Industrial de Santander, y la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica, para emplearlas en la solución de situaciones que conlleven al bienestar institucional y personal de la comunidad universitaria y demás personas involucradas en el desarrollo industrial del país.
- Dotar el laboratorio de sistemas oleoneumáticos con una nueva prueba de laboratorio que le permita al estudiante realizar experiencias comparativas de las válvulas de equilibraje y sostenimiento.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir una válvula contrabalance de control múltiple (Acción remota, Control directo, Frenado) tipo cartucho y el montaje del sistema para la cual se deberá:
 - Caracterizar los parámetros de funcionamiento del sistema (Presión, temperatura, flujo, fuerzas inerciales y resistivas, etc.), del conjunto hidráulico y la estructura del sistema, para una carga de 1.2 ton aproximadamente obteniendo como respuesta un frenado en una distancia de diez (10) centímetros máximo en (1)segundo, considerando que estos valores descritos dependen del taraje de la válvula.
 - Diseñar y construir una estructura que soporte el conjunto.

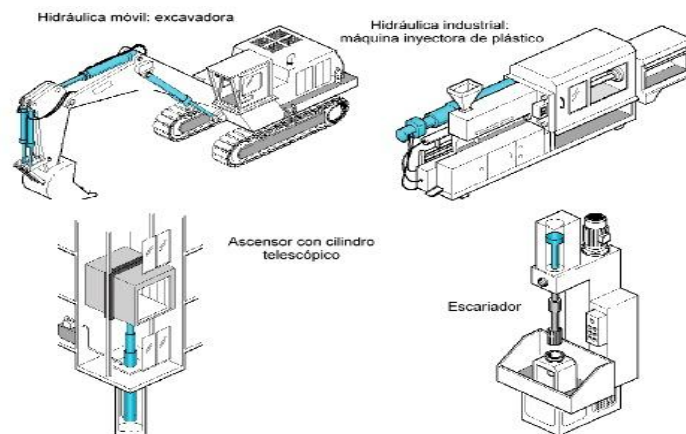
- Realizar el montaje del circuito hidráulico respectivo.
 - Seleccionar los accesorios hidráulicos necesarios para realizar la instalación y montaje de la prueba (acoples, manómetros, válvula direccional, válvula de seguridad, tanque.), la realización de las diferentes acciones de control de la válvula se conseguirán con electroválvulas direccionales 3/2.
 - Seleccionar y adquirir un cilindro hidráulico que satisfaga los requerimientos exigidos en la prueba.
- Diseñar la experiencia del laboratorio y adecuar un formato normalizado de esta para un mayor entendimiento por parte del estudiante, ya que se requiere apreciar las diferencias en los controles, estas incluyen lo siguiente:
 - Control directo: Resuelve el problema inercial, puede frenar la carga, realiza un bloqueo relativo, pero consume mas potencia por el taraje.
 - Acción Remota: Se pierde el frenado, se elimina la contrapresión al aplicarse la carga, la carga baja con la velocidad que impone la bomba, ahorra potencia.
 - Frenado: Permite mas seguridad sin mayor exigencia de presión de taraje, existe riesgos de exceso de velocidad al aplicarse cargas demasiado grandes al actuador hidráulico que requieren alto valor de la presión piloto.
 - Realizar el montaje del sistema hidráulico y efectuar pruebas de funcionamiento.

2. OLEOHIDRÁULICA

2.1 FUNDAMENTOS

La oleohidráulica se define como la tecnología que trata de la producción, transmisión y control de movimientos y esfuerzos por medio de líquidos a presión, principalmente aceites, ayudados o no por elementos eléctricos y electrónicos. Los accionamientos realizados en las máquinas pueden ser mecánicos, eléctricos, electrónicos, neumáticos o hidráulicos, cada uno de los cuales tienen sus ventajas y sus inconvenientes. Los accionamientos hidráulicos tienen ventajas singulares, de tal manera que los hacen imprescindibles en la construcción de gran número de máquinas, siendo utilizados fundamentalmente en aquellas tecnologías donde se requiera realizar importantes esfuerzos, principalmente lineales, y en los que se exija alta precisión, de tal manera que el desarrollo de éstas sin la oleohidráulica hubiera sido más limitado, o por lo menos diferente. En la figura 1 se representan algunas aplicaciones características de la oleohidráulica.

Figura 1. Aplicaciones de la hidráulica.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleo hidráulicos.

Los campos de aplicación de la oleohidráulica son múltiples pero se pueden concretar en dos: Oleohidráulica estacionaria (máquinas herramientas, maquinaria textil, prensas, siderurgia, industria de plásticos, cementeras, minería, industria y maquinaria pesada en general); Oleohidráulica móvil (maquinaria de obras civiles, maquinaria agrícola, automóviles, grúas, ferrocarriles, armamento, naves, aeronaves). Su campo de aplicación, en resumen, está donde se requiera realizar esfuerzos importantes y/o precisos.

Ello es debido, entre otras causas, a que posee las siguientes ventajas:

- La oleohidráulica permite obtener elevados esfuerzos con elementos de tamaño reducido por medio de grandes presiones. Pueden, por tanto, obtenerse importantes momentos y grandes potencias. La relación potencia/peso en hidráulica tiene un valor muy reducido ende 3 a 5 veces menor.
- Debido a lo anterior las fuerzas remanentes de inercia son pequeñas, lo que proporciona una serie de ventajas y posibilidades, como son:
- Permite conseguir movimientos suaves, exentos de vibraciones con el ritmo que se desee: movimientos rápidos de aproximación y retroceso con movimientos lentos de trabajo. La ausencia de vibraciones permite obtener acabados de calidad.
- Posibilidad de regular la carrera de trabajo con gran precisión.
- Posibilidad de obtener ciclos automáticos de trabajo de manera similar a la Neumática, pero con más lentitud.

- Fácil transformación de un movimiento giratorio en rectilíneo o lineal y viceversa.
- Posibilidad de regular de manera continua los esfuerzos, momentos y velocidades desde cero hasta una velocidad máxima.
- Las variaciones de presión pueden conseguirse de manera continua o progresiva y a impulsos.
- Facilidad para invertir la marcha de manera cuasi instantánea.
- Ausencia de problemas de sobrecarga, el accionamiento se parará pero no se estropeará cuando la carga sea excesiva, poniéndose inmediatamente en marcha cuando descienda ésta. El accionamiento hidráulico parado consume energía, mientras que en el caso neumático el consumo es nulo.
- Facilidad para evitar sobrepresiones mediante válvulas de seguridad.
- Posibilidad, aunque limitada, de ubicar el sistema hidráulico donde se desee, independientemente de los otros órganos de la máquina.
- Facilidad para normalizar los elementos de los circuitos hidráulicos.
- Costos relativamente bajos. Mantenimiento reducido, simplicidad, versatilidad.
- Relativa facilidad para producir órdenes de mando, sin embargo superado muy ampliamente por la electricidad y la electrónica.

- En combinación con la electricidad, la electrónica y la informática se ha conseguido una gran simplicidad en el mando y facilidad de regulación, constituyendo un tándem de grandísimas posibilidades y realidades. Abre paso al mando a distancia. Se suele afirmar que la electricidad constituye los nervios y la hidráulica los músculos. Por contra la hidráulica tiene algunos defectos:
- Los movimientos no son tan perfectos como se quisiera debido a la falta de rigidez absoluta del aceite; el módulo de elasticidad volumétrico de los líquidos no es infinito, es decir, su compresibilidad no es nula. La variación de viscosidad del aceite con la temperatura y la presión produce variaciones en las pérdidas de carga en los conductos y en las válvulas y modifica el volumen de fugas.
- Las pérdidas de carga en las tuberías y válvulas disminuyen el rendimiento del sistema y limitan las velocidades en las tuberías, para que aquellas no lleguen a valores excesivos.
- Las pérdidas por fugas en cilindros y sistemas de sellado disminuyen el rendimiento del sistema y las velocidades de desplazamiento de los actuadores. Minorar fugas exige tuberías buenas y cilindros y válvulas con mecanizados de alta precisión y por tanto costosos.
- Los elementos utilizados son algo ruidosos, del orden de 80 decibelios A.
- En determinados casos la tecnología se complica y requiere especialistas en su uso y mantenimiento

Todas las ventajas enumeradas anteriormente, pese a los inconvenientes citados, hacen a la hidráulica extraordinariamente útil y muy empleada en numerosas tecnologías.

2.2 CLASIFICACIÓN DE LA OLEOHIDRÁULICA

La hidráulica actualmente puede dividirse en tres parte:

Oleohidráulica convencional y modular, oleohidráulica proporcional y oleohidráulica de servoválvulas

La hidráulica convencional utiliza componentes o válvulas todo o nada, pasa líquido o no pasa, utiliza regulaciones normales, mecánicas (levas, pulsadores, rodillos), pilotados con circuitos hidráulicos auxiliares o eléctricas con electroimán normal. Su gran limitación es la dificultad de regulación precisa de fuerza y velocidad. Se entiende oleohidráulica no sólo ésta en sí, sino también la electrooleohidráulica, aunque no suele recibir este nombre tan largo, sino simplemente hidráulica.

La hidráulica modular es igual a la convencional salvo en lo que pudiera denominarse ordenación del "cableado". Intentando minorar tuberías para eliminar fugas y pérdidas de carga, se acoplan las válvulas y componentes formando módulos. Además con cierta normalización se ha conseguido minorar costos.

La oleohidráulica de servoválvulas, aparecida sobre 1950, es utilizada fundamentalmente para regulación. Un mando eléctrico recoge señales eléctricas de entrada para transformarlas en una señal mecánica de posición. Se consigue un mando proporcional intensidad - caudal y por tanto regulación de velocidad (electro - hidráulico). Se obtiene un mando proporcional intensidad - presión y por tanto regulaciones de fuerza (electro - hidráulica). Son componentes de alta calidad. Resuelve problemas que la hidráulica convencional no resuelve.

Las servoválvulas contienen una mecánica de alta precisión, que requiere un aceite muy limpio, y por tanto un filtrado muy exigente (5 a 10 μ m). Se utiliza en los casos en que se requiere gran precisión: error bastante menor del 3% en fuerzas y del 1% en posiciones. Se obtiene una precisión de posicionamiento de 0,01 mm. También se utiliza en el caso de movimientos a frecuencias altas, superiores a 10 Hz.

La hidráulica con servoválvulas es perfecta pero costosa y difícil, pero si no se utiliza no se resuelven los problemas de la hidráulica convencional: regular con gran precisión fuerzas y velocidades (presiones y caudales).

Una solución intermedia entre ambas tecnologías es la hidráulica proporcional. Utilizada principalmente para mando y en cierta medida en regulación. Se recuerda que en la regulación se autocorriga la magnitud obtenida si no concuerda con la deseada, mientras que en el mando no.

La hidráulica convencional para conseguir la regulación produce golpes de ariete y otros efectos secundarios que sacuden la máquina en ese instante y que no permite gran precisión.

Otra dificultad es la corrección del valor resultante, comparándolo con el valor deseado.

Todos estos problemas vienen a ser resueltos por la aparición de las válvulas de control direccional capaces de ofrecer una apertura controlada a voluntad, mediante una señal eléctrica. Esto es la hidráulica proporcional.

Los componentes proporcionales se caracterizan por:

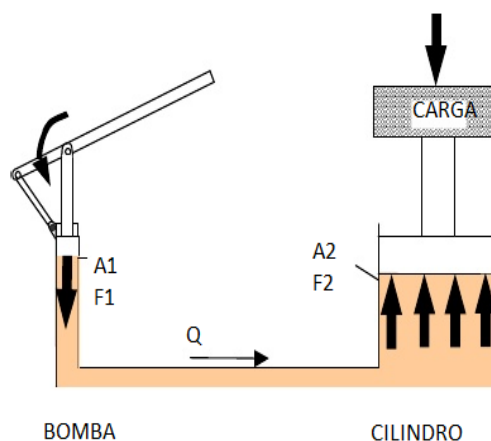
- La magnitud hidráulica controlada (p o Q), proporcional a la intensidad eléctrica.
- La corriente continua de entrada es similar a la de los electroimanes convencionales.
- Las impurezas admisibles en el aceite son superiores que en las servoválvulas ($25\mu\text{m}$ en vez de $10\mu\text{m}$).
- Para los reguladores de posición el caudal máximo es $3\text{ dm}^3/\text{min}$, lo cual obliga para caudales superiores a utilizar un elemento pilotado.
- La hidráulica proporcional no elimina la convencional sino que la complementa; una solución con técnica proporcional puede simplificar considerablemente un circuito.

2.3 CIRCUITOS ELEMENTALES

Un circuito oleohidráulico básico consta de una bomba que proporciona la presión del aceite, una conducción por donde se transporta y un cilindro donde llega el aceite y se realiza el esfuerzo, tal como se observa en la figura 2.

Mediante una fuerza F_1 accionada en un cilindro de sección A_1 se obtiene una presión en el líquido $p = F_1/A_1$; esta presión se transmite, según lo expresa el teorema de Pascal, por la conducción hasta el cilindro mayor de sección A_2 , consiguiendo con ello una fuerza $F_2 = p \cdot A_2$. Esto es el fundamento de la palanca hidráulica o de la prensa hidráulica. Como se observa el esfuerzo obtenido es proporcional a la presión.

Figura 2. Circuito oleohidráulico básico.

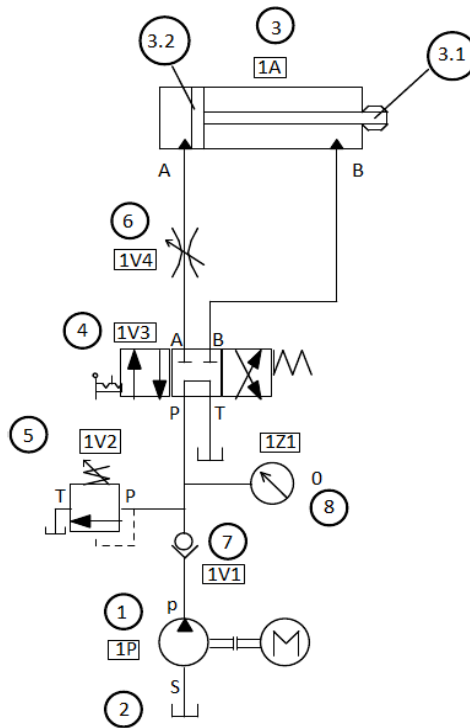


Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Por otra parte si en el cilindro pequeño se va incrementando la fuerza que en él se hace, se aumenta la presión en el líquido hasta llegar un momento en que se alcanza la presión necesaria para vencer la carga dispuesta en el cilindro grande; a partir de este instante no se incrementa la presión, sino que la carga comenzará a desplazarse. La presión siempre se adecua a la resistencia que se opone al flujo. La velocidad con que se desplaza la carga es proporcional al caudal aportado por la bomba. La posición de la carga en un determinado instante es proporcional al volumen de líquido que haya entrado en el cilindro, es decir a aquel que haya aportado la bomba.

El circuito básico de la figura 3 ha de completarse para cumplir adecuadamente con sumisión, en primer término con un depósito que aporte el aceite necesario y una bomba, maniobrada con un motor eléctrico o de explosión, pero además será necesario dotar al circuito de al menos determinados mecanismos que influyan en el sentido de desplazamiento del cilindro, en su velocidad de desplazamiento y en la presión del sistema.

Figura 3. Circuito oleohidráulico.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

En la figura 3 se representa un circuito más completo en el que la bomba (1) absorbe el aceite de un depósito (2) cuya superficie se encuentra en contacto con la atmósfera y lo impulsa por un sistema de tuberías a un cilindro. El cilindro (3) consta de un émbolo (3.1) y un vástago (3.2). El aceite a presión actúa sobre el émbolo produciendo un esfuerzo que transmite al vástago que es el que en última instancia realiza la fuerza requerida.

Para conseguir que el vástago pueda desplazarse en uno u otro sentido se dispone de una válvula distribuidora (4) que según cual sea la posición que adopte su corredera permite que el aceite a presión se dirija a uno u otro lado del émbolo. Por otra parte el aceite situado al otro lado del émbolo se dirige a través de la misma válvula hacia el depósito de aspiración de la bomba para que pueda ser utilizado de nuevo.

La bomba utilizada en estos circuitos es de desplazamiento positivo y en principio proporciona caudal casi constante independiente de la presión que se le exija y como ya se ha dicho más arriba ésta depende de la fuerza requerida. Pues bien cuando el émbolo alcanza uno de los extremos del cilindro no será capaz de avanzar más por que éste se encontrará arrostrado. En tal caso la presión aumentaría indefinidamente si es que no se dispusiera algún elemento que la limitara. Esto es lo que consigue la válvula limitadora de presión o de seguridad (5) que una vez alcanzada una determinada presión de consigna se abre y deriva la totalidad o parte del caudal, según los casos, hacia el depósito de aspiración, que en los circuitos oleohidráulicos suele recibir el nombre de tanque. Si se quiere influir sobre la velocidad con que se desplace el vástago se ha de variar el caudal con que circula el aceite por las tuberías, para ello se dispondrá una válvula estranguladora (6), derivándose el caudal sobrante por la válvula de seguridad (5). En la práctica los circuitos se dibujan de la manera simple y esquemática expuesta, atendiendo a la norma ISO 1219, de forma prácticamente igual que en la neumática, tal como se muestra en la figura 3. En cada elemento se ha indicado la nomenclatura señalada en tal norma.

2.4 NORMATIVA

La normativa más importante a aplicar en la oleohidráulica es la siguiente:

Tabla 1. Normativa oleohidráulica.

| | |
|---------------------|---|
| ISO 1219 | Transmisiones hidráulicas y neumáticas. Símbolos gráficos. |
| ISO 4406 | Calidad del aceite por su filtrado. |
| ISO 4413 | Transmisiones hidráulicas. Reglas generales para la instalación y la utilización de equipos en los sistemas de transmisión mando. |
| ISO 4414 | Ídem neumáticas. |
| ISO 4572 | Efectividad de un filtro según la prueba multipas. |
| VDMA 605.12 | Características de los aceites. |
| VDI/VDE 2173 | Medidas características aerodinámicas de las válvulas (factor de paso). |
| ISO 2909 | Índice de viscosidad. |
| DIN 51519 | Clasificación de la viscosidad. |
| DIN 51524 | Clasificación de los aceites según su viscosidad. |
| DIN 24312 | Presiones, definiciones, etapas de presión. |
| DIN 2391C | Tuberías de acero al carbono, estirado sin soldadura en atmósfera de argón. |

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

2.5 PROPIEDADES DE LOS ACEITES

En principio para transmitir energía de presión se podría utilizar cualquier líquido. Sin embargo si se usara agua por ejemplo generaría problemas de corrosión, de ebullición y de congelación. Normalmente se usan aceites hidráulicos procedentes de la destilación del petróleo en aquellas instalaciones en las que no haya riesgo de fuego. Si existiera dicho riesgo se utilizarían emulsiones agua – aceite o aceites sintéticos. En cualquier caso los aceites hidráulicos deben cumplir con unas características básicas: Deben lubricar los elementos móviles, deben proteger contra la corrosión, tienen el punto de ebullición alto y el punto de congelación más bajo que el del agua, transmiten energía por medio del aumento de presión y disipan el calor generado por las pérdidas de carga. La primera propiedad es su

densidad, es decir su masa por unidad de volumen. Es frecuente conocer esta propiedad a través de lo que se denomina densidad relativa, es decir el cociente entre la densidad del cuerpo considerado y la del agua. Se representa por S. En el caso de aceites se suele utilizar la densidad en grados API (American Institute Petroleum); la relación entre este parámetro y S vale:

$$^{\circ}API = \frac{141,5 - 131,5 * S}{S}$$

Así se tiene que el agua tiene una densidad de 10° API y un aceite puede tener una densidad entre 25 y 45° API.

La propiedad que tienen los fluidos que los diferencia de los sólidos es la viscosidad, gracias a la cual se oponen a su movimiento. Existen dos formas de medir la viscosidad de un fluido: a través de consideraciones científicas y empíricas. Para medir la viscosidad absoluta o dinámica (μ) se utiliza la unidad del SI el Poiseuille -PI ($\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$), o bien en dimensiones de presión-tiempo, siendo el Poiseuille = Pascal. segundo (Pa.s).

La viscosidad del agua a 20 ° = 1 mPI = 0,001 Pa.s y la del aceite mineral a 20° = 35 mPI.

Para medir la viscosidad cinemática, equivalente a la viscosidad dinámica dividida por la densidad, se emplea la unidad del SI, sin nombre concreto, m^2s^{-1} y en ocasiones el $\text{mm}^2\text{s}^{-1} = 10^{-6} \text{m}^2\text{s}^{-1}$.

La viscosidad del agua a 20° = 1 mm^2s^{-1} y la del aceite mineral a 20° = 40 mm^2s^{-1} .

Un importante método de identificar aceites hidráulicos es por la especificación de la clase de viscosidad. La norma ISO así como la DIN 51524 clasifican los aceites a intervalos de viscosidad a 40 °C. Tal y como se muestra en el tabla 2.

Tabla 2. Clasificación de los aceites según ISO.

| CLASE DE VISCOSIDAD ISO | Viscosidad cinemática (mm²/s) a 40 ° C | |
|--|--|---------------|
| | Máxima | Mínima |
| ISO VG 10 | 9 | 11 |
| ISO VG 22 | 19,8 | 24,2 |
| ISO VG 32 | 28,8 | 35,2 |
| ISO VG 46 | 41,4 | 50,6 |
| ISO VG 68 | 61,2 | 74,8 |
| ISO VG 100 | 90 | 110 |

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

También para medir la viscosidad de los aceites se utilizan con frecuencia los números SAE (Society of Automotive Engineers), que marcan intervalos de viscosidad. Una equivalencia entre clases SAE e ISO-VG se puede ver en la tabla 3.

Tabla 3. Equivalencia entre clases SAE e ISO-VG.

| Clase SAE | ISO-VG | Área de aplicación |
|-----------|--------|--|
| 30 | | Instalaciones estacionarias en lugares cerrados y altas temperaturas |
| | 100 | |
| 20 W | 68 | A temperaturas normales |
| | | |
| 10 W | 46 | |
| | | |
| 5W | 32 | Para instalaciones al aire libre. Hidráulica móvil |
| | | |
| | 22 | En lugares fríos |
| | | |
| | (15) | |
| | 10 | |

Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

2.6 EL GRUPO HIDRÁULICO

La creación de la energía en un sistema hidráulico se realiza por medio de la bomba, que normalmente va unida a una serie de elementos, formando lo que se conoce como grupo hidráulico.

El grupo hidráulico se compone principalmente de un depósito o tanque, una bomba, una válvula de seguridad, un manómetro y dos racores por lo menos, uno de toma depresión P y otro de vuelta al tanque T. La línea L permite recoger el aceite producido por las fugas. Casi siempre suelen llevar algún tipo de filtro y si el

grupo es un poco grande necesitará de refrigeradores y calentadores del aceite. Muchas veces las válvulas de control van incorporadas en el propio grupo conectadas en forma modular para minorar el número de tuberías y juntas. Además se añaden cada vez más elementos de sensórica para la automatización, es decir, presostatos, sensores de nivel, de temperatura, y de presión, caudalímetros etc.

2.6.1 El tanque hidráulico.

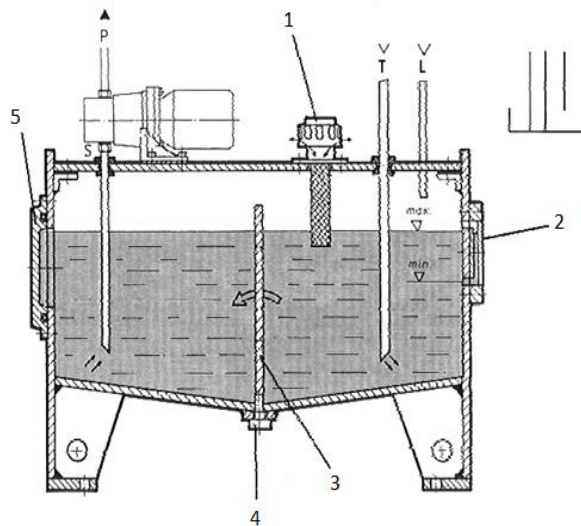
El depósito, o más comúnmente llamado tanque, cumple diferentes funciones. En primer término es el depósito de aspiración e impulsión del sistema de bombeo, además sirve de almacén y reserva de aceite. Por otra parte tiene como misiones la separación, en lo posible, del aire del líquido hidráulico, la refrigeración del aceite por simple transmisión de calor por sus paredes al exterior, la toma de contacto del aceite con la presión atmosférica y, por último, su estructura sirve de soporte de la bomba, del motor de accionamiento y de otros elementos auxiliares.

El tanque dispone de los elementos siguientes (figura 4):

- Filtro de llenado y aireador (1).
- Visor de nivel máximo y mínimo (2).
- Placa separadora retorno – aspiración (3).
- Tapón de vaciado (4).
- Tapa para limpieza (5).

Todo depósito debe estar lo suficientemente ventilado para poder eliminar las burbujas de aire disueltas en el aceite. Además se debe poner en contacto el aceite a la presión atmosférica. Pero por otro lado se debe evitar que la polución del ambiente contamine el fluido hidráulico. Esta es la misión del tapón de llenado y aireador. Las partículas sólidas más gruesas y los lodos formados por degradación del aceite se van acumulando en la parte inferior del tanque.

Figura 4. Tanque hidráulico.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián-Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Cada cierto tiempo habrá que hacer labores de mantenimiento, vaciado del tanque de aceite y limpieza del mismo. Para ello se dispone de la tapa (5). La chapa separadora (3) sirve para evitar el paso de burbujas de aire del retorno hacia la aspiración de la bomba, ya que hay que tener en cuenta que el tanque sirve al mismo tiempo de depósito de aspiración e impulsión del sistema. Estas burbujas son debidas a la caída del aceite por el tubo de retorno. El tubo de retorno ha de tener longitud suficiente para introducirse dentro del líquido en el tanque y evitar las salpicaduras que formarían espuma si el aceite saltara libremente. Es muy usual disponer conjuntamente con el visor de nivel, un termómetro para controlar no sólo el nivel de líquido sino también su temperatura.

Para el dimensionamiento del tanque se suele adoptar la norma empírica que dice que el volumen de aquél ha de ser igual a 3 a 5 veces el volumen impulsado por la bomba en un minuto.

2.6.2 Bombas hidráulicas.

Las bombas en los circuitos hidráulicos han de proporcionar un caudal relativamente pequeño con una gran presión. El tipo de bombas idóneas para prestar tal servicio son las de desplazamiento positivo, es decir, aquellas que están basadas en el teorema de Pascal. Este tipo de bombas, como es sabido, se clasifican, atendiendo al movimiento del elemento desplazador, en:

- Bombas alternativas
- Bombas rotativas

El caudal que proporcionan es en principio independiente de la presión generada, ya que será equivalente al volumen de una cilindrada por el número de éstas por unidad de tiempo; sin embargo, la presión hace que se produzcan pérdidas volumétricas, es decir que parte del líquido pase a uno u otro lado del elemento desplazador e incluso fugue al exterior, o bien las válvulas, si dispone de ellas, no se abran o cierren en el momento adecuado, por ello el caudal disminuye algo a medida que se incrementa la presión. La curva característica que relaciona presión y caudal es por tanto prácticamente una recta horizontal (figura 5). La regulación del caudal puede conseguirse mediante la variación de la velocidad de giro o, normalmente, gracias a la modificación de la cilindrada.

Figura5. Curva característica caudal-presión de una bomba de desplazamiento positivo.



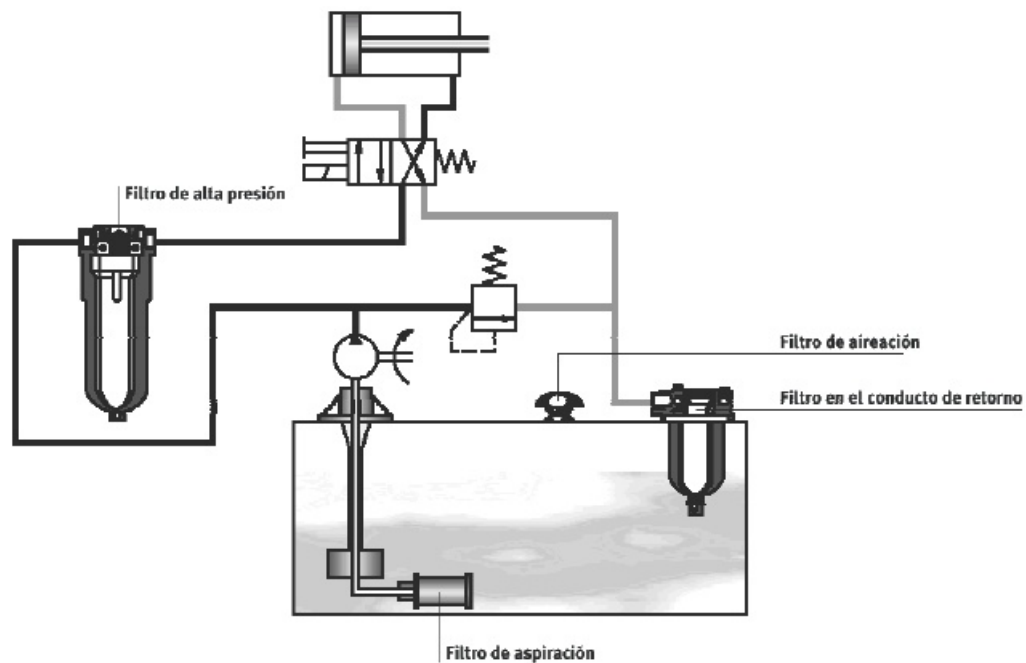
Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

2.6.3 Filtros

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir una duración extendida de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forman partículas, más o menos grandes, que han de separarse del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, ya que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica.

Según su colocación en la instalación se distinguen tres tipos de filtros (figura 6):

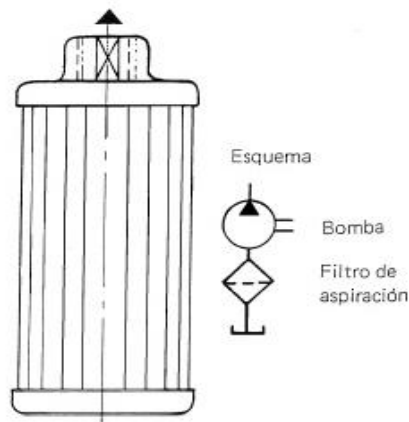
Figura 6. Tipos de filtros según su colocación.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Filtro de aspiración (figura 7), dispuesto aguas arriba de la bomba. Requiere de un mantenimiento exhaustivo ya que de no ser así causaría la cavitación en la bomba, pudiendo producir una gran disfuncionalidad en la misma. Defiende la instalación de partículas gruesas. Si se pretendiera realizar un filtrado más fino la pérdida de carga generada produciría inexorablemente cavitación, cuestión inadmisibles en una bomba. Las ventajas de este filtro son su fácil montaje y su precio reducido, ya que trabaja a presión reducida, además de proteger a todos los elementos hidráulicos de las partículas más gruesas. Tiene el inconveniente de encontrarse dentro del tanque sumergido en el aceite con la consiguiente dificultad para el mantenimiento.

Figura 7. Filtro de aspiración de la bomba.

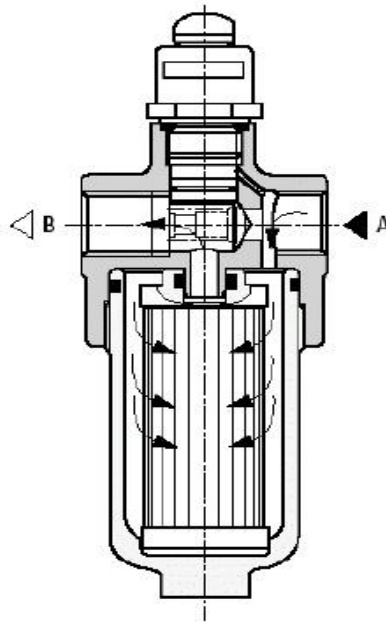


Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Filtro de impulsión, también llamado de presión (figura 8), ubicado aguas abajo de la bomba y aguas arriba de válvulas y cilindros. Elimina partículas muy finas para proteger elementos específicos de la instalación, fundamentalmente los elementos citados. Se usa, por ejemplo, conservo válvulas o válvulas proporcionales, que tienen unos requerimientos de limpieza extremos. Se puede montar directamente delante de los elementos sensibles. Tiene un fácil mantenimiento ya que está en

posición visible de fácil desmontaje. Tiene como inconveniente que ha de ser robusto para resistir la presión a que está sometido, lo cual redunda en un mayor peso y costo. La pérdida de carga es alta debido a que su paso forzosamente es fino, esto genera calentamiento del aceite, lo cual exigirá una refrigeración forzada.

Figura 8. Filtro de impulsión o de presión.

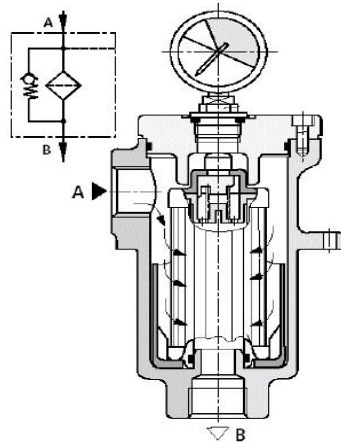


Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Filtro de retorno (figura 9), alojado aguas abajo de los cilindros, en la tubería de retorno al tanque, normalmente dispuesto en la tapa superior del mismo. Generalmente llevan algún elemento indicador de su grado de suciedad, como puede ser un manómetro o un presostato. Se dispone generalmente en paralelo con una válvula antirretorno calibrada que se abrirá en el momento en que el filtro tenga un grado de suciedad determinado, desalojando el aceite por el puente. Dicha válvula trabaja como si fuera una válvula de seguridad que protege el filtro y el sistema. El inconveniente del filtro situado en el retorno es que cualquier partícula que penetre en el tanque por el ambiente circulará en primer lugar por

todo el circuito, bombas, tuberías, válvulas y cilindros, antes de ser eliminado por el filtro. Además, en caso de picos de presión y arranque en frío, permite el paso de partículas de suciedad a través de la válvula antirretorno del puente.

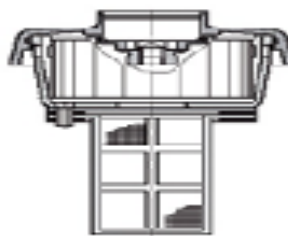
Figura 9. Filtro de retorno.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Filtro de llenado, también llamado aireador porque garantiza que el depósito esté a presión atmosférica, es el filtro situado en el tapón de llenado que realiza el filtrado del aceite con el que se llena el tanque inicialmente y en las renovaciones periódicas del mismo (figura 10).

Figura 10. Filtro de prellenado.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

2.6.4 Actuadores

Como en el caso de la neumática se denominan actuadores a los elementos del circuito hidráulico que transforman la energía hidráulica en mecánica; es decir, se trata de motores hidráulicos y cilindros hidráulicos. Se clasifican en:

- Motores alternativos o lineales, denominados cilindros.
- Motores giratorios oscilantes.
- Motores rotativos.

Los motores rotativos son equivalentes a las bombas trabajando en sentido inverso, es decir, convirtiendo la energía mecánica recibida del motor de arrastre en energía hidráulica. Los más empleados son los de engranajes y los de pistones axiales.

2.6.4.1 Motores lineales (cilindros). Se trata de motores de pistón único con funcionamiento lineal alternativo, totalmente análogos a los de neumática, salvando las diferencias motivadas por las elevadas presiones con que trabajan.

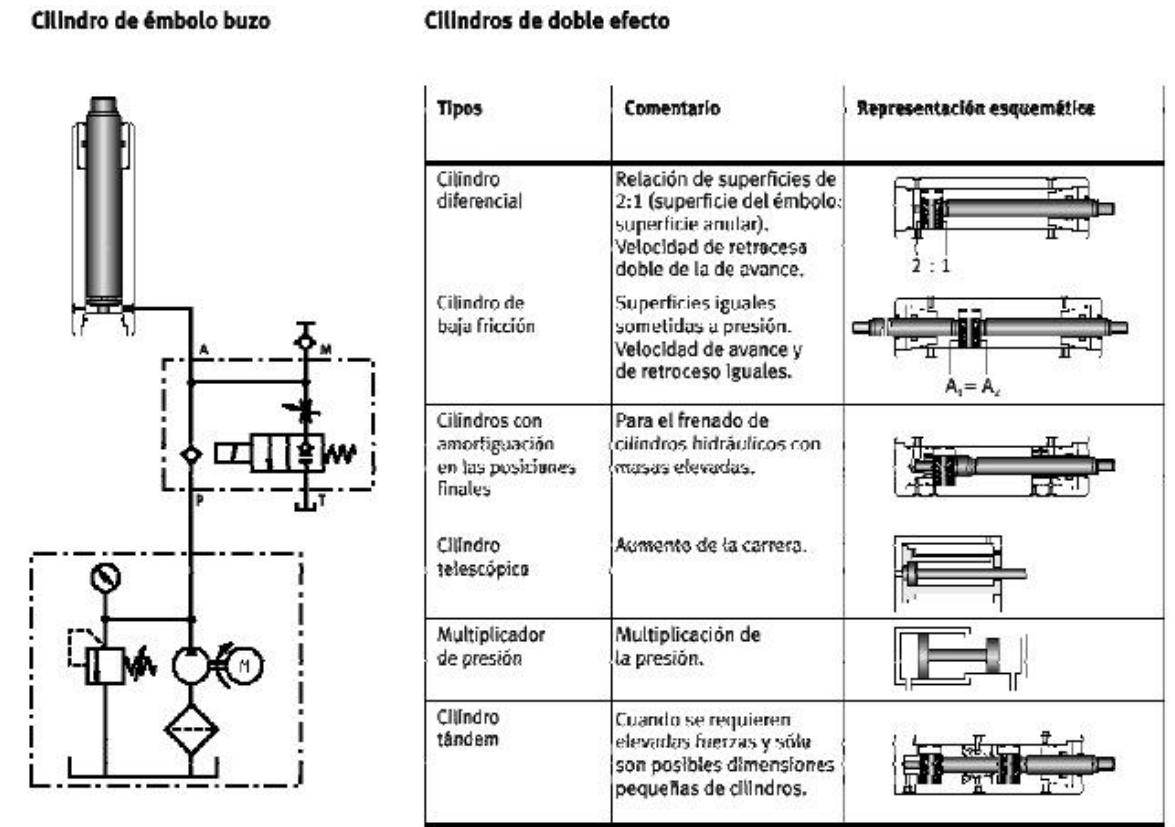
Se clasifican en cilindros de simple y de doble efecto, según la energía hidráulica realice el esfuerzo cuando el émbolo se desplace en uno o en los dos sentidos respectivamente. En el primer caso el retorno puede hacerse con resorte o sin él, en esta ocasión el retorno se consigue mediante un esfuerzo externo. Los cilindros más usuales se representan en la figura 11.

El vástago puede ser simple con un único punto de salida; doble, con dos; buzo, cuando el vástago y el émbolo forman una única pieza; y telescópico, en el caso de querer conseguir largas carreras.

Los cilindros pueden tener simple o doble amortiguación en sus fines de carrera, o bien carecer de ello.

Un problema fundamental de los cilindros hidráulicos es el pandeo debido a los importantes esfuerzos a que se ven sometidos; por tal motivo sus vástagos tienen un diámetro relativamente importante con relación al de su émbolo, siendo muy frecuente que sus respectivas áreas estén en la relación 1 a 2.

Figura 11. Cilindros más usuales.



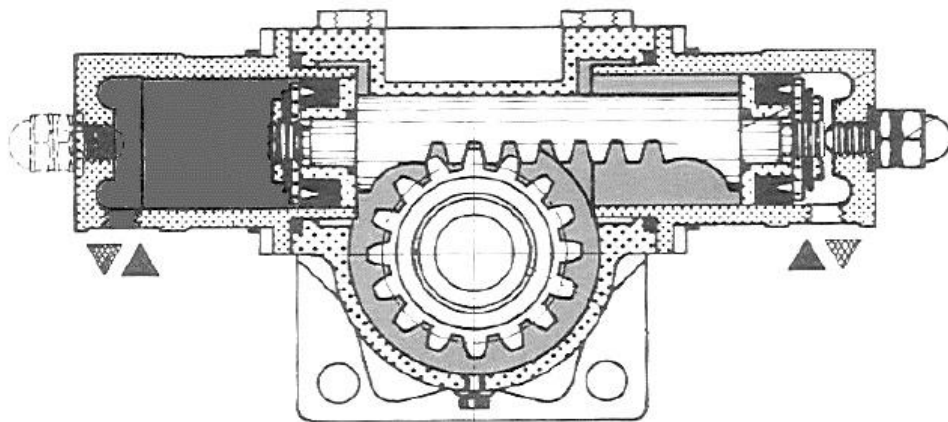
Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Otro aspecto fundamental en un cilindro es su sujeción a la obra muerta, dado que es este punto el que ha de soportar los máximos esfuerzos cuando el cilindro llegue a sus fines de carrera. Los dispositivos de sujeción de serie son a base de bridas, ejes de giro o charnelas, rótulas o similares.

2.6.4.2 Motores de giro oscilante. Estos motores producen un par de giro en ambos sentidos, con un ángulo de rotación limitado.

Consisten, como puede observarse en la figura 12 en un cilindro que dispone interiormente de una barra en cremallera limitada por dos émbolos; al introducir el aceite por uno u otro lado del cilindro la cremallera arrastra a un piñón, que a su vez hace girar el elemento deseado (válvula, volquete, puente levadizo, ...).

Figura 12. Motores de giro oscilante.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

La carrera y por lo tanto el ángulo de rotación puede limitarse desde el exterior mediante un tornillo.

Trabajan normalmente con una presión máximo de 160 bar, el momento puede alcanzar los 30.000 N·m, siendo su velocidad de giro generalmente reducido.

2.6.4.3 Motores rotativos de giro continuo. Como se ha dicho anteriormente las bombas de desplazamiento positivo son en su mayor parte reversibles, es decir, pueden funcionar como motores hidráulicos con giro continuo.

Los motores hidráulicos convierten la energía hidráulica en energía mecánica. Para un tamaño determinado la diferencia de presión determinará el par del motor mientras que el caudal definirá la velocidad de giro. Obviamente la potencia es el producto del par por la velocidad de giro.

Se pueden clasificar en tantos tipos diferentes como se ha hecho con las bombas. Estos motores poseen par de arranque, se regula su velocidad de rotación y par motor desde cero hasta sus valores máximos, pueden funcionar a velocidades lentas y son capaces de trabajar en los dos sentidos de giro. Su volumen y peso son reducidos; no se estropean ante una sobrecarga, poniéndose de nuevo en marcha cuando aquélla se reduce y tienen gran fiabilidad.

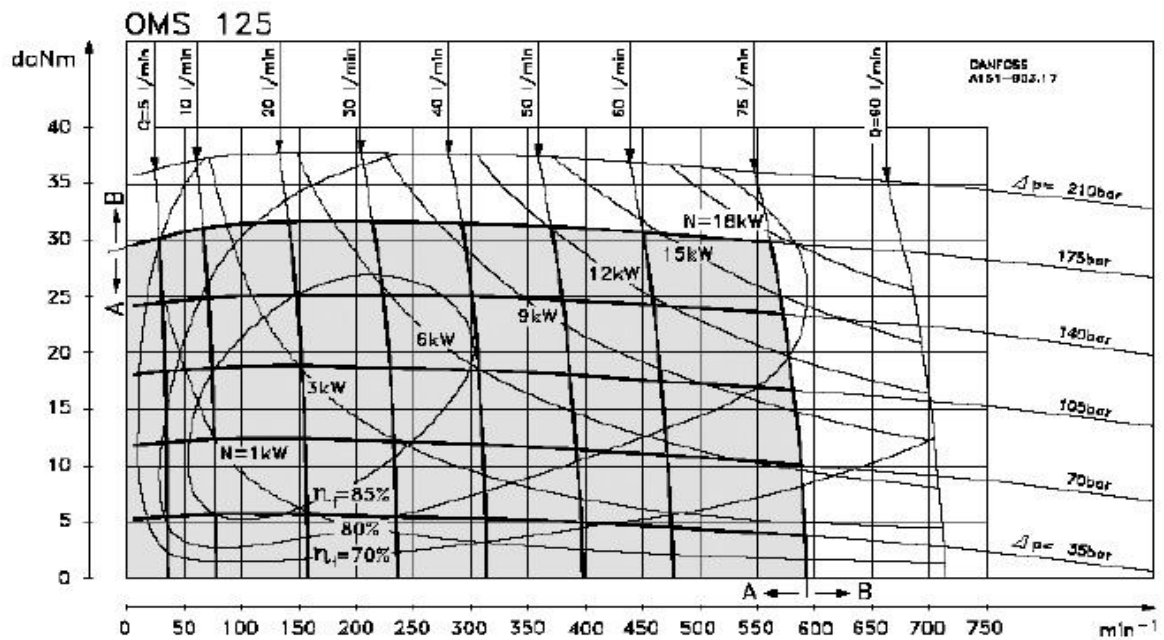
Los motores hidráulicos son casi parejos con las bombas hidráulicas, es decir, pueden ser de engranajes internos y externos; de pistones radiales y axiales.

Los motores de engranajes trabajan con unas presiones máximas de 250 bar, no superando su par motor los 300 Nm. Los motores de pistones trabajan con presiones de hasta 400bar con momentos que pueden alcanzar los 25.000 Nm. La cilindrada puede ser variable en el caso de los motores de pistones axiales. Existen motores hidráulicos que en lugar de girar su eje, rota su carcasa en la que pueden enrollarse cables, como en el caso de las grúas y otras máquinas. En la figura 13 se acompañan las curvas características que definen un motor concreto de engranajes internos de Danfoss.

En ellas se observan el par, la velocidad de giro, el caudal y la diferencia de presión entre la entrada y la salida, así como la potencia absorbida y su rendimiento. Puede deducirse de la figura que el par proporcionado por el motor es casi independiente de la velocidad de giro.

La zona sombreada es la de normal utilización y la no sombreada es para trabajar de manera esporádica.

Figura 13. Curvas características de un motor hidráulico de engranajes internos Danfoss.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Se utilizan en maquinaria agrícola y forestal, minería, vehículos especiales, grúas, naves, máquina herramienta, etc. Obviamente todo motor hidráulico requiere una bomba que proporcione el aceite a la presión requerida. Por lo que requieren un circuito hidráulico, éste puede ser abierto o cerrado, es decir, que el aceite empleado por el motor y proporcionado por la bomba vuelva a tanque o bien retorne directamente a la bomba.

2.6.5 Válvulas hidráulicas y accesorios. Una primera clasificación de las válvulas las ordena en:

- Convencionales

- Proporcionales
- Servo válvulas

Las válvulas, quizás mal denominadas convencionales, son todo – nada, es decir, sólo trabajan en sus posiciones extremas o en posiciones determinadas, siempre discretas.

Las válvulas proporcionales y las servo válvulas se distinguen de las convencionales por su accionamiento, mientras en éstas es mecánico o eléctrico en las otras es electrónico.

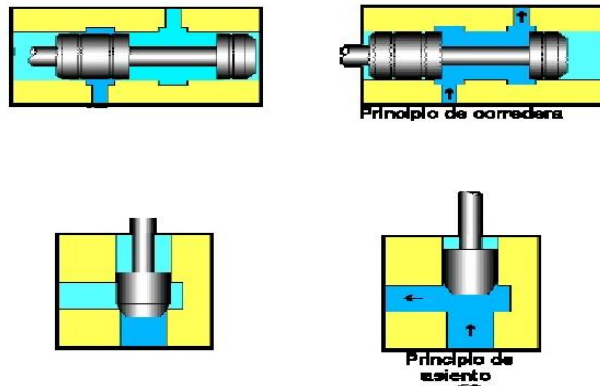
Según una división en función de su uso las válvulas pueden ser:

- Direccionales o distribuidoras (señalan el camino que debe seguir el fluido)
- De bloqueo (impiden o controlan la circulación del fluido en uno de los sentidos)
- De presión (controlan la presión)
- De flujo (controlan el caudal)

A continuación se brindará información de algunas válvulas direccionales, de bloqueo y de presión.

2.6.5.1 Válvulas direccionales o distribuidoras. Sirven para controlar el arranque, la parada y el sentido de marcha de los cilindros. Son similares a las correspondientes en la neumática. Como entonces existen de asiento y corredera, con análogas características, ventajas, inconvenientes y aplicaciones (figura 14).

Figura 14. Comparación entre el principio de corredera y de asiento.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

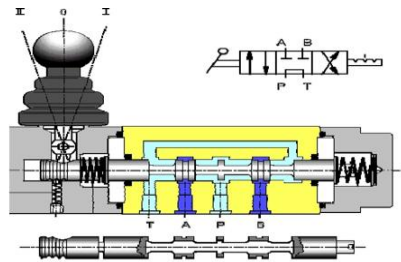
- **Válvula direccional de asiento.** Las válvulas direccionales de asiento tienen un desplazamiento corto, requieren bastante fuerza de accionamiento, poseen una perfecta estanquidad sin fugas; permiten trabajar con grandes presiones, no se agarrotan, su mantenimiento es fácil y tienen una larga vida. El mando puede ser manual, mecánico o eléctrico, además de directo e indirecto. Existen de dos, tres o cuatro vías. En los dos primeros casos pueden ser normalmente abiertas y normalmente cerradas. Suelen tener solape de funcionamiento o superposición negativa, es decir en la posición intermedia están en contacto las distintas vías. Por último el mando puede ser directo o indirecto mediante un pilotaje que hace de servo.
- **Válvula direccional de corredera.** Las válvulas de corredera poseen un desplazamiento más largo, exigen poca fuerza de accionamiento, su estanquidad es menor, pueden tener fugas, son de construcción sencilla y son aptas para cumplir múltiples funciones.

Como en el caso de la neumática su mando puede ser manual, mecánico, mediante rodillo o palanca, o eléctrico, con electroimán accionado por corriente

alterna o continua. Aquí se incluyen en el mismo grupo tanto las válvulas convencionales, accionadas mecánica o hidráulicamente, como las maniobradas mediante electroimanes, es decir, las electroválvulas.

En la figura 15 y en la figura 16 se observan una válvula de corredera maniobrada mediante palanca y otra mediante electroimanes, respectivamente. Pueden ser monoestables reposicionadas por muelle o biestables.

Figura 15 Válvula 4/3 con recirculación P-T y accionamiento por palanca.

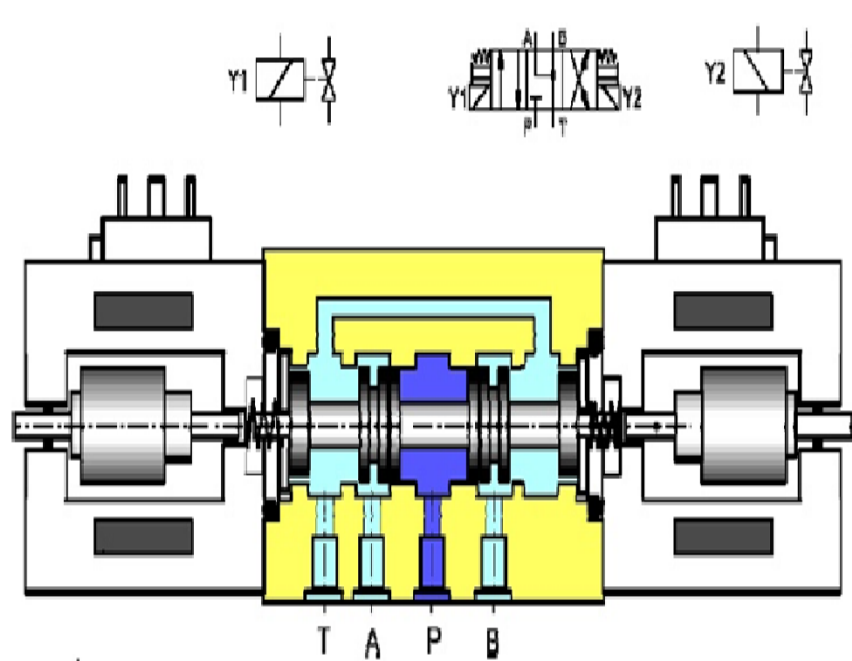


Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

En la oleohidráulica la pérdida de carga producida en una válvula adquiere valores notablemente más elevados que en la neumática, siendo por tanto importante conocer su magnitud.

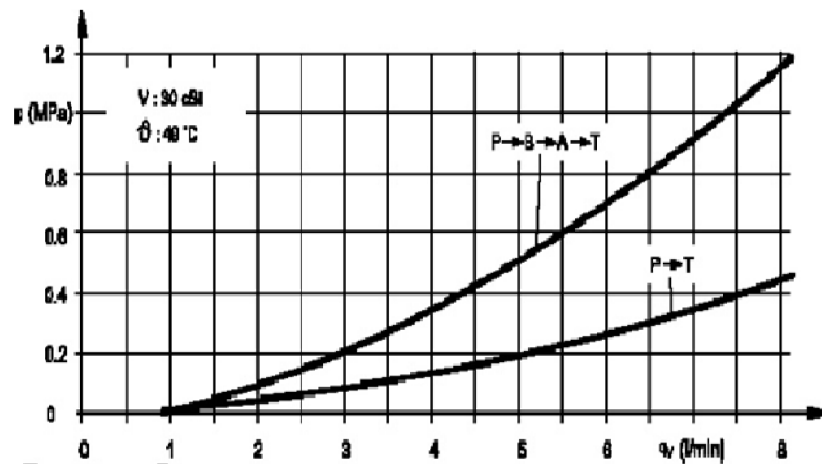
En la figura 17 y figura 18 se representan las pérdidas de carga, en ordenadas, en función del caudal, en abscisas, correspondientes a las válvulas anteriormente citadas. En ciertos casos las pérdidas de carga dentro de una válvula son diferentes según el camino recorrido por el aceite dentro de aquella, tal como se muestra en la misma figura. En este caso son menores en la circulación de P a T que en las restantes, tal como se deduce de la figura 17; esto se debe a la mayor sección de paso en ese sentido por la geometría de la corredera. La posición central con recirculación hacia tanque hace que la bomba trabaje con menor potencia y además el aumento de temperatura del aceite sea menor.

Figura 16 Electroválvula 4/3 con posición central conectando vías A y B a tanque.



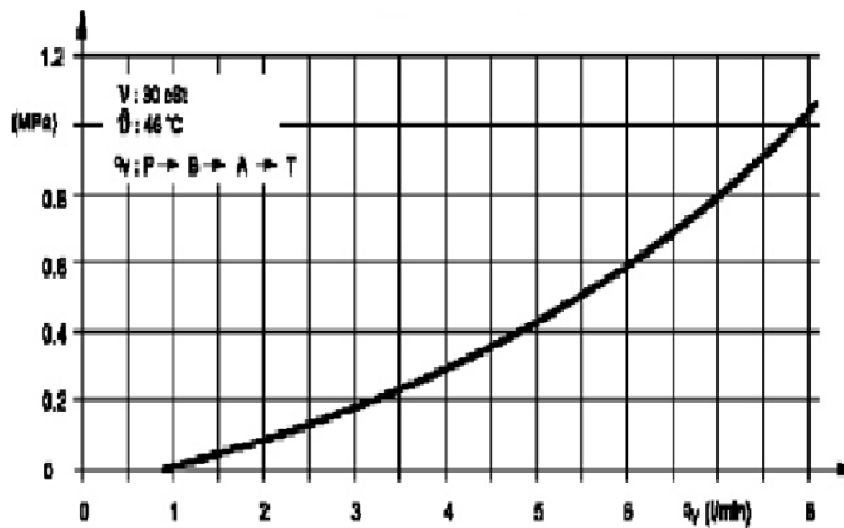
Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Figura 17. Pérdida de carga en la válvula de la figura 15.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

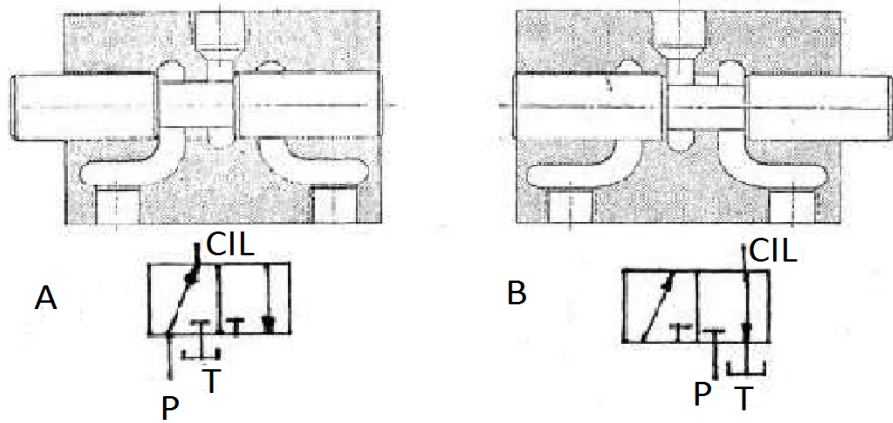
Figura 18. Pérdida de carga en la válvula de la figura 16.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

- **Válvula de tres vías.** Ésta es la primera de las válvulas que cambia la orientación de la corriente del fluido. En esta válvula como su nombre; lo indica, hay tres bocas de conexión o “puertas”, la primera por donde entra la presión desde la bomba, la segunda que se comunica con el cilindro hidráulico y la tercera que es la conexión hacia el tanque o retorno. En la figura 19 se muestra un corte de una válvula de tres vías en las dos posiciones en que aquella trabaja como A y B en una de esas posiciones la corredera o husillo permite comunicar la puerta de entrada de presión con la salida del cilindro, mientras bloquea el retorno al tanque, en la segunda posición, o sea con la corredera situada en el otro extremo la misma bloquea ahora la entrada de presión y conecta el retorno a tanque con el cilindro.

Figura 19. Corte de una válvula tres vías en sus dos posiciones con su símbolo.



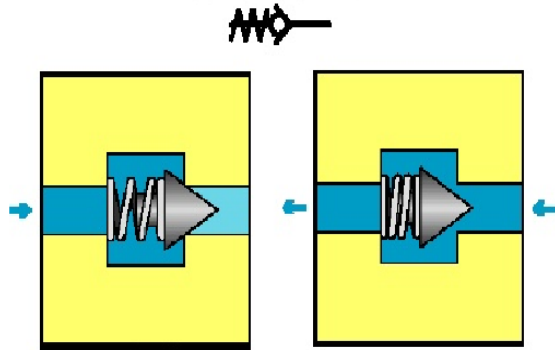
Fuente: http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/valvulashidraulicas/.

En una válvula de dos posiciones, una de ellas se logra mediante un resorte que mantiene la corredera en una posición extrema, la posición se logra por una señal de mando, que puede ser, manual, mecánica, eléctrica o por piloto hidráulico o neumático, que al producirse provocan el deslizamiento del husillo al lado opuesto, venciendo la tensión del resorte al comprimirlo. Esta válvula se emplea para controlar el accionamiento de cilindros de simple efecto y émbolos buzo, cuyo retorno se efectúa por la acción de un resorte a cargas exteriores que no requiere retorno hidráulico.

2.6.5.2 Válvulas de bloqueo. Tienen como finalidad impedir o dificultar, en una palabra condicionar, la circulación del aceite en uno u otro sentido. Entre estas válvulas se encuentran las antirretorno y las antirretorno con apertura hidráulica.

- **Antirretorno.** Son válvulas similares a las de neumática, permiten la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario. Existen sin resorte y con resorte (figura 20).

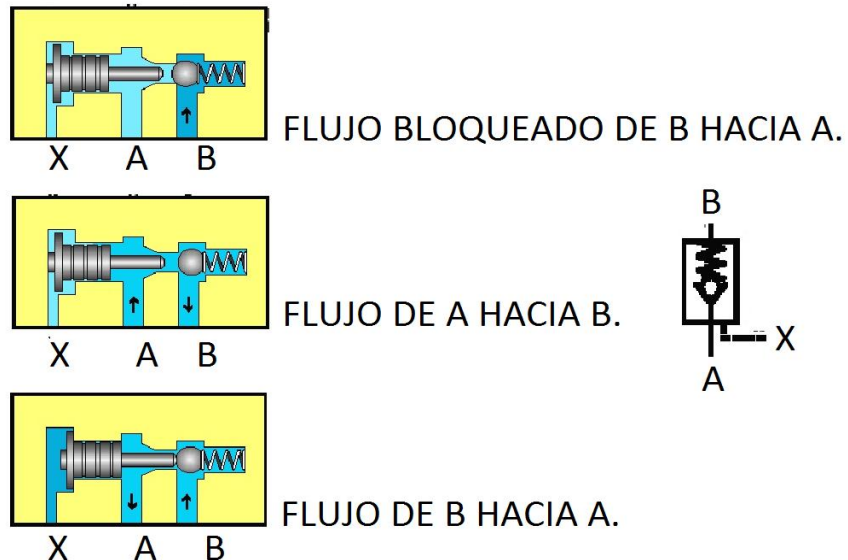
Figura 20. Válvula antirretorno.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

- **Antirretorno con apertura hidráulica.** Se trata de unas válvulas que permiten la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario, pero puede eliminarse este impedimento mediante un pilotaje. En la figura 21 puede observarse claramente su funcionamiento.

Figura 21. Válvula antirretorno con apertura hidráulica.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

En la posición de cierre el muelle está empujando la bola contra su asiento. Se permite el paso desde A a B pero no desde B hacia A. Si se aplica presión a la vía piloto X entonces el pistón empuja la bola contra el muelle permitiendo pasar el fluido de B hacia A.

2.6.5.3 Válvulas controladoras de presión. Entre las válvulas que contemplan la presión como parámetro a controlar, se encuentran las que la limitan, las que realizan la conexión o desconexión de un sistema según aquella y las que reducen la presión.

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle. La mayoría son de infinitas posiciones, es decir, que las válvulas pueden ocupar varias posiciones entre completamente cerradas y completamente abiertas, según el caudal y la diferencia de presiones.

De acuerdo a su función las válvulas se pueden dividir en:

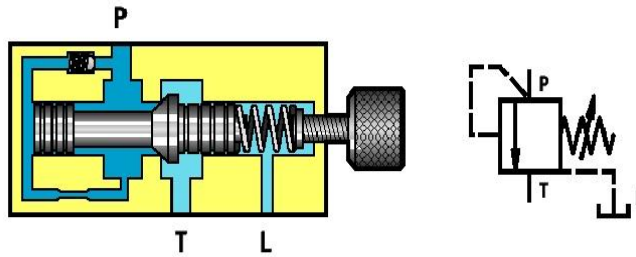
Válvulas limitadoras de presión, Válvulas de secuencia, Válvulas de descarga, Válvulas reductoras de presión y Válvulas de contrabalance, sostenimiento o frenado.

Se hará una breve descripción de una de las válvulas limitadoras de presión más importantes en un circuito hidráulico (válvula de seguridad), luego se entrará más en detalle en cuanto a las válvulas de contrabalance se refiere.

- **Válvula de seguridad.** La válvula de seguridad que lleva todo grupo hidráulico es en realidad una válvula limitadora de presión; tiene como misión que cuando un cilindro alcance su punto muerto anterior o posterior y la bomba continúe

proporcionando aceite, la presión no se eleve indefinidamente sino que se limite a un valor de consigna; llegado ese momento se abre la válvula de seguridad y dirige el aceite directamente al tanque como se puede ver en la figura 22.

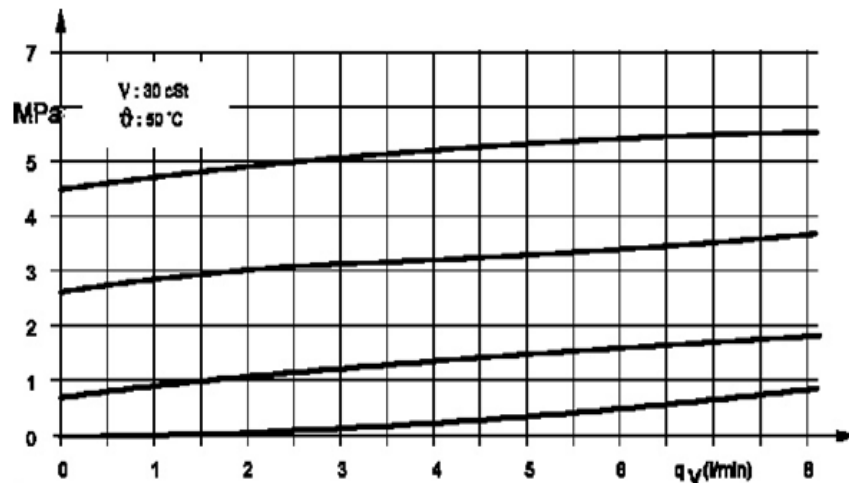
Figura 22. Válvula limitadora de presión o de seguridad.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

Las curvas características de estas válvulas que definen su pérdida de carga en función del caudal, dependen del ajuste del tornillo externo, (figura 23).

Figura 23. Pérdidas de carga de una válvula de seguridad con diferentes tarados.



Fuente: Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián- Donostia, Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos.

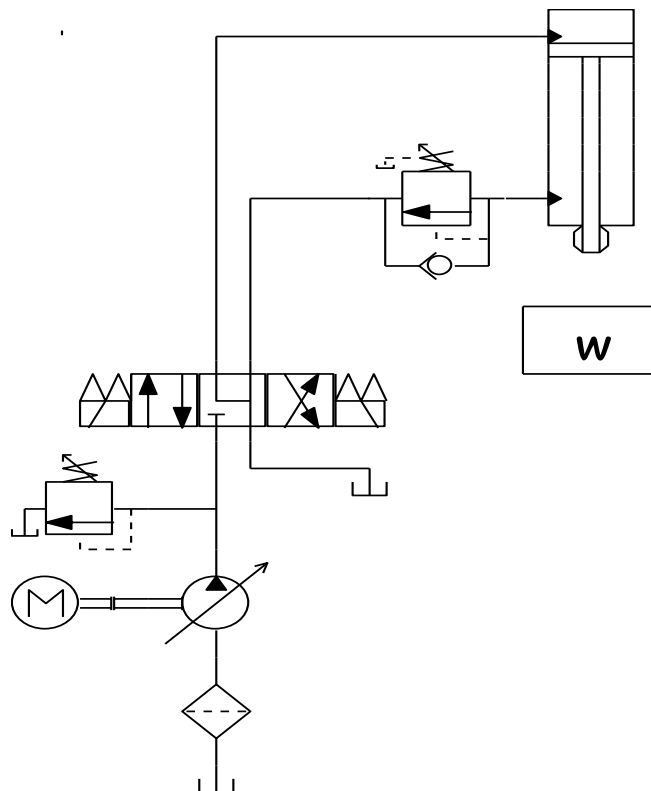
El tarado de la válvula se hace con consumo nulo, es decir, cuando todo el caudal de la bomba se dirige por la válvula a tanque. Por ejemplo si se tiene una bomba de 5 l/min y se tara la válvula a algo más de 50 bar (5 MPa) se puede comprobar que según la curva característica de la válvula cuando la presión llega a unos 45 bar (4,5 MPa) la válvula de seguridad empezará a dejar pasar parte del caudal hacia el tanque. De esta forma el caudal del que se dispondrá en el sistema será menor que el proporcionado por la bomba.

3. VÁLVULAS CONTRABALANCE.

Las válvulas de contrabalance presentan tres tipos de disposición para su pilotaje, estos son: Interno (acción directa o equilibrage), (figura 24), Externo (acción remota), (figura 25) y Mixta, la cual involucra el pilotaje interno y externo simultáneamente (frenado o sostenimiento), (figura 26).

La válvula de acción directa resuelve el problema inercial, su bloqueo es relativo, puede frenar la carga.

Figura 24. Válvula contrabalance de acción directa.

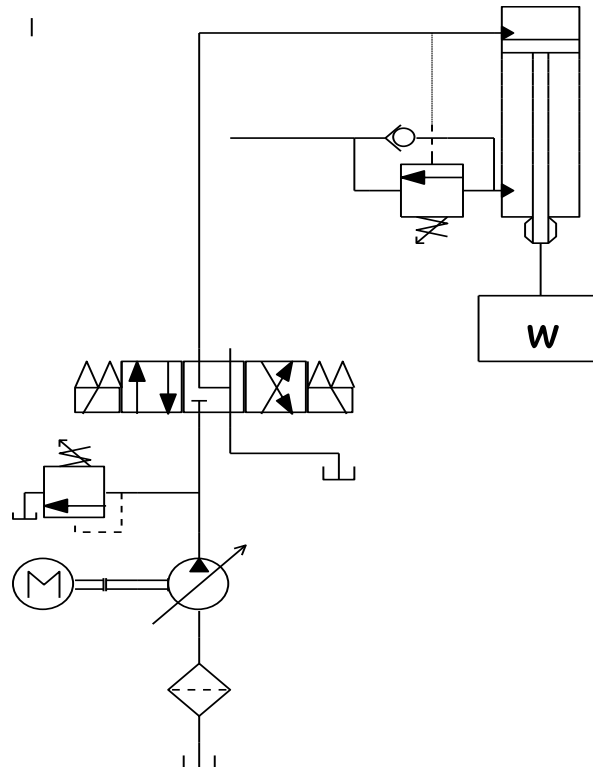


Fuente: Autor.

El taraje de la válvula tiene que ser ligeramente superior a la presión necesaria para mantener la carga. En su funcionamiento la presión de entrada llega a una superficie afirmada a un resorte, ésta ejerce una fuerza hidráulica en la parte inferior de la corredera de mando, el equilibraje de la corredera se hace por medio de un resorte, como el resorte esta con un taraje por encima de la presión inducida por la carga, nos asegura el sostenimiento de la carga y que para luego poder bajarla es necesario aplicar una presión por medio de la bomba. Cuando se alcanza el taraje del resorte la válvula contrabalance se abre y el caudal se dirige hacia el tanque, por supuesto, pasando por la direccional primero.

En el caso en que la acción es remota, se pierde frenado, se elimina contrapresión cuando se aplica la carga y el cilindro tiende a desbocarse.

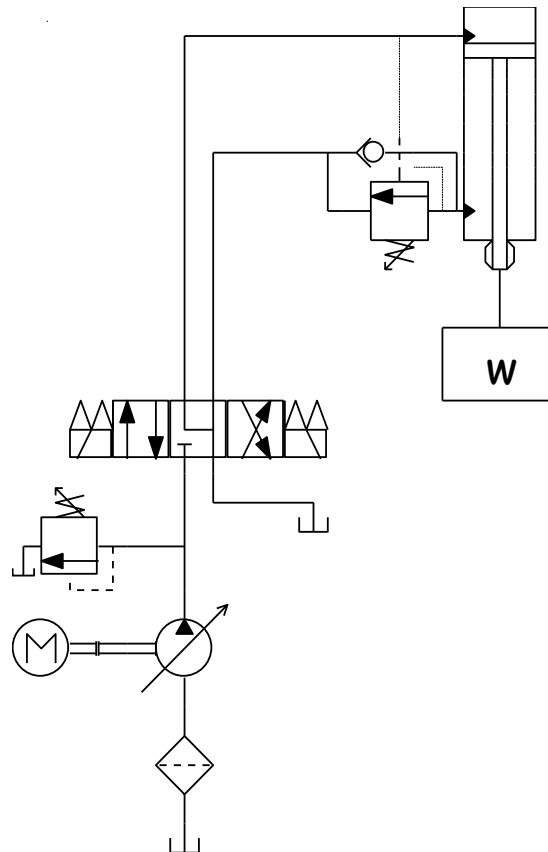
Figura 25. Válvula contrabalance de acción remota.



Fuente: Autor.

En la válvula de frenado se tienen las acciones de control remoto y directo, pero estas no llegan al mismo tiempo a la válvula. Su principal aplicación es el control de motores hidráulicos, permite más seguridad sin mayor caída de presión.

Figura 26. Válvula de frenado.



Fuente: Autor.

El objetivo primordial de esta válvula es el de no permitir un exceso de velocidad al aplicarse cargas demasiado fuertes al eje del motor hidráulico, también evita presiones excesivas al querer desacelerar o parar la carga. El pilotaje externo se hace desde la línea de presión que va al actuador.

Cuando se acelera la carga, a la entrada del motor la presión es máxima, entonces la válvula se encuentra totalmente abierta debido a que esta presión

pega por debajo del área de la corredera, por lo tanto el caudal proveniente de la salida del motor pasa libremente hacia el tanque. Cuando el motor alcanza su velocidad de trabajo la presión en la línea mantiene la válvula abierta, pero si la carga tiende a acelerar más el motor la presión a la entrada de este disminuirá, disminuyéndose también en la línea de pilotaje externo, luego la fuerza del resorte tiende a cerrar la válvula y se aumenta así la contrapresión, esto aumenta la presión a la entrada del motor obligando a la válvula a tomar una posición determinada para que el motor gire a velocidad constante.

Cuando la válvula se encuentra en la posición central la inercia hace que el motor continúe girando. Hasta que el motor deje de girar funcionara como una bomba, succionando aceite del depósito por medio de la válvula direccional y devolviendo al tanque a través de la válvula de frenado. En este instante a causa de la válvula de frenado habrá una presión a la salida del motor equivalente al taraje de la misma, el tiempo de frenado del motor dependerá del taraje de la válvula de frenado.

3.1 VÁLVULA DE EQUILIBRAJE TIPO RC

Una válvula de equilibrio se utiliza para controlar un cilindro vertical de tal forma que se evite su descenso libre, debido a la fuerza de la gravedad.

El orificio primario de la válvula tipo RC se conecta al orificio inferior del cilindro y el orificio secundario a la válvula direccional (figura 27). El taraje de la válvula tiene que ser ligeramente superior a la presión necesaria para mantener la carga.

Cuando el caudal de la bomba se dirige a la parte superior del cilindro, el pistón desciende, originando un aumento de presión en el orificio de entrada de la válvula

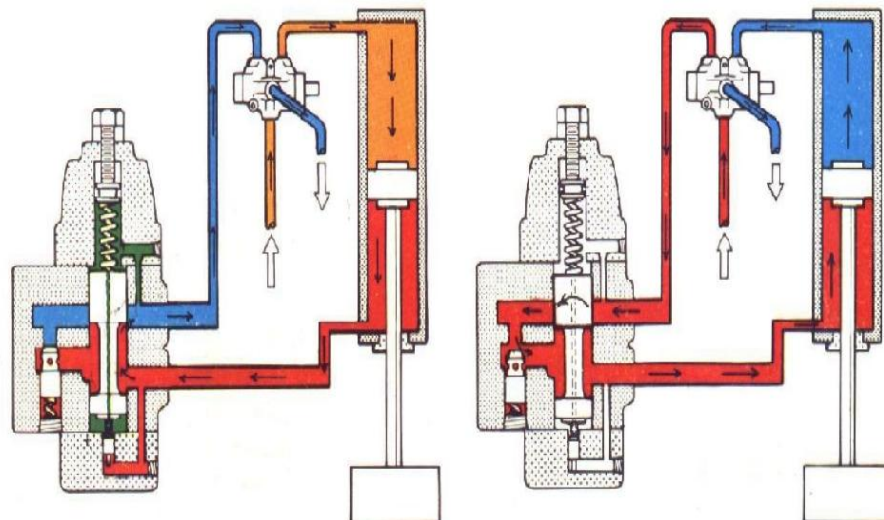
de equilibrado que eleva la corredera y permite que el caudal pase a tanque a través de las válvulas de equilibrado y direccional.

En los casos en que se desee eliminar la contrapresión en la parte anular del cilindro y aumentar la fuerza ejercida por el vástago al final de su carrera, esta válvula puede ser también pilotada externamente.

Cuando se desee elevar el pistón, la válvula antirretorno incorporada permite el paso libre del aceite para el retorno del cilindro.

La válvula de equilibrado puede llevar drenaje interno. En la posición inferior del pistón, cuando la válvula debe de estar completamente abierta, su orificio secundario está conectado al depósito. Cuando el pistón se eleva, no es problema que haya presión en el orificio de drenaje porque la válvula antirretorno permite el paso libre del aceite.

Figura 27. Válvula de equilibrado tipo RC.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers.

3.2 VÁLVULA DE FRENADO TIPO RC

La válvula de frenado se instala en la línea de retorno de un motor hidráulico para evitar un exceso de velocidad cuando se aplica una carga demasiado grande al eje del motor y para evitar una presión excesiva cuando se desee desacelerar o parar una carga.

Cuando una válvula tipo RC se utiliza como válvula de frenado, debe llevar una corredera maciza (sin pasaje interno de drenaje). Existe una conexión adicional para pilotaje externo en la tapa inferior de la válvula, directamente debajo de la corredera (figura 28). Esta conexión está unida a la línea de presión que va al motor. El orificio de pilotaje interno también se utiliza debajo del pistón pequeño y recibe presión del orificio primario de la válvula RC, que está unido a la línea de retorno del motor.

Cuando se acelera la carga, la presión es máxima a la entrada del motor y debajo del área total de la corredera de la válvula de frenado, estando ésta completamente abierta y permitiendo el paso libre del caudal procedente de la salida del motor hidráulico al depósito.

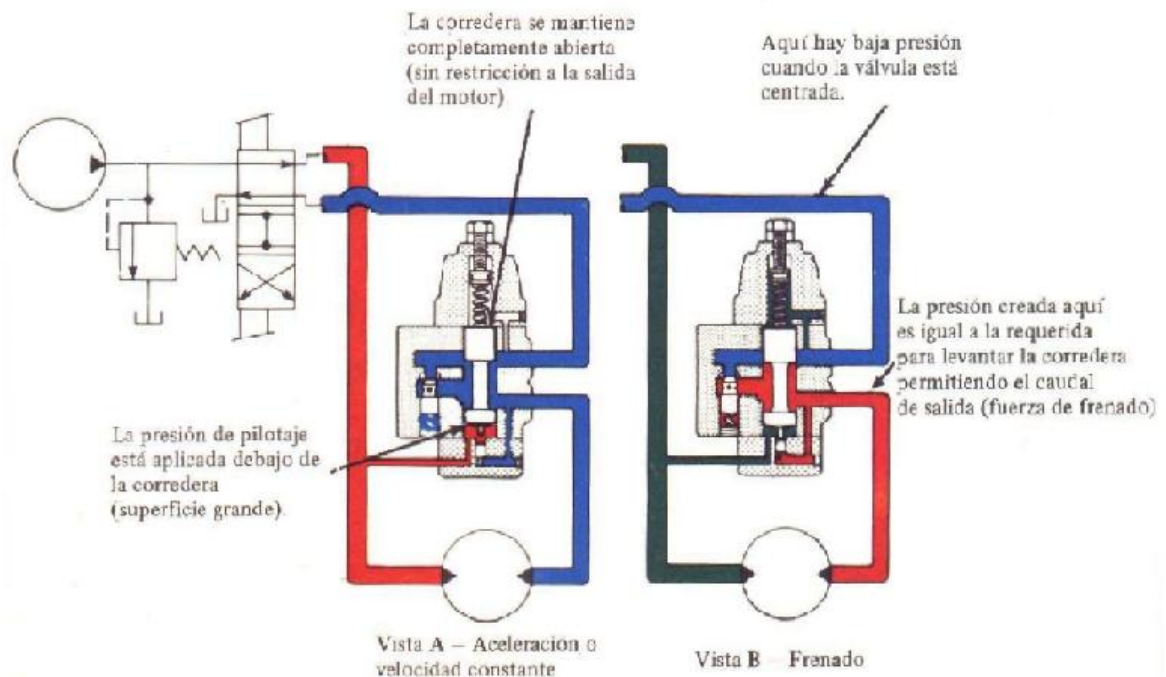
Cuando el motor alcanza su velocidad de trabajo, la presión en la línea mantiene la válvula abierta a no ser que la carga tienda a acelerar más la velocidad del motor. Si esto ocurre, la presión disminuirá a la entrada del motor y también en la línea de pilotaje externo. La tensión del muelle tiende a cerrar la válvula, aumentando así la contrapresión. Esto, a su vez, aumenta la presión a la entrada del motor y debajo del pistón pequeño, haciendo que la válvula asuma una posición determinada que permite una velocidad constante del motor.

Cuando se sitúa la válvula direccional en la posición central, la inercia hace que el motor continúe girando. Hasta que el motor deje de girar funcionará como una

bomba, aspirando aceite del depósito a través de la válvula direccional, y devolviéndolo al mismo a través de la válvula de frenado.

En este momento, debido a la válvula de frenado, habrá una presión a la salida del motor hidráulico equivalente al taraje de la válvula de frenado y de la mayor o menor intensidad de este ajuste dependerá el tiempo necesario para frenar el motor.

Figura 28. Válvula de frenado tipo RC.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers.

3.3 VÁLVULAS DE CARTUCHO

El progreso en el desarrollo de los sistemas hidráulicos ha conducido a una mayor utilización de los bloques modulares. Estos bloques reducen mucho el número de los racores requeridos para las líneas de interconexión entre los componentes del

sistema lo que elimina muchos puntos potenciales de fugas y reduce la pérdida de fluido. Una válvula de cartucho se inserta dentro de una cavidad normalizada en un bloque y se mantiene en su lugar con tornillos roscados o con una tapa asegurada con pernos para completar el diseño con válvulas de cartucho.

3.3.1 Ventajas de 1as válvulas de cartucho.

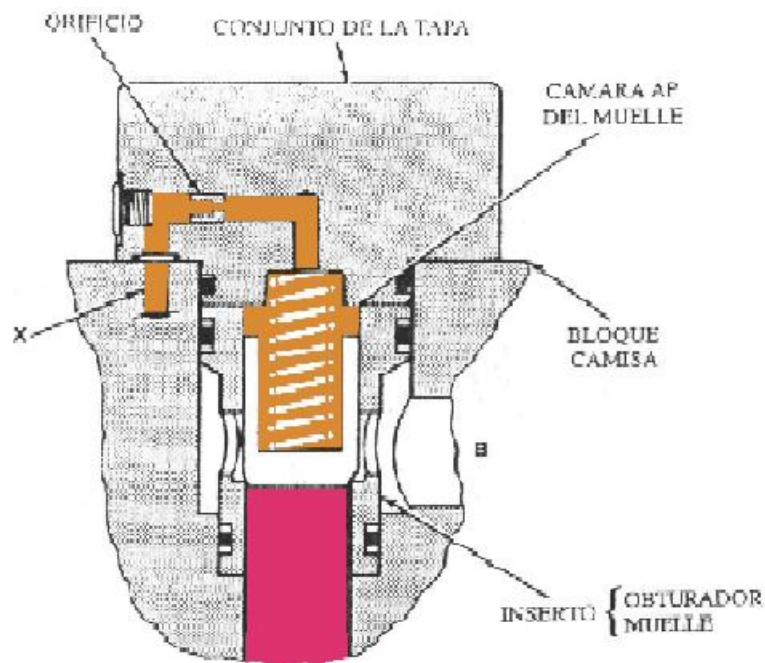
Estas válvulas presentan varias ventajas si se las compara con las válvulas convencionales tipo corredera para montar en línea o sobre placa base, para controlar el caudal, la presión o la dirección. En muchas aplicaciones, estas ventajas incluyen:

- Mayor flexibilidad para el diseño de los sistemas.
- Menor coste de instalación.
- Tamaño menor del bloque.
- Mejor funcionamiento y control.
- Más fiabilidad.
- Capacidad de presión más elevada.
- Funcionamiento más eficiente.
- Eliminación de fugas externas y reducción de las internas.
- Mayor tolerancia a la contaminación.
- Ciclos más rápidos.
- Niveles acústicos más bajos.

3.3.2 Válvulas de cartucho para insertar

En la figura 29 se puede apreciar una válvula de cartucho para insertar.

Figura 29. Construcción de una válvula de cartucho para insertar.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers

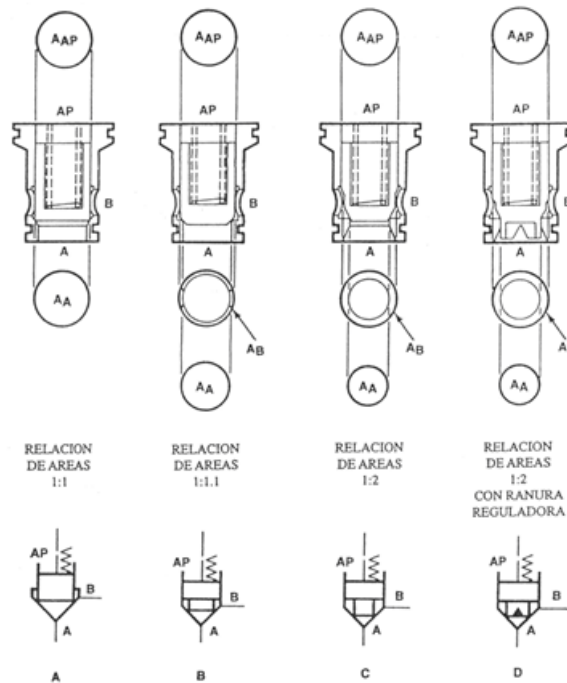
Estas válvulas son similares a las válvulas antirretorno con obturador y están formadas por un conjunto deslizante que se inserta en una cavidad mecanizada dentro de un bloque. Una placa de control atornillada sobre este bloque asegura el inserto dentro de la cavidad. Como puede verse en la figura 5, este inserto está formado por una camisa, un obturador, un muelle y juntas.

3.3.2.1 Relaciones de áreas. Como indica la figura 30, el inserto de la válvula de cartucho lleva tres áreas (" A_A ", " A_g ", y " A_{AP} ") que afectan a la abertura o cierre del obturador en la camisa. " A_A " es el área efectiva del obturador expuesta al orificio "A". " A_g ", la expuesta al orificio "B", y " A_{AP} " la expuesta a la cámara del muelle. Esta área es siempre igual a la suma de las áreas " A_A " y " A_B ".

La relación de áreas de un inserto es la relación de áreas de " A_A " a " A_{AP} ." Hay disponibles tres relaciones distintas:

- 1:1, cuando " A_{AP} " = " A_A "
- 1:1.1, cuando " A_{AP} " = 1.1 " A_A "
- 1:2, cuando " A_{AP} " = 2 " A_A "

Figura 30. Distintas relaciones de área para corredera.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers

3.3.2.2 Tipos de obturadores. La figura 30 muestra la construcción de varios insertos, las tres relaciones de área, y los símbolos gráficos asociados. Como puede verse, el diseño de la punta del obturador y de la camisa cambia de configuración con cada relación de áreas. La figura 30A (relación de áreas 1:1) muestra un obturador con extremo de forma cilíndrica y una camisa biselada en el punto en que entra en contacto con el obturador.

El inserto mostrado en la figura 30B (relación de áreas 1:1.1), eleva un obturador biselado y un asiento de mayor diámetro puntiagudo en la camisa, lo que significa que hay un área "AB" relativamente pequeña en el obturador en la que puede

actuar la presión en el orificio "B". Esta área es sólo un 10% del área "A" en el orificio, "A".

El obturador mostrado en la figura 30C (relación de área 1:2) lleva también un extremo biselado, pero la camisa lleva un asiento muy puntiagudo con un diámetro inferior al de la figura 30B. La figura 30D muestra una relación de áreas de 2:1 con una ranura reguladora en el obturador. El área obturador/asiento es la misma que para el obturador normalizado 1:2. No obstante, el extremo de este obturador es más puntiagudo y lleva una ranura en "V" para suministrar amortiguamiento o regulación de caudal.

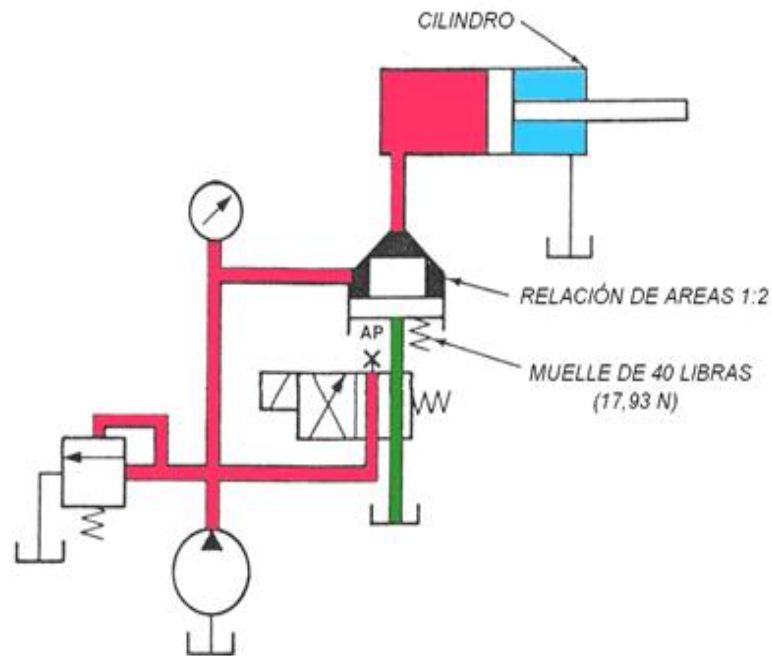
Estas diferencias impiden el intercambio de camisas y obturadores entre los insertos de distinta relación de áreas.

3.3.2.3 Relación entre las fuerzas de abertura y de cierre. Para diseñar o buscar las averías en un circuito que utiliza válvulas de cartucho para insertar, se necesita saber como determinar si la válvula abrirá o cerrará bajo distintas condiciones del circuito. También hace falta saber como calcular la presión requerida para abrir o cerrar la válvula. Estos cálculos deben tener en cuenta el hecho de que la presión actúa en tres áreas: " A_A ", " A_B " y " A_{AP} ". Además, hay disponibles tres relaciones de áreas distintas (1:1, 1:1.1 y 1:2) y muelles diferentes.

Las fuerzas que mantienen la válvula cerrada son la presión que actúa sobre el área " A_{AP} ", más la fuerza del muelle. Las fuerzas que tienden a abrir la válvula son la presión que actúa en las áreas "A" y "B". Si la suma de las fuerzas que tienden a cerrar es mayor que la de las que tienden a abrir, el obturador se mantiene cerrado. De la misma forma, si la suma de las fuerzas que tienden a abrir es mayor de las que tienden a cerrar, el obturador se abre.

La figura 31 es el ejemplo de un circuito que utiliza una válvula de cartucho de relación de áreas 1:2 con un muelle de 40 libras (177.93 N). En este circuito, se suministra caudal al cilindro a través de la válvula de cartucho.

Figura 31. Ejemplo de circuito.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers

Obsérvese que el área "AP" es drenada al tanque a través de una válvula direccional. La única fuerza que intenta cerrar la válvula son las 40 libras (177.93 N) del muelle. Supongamos que hace falta una presión de 1000 psi (68.94 bar.) (6894.00 kPa) para hacer mover el cilindro. Esto significa que hay 1000 psi. (68.94 bar.) (6894.00 kPa) de presión en el área "A", 7 bar en el área.

3.3.3 Válvulas de cartucho para roscar.

Estas válvulas son un segundo grupo de válvulas de cartucho que se utilizan para controlar la presión, el caudal, y la dirección. Como se ha visto anteriormente en

este capítulo, estas válvulas realizan funciones similares, pero funcionan de forma distinta que las válvulas de cartucho para insertar

3.3.3.1 Características únicas de las válvulas de cartucho para roscar. La diferencia principal entre ambos tipos de válvulas se refiere a la forma en que se realizan sus funciones de control hidráulico.

Típicamente, las válvulas para insertar dependen de una válvula piloto para poder realizar una función hidráulica completa. La mayoría de las válvulas para roscar pueden realizarla por si solas.

Ambos tipos de válvulas también difieren en aspectos de diseño. Mientras que la mayoría de las válvulas para insertar son del tipo obturador, las de roscar combinan obturadores y correderas.

Como todas las válvulas de cartucho, las diseñadas para roscar pueden instalarse en un bloque o utilizarse como conjuntos individuales. No obstante, a diferencia de las válvulas para insertar, el exterior de una válvula para roscar lleva roscas que pueden atornillarse en un bloque o una cavidad individual.

El diseño roscado difiere del de insertar que no tiene roscas y lleva una tapa que mantiene los elementos de la válvula en su lugar.

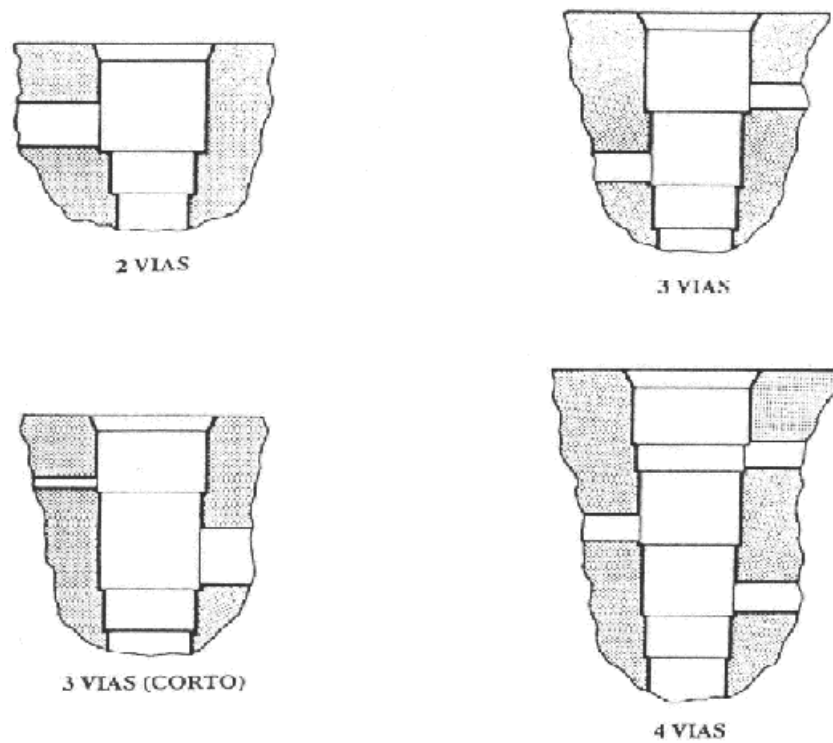
Las válvulas de cartucho para roscar comparten las características de flexibilidad con las válvulas para insertar.

Tiene piezas normalizadas comunes que las hacen más fácilmente intercambiables y más fáciles de mantener que otros tipos de válvulas.

Como indica la figura 32 las válvulas de cartucho para roscar y sus cavidades pueden realizar funciones de dos, tres, tres corto y cuatro vías.

Estas funciones se refieren a válvulas y cavidades con dos, tres orificios, tres orificios y uno actuando como piloto (tres vías, corto), y cuatro vías.

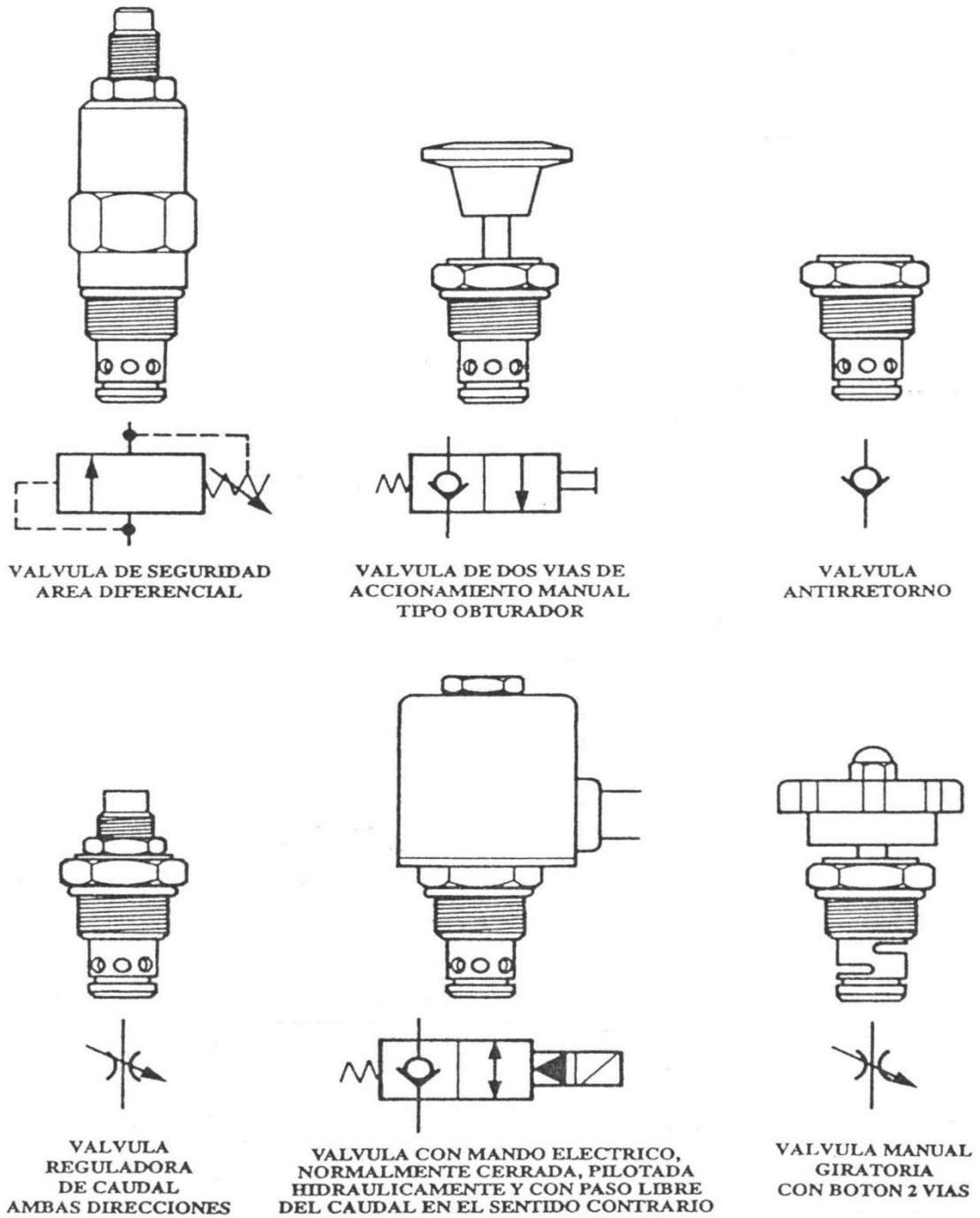
Figura 32. Funciones de las válvulas de cartucho para roscar de dos, tres y cuatro vías.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers.

En la misma cavidad pueden instalarse muchas funciones distintas. Para visualizar su flexibilidad, todos los diferentes tipos de válvulas mostrados en la figura 33 pueden instalarse en la misma cavidad para dos vías.

Figura 33. Válvulas de cartucho para roscar.

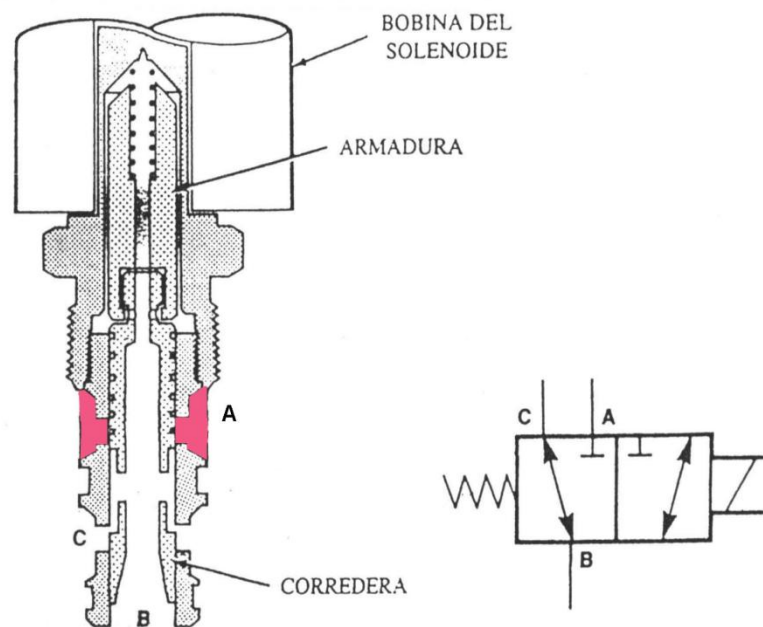


Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers.

3.3.3.2 Válvula de control direccional de tres vías. En la figura 34 se puede observar una válvula de cartucho para roscar direccional 3/2, accionada por solenoide y reposición por resorte.

Cuando no se excita el solenoide, el muelle desplaza la corredera a la posición que permite el paso del caudal entre los orificios "B" y "C" en ambas direcciones. Cuando se excita el solenoide, el solenoide obliga a moverse a la corredera a su segunda posición que bloquea el orificio "C" y permite el paso del caudal en ambas direcciones entre los orificios "B" y "A".

Figura 34. Válvula de tres vías y dos posiciones, tipo corredera, accionada eléctricamente.



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial Vickers.

4. AJUSTES Y TOLERANCIAS

4.1 TOLERANCIAS

La tolerancia se puede definir como la variación total admisible del valor de una dimensión. Las tolerancias dimensionales fijan un rango de valores permitidos para las cotas funcionales de la pieza.

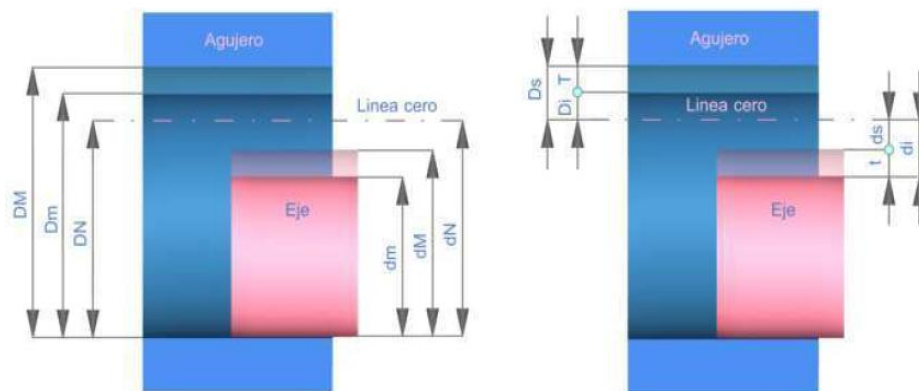
4.1.1 Terminología. A continuación se hará mención de los términos más importantes de este capítulo:

- **Eje:** elemento macho del acoplamiento.
- **Agujero:** elemento hembra en el acoplamiento
- **Dimensión:** Es la cifra que expresa el valor numérico de una longitud o de un ángulo.
- **Dimensión nominal (dN para ejes, DN para agujeros):** es el valor teórico que tiene una dimensión, respecto al que se consideran las medidas límites.
- **Dimensión efectiva:(de para eje, De para agujeros):** es el valor real de una dimensión, que ha sido delimitada midiendo sobre la pieza ya construida.
- **Dimensiones límites (máxima, dM para ejes, DM para agujeros; mínima, dm para ejes, Dm para agujeros):** son los valores extremos que puede tomar la dimensión efectiva.
- **Desviación o diferencia:** es la diferencia entre una dimensión y la dimensión nominal.
- **Diferencia efectiva:** es la diferencia efectiva entre la medida efectiva y la dimensión nominal.
- **Diferencia superior o inferior:** es la diferencia entre la dimensión máxima/mínima y la dimensión nominal correspondiente.

- **Diferencia fundamental:** es una cualquiera de las desviaciones límites (superior o inferior) elegida convenientemente para definir la posición de la zona de tolerancia en relación a la línea cero.
- **Línea de referencia o línea cero:** es la línea recta que sirve de referencia para las desviaciones o diferencias y que corresponde a la dimensión nominal.
- **Tolerancia (t para ejes, T para agujeros):** es la variación máxima que puede tener la medida de la pieza. Viene dada por la diferencia entre las medidas límites, y coincide con la diferencia entre las desviaciones superior e inferior.
- **Zona de la tolerancia:** es la zona cuya amplitud es el valor de la tolerancia
- **Tolerancia fundamental:** es la tolerancia que se determina para cada grupo de dimensiones y para cada calidad de trabajo.

La figura 35 muestra toda la terminología descrita anteriormente.

Figura 35. Dimensionamiento de un acoplamiento eje-agujero.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

Las tolerancias dimensionales se pueden representar en los dibujos de varias formas, como se indica en la figura 36.

- Con su medida nominal seguida de las desviaciones límites.
- Con los valores máximo y mínimo.

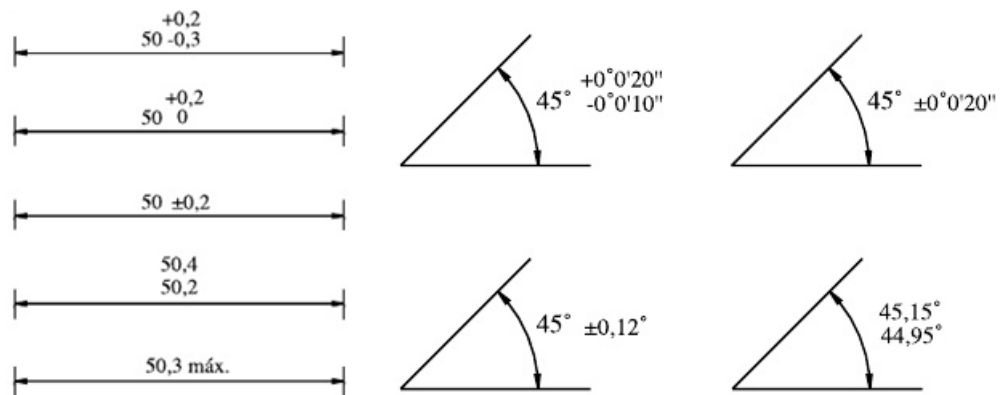
- Con la notación normalizada ISO.

Pueden ser a su vez:

- Bilaterales, cuando la dimensión de una pieza puede ser mayor o menor que la dimensión dada, o
- Unilateral, cuando la dimensión de una pieza puede ser solo mayor, o solo menor, que la dimensión dada.

Las unidades de las desviaciones son las mismas que las de la dimensión nominal. Normalmente serán milímetros. El número de cifras decimales debe ser el mismo en las dos diferencias, salvo que una de ellas sea nula.

Figura 36. Diferentes formas de representar las tolerancias dimensionales.



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/16709236/Tolerancias-y-Grados-de-Ajuste>.

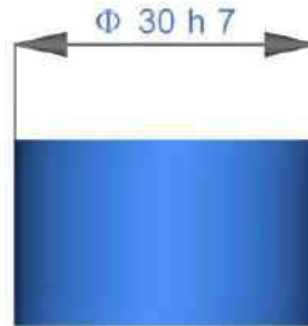
Los símbolos ISO utilizados para representar las tolerancias dimensionales tienen tres componentes:

- Medida nominal.
- Una letra representativa de la diferencia fundamental en valor y en signo (minúscula para eje, mayúscula para agujero), que indica la posición de la zona de tolerancia.
- Un número representativo de la anchura de la zona de tolerancia

(Calidad de la tolerancia).

La figura 37 nos enseña un ejemplo de los símbolos ISO.

Figura 37. Ejemplo símbolos normas ISO.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

4.1.2 Calidad de la tolerancia.

El sistema de tolerancias y ajustes ISA tiene como fundamento las siguientes premisas:

- La temperatura de referencia es de 20°C.
- El Sistema ISO de tolerancias (Norma ISO 286(I)-62) para dimensiones nominales comprendidas entre 0 y 500mm realiza una partición en grupos de diámetros dentro de cuyos límites las magnitudes nominales de las tolerancias permanecen constantes. Los diámetros incluidos son de 0 a 500mm.
- Dicha norma distingue dieciocho calidades (o dieciocho grados de tolerancia o clases de precisión) designados como IT01, IT0, IT1,...,IT16, y se calcularon las tolerancias que se llaman fundamentales.
- Para cada grupo de diámetros y cada calidad, la tolerancia, llamada fundamental, permaneció constante.

- Las tolerancias fundamentales, para las calidades 5 a 16, se determinaron en función de la unidad de tolerancia internacional, siendo: $i=0,45D^{1/3}+0,001*D$, donde i se expresa en micrones y D es la medida geométrica de los diámetros límites del grupo, expresada en mm.

La calidad o índice de calidad es un conjunto de tolerancias que se corresponde con un mismo grado de precisión para cualquier grupo de diámetros. Cuanto mayor sea la calidad de la pieza, menor será la tolerancia.

De esta forma, las calidades 01 a 3 para ejes y 01 a 4 para agujeros se usan para calibres y piezas de alta precisión. Las calidades 4 a 11 para ejes y 5 a 11 para agujeros, están previstas para piezas que van a estar sometidas a ajustes. Por último, las calidades superiores a 11 se usan para piezas o elementos aislados que no requieren un acabado tan fino.

En la tabla 4 se muestran los valores fundamentales en micras para cada una de las dieciocho calidades y para cada uno de los trece grupos de dimensiones de la serie principal.

Tabla 4. Valores numéricos de amplitudes de zonas de tolerancia.

| Grupos de Diámetros (mm) | CALIDADES | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|----------------------|---------|--|---------|---------|---|---------|---------|---------|---------|---------|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | IT 01 | IT 0 | IT 1 | IT 2 | IT 3 | IT 4 | IT 5 | IT 6 | IT 7 | IT 8 | IT 9 | IT 10 | IT 11 | IT 12 | IT 13 | IT 14 | IT 15 | IT 16 |
| | $d \leq 3$ | 0.3 | 0.5 | 0.8 | 1.2 | 2 | 3 | 4 | 6 | 10 | 14 | 25 | 40 | 60 | 100 | 140 | 250 | 400 |
| $3 < d \leq 6$ | 0.4 | 0.6 | 1 | 1.5 | 2.5 | 4 | 5 | 8 | 12 | 18 | 30 | 48 | 75 | 120 | 180 | 300 | 480 | 750 |
| $6 < d \leq 10$ | 0.4 | 0.6 | 1 | 1.5 | 2.5 | 4 | 6 | 9 | 15 | 22 | 36 | 58 | 90 | 150 | 220 | 360 | 580 | 900 |
| $10 < d \leq 18$ | 0.5 | 0.8 | 1.2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 11 | 18 | 27 | 43 | 70 | 110 | 180 | 270 | 430 | 700 | 1100 |
| $18 < d \leq 30$ | 0.6 | 1 | 1.5 | 2.5 | 4 | 6 | 9 | 13 | 21 | 33 | 52 | 84 | 130 | 210 | 330 | 520 | 840 | 1300 |
| $30 < d \leq 50$ | 0.6 | 1 | 1.5 | 2.5 | 4 | 7 | 11 | 16 | 25 | 39 | 62 | 100 | 160 | 250 | 390 | 620 | 1000 | 1600 |
| $50 < d \leq 80$ | 0.8 | 1.2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 13 | 19 | 30 | 46 | 74 | 120 | 190 | 300 | 460 | 740 | 1200 | 1900 |
| $80 < d \leq 120$ | 1 | 1.5 | 2.5 | 4 | 6 | 10 | 15 | 22 | 35 | 54 | 87 | 140 | 220 | 350 | 540 | 870 | 1400 | 2200 |
| $120 < d \leq 180$ | 1.2 | 2 | 3.5 | 5 | 8 | 12 | 18 | 25 | 40 | 63 | 100 | 160 | 250 | 400 | 630 | 1000 | 1600 | 2500 |
| $180 < d \leq 250$ | 2 | 3 | 4.5 | 7 | 10 | 14 | 20 | 29 | 46 | 72 | 115 | 185 | 290 | 460 | 720 | 1150 | 1850 | 2900 |
| $250 < d \leq 315$ | 2.5 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16 | 23 | 32 | 52 | 81 | 130 | 210 | 320 | 520 | 810 | 1300 | 2100 | 3200 |
| $315 < d \leq 400$ | 3 | 5 | 7 | 9 | 13 | 18 | 25 | 36 | 57 | 89 | 140 | 230 | 360 | 570 | 890 | 1400 | 2300 | 3600 |
| $400 < d \leq 500$ | 4 | 6 | 8 | 10 | 15 | 20 | 27 | 40 | 63 | 97 | 155 | 250 | 400 | 630 | 970 | 1550 | 2500 | 4000 |
| | Ultrapre- -cisión | | Calibre y piezas de gran precisión | | | Piezas o elementos destinados a ajustar | | | | | | Piezas o elementos que no han de ajustar | | | | | | |

Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

4.1.3 Posición de la zona de tolerancia.

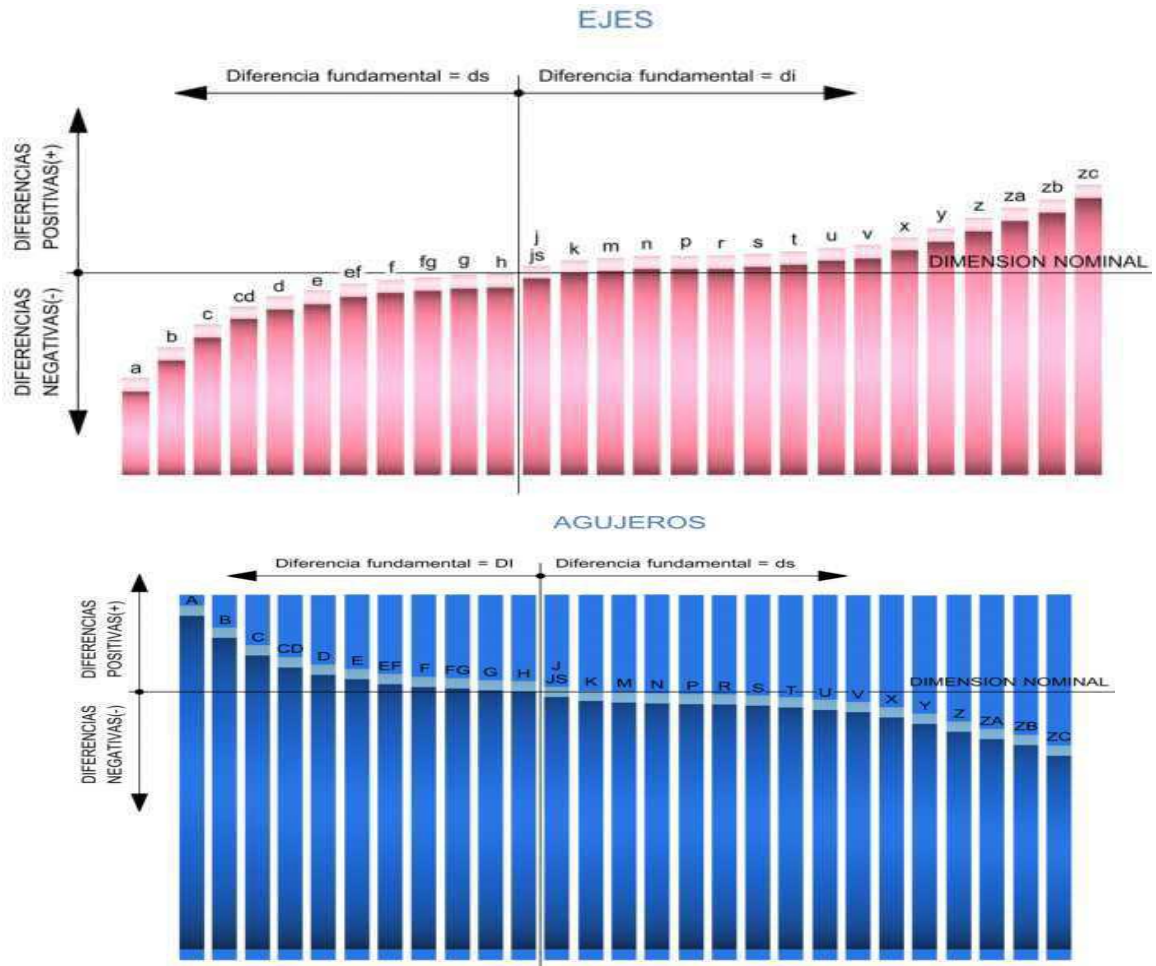
El sistema ISO de tolerancias define veintiocho posiciones diferentes para las zonas de tolerancia, situadas respecto a la línea cero, según puede verse en la figura 38.

Se definen mediante unas letras (mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes), según se muestra a continuación:

Agujeros: A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J, Js, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC

EJES : a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, j, js, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

Figura 38. Posiciones de las zonas de tolerancia.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

En la tabla 5 se muestran las diferencias fundamentales para ejes IT6 expresadas en micras. La diferencia fundamental es igual a la superior “ds” para las posiciones a hasta h, y la inferior para las posiciones j hasta zc. La otra diferencia fundamental se puede calcular a través de las relaciones:

$$di = ds - t \quad \text{o} \quad ds = di + t$$

Tabla 5. Diferencias fundamentales para ejes IT6.

| Tolerancias para Ejes IT6 | | | | | | Medidas de diámetros en milímetros / Tolerancias en micras | | | | | | | |
|---------------------------|--------------|--------------|---------------|----------------|----------------|--|----------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Clase | Mas de 1 a 3 | Mas de 3 a 6 | Mas de 6 a 10 | Mas de 10 a 18 | Mas de 18 a 30 | Mas de 30 a 50 | Mas de 50 a 80 | Mas de 80 a 120 | Mas de 120 a 180 | Mas de 180 a 250 | Mas de 250 a 315 | Mas de 315 a 400 | Mas de 400 a 500 |
| e 6 | -14 -20 | -20 -28 | -25 -34 | -32 -43 | -40 -53 | -50 -66 | -60 -79 | -72 -94 | -85 -110 | -100 -129 | -110 -142 | -125 -161 | -135 -175 |
| f 6 | -6 -12 | -10 -18 | -13 -22 | -16 -27 | -20 -33 | -25 -41 | -30 -49 | -36 -58 | -43 -68 | -50 -79 | -56 -88 | -62 -98 | -68 -108 |
| g 6 | -2 -8 | -4 -12 | -5 -14 | -6 -17 | -7 -20 | -9 -25 | -10 -29 | -12 -34 | -14 -39 | -15 -44 | -17 -49 | -18 -54 | -20 -60 |
| h 6 | +0 -6 | +0 -8 | +0 -9 | +0 -11 | +0 -13 | +0 -16 | +0 -19 | +0 -22 | +0 -25 | +0 -29 | +0 -32 | +0 -36 | +0 -40 |
| j 6 | +4 -2 | +6 -2 | +7 -2 | +8 -3 | +9 -4 | +11 -5 | +12 -7 | +13 -9 | +14 -11 | +16 -13 | +16 -16 | +18 -18 | +20 -20 |
| k 6 | +6 +0 | +9 +1 | +10 +1 | +12 +1 | +15 +2 | +18 +2 | +21 +2 | +25 +3 | +28 +3 | +33 +4 | +36 +4 | +40 +4 | +45 +5 |
| m 6 | +8 +2 | +12 +4 | +15 +6 | +18 +7 | +21 +8 | +25 +9 | +30 +11 | +35 +13 | +40 +15 | +46 +17 | +52 +20 | +57 +21 | +63 +23 |
| n 6 | +10 +4 | +16 +8 | +19 +10 | +23 +12 | +28 +15 | +33 +17 | +39 +20 | +45 +23 | +52 +27 | +60 +31 | +66 +34 | +73 +37 | +80 +40 |
| p 6 | +12 +6 | +20 +12 | +24 +15 | +29 +18 | +35 +22 | +42 +26 | +51 +32 | +59 +37 | +68 +43 | +79 +50 | +88 +56 | +98 +62 | +108 +68 |

Fuente: Prontuario mecánico, Emilio Calvo; email: ecalvog@terra.es.

En la tabla 6 se muestran las diferencias fundamentales para agujeros IT7 expresadas en micras. La diferencia fundamental es la inferior “Di” para las posiciones A hasta H, y la superior para las posiciones J hasta ZC. La otra diferencia fundamental se puede calcular a través de las relaciones:

$$D_s = D_i + T \quad \text{o} \quad D_i = D_s - T$$

Tabla 6. Diferencias fundamentales para agujeros IT7.

| Tolerancias para Agujeros IT7 | | | | | Medidas de diámetros en milímetros / Tolerancias en micras | | | | | | | | |
|-------------------------------|--------------|--------------|---------------|----------------|--|----------------|----------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Clase | Mas de 1 a 3 | Mas de 3 a 6 | Mas de 6 a 10 | Mas de 10 a 18 | Mas de 18 a 30 | Mas de 30 a 50 | Mas de 50 a 80 | Mas de 80 a 120 | Mas de 120 a 180 | Mas de 180 a 250 | Mas de 250 a 315 | Mas de 315 a 400 | Mas de 400 a 500 |
| E 7 | +14 +23 | +20 +32 | +25 +40 | +32 +50 | +40 +61 | +50 +75 | +60 +80 | +72 +107 | +85 +125 | +100 +146 | +110 +162 | +125 +182 | +135 +198 |
| F 7 | +6 +16 | +10 +22 | +13 +28 | +16 +34 | +20 +41 | +25 +50 | +30 +60 | +36 +71 | +43 +83 | +50 +96 | +56 +108 | +62 +119 | +68 +131 |
| G 7 | +3 +12 | +4 +16 | +5 +20 | +6 +24 | +7 +28 | +9 +34 | +10 +40 | +12 +47 | +14 +54 | +15 +61 | +17 +69 | +18 +75 | +20 +83 |
| H 7 | +0 +9 | +0 +12 | +0 +15 | +0 +18 | +0 +21 | +0 +25 | +0 +30 | +0 +35 | +0 +40 | +0 +46 | +0 +52 | +0 +57 | +0 +63 |
| J 7 | -6 +3 | -7 +5 | -7 +8 | -8 +10 | -9 +12 | -11 +14 | -12 +18 | -13 +22 | -14 +26 | -16 +30 | -16 +36 | -18 +39 | -20 +43 |
| K 7 | -10 +0 | -9 +3 | -10 +5 | -12 +6 | -15 +6 | -18 +7 | -21 +9 | -25 +10 | -28 +12 | -33 +13 | -36 +16 | -40 +17 | -45 +18 |
| M 7 | -9 +0 | -12 +0 | -15 +0 | -18 +0 | -21 +0 | -25 +0 | -30 +0 | -35 +0 | -40 +0 | -46 +0 | -52 +0 | -57 +0 | -63 +0 |
| N 7 | -13 -4 | -16 -4 | -19 -4 | -23 -5 | -28 -7 | -33 -8 | -39 -9 | -45 -10 | -52 -12 | -60 -14 | -66 -14 | -73 -16 | -80 -17 |
| P 7 | -16 -7 | -20 -8 | -24 -9 | -29 -11 | -35 -14 | -42 -17 | -51 -21 | -59 -24 | -68 -28 | -79 -33 | -88 -36 | -98 -41 | -108 -45 |

Fuente: Prontuario mecánico, Emilio Calvo; email: ecalvog@terra.es.

Dado que para cada grupo de diámetros nominales se pueden elegir un número elevado de zonas de tolerancia y de grados de calidad, se recomienda utilizar solamente algunas zonas de tolerancia, llamadas zonas de tolerancia preferentes, que se señalan en la tabla 7.

Tabla 7. Zonas de tolerancias preferentes para ejes y agujeros

Zonas de tolerancia preferentes para Agujeros

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|----|--|--|
| | | | | | | G6 | H6 | Js6 | K6 | M6 | N6 | P6 | R6 | S6 | T6 | | |
| | | | | | F7 | G7 | H7 | Js7 | K7 | M7 | N7 | P7 | R7 | S7 | T7 | | |
| | | | E8 | F8 | | | H8 | Js8 | K8 | M8 | N8 | P8 | R8 | | | | |
| | | | D9 | E9 | F9 | | H9 | | | | | | | | | | |
| | | | D10 | E10 | | | H10 | | | | | | | | | | |
| A11 | B11 | C11 | D11 | | | | H11 | | | | | | | | | | |

Zonas de tolerancia preferentes para Ejes

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|----|----|----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|----|--|--|
| | | | | | | g5 | h5 | js5 | k5 | m5 | n5 | p5 | r5 | s5 | t5 | | |
| | | | | | f6 | g6 | h6 | js6 | k6 | m6 | n6 | p6 | r6 | s6 | t6 | | |
| | | | | | f7 | | h7 | js7 | k7 | m7 | n7 | p7 | r7 | t7 | u7 | | |
| | | | d8 | e8 | f8 | | h8 | | | | | | | | | | |
| | | | d9 | e9 | | | h9 | | | | | | | | | | |
| | | | d10 | | | | | | | | | | | | | | |
| a11 | b11 | c11 | | | | | h11 | | | | | | | | | | |

Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

4.2 AJUSTES

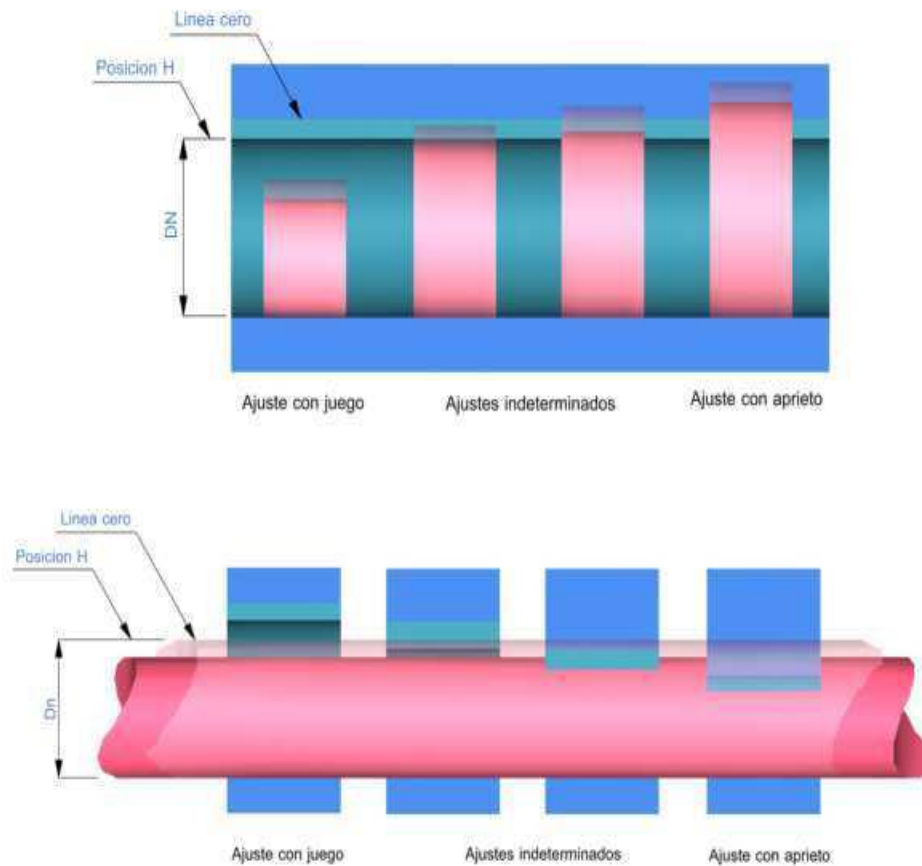
Se denomina ajuste a la diferencia entre las medidas antes del montaje de dos piezas que han de acoplar.

Según la zona de tolerancia de la medida interior y exterior, el ajuste puede ser:

- Ajuste móvil o con juego.
- Ajuste indeterminado.
- Ajuste fijo o con apriete.

En la figura 39 se pueden apreciar las distintas clases de ajustes teniendo en cuenta si es agujero es base (único) o el eje es base (único), que más adelante se explicará.

Figura 39. Clases de ajustes, agujero y eje base (único).



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

4.2.1 Terminología.

Apriete (A): Es la diferencia entre las medidas efectivas de eje y agujero, antes del montaje, cuando esta es positiva, es decir, cuando la dimensión real del eje es mayor que la del agujero

$$A = d_e - D_e > 0$$

Apriete máximo (AM): Es el valor de la diferencia entre la medida máxima del eje y la medida mínima del agujero:

$$AM = dM - Dm$$

Apriete mínimo (Am): Es el valor de la diferencia entre la medida mínima del eje y la máxima del agujero:

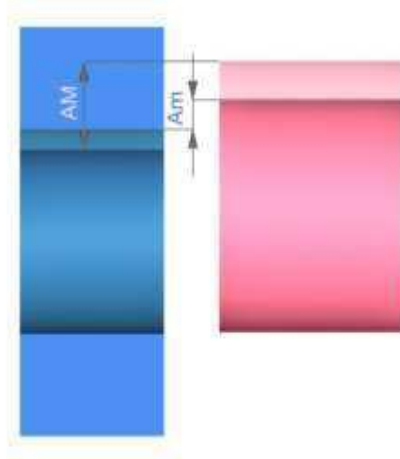
$$Am = dm - DM$$

Tolerancia del Apriete (TA): Diferencia entre los apriete máximo y mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje:

$$TA = AM - Am = T + t$$

Para un mejor entendimiento de lo descrito anteriormente observar la figura 40.

Figura 40. Apriete máximo y apriete mínimo.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

4.2.2 Sistema Agujero Base

En este sistema se toma siempre como elemento fijo para el ajuste la posición del agujero H, y a partir de ahí, se usan los datos de Aprieto Máximo, Aprieto Mínimo, Tolerancia del Agujero y Tolerancia del Eje para obtener las diferencias inferiores máxima y mínima para la posición del eje que verifican las condiciones del ajuste.

4.2.3 Sistema Eje Base

En este sistema se toma siempre como elemento fijo para el ajuste la posición del eje h, y a partir de ahí, se usa los datos de Aprieto Máximo, Aprieto Mínimo, Tolerancia del Agujero y Tolerancia del Eje para obtener las diferencias superiores máximas y mínimas para la posición del agujero que verifican las condiciones del ajuste.

A continuación se hablará de más terminología:

Juego (u Holgura): Se denomina juego (J) a la diferencia entre las medidas del agujero y del eje, antes del montaje, cuando esta es positiva, es decir, cuando la dimensión real del eje es menor que la del agujero:

$$J = D_e - d_e > 0$$

Juego máximo (JM): Es la diferencia que resulta entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje:

$$JM = DM - dm$$

Juego mínimo (Jm): Es la diferencia entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje:

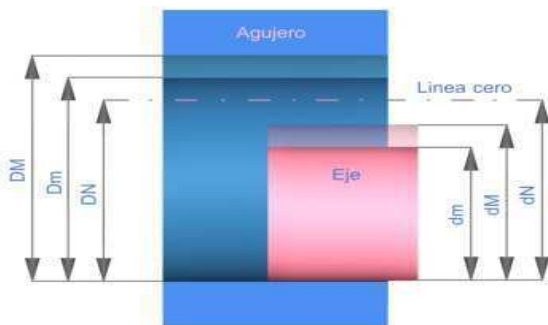
$$Jm = Dm - dM$$

Tolerancia del juego (TJ): Diferencia entre los juegos máximo y mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje:

$$TJ = JM - Jm = T + t$$

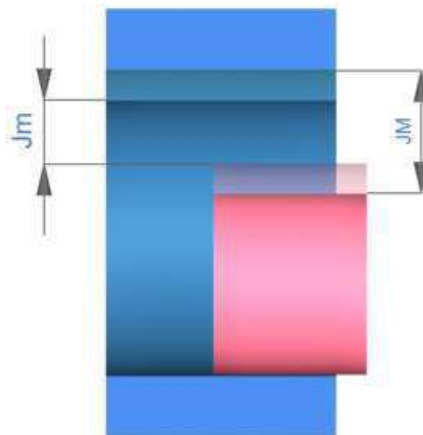
Para mejor comprensión dirigirse a la figura 41 y 42.

Figura 41. Parámetros de un ajuste.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

Figura 42. Juego máximo y mínimo.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

Se denomina ajuste indeterminado (I) a un tipo de ajuste en el que la diferencia entre las medidas efectivas de agujero y eje puede resultar positiva o negativa, dependiendo de cada montaje concreto:

$$I = De - de < 0 \text{ o } > 0$$

$$JM = DM - dm$$

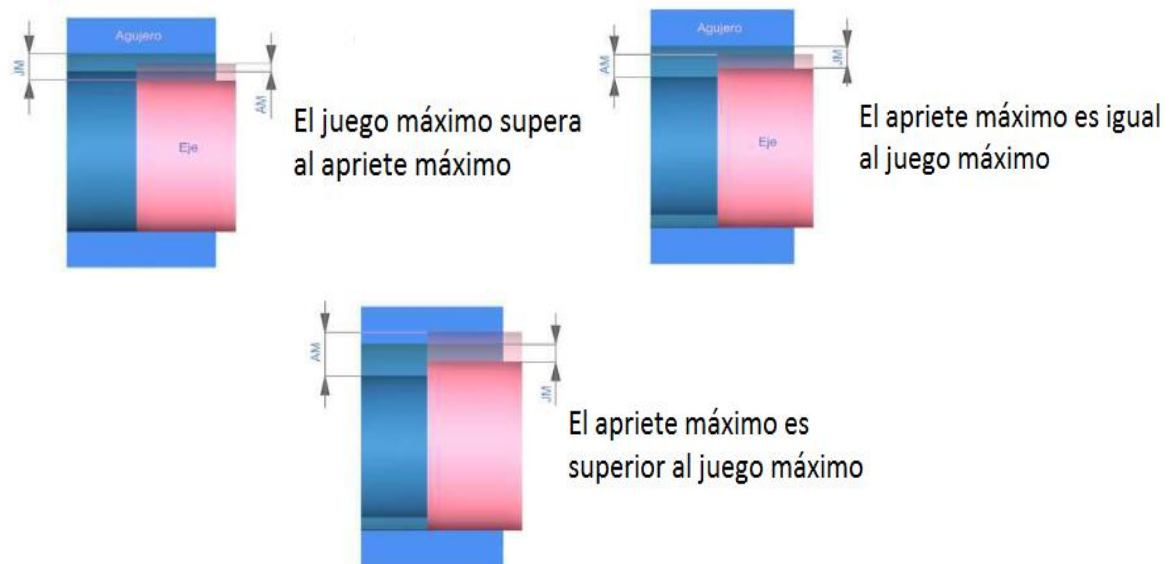
$$AM = dM - Dm$$

Se llama tolerancia del ajuste indeterminado (TI) a la suma del juego máximo y del apriete máximo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje:

$$TI = JM + AM = T + t$$

Teniendo en cuenta las posiciones y tamaños relativos entre las tolerancias de ejes y agujeros, se pueden dar tres casos, como se muestran en las figura a continuación:

Figura 43 Ajustes indeterminados.



Fuente: IIMPI (Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial) Departamento de Diseño Mecánico, Elementos de Máquinas.

4.2.4 Ajustes recomendados.

La tabla 8 muestra los ajustes mas utilizados en la industria.

Tabla 8. Ajustes recomendados más usados en la industria.

| Ajuste | Agujero | Eje | Clase de asiento | Características del asiento | Ejemplos de aplicación. |
|---------------------|---------|-----|----------------------------|---|---|
| AJUSTE DE PRECISIÓN | H7 | s6 | | | |
| | | r6 | | | |
| | | n6 | Asiento forzado duro | Montaje y desmontaje con gran esfuerzo. Necesita seguro contra el giro. | Bandajes en centros de ruedas, casquillos de bronce, manguitos en cubos, platos en husillos de tornos al aire, collares calados sobre ejes, piqones en ejes de motores, inducidos en dinamos. |
| | | m6 | Asiento forzado prieto | Montaje y desmontaje con considerable esfuerzo con martillo. Necesita seguro contra el giro, | En maquinas herramientas, engranajes que se desmontan con frecuencia pero que no deben tener juego, poleas de correas |
| | | k6 | Asiento forzado medio | Montaje y desmontaje con martillo sin gran esfuerzo. Necesita seguro contra el giro y deslizamiento | Engranajes en husillos, rodamientos a bolas (interior), discos de excéntricas, poleas fijas, volantes en ejes, manivelas para pequeños esfuerzos |
| | | j6 | Asiento forzado ligero | Montaje y desmontaje a mano o mazo de nylon. Necesita seguro contra el giro y deslizamiento. | Piezas de maquinas herramientas desmontables con frecuencia y con fijación contra el giro, como casquillos, volantes de mano, rodamientos de bola (exterior). |
| | | h6 | Asiento deslizante | En piezas lubricadas, deslizamiento a mano | Mangos de volantes de mano, casquillos deslizantes. |
| | | g6 | Asiento giratorio estrecho | Piezas móviles con juego apreciable. | Embolos de frenos de aceite, bridas de centrado de tuberías y válvulas, |
| | | f7 | Asiento giratorio | Piezas móviles con juego apreciable. | Husillos en cabezales divisores, cojinetes de bielas, acoplamientos de discos desplazables. |
| | | e8 | Asiento giratorio ligero | Piezas móviles con gran juego | Arbol de levas en sus casquillos, cojinetes de bielas, manguitos deslizantes en ejes, resbaladeras. |
| | | d9 | Asiento giratorio | Piezas móviles con mucho juego. Aprox. | Husillos roscados a soportes, ejes sobre soportes. |

| Ajuste | Agujero | Eje | Clase de asiento | Características del asiento | Ejemplos de aplicación. |
|------------------|---------|-----|-------------------------------|---|--|
| | | | holgado | 1,5 veces el del asiento giratorio. | |
| AJUSTE CORRIENTE | H8 | h8 | Asiento deslizante | Piezas que deben montarse sin esfuerzo y deben deslizarse en su funcionamiento. | Anillos de retención en transmisiones, poleas fijas enterizas, manivelas, ruedas dentadas, acoplamientos, etc. que deslicen sobre sus ejes |
| | | h9 | | | |
| | | f8 | Asiento giratorio | Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio | Cojinetes para automóviles, cigüeñales y bielas, crucetas, varillas de válvulas émbolos y distribuidores cilíndricos, excéntricas, ejes de ventiladores, manguitos desplazables. |
| | | e9 | | | |
| | | d10 | Asiento giratorio holgado | Piezas móviles con juego muy amplio | Soportes de ejes en carretillas, soporte de ejes largos de accionamiento en grúas, poleas locas, piezas de prensaestopas, ancho de aros de émbolos. |
| AJUSTE BASTO | H11 | h11 | Asiento deslizante | Montaje fácil, gran tolerancia con pequeño juego | Piezas de maquinaria agrícola sujetas al eje con pasador, distanciadores, pasadores para charnelas de puertas, |
| | | d11 | Asiento giratorio holgado | Piezas móviles, gran tolerancia y juego sin llegar a excesivo. | Aros de émbolos, palancas y manivelas desmontables, pasadores de articulación, cojinetes para rodillos, ejes que se muevan longitudinalmente con frecuencia. |
| | | c11 | Asiento giratorio muy holgado | Piezas móviles, gran tolerancia y juego. | Cojinetes en maquinaria agrícola y doméstica, pasadores de palancas de cambio, ejes de interruptores giratorios. |
| | | b11 | | | |
| | | a11 | | Piezas móviles con gran tolerancia u mucho juego | Ejes de regulación de locomotoras, puertas en cajas de humo, cojinetes de ejes de freno, topes, pasadores de enganche de locomotoras. |

Fuente: Prontuario mecánico, Emilio Calvo; email: ecalvog@terra.es.

5. ACABADOS SUPERFICIALES.

En la construcción y diseño de piezas implican muchos parámetros y normas de estandarización. Y sobre todo en las necesidades y exigencias del cliente, ya terminada la pieza existe un último paso que es el de acabado superficial.

Existen diferentes tipos de acabado superficial dependiendo de las piezas y las aplicaciones que estas puedan tener; para un buen acabado superficial es de vital importancia saber y poder interpretar los planos del diseño de la pieza.

El acabado final de la pieza es de vital importancia por que nos determina la calidad de la pieza para poder tener una mayor vida útil de la misma, teniendo en cuenta el contacto y la frecuente fricción con otras piezas y sobre todo la lubricación entre muchos otros aspectos, para aprovechar al máximo el rendimiento de nuestras piezas a utilizar.

En general, los acabados físico-químicos, son procesos para corregir y alisar, así como, para dar apariencia estética a las superficies de los materiales duros como los metálicos y cerámicos, además de algunos plásticos y maderas duras.

Se les llama también de "preparación mecánica superficial" porque permiten un alto grado de calidad de la superficie para recibir otros materiales con buena adherencia, mayor resistencia a la corrosión y aspecto cosmético.

Los tipos principales de acabado físico-químico son: desbaste, pulido, abrillantado (bruñido), arenado, satinado y pulido químico o electroquímico.

En los cinco primeros casos se emplean los llamados materiales abrasivos, que son sustancias duras naturales o artificiales capaces de arrancar, desbastar y pulir una superficie.

A continuación se hablara de algunos de ellos:

Los abrasivos son empleados en forma de granos y aglomerados. Dentro de los naturales están el diamante, corindón, caolín, cuarzo (arena o vidrio) y entre los artificiales están el electro-corindón, limallas de acero, carburo de silicio, etc. En la figura 44 se pueden apreciar una gran variedad de Partículas abrasivas.

Figura 44. Partículas abrasivas.



Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

5.1 ESMERILADO.

El esmerilado consiste en la eliminación del material, mediante la utilización de partículas de abrasivos fijas, que extraen virutas del material de la muestra. El proceso de extracción de virutas con un grano de abrasivo de aristas vivas provoca el menor grado de deformación de la muestra, proporcionando simultáneamente la tasa más alta de eliminación de material. El pulido utiliza básicamente el mismo mecanismo que el esmerilado.

5.2 PULIDO.

El pulido, como proceso, se ha descrito ya anteriormente junto con el esmerilado. El pulido incluye los últimos pasos del proceso de preparación. Utilizando de forma sucesiva tamaños de grano cada vez más pequeños y paños cada vez más elásticos, el pulido permite eliminar todas las deformaciones y rayas provocadas por el esmerilado fino. El riesgo del pulido radica en la aparición de relieves y en el redondeo de los bordes, como consecuencia de la elasticidad de los paños. Dichos inconvenientes se reducen utilizando unos tiempos de pulido tan cortos como sea posible

5.3 DESBARBADO.

Las rebabas o barbas son montículos delgados que se forman en los bordes de una pieza debido al maquinado, al cizallado de láminas y en el recorte de forjas y piezas fundidas.

Entre sus efectos perjudiciales están: interferir con el ensamble de las partes, ocasionar atascamientos de las mismas, desalineamientos, y cortocircuitos en

componentes eléctricos, además, pueden reducir la vida a la fatiga de los componentes.

En forma tradicional, éstas se han quitado siempre manualmente, lo cual puede ocupar hasta un 10% del costo de la pieza. En general, la economía del desbarbado depende de del grado de desbarbado requerido, la complejidad de la parte y el lugar de las barbas, así como de la cantidad de las partes.

5.4 ABRILLANTADO.

Es muy parecido al pulido, sólo que se realiza con partículas muy finas sobre discos suaves de tela o piel. El abrasivo se suministra externamente con un lápiz de compuesto abrasivo.

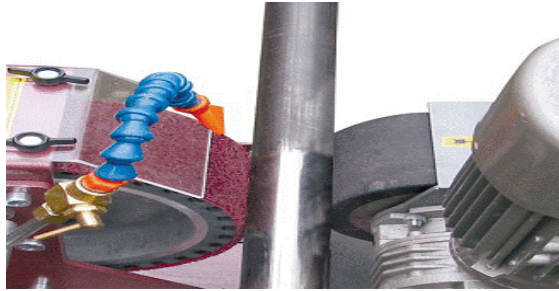
5.5 RECTIFICADO.

El rectificado es un proceso de remoción de virutas que utiliza un grano abrasivo individual como herramienta de corte. Las principales diferencias entre las acciones de grano y de herramienta de una punta son las siguientes:

1. Los granos abrasivos individuales tienen formas irregulares y están a distancias aleatorias en la periferia de la piedra.
2. El ángulo promedio de ataque de los granos es muy negativo, como por ejemplo -60° o menos, lo que hace que las virutas del material sufran una deformación mayor que en los otros procesos de corte.
3. Las posiciones radiales de los granos varían.
4. Las velocidades de corte son, en general, muy altas, del orden de 30 m/s.

En la siguiente figura podemos contemplar una máquina rectificadora.

Figura 45. Maquina rectificadora.



Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

5.6 ELECTRO PULIDO.

El electro pulido es un tratamiento superficial mediante el cual el metal a ser pulido actúa como ánodo en una celda electrolítica, disolviéndose. Con la aplicación de corriente, se forma un film polarizado en la superficie metálica bajo tratamiento, permitiendo a los iones metálicos difundir a través de dicho film. Las micro y macro proyecciones, o puntos altos de la superficie rugosa, lo mismo que zonas con rebabas, son áreas de mayor densidad de corriente que el resto de la superficie, y se disuelven a mayor velocidad, dando lugar a una superficie más lisa, nivelada y/o rebabada. Simultáneamente, y bajo condiciones controladas de intensidad de corriente y temperatura, tiene lugar un abrillantamiento de la superficie.

En aleaciones, como el acero inoxidable, se tiene además la ventaja adicional que, al ser el hierro un metal que se disuelve fácilmente, se incrementa el contenido de cromo y níquel en la superficie, aumentando así la resistencia a la corrosión.

En una escala macroscópica, el contorno de una superficie maquinada se puede considerar como una serie de picos y valles. La profundidad de los mismos y la distancia entre los picos dependen de los métodos utilizados para producir la superficie.

En una escala microscópica, la superficie es aún más compleja, con pequeñas irregularidades sobrepuestas a los picos y valles.

Con el fin de producir una superficie verdaderamente lisa, ambos tipos de irregularidades (macroscópicas y microscópicas) deben ser eliminadas.

Así, las funciones de un proceso de pulido ideal se pueden distinguir como:

a) Alisado: eliminación de las irregularidades a gran escala (tamaño superior a 1 micrón).-

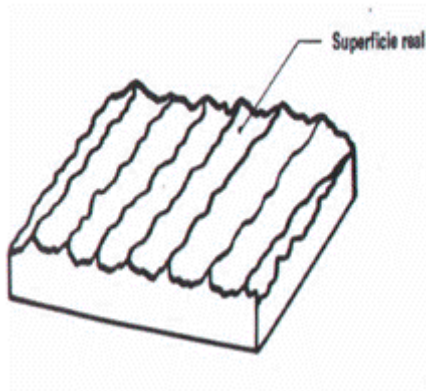
b) Abrillantado: remoción de pequeñas irregularidades de un tamaño inferior a centésimas de micrón.

5.7 LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL.

Es el conjunto de irregularidades de la superficie real, definidas convencionalmente en una sección donde los errores de forma y las ondulaciones han sido eliminados.

Superficie real: Es la superficie que limita el cuerpo y lo separa del medio que lo separa, (Figura 46).

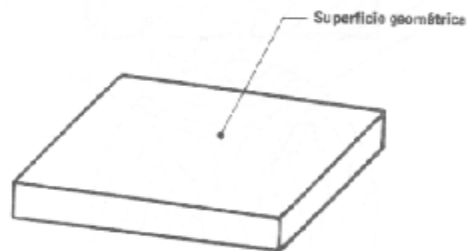
Figura 46. Superficie real.



Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

Superficie geométrica: Superficie ideal cuya forma está especificada por el dibujo y/o todo documento técnico, (Figura 47).

Figura 47. Superficie geométrica.



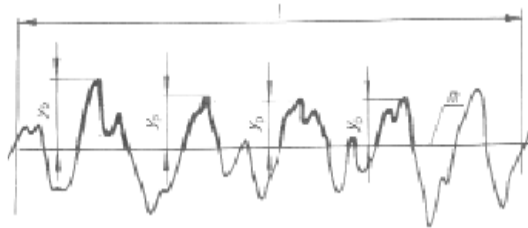
Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

. **Superficie de referencia:** Superficie a partir de la cual se determinan los parámetros de rugosidad. Tiene la forma de la superficie geométrica. Se puede calcular por el método de mínimos cuadrados.

- **Perfil real:** es la intersección de la superficie real con un plano normal.
- **Ondulaciones.** Procedentes de holguras y desajustes en las máquinas-herramienta que fabricaron la pieza.

- **Altura de una cresta del perfil:** Distancia entre la línea media y el punto más alto de una cresta respecto a la dirección de las alturas, (Figura48).

Figura 48. Altura cresta.



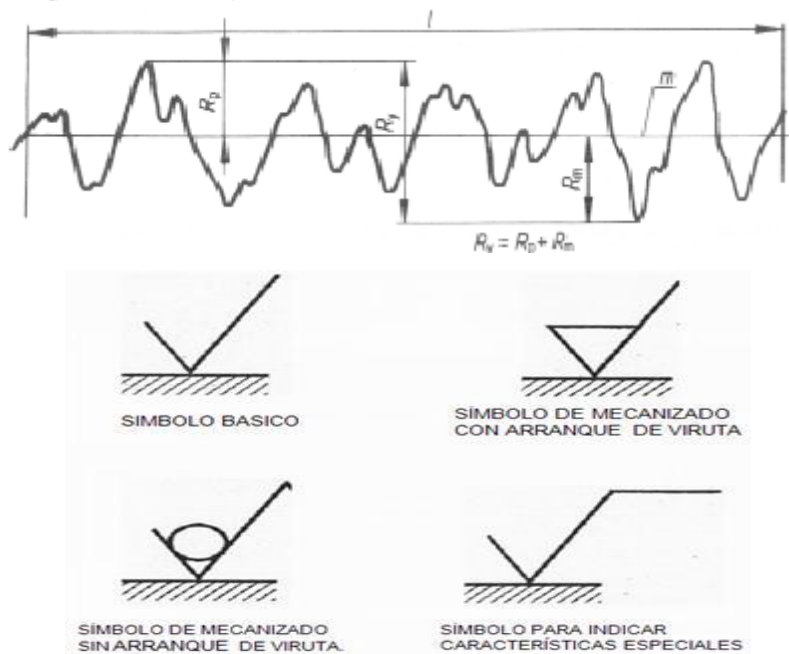
Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

- **Altura máxima de una cresta, R_p :** Distancia del punto más alto del perfil a la línea media, dentro del. Profundidad máxima de un valle, R_m : Distancia del punto más bajo del perfil a la línea media, dentro del.
- **Altura máxima del perfil, R_{max} :** Máxima distancia entre la cresta más alta (R_p) y el valle más bajo (R_m).

5.8 SIMBOLOGÍA.

La indicación básica del estado superficial de una pieza se consigna mediante dos trazos desiguales inclinados unos 60° respecto a la línea que representa la superficie. A partir de este símbolo base, y mediante la adición de símbolos complementarios, se puede indicar si la conformación de la superficie se va a realizar con o sin arranque de viruta, (Figura 49).

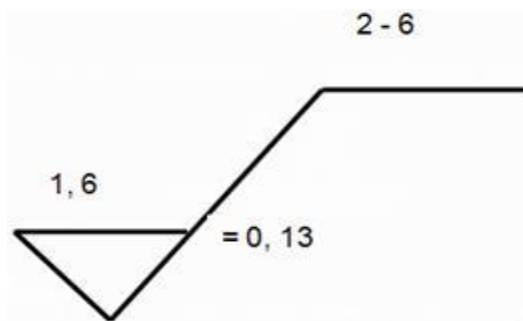
Figura 49. Símbolo base y complementarios.



Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

Cuando se especifica un solo valor, éste se refiere al máximo valor permitido de rugosidad superficial. Si fuera necesario establecer criterios de valor máximo y mínimo para la rugosidad, deben indicarse como en la figura situando el valor máximo encima del mínimo. Ejemplo, (Figura 50).

Figura 50. Ejemplo numérico.



Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

El significado de cada número y símbolo es el siguiente:

1, 6 es el valor Ra de la rugosidad en μm .

2 es el valor de la altura de la ondulación (no necesario).

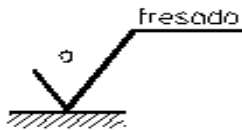
= es la orientación de la rugosidad (en este caso paralela a la línea).

0, 13 es el paso de la rugosidad en μm (no necesario)

6 es el valor del paso de la ondulación en mm (no necesario).

Cuando se exija un determinado proceso de fabricación para la obtención de la superficie, debe indicarse sobre un trazo horizontal situado a continuación del trazo más largo del símbolo básico. También sobre dicho trazo horizontal deberán reflejarse los recubrimientos o tratamientos superficiales necesarios para el acabado de la superficie, (Figura 51).

Figura 51. Símbolo con mecanizado.



Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.







Salvo que se indique lo contrario, el valor de la rugosidad se refiere a la superficie después del tratamiento o del recubrimiento. A continuación se mostrarán unas tablas según normas ISO sobre acabados superficiales, (tablas 9,10 y 11):

Tabla 9. Clases de rugosidades.

| | Clase de Ra | Estado superficial | Procedimiento de fabricación | Aplicaciones |
|--|--------------------------|---|---|--|
| Sin sobremedida para mecanizado y sin arranque de viruta | | Basto, sin eliminación de rebabas | Forja Fundición Corte con soplete | Bastidores de máquinas agrícolas (cultivadores, gradas, etc.) |
| | N12 N11 | Basto, aunque sin rebabas | Forja, fundición y oxiacorte de calidad | Maquinaria agrícola en general |
| Con sobremedida para mecanizado y arranque de viruta | N10 N9 | Desbastado Marcas apreciables al tacto y visibles | Lima Torno Fresadora | Agujeros, avellanados, superficies no funcionales, ajustes fijos |
| | N8 N7 | Marcas ligeramente perceptibles al tacto, aunque visibles | Lima, torno o fresadora con mayor precisión | Ajustes duros Caras de piezas para referencia o apoyo |
| | N6 N5 | Acabado muy fino Marcas no visibles ni perceptibles al tacto | Preparación previa en torno o fresadora para acabar con rasqueteado, escafiado, etc. | Ajustes deslizantes Correderas Aparataje de medida y control |
| | N4 N3 N2 N1 | Acabado finísimo, especular Marcas totalmente invisibles | Acabado final mediante lapeado (acabado con abrasivo), bruñido o rectificación de calidad | Calibres y piezas especiales de precisión |

Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

Tabla 10. Normatividad de los acabados superficiales según normas ISO.

|  | | CALIDAD SUPERFICIAL. | | |
|---|-------------|-----------------------------|-------------|---|
| Símbolo Antiguo | Designación | Ra (µm) | Rz (µm) | Procesos de mecanizado |
|  | N12 | 50 | 240 | SIN MECANIZAR BIEN ACABADO |
| | N11 | 25 | 160 | |
|  | N10 | 12,5 | 100 | LAPEADO infomecanica.com TORNEADO BRUÑIDO RECTIFICADO |
|  | N9 | 6,3 | 63 | |
| | N8 | 3,2 | 40 | |
| | N7 | 1,6 | 20 | |
|  | N6 | 0,8 | 12,5 | |
| | N5 | 0,4 | 8 | |
| | N4 | 0,2 | 4 | |
|  | N3 | 0,1 | 2,5 | |
| | N2 | 0,05 | 1,6 | |
| | N1 | 0,025 | 1 | |

Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

Tabla 11. Rugosidades según tolerancia.

| Superficies | | Tolerancia ISO | | | | | | | | |
|---|-----------|----------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|
| | | IT6 | IT7 | IT8 | IT9 | IT10 | IT11 | IT12 | IT13 | IT14 |
| | | Rugosidad Ra | | | | | | | | |
| Superficies cilíndricas con diámetro | > 3 | 0,2 | 0,3 | 0,5 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 |
| | >3 a 10 | 0,3 | 0,5 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 |
| | >18 a 80 | 0,5 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 |
| | >80 a 250 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 |
| | >250 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 |
| Superficies planas | | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 |

Fuente: Metrología avanzada: Acabados superficiales, Autor: **Moisés Ramírez González** Instituto Tecnológico de Chihuahua.

6. MANIFOLD

6.1 DESCRIPCIÓN DEL MANIFOLD

El manifold que se quiere diseñar consta de los siguientes componentes:

- Dos cartuchos direccionales 3/2 accionados por solenoides y reposición por resorte, éstos son los encargados de cambiar las opciones del cartucho contrabalance; (acción directa, acción remota o frenado).
- Un cartucho antirretorno el cual permite en un sentido subir la carga y en el otro bloquea el flujo para que así entre en funcionamiento el cartucho contrabalance.

Los tres cartuchos mencionados anteriormente fueron seleccionados teniendo en cuenta sus tamaños y cavidades estándar.

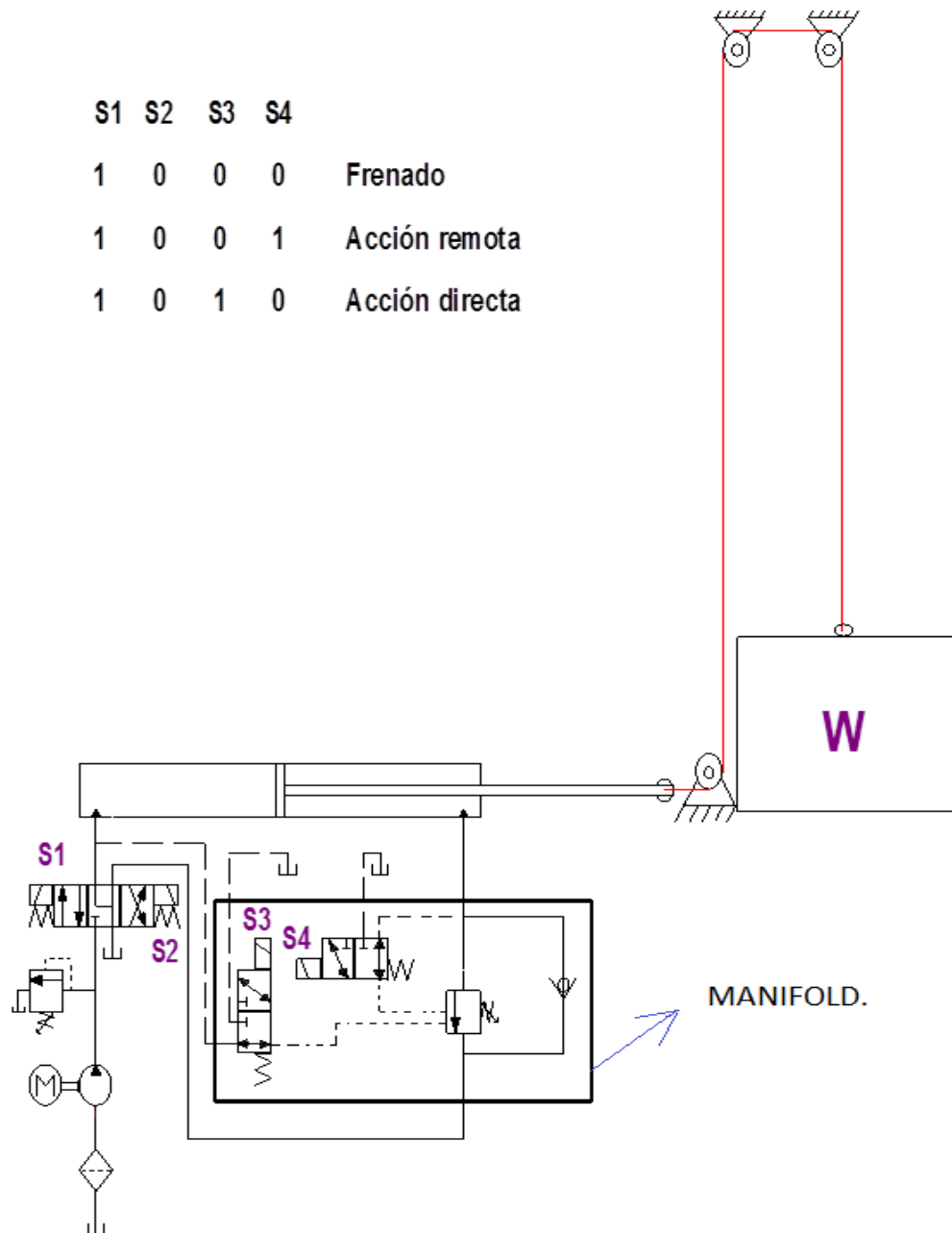
- **Cartucho contrabalance:** fue necesario realizar un diseño especial de éste para lograr nuestro objetivo, ya que en el mercado no se encontró uno de tal disposición.

Para el diseño del manifold se debe tener en cuenta también, las características para los puertos, el material, el flujo y presiones a manejar, para una mejor comprensión, se mostrará a continuación el respectivo circuito esquemático, (figura 52).

Cabe resaltar que se dispuso de algunos de los componentes mostrados en la figura 52 ya existentes en el Laboratorio de oleohidráulica de la Escuela de

Ingeniería Mecánica de la universidad Industrial de Santander, estos son: tanque, filtro, motor, bomba, válvula de seguridad y válvula direccional 4/3, el resto de los componentes se seleccionaron, diseñaron y compraron.

Figura 52. Esquema del circuito hidráulico.



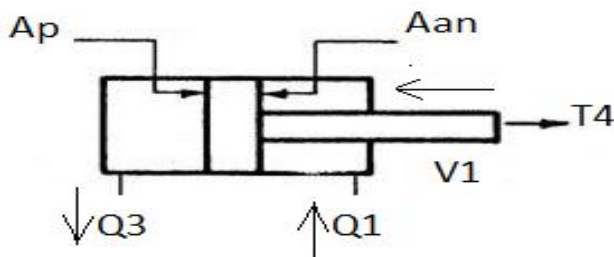
Fuente: Autor.

6.2 DISEÑO VÁLVULA CONTRABALANCE TIPO CARTUCHO

6.2.1 Consideraciones de carga para el cilindro.

En la figura 53 se pueden apreciar los parámetros del cilindro hidráulico.

Figura 53. Parámetros del cilindro hidráulico.



Fuente: Autor.

6.2.1.1 Caudal de la bomba para subir la carga; y cálculo del caudal 3.

$\phi_v = \text{diámetro vástago}$

$\phi_p = \text{diámetro pistón}$

$A_v = \text{área vástago}$

$A_p = \text{área pistón}$

$A_{an} = \text{área anular}$

$\beta = \text{relación de áreas de cilindro}$

$Q = \text{caudal nominal de la bomba}$

$$\phi_v = 1 \text{ in}$$

$$\phi_p = 2 \text{ in}$$

$$Q = 12 \text{ GPM } (2.772 \frac{\text{in}^3}{\text{min}})$$

$$A_v = \frac{\pi}{4} \times \phi_v^2 = \frac{\pi}{4} \times (1)^2 = \frac{\pi}{4} \text{ in}^2$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times \phi_p^2 = \frac{\pi}{4} \times (2)^2 = \pi \text{ in}^2$$

$$A_{an} = A_p - A_v = \pi - \frac{\pi}{4} = \frac{3\pi}{4} \text{ in}^2$$

$$\beta = \frac{A_p}{A_{an}} = \frac{\pi}{(3/4)\pi} = \frac{4}{3} = 1,3333$$

$$Q_1 = V_1 \times A_{an}$$

$$V_1 = \frac{Q_1}{A_{an}}$$

Tomando el caudal nominal:

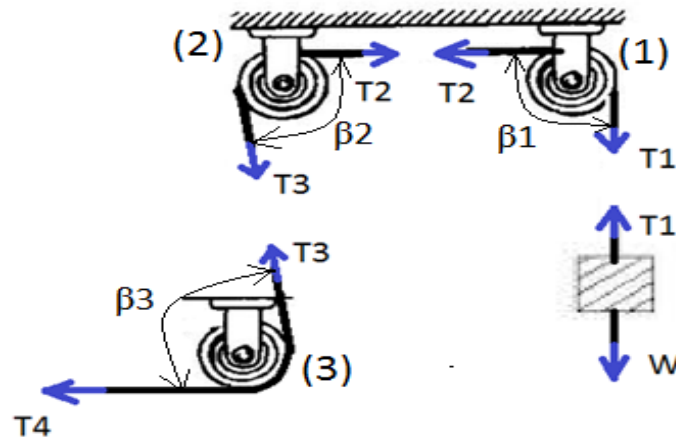
$$Q \rightarrow Q_1 = Q$$

$$V_1 = \frac{Q}{A_{an}} = \frac{2,772}{(3/4)\pi} = 1.176,4733 \text{ in}/\text{min} (0,4980 \text{ m}/\text{s})$$

$$Q_3 = V_1 \times A_p = 1.176,4733 \times \pi = 3696 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} (16 \text{ GPM})$$

6.2.1.2 Cálculo de la presión necesaria para subir la carga. Teniendo en cuenta el sistema en equilibrio estático, y la fricción en las poleas y despreciando la inercia de las mismas obtenemos según la figura 54:

Figura 54. Sistema de poleas en equilibrio estático.



Fuente: Autor.

$\omega = \text{carga}$

$P\omega = \text{Presión ejercida por la carga en el cilindro}$

$$T1 = W \dots (1),$$

$$\omega = 1.200Kgf \ 2.645,5469lbf \text{ Peso de la carga.}$$

Para la polea 1:

$$T1 = T2 * e^{(\mu*\beta1)} \dots (2), \quad \mu=0,07 \text{ y } \beta1 =90^\circ (\pi/2 \text{ rad})$$
$$\beta2 = \beta3 = 87^\circ (1,52 \text{ rad})$$

Donde μ es el coeficiente de fricción entre la polea y el cable, **ver anexo A**. Y β es el ángulo de contacto del cable con la polea en radianes, reemplazando los valores en la ecuación (1) y (2) obtenemos:

$$T2=2.370,08Lbf.$$

Para la polea 2:

$$T2 = T3 * e^{(\mu*\beta2)} \dots (3) \rightarrow \text{Reemplazando los valores para } \beta2 = 1,52 \text{ rad y } \mu = 0,07$$

obtenemos: $T3 = 2.130,86 \text{ Lbf.}$

Para la polea 3:

$$T3 = T4 * e^{(\mu*\beta3)} \dots (4) \rightarrow \text{Reemplazando los respectivos valores donde } \beta3 = 1,52$$

rad y $\mu = 0,07$ obtenemos: $T4 = 1915,78 \text{ Lbf.}$

$$P\omega = \frac{T4}{Aan} (5)$$

Con los valores de $T4$ y Aan en la ecuación (5) obtenemos: **$P\omega = 813,1 \text{ psi.}$**

6.2.2 Presión del taraje de la válvula contrabalance.

Con $P_w = 813,1 \text{ psi}$ y

Tomando una presión de taraje de la válvula contrabalance de 1.800 psi, la cual sería: 2,2 veces la presión de la carga, que es una buena elección para nuestro caso.

$P_{tc} = \text{presión de taraje de la válvula contrabalance}$

$$P_{tc} = 2,2 \times P_w = 2,2 \times 813,1 = 1.789 \text{ psi}$$

La aproximamos:

$$P_{tc} = 1.800 \text{ psi}$$

La presión máxima que se genera en el cilindro hidráulico y en el manifold sería de 1800 psi, con un caudal nominal de 12 gpm, aunque el caudal real sea menor que éste, por cuestiones de diseño tomaremos el nominal.

Aplicando un factor de seguridad aceptable debido a inconvenientes que se puedan presentar ya sea por sobrepresiones o taponamientos en los ductos, mangueras, etc., proseguimos a realizar la selección de los cartuchos antirretorno y direccionales.

N = factor de seguridad

Pd = presión de diseño

$$N = 1,67$$

$$P_d = N \times P_{tc} = 1,67 \times 1800 = 3000 \text{ psi}$$

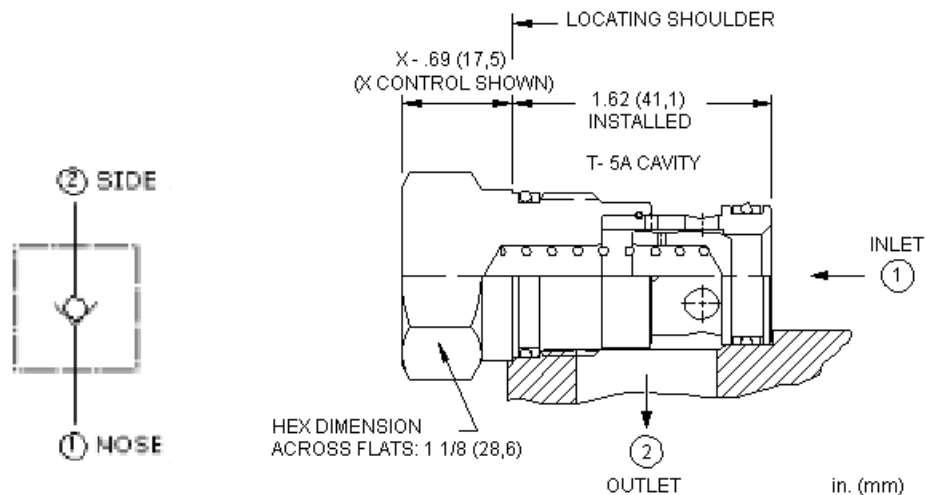
6.2.3 Selección de los cartuchos.

A continuación se hará la selección de los cartuchos direccionales 3/2 y el cartucho antirretorno.

6.2.3.1 Cartucho antirretorno. Este cartucho antirretorno se seleccionó teniendo en cuenta más que todo su capacidad de flujo 40 gpm (160L/min), el cual es muy elevado para el caudal requerido en nuestro análisis, pero debido a que se presenta pocas pérdidas a 12 gpm, me incline por su selección; y además cuenta con una presión de apertura de 4 psi (0,3 bar). El cartucho es para montar en cavidad estándar: T-5A, **Ver anexo B**, Y además cumple con los requerimientos exigidos.

La empresa fabricante es SUN HYDRAULICS. En la figura 55 se puede apreciar su configuración CXFA-XAN:

Figura 55. Cartucho antirretorno.



Fuente: SUN HYDRAULICS.

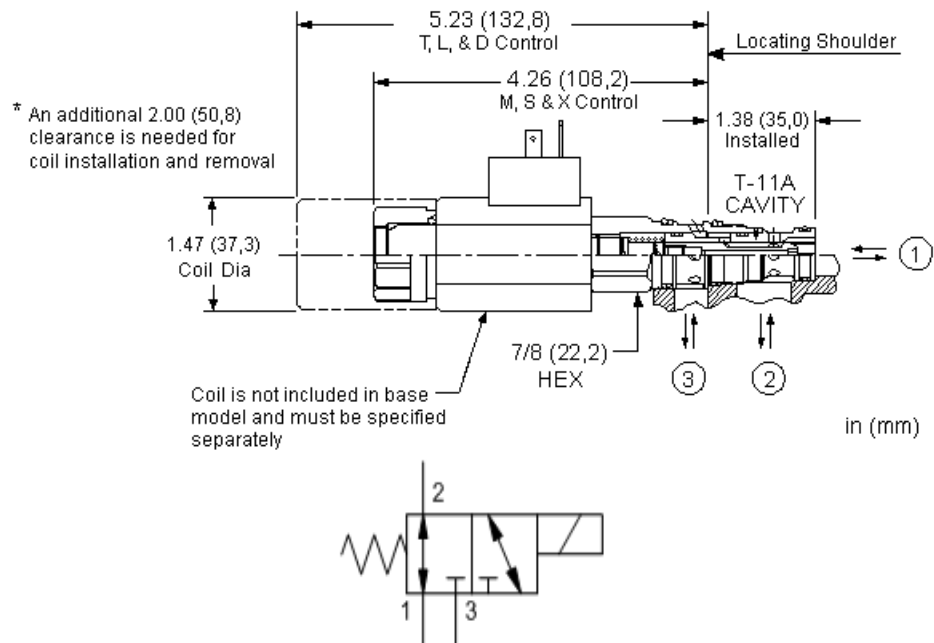
Para ver todos los datos técnicos dirigirse **al anexo C**.

6.2.3.2 Cartuchos direccionales. Se seleccionaron dos cartuchos direccionales 3/2 de iguales características, normalmente abiertos, accionados por solenoides y reposición por resorte, con un caudal nominal de 12 gpm (45 L/min), para montar en cavidad estándar T-11A, **ver anexo D** de la misma empresa fabricante SUN HYDRAULICS.

Estos cartuchos cumplen con los requerimientos exigidos del manifold.

A continuación se muestra en la figura 56, su respectiva configuración DMDA-XAN:

Figura 56. Cartucho direccional 3/2.



Fuente: SUN HYDRAULICS.

Para ver todos los datos técnicos dirigirse **al anexo E**

6.2.4 Diseño cartucho contrabalance

El diseño de éste, se realizará teniendo en cuenta la situación de pilotaje interno (acción directa), pues es allí donde el manifold y sus componentes presentan las más altas presiones:

6.2.4.1 Descripción:

- Camisa.
- Pistón.
- Tapón.
- Resorte de reposición.
- Guía de resorte de reposición.
- Tornillo de ajuste para variar el taraje de la válvula.
- Sellos O-ring.

6.2.4.2 Especificaciones técnicas:

$P_{\text{máx}} = 1800 \text{ psi}$

$N = 1,7$

$P_d = 3000 \text{ psi}$

Densidad del aceite: $\rho = 0,877 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$ ó $(877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3})$

Viscosidad específica = $\mu = 0,0403(N \frac{\text{s}}{\text{m}^2})$

$Q = 12 \text{ gpm}$ ($46, 2 \text{ in}^3/\text{s}$) ó $(7, 57 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})$

6.2.4.3 Diseño pistón. Ver figura 57.

Material: → tipo = acero aleado.

Designación = AISI 4340

Estado = rolado en caliente y recocido (HRA)

Resistencia a la tensión: $S_u = 90.000 \text{ lb/in}^2$

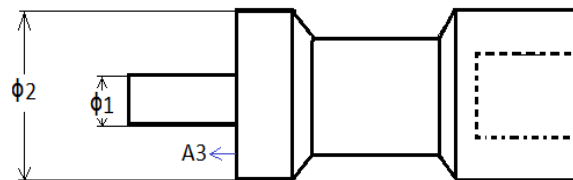
Resistencia a la cedencia = $S_y = 63.000 \text{ lb/in}^2$

Dureza (BHN) = 187

Maquinabilidad = $M = 57\%$

(Basada en AISI 1112 = 100%)

Figura 57. Esquema del pistón.



Fuente: Autor.

Se realiza el diseño en base a la resistencia del flujo en la tubería de acceso a la válvula, teniendo en cuenta las especificaciones del caudal y presión necesarias.

Según “flow resistente in pipe” teniendo la presión de entrada obtenemos la máxima velocidad permisible para cada tipo de línea, ver la siguiente tabla.

Tabla 12. Velocidades máximas recomendadas.

| TUBERÍA | VELOCIDAD (ft/s) |
|----------------------|-------------------------|
| MÁS DE 800 PSI | 16 |
| DE 400 PSI A 800 PSI | 13 |
| HASTA 400 PSI | 10 |
| LÍNEAS DE RETORNO | 7 |
| LÍNEAS DE SUCCIÓN | 5 |

Fuente: Memorias Proyecto de grado, VÁLVULA DE CONTRABALANCE DE PROPOSITO ESPECIAL, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN, Autores: José Carreño y Gustavo Rueda. UIS.

Para tubería de más de 800 psi que es el caso nuestro, la velocidad permisible es de 16 ft/s (192 in/s).

Con la velocidad máxima y el caudal obtenemos el área de orificio de entrada:

$$Q = V \times A_1 \rightarrow A_1 = \frac{Q}{V} = \frac{\frac{34,65 \text{ in}^3}{s}}{\frac{192 \text{ in}}{s}} = 0,1805 \text{ in}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \phi_1^2$$

$$\phi_1 = \frac{\sqrt{4A_1}}{\pi} = \frac{\sqrt{4 \times 0,1805}}{\pi} = 0,4794 \text{ in}$$

$\phi_1 = 12,1 \text{ mm}$; el cual se puede aproximar a

$$12 \text{ mm} \rightarrow \phi_1 = 12 \text{ mm}$$

Relación de áreas en el frenado: 5:1

$$A_3 = 5A_1 \quad 1$$

$$A_3 = A_2 - A_1 \quad (2)$$

$$\rightarrow 2 \text{ en } 1$$

$$A_2 - A_1 = 5A_1$$

$$\rightarrow A_2 = 5A_1 + A_1 = 6A_1$$

$$\frac{\pi}{4} \phi_2^2 = 6 \frac{\pi}{4} \phi_1^2$$

$$\phi_2^2 = 6\phi_1^2 \rightarrow \phi_2 = \sqrt{6}\phi_1 = 2,4495\phi_1$$

$$= 2,4495 \times 12 = 29,4 \text{ mm}$$

$$\phi_2 = 30 \text{ mm}$$

Ahora calculamos el número de Reynolds para saber si el flujo es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho x \phi x V}{\mu} = \frac{877 x 0,012 x 4,8768 \text{ m/s}}{0,0325}$$

$$Re = 1579,2$$

Re < 2000 → flujo laminar

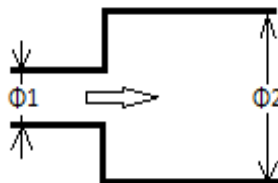
$$\phi_1 = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Y } \phi_2 = 30 \text{ mm}$$

Otra forma de comprobar si este diámetro cumple con los requisitos exigidos es haciendo un análisis de flujo en tubos, como el diseño es parecido a un ensanchamiento brusco de un conducto, (figura 58), podemos aproximar, el cd (coeficiente de descarga) a este tipo de flujo, según el documento pérdidas de carga en los componentes de las instalaciones hidráulicas de la universidad de Navarra, Escuela Superior de Ingenieros, **Ver anexo F**; el coeficiente de pérdidas K es está dado por la ecuación:

$$K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (a)$$

Figura 58. Ensanchamiento brusco en un conducto.



Fuente: Pérdidas de carga en los componentes de las instalaciones hidráulicas, Universidad de Navarra, Escuela Superior de Ingenieros.

$$K = \frac{1}{Cd^2} - 1$$

$$\rightarrow Cd = \frac{1}{\sqrt{K+1}} \quad (b)$$

$$K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

$$\begin{aligned}
&= \left(1 - \frac{\frac{\pi}{4}\phi_1^2}{\frac{\pi}{4}\phi_2^2}\right)^2 = \\
&= \left(1 - \frac{\phi_1^2}{\phi_2^2}\right)^2 = \\
&= \left(1 - \frac{12^2}{30^2}\right)^2 \\
&= 0,7056
\end{aligned}$$

$$\text{Y en b} \rightarrow C_d = \frac{1}{K+1} = \frac{1}{0,7056+1} = 0,77$$

→ $C_d \cong 0,77$ y usando la ecuación de Bernoulli donde:

$$Q = A x C_d x \sqrt{\frac{\Delta P}{3\rho}}$$

Donde:

Q = Caudal

C_d = Coeficiente de descarga

A = Área

ΔP = pérdidas de presión

ρ = densidad aceite

Despejando A obtenemos:

$$A = \frac{Q}{C_d \sqrt{\frac{\Delta P}{3\rho}}}$$

Asumiendo unas pérdidas máximas del 10 psi → (68.947,57 psi)

$$A = \frac{0,0005678}{0,77 * \frac{68.947,57}{3x877}}$$

$$= 0,0001441 \text{ m}^2$$

$$\rightarrow A = 144,1 \text{ mm}^2$$

$$\rightarrow A = \frac{\pi}{4} \phi_1^2 \rightarrow \phi_1 = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x144,1}{\pi}} = 13,5 \text{ mm}$$

El cual es muy aproximado al calculado anteriormente, entonces como conclusión:

$$\phi_1=12 \text{ mm y}$$

$$\phi_2=30 \text{ mm}$$

- **Cálculo de la tolerancia entre el pistón y la camisa.** Para asegurar la estanqueidad del aceite dentro del cartucho, se va a utilizar un sello tipo metal-metal debido a sus ventajas:
 - Mayor duración del sello.
 - Mejor control de fugas.
 - Dinámica de la válvula.

Debemos calcular la luz diametral entre el pistón y la camisa:

$$Q = \frac{10.300.000 \times P_1 - P_2 \times b^3 \times \phi_1}{V \times L} \text{Donde:}$$

Q = caudal de fugas

$$Q = 3 \text{ in}^3/\text{s}$$

P_1 = Presión de trabajo

$$P_1 = 1800 \text{ psi}$$

P_2 = Presión atmosférica

$$P_2 = 14,7 \text{ psi}$$

b = tolerancia radial

b = ?

ϕ_1 = diámetro del pistón

$$\phi_1 = 12 \text{ mm (0,472 in)}$$

V = viscosidad cinemática

46 cts

L = longitud del pistón que actúa como corredera

$$L = 4,5 \text{ mm}$$

$$(1,4764 \times 10^{-2} \text{ ft})$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{QxVxL}{10.300.000x(P_1 - P_2)\phi_1}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{3x46x1,4764x10^{-2}}{10.300.000 \cdot 1.800 - 14,7 \cdot x0,472}}$$

$$b = 0,000616875 \text{ in} \approx 6,1688 \times 10^{-4} = b$$

Ahora calculamos la luz diametral = $L\phi = 2xb$

$$L\phi = 2x6,1688x10^{-4}=0,00123\text{in}$$

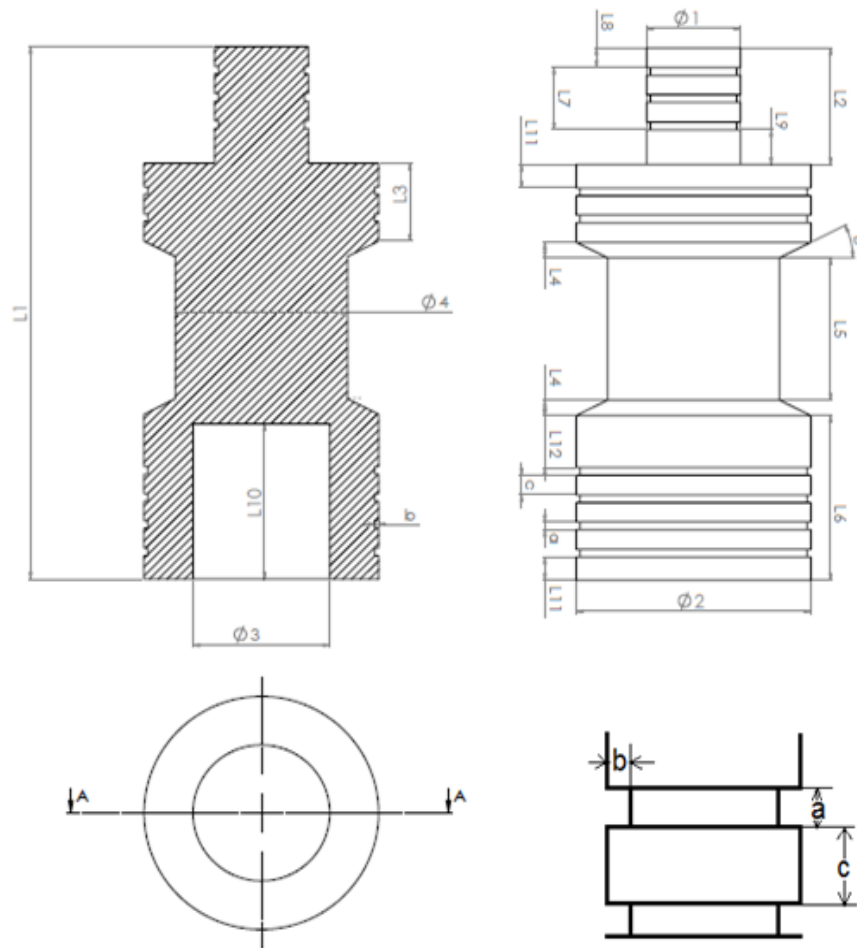
$$L\phi = 0,031\text{mm}$$

- **Ajuste y tolerancia.** Para esta aplicación se seleccionó un ajuste con juego móvil. Según lo expuesto en las tablas 4, 5, 6, y 8 del capítulo 4, para agujero único – eje se recomienda un ajuste fino H7g6, el cual es usado en piezas lubricadas, su juego es apreciable. La tolerancia para ese ajuste es:

$$\phi_1 = 12_{-0,017}^{-0,006} \text{mm}, \text{ con un acabado superficial según norma ISA: rectificado de } 0,81 \mu\text{rms}; 32 \mu\text{in}(\text{ver tabla 9 y 10 del capítulo 5})$$

- **Diseño gráfico del pistón.** En la figura 59 se puede ver el dimensionamiento del pistón.

Figura 59. Dimensionamiento del pistón.



Fuente: Autor.

Ranuras:

$a = 1\text{mm}$

$b = 0,5\text{ mm}$

$c = 2,5\text{ mm}$

Estas ranuras son indispensables para el buen funcionamiento del pistón, ya que sirven para lubricarlo, enfriarlo y para un deslizamiento eficaz de éste.

Diámetros:

$\phi_1 = 12_{-0,017}^{-0,006} mm$, con un acabado superficial según normas ISA: rectificado de $0,81 \mu rms$ ($32 \mu in$).

$\phi_2 = 30 mm$, teniendo en cuenta un ajuste de juego libre H7g6 con agujero único → su tolerancia será:

$\phi_2 = 30_{-0,020}^{-0,007} mm$, con un acabado superficial según normas ISA: rectificado de $0,81 \mu rms$ ($32 \mu in$).

$\phi_3 =$ diámetro alojamiento del resorte

$\phi_3 = 17,5 mm$

$\phi_4 =$ diámetro de alojamiento del aceite antes de ser descargado.

$\phi_4 = 22 mm$

$\beta = 26,6^\circ$

Longitudes:

$L_1 =$ longitud total del pistón

$L_1 = 68,5 mm$

$L_2 =$ longitud área pilotaje interno

$L_2 = 15 mm$

$L_3 =$ longitud ranuras área pilotaje externo

$L_3 = 10 mm$

$L_4 =$ longitud pistón con un ángulo β donde se aloja el aceite antes de ser descargado.

$L_4=2$ mm

L_5 = longitud de alojamiento del aceite antes de ser descargado.

$L_5= 18,3$ mm

L_6 =longitud ranuras cabeza del pistón (deslizamiento y lubricación)

$L_6=21,2$ mm

L_7 =longitud ranuras deslizamiento y lubricación área pilotaje interno.

$L_7=8$ mm

$L_8=2,5$ mm

$L_9=4,5$ mm

L_{10} =longitud pistón donde se aloja el resorte.

$L_{10}= 20$ mm

$L_{11}= 3$ mm

$L_{12}=6,7$ mm

6.2.4.4 Diseño camisa del cartucho contrabalance:

Material → tipo: acero aleado

Designación: AISI 4340

Estado: rolado en caliente y recocido (HRA).

Resistencia a la tensión: $S_u = 90.000$ lb/in².

Resistencia a la cedencia: $S_y = 63.000$ lb/in².

Dureza (BHN): 187

Maquinabilidad: $M = 57\%$ (Basada en AISI 1112 = 100%).

- **Cálculo de los agujeros de descarga.** Para calcular el diámetro de los orificios de descarga, se utilizó el modelo matemático $Q = Axc dx \sqrt{\frac{\Delta P}{3\rho}}$, teniendo en cuenta que los efectos de la velocidad son despreciables:

Donde:

Q = rata de flujo volumétrico

C_d = coeficiente de descarga

ΔP = pérdidas de presión a través del orificio, sin incluir la presión inducida por el resorte.

ρ = densidad del fluido

$Q = 9 \text{ gpm} (5,68 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s})$

$C_d = 0,61$ (de tablas).

$\Delta P_{\text{máx}} = 10 \text{ psi} (68.947,57 \text{ Pa})$

$\rho = 877 \text{ kg/m}^3$

A = área de descarga

$$Q = C_d x A \sqrt{\frac{\Delta P}{3\rho}}$$

$$\rightarrow A = \frac{Q}{C_d x \sqrt{\frac{\Delta P}{3\rho}}}$$

$$\Rightarrow A = \frac{5,68 \times 10^{-4}}{0,61 x \sqrt{\frac{68,947,6}{3,877}}} = 1,82 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para 8 orificios $\rightarrow A = 8 x \frac{\pi}{4} \phi_1^2$

$$\phi_8 = \sqrt{\frac{4A}{8\pi}}$$

$$\phi_8 = \frac{4 \times 1,82 \times 10^{-4}}{8 \times \pi} = 5,38 \times 10^{-3} \text{ m}$$

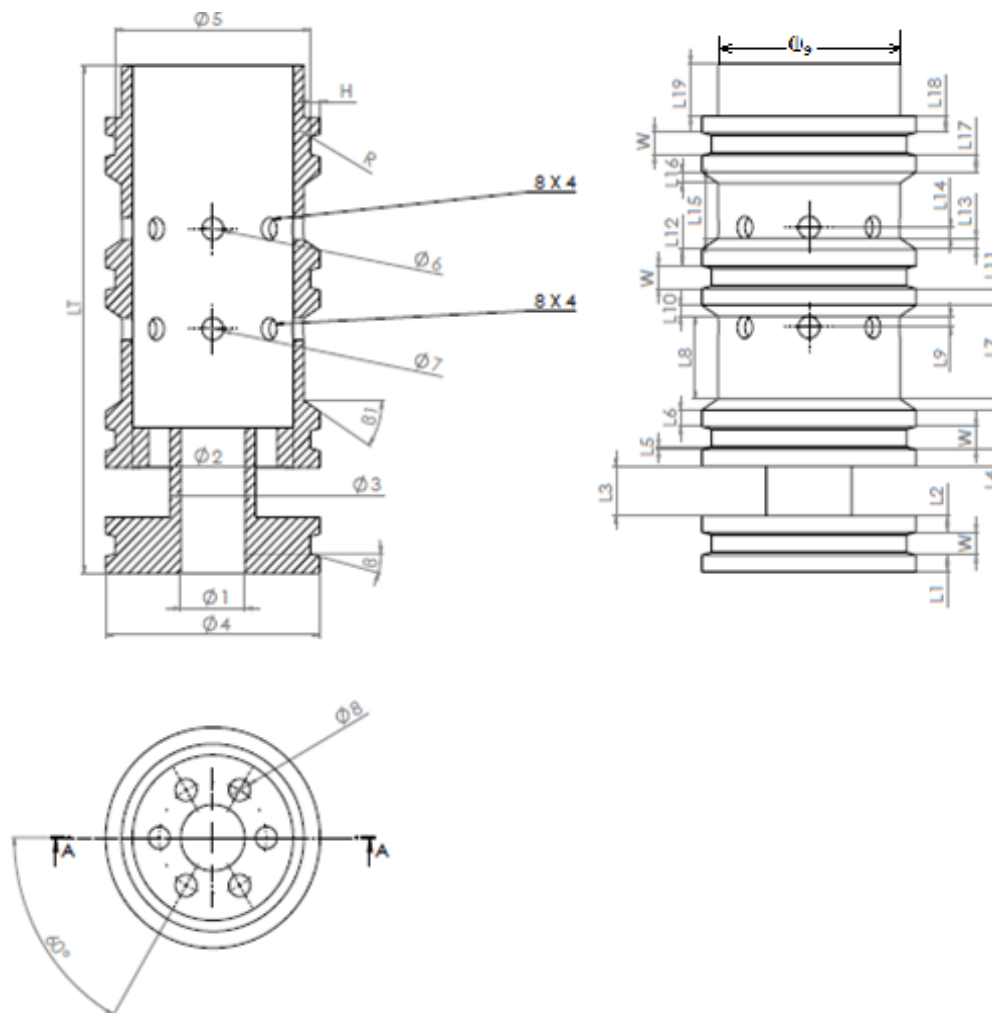
$\phi_8 = 5,38 \text{ mm}$, siendo más conservativos

$$\phi_8 = 6 \text{ mm}$$

Por cuestiones de diseño $\phi_8 = \phi_9 = \phi_{10} = 4 \text{ mm}$

- **Diseño gráfico de la camisa.** Ver figura 60.

Figura 60. Dimensionamiento de la camisa.



Fuente: Autor.

- **Cálculo de los sellos camisa:**

Número de sellos: 4 sellos; Ubicación estática.

Φ_4 = diámetro nominal camisa

$\Phi_4 = 40 \text{ mm (1,575 in)}$

d = diámetro de la sección transversal del sello O' ring.

d_e = diámetro exterior del sello O' ring.

d_i = diámetro interior del sello O' ring.

P_d = presión de diseño.

$P_d = 3000 \text{ psi}$

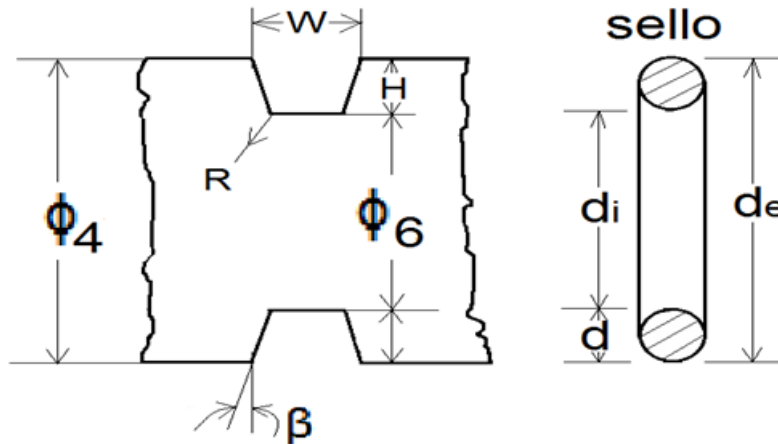
C = tolerancia diametral para un ajuste deslizante para una calidad 6; H7h6 (según prontuario).

$C = 0,016 \text{ mm (6,3 x 10}^{-4} \text{ in)}$

A = apriete dado por sello

$A = 25\%$ (recomendado), ver figura 61.

Figura 61. Esquema sello y su alojamiento.



Fuente: Autor.

Para $d = \frac{3}{32} \text{ in}$ (según catálogo DS; distrisellos E. U.), Ver anexo G.

H = profundidad nominal del alojamiento

$$H = dx \ 1 - A = \frac{3}{32} in \ 1 - 0,25 = 0,0703 \ in$$

ϕ_6 = diámetro de alojamiento, sello Oring

$$\phi_6 = \phi_4 - 2H = 1,575 - 2 \ 0,0703 = 1,434 in = 36,4281_{-0,016}^{0,000} \ mm$$

Se selecciona una O' ring que tenga el diámetro interior entre el 95 y 99,7% del valor anterior.

$$\phi_6 \times 0,95 = 1,434 \times 0,95 = 1,3625 in$$

$$\phi_6 \times 0,997 = 1,434 \times 0,997 = 1,4299 in$$

Según catálogo D_s nos sirve $di = 1 \frac{3}{8} in$ (1,375 in)

(Especificación 12b) \rightarrow y de $= 1 \frac{9}{16} in$

Porcentaje de esfuerzo %S

$$\%S = \frac{\phi_6}{di} - 1 \times 100 = \frac{1,434}{1,375} - 1 \times 100 = 4,3\%$$

$$d_r = 0,1291 + 1,759 \times S - 0,1561 \times S^2 + 0,0056 \times S^3 =$$

Donde S es el porcentaje de esfuerzo.

d_r = reducción de diámetro de la sección transversal.

$$d_r = 0,1291 + 1,7549 \times 0,043 - 0,1561 \times (0,043)^2 + 0,0056 \times (0,043)^3 =$$

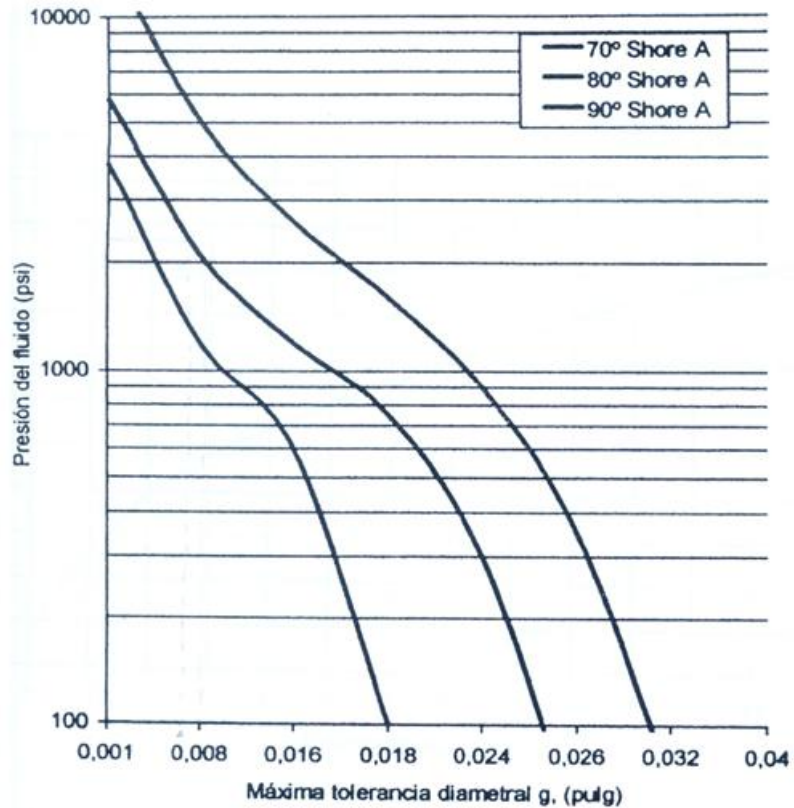
$$\rightarrow d_r = 0,2045$$

Con d_r calculamos el diámetro de la sección reducida D_r .

$$D_r = d (1 - d_r) = 2,3813 \times (1 - 0,2045) = 1,8943 \ mm$$

Ahora hallamos g (máxima tolerancia diametral) del sello con $Pd = 3.000$ psi y una dureza 70° Shore A, según la figura 62.

Figura 62. Máxima tolerancia diametral.



Fuente: Memorias Proyecto de grado, VÁLVULA DE CONTRABALANCE DE PROPOSITO ESPECIAL, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN, Autores: José Carreño y Gustavo Rueda. UIS.

$$g = 0,0019 \text{ in } (0,04826 \text{ mm})$$

La tolerancia en función de dimensiones nominales será:

$$T = \frac{(g - c)}{2} + 0,01 \times Dr = \frac{(0,04826 - 0,016)}{2} + 0,01 \times 1,8943$$

$$\rightarrow T = 3,507 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\rightarrow T = 0,03507 \text{ mm}$$

$\phi_{4máx}$ = Diámetro nominal máximo del macho

$$\phi_{4máx} = (\phi_4 - C) = (40 - 0,016) = 39,9840 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \phi_{4\text{mín}} &= \text{Diámetro nominal mínimo del macho} \\ \phi_{4\text{mín}} &= (\phi_4 - T) = (40 - 0,0350) = 39,9649 \text{ mm} \\ \phi_{\text{intmáx}} &= \text{Diámetro máximo de la hembra} \\ \phi_{\text{intmáx}} &= (\phi_4 + T) = 40 + 0,0350 = 40,0351 \\ \phi_{\text{intmín}} &= \text{Diámetro mínimo de la hembra} \\ \phi_{\text{intmín}} &= \phi_4 = 40 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$W = 0,06 + 1,1x \frac{3}{32} = 0,1631 \text{ in } 4,1434 \text{ mm}$$

Diámetros:

ϕ_2 = Diámetro donde se aloja el pistón pilotaje externo teniendo en cuenta un ajuste de deslizamiento en el sistema agujero único según (prontuario).

Ajuste H7g6

$$\phi_2 = 30_{0,000}^{+0,021} \text{ mm Con acabado superficial: (Rectificado de } 0,81 \mu \text{ rms)}$$

ϕ_1 = Diámetro donde se aloja el pistón pilotaje interno.

$$\phi_1 = 12_{0,000}^{+0,018} \text{ mm Ajuste H7g6, con un acabado superficial: (Rectificado de } 0,81 \mu \text{ rms)}$$

ϕ_3 = Diámetro externo camisa en la parte del pilotaje interno.

$$\phi_3 = 16 \text{ mm}$$

ϕ_4 = Diámetro externo camisa, pilotaje externo el cual se aloja en el manifold.

$$\phi_{4\text{máx}} = 39,9840 \text{ mm}$$

$$\phi_{4\text{mín}} = 39,9649 \text{ mm}$$

ϕ_5 = Diámetro donde se aloja el sello O' ring.

$\phi_5 = 36,4281_{-0,016}^{0,000} \text{ mm}$ (Acabado superficial $32 \mu \text{ in}$).

ϕ_6 = Diámetros orificios de descarga, válvula contrabalance.

$$\phi_6 = 4 \text{ mm}$$

ϕ_7 = Diámetros orificios de ingreso del fluido a la válvula contrabalance.

$$\phi_7 = 4 \text{ mm}$$

ϕ_8 = Diámetros orificios de ingreso del fluido pilotaje externo.

$$\phi_8 = 4 \text{ mm}$$

ϕ_9 = Diámetro roscado que ajusta en el tapón.

$$\phi_9 = M34 \text{ mm}$$

H = profundidad nominal del alojamiento de los sellos O' ring.

$$H = 1,7859 \text{ mm}$$

W = Ancho del alojamiento de los sellos O' ring.

$$W = 4,1434 \text{ mm}$$

β = ángulo del alojamiento de los sellos O' ring.

$\beta = 15^\circ$ recomendado por Parker.

R = radio de curvatura alojamiento sellos O' ring.

$$R = 0,1 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 33,7^\circ$$

Longitudes:

L_1 = Longitud de la camisa del pilotaje interno que encaja en el bloque

$$L_1 = 3 \text{ mm}$$

$L_2 =$ Longitud de la camisa del pilotaje interno que encaja en el bloque

$$L_2 = 3 \text{ mm}$$

$L_3 =$ Longitud de la camisa por donde ingresa el aceite a la sección de pilotaje externo.

$$L_3 = 9 \text{ mm}$$

$L_4 =$ Longitud de la camisa del pilotaje externo que encaja en el bloque.

$$L_4 = 3 \text{ mm}$$

$L_5 =$ Cateto ángulo β sello O' ring.

$$L_5 = 0,4785 \text{ mm}$$

$L_6 =$ Longitud de la camisa del pilotaje externo que encaja en el bloque.

$$L_6 = 3 \text{ mm}$$

$L_7 =$ Cateto ángulo β_1 alojamiento aceite para descargar.

$$L_7 = 2 \text{ mm}$$

$L_8 =$ Longitud donde se aloja aceite para descargar.

$$L_8 = 15 \text{ mm}$$

$L_9 =$ Longitud al centro del agujero de ϕ_9 .

$$L_9 = 2 \text{ mm}$$

$L_{10} =$ Cateto ángulo β_1 alojamiento aceite para descargar.

$$L_{10} = 2 \text{ mm}$$

$$L_{11} = L_{12} = L_{17} = L_{18} = 3 \text{ mm}$$

$$L_{13} = L_{10} = L_{16} = 2 \text{ mm}$$

$$L_{14} = L_9 = 2 \text{ mm}$$

L_{15} = Longitud de descarga del aceite a tanque.

$$L_{15} = 10 \text{ mm}$$

L_{19} = Longitud final camisa.

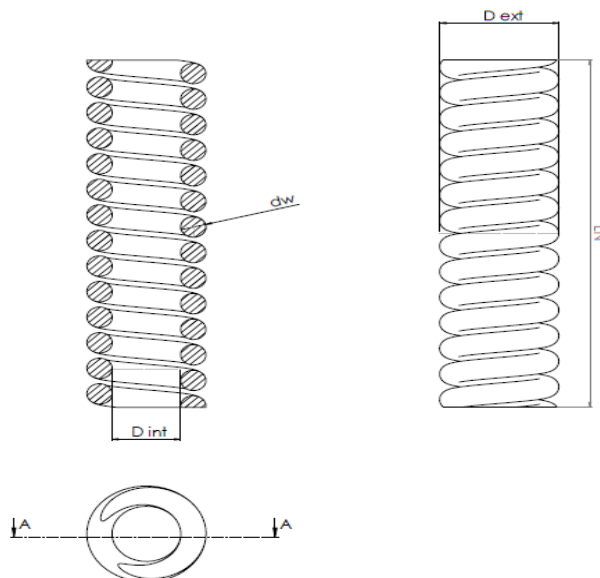
$$L_{19} = 9,5 \text{ mm}$$

L_T = Longitud total de la camisa.

$$L_T = 92,1 \text{ mm}$$

6.2.4.5 Diseño resorte de ajuste contrabalance. El esquema del resorte se aprecia claramente en la figura 63.

Figura 63. Esquema del resorte de ajuste.



Fuente: Autor.

- **Descripción.** Cuando la presión del sistema vence la fuerza del resorte, se produce la descarga del fluido.
- **Material.** Alambre cuerda de piano ASTM A228 normalizado, **ver anexo H**.

G = Módulo de elasticidad a la torsión para el alambre cuerda de piano.

$$G = 0,8437 \times 10^6 \text{ Kgf/cm}^2$$

L_N = Longitud natural del resorte.

Diseño para servicio medio, encuadrado y amolado.

- **Especificaciones técnicas:**

ϕ_p = Diámetro donde actúa la presión.

$$\phi_p = 8 \text{ mm (0,8 cm)}.$$

$P_{mín}$ = Presión mínima de apertura

$$P_{mín} = 800 \text{ psi (56,2456 } \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}\text{)}$$

$P_{máx}$ = Presión máxima de apertura total (taraje).

$$P_{máx} = 1.800 \text{ psi (126,5525 } \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}\text{)}$$

P = Paso del resorte.

N_a = Espiras activas del resorte.

δ_w = Deflexión de trabajo.

$$d_w = 4,5 \text{ mm (0,45 cm)}.$$

$\phi_{extmáx}$ = Diámetro máximo del resorte.

$$\phi_{extmáx} = 17,5 \text{ mm (1,75 cm)}$$

d_w = Diámetro alambre resorte.

$$d_w = 3,5 \text{ mm (0,35 cm)}$$

D_{ext} = diámetro externo del resorte.

D_{int} = diámetro interno del resorte.

$D_{\text{ext}} = 16,5 \text{ mm (1,65 cm)}$

k = constante del resorte.

C = índice del resorte.

$C = \frac{dm}{dw}$, donde dm = diámetro medio.

$d_m = D_{\text{ext}} - d_w = 1,65 - 0,35 = 1,3$

$C = \frac{1,3}{0,35} = 3,7143$, este índice indica la agudeza o valor relativo de la curvatura de la espira; un bajo índice significa agudeza elevada.

Se recomienda un índice de curvatura mayor a 2,8 $\rightarrow c > 2,8$

- **Cálculo de la constante del resorte:**

$$K = \frac{\Delta F}{\delta w}; \quad \Delta F = F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}$$

$F_{\text{máx}}$ = fuerza máxima de apertura (apertura total).

$F_{\text{mín}}$ = fuerza mínima de apertura.

$$F_{\text{máx}} = P_{\text{máx}} \times A_p;$$

A_p = Área donde actúa la presión.

$$A_p = \frac{\pi}{4} d_p^2 \rightarrow F_{\text{máx}} = P_{\text{máx}} \times \frac{\pi}{4} d_p^2 = 126,5526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \text{ cm})^2$$

$$\rightarrow F_{\text{máx}} = 63,6122 \text{ Kgf}$$

$$F_{\min} = P_{\min} \times \frac{\pi}{4} dp^2 = 56,2456 \frac{Kgf}{cm^2} \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \text{ cm})^2$$

$$\rightarrow F_{\min} = 28,2721 \text{ Kgf}$$

$$K = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{\delta w} = \frac{(63,6122 - 28,2721)}{0,45 \text{ cm}} \text{ Kgf}$$

$$\rightarrow K = 78,5536 \frac{Kgf}{cm}$$

- **Cálculo del número de espiras activas:**

$$Na = \frac{Gxdw}{8 \cdot KxC^3} = \frac{0,8437 \times 10^6 \times 0,35}{8 \times 78,5336 \times (3,7143)^3} = 9,1724$$

Por conveniencia tomamos $Na = 12$ espiras

$$\text{Recalculamos } K \rightarrow K = \frac{Gxdw}{8 \times Na \times C^3} = \frac{0,8437 \times 10^6 \times 0,35}{8 \times 12 \times (3,7143)^3}$$

$$\rightarrow K = 60,0287 \text{ Kg/cm}$$

$$\text{Recalculamos } F_{\max} = K = \frac{\Delta F}{\delta w} = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{\delta w}$$

$$F_{\max} = K \times \delta w + F_{\min} = 60,0287 \times 0,45 + 28,2721$$

$$F_{\max} = 55,2850 \text{ y}$$

$$P_{\max} = \frac{F_{\max}}{Ap} = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi}{4} \times dp^2}$$

$$P_{\max} = \frac{55,2850}{\frac{\pi}{4} \times (0,8)^2} = 109,9861 \frac{Kgf}{cm^2} \text{ (1564,3693 psi)}$$

$$P_{\max} = 1564,3693 \text{ psi}$$

$f_m = \text{fuerza media}$

$f_a = \text{fuerza alterna}$

$$f_m = \frac{f_{\max} + f_{\min}}{2} = \frac{55,2850 + 28,2721}{2} = 41,7786 \text{ Kgf}$$

$$\rightarrow f_m = 41,7786 \text{ Kgf}$$

$$f_a = \frac{f_{m\acute{a}x} - f_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{55,2850 - 28,2721}{2} = 13,5065 \text{ Kgf}$$

$$\rightarrow f_a = 13,5065 \text{ Kgf}$$

- **Cálculo de la carga sólida y deformación sólida:**

F_s = carga sólida.

Fuerza para formar un tubo con el resorte (espiras se tocan).

δ_s = deformación sólida → Deformación causada por la carga sólida.

$$\delta_s = 1,2 \delta_{m\acute{a}x}$$

$\delta_{m\acute{a}x}$ = deformación inducida por la fuerza máxima.

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{K} = \frac{55,2850}{60,0287} = 0,9210 \text{ cm}$$

$$\delta_s = 1,2 \times 0,9210 = 1,1052 \text{ cm} \quad 11,052 \text{ mm}$$

$$F_s = K \times \delta_s = 60,0287 \times 1,1052 = 66,3420 \text{ Kgf}$$

$$\rightarrow F_s = 66,3420 \text{ Kgf}$$

$$\delta_{wm\acute{i}n} = \frac{F_{m\acute{i}n}}{K} = \frac{28,2721}{60,0287}$$

$$\rightarrow \delta_{wm\acute{i}n} = 0,4710 \text{ cm}$$

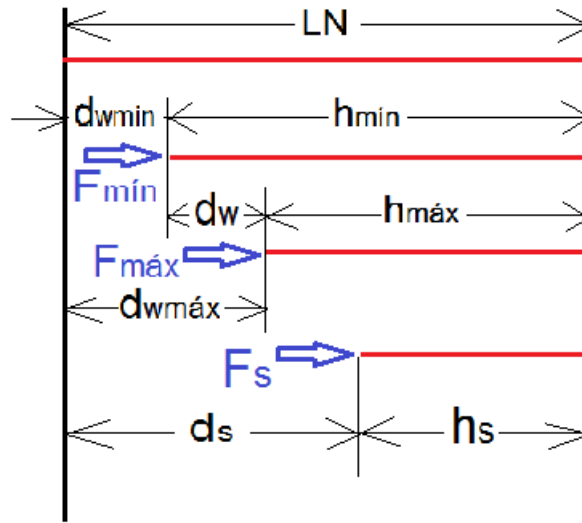
$$\rightarrow \delta_{wm\acute{i}n} = 4,7098 \text{ mm}$$

$$\delta_{wm\acute{a}x} = 9,2098 \text{ mm}$$

$\delta_w = 4,5 \text{ mm}; \delta_s = 11,0517 \text{ mm}$, para un mejor entendimiento observar la figura

64.

Figura 64. Principales posiciones del resorte.



Fuente: Autor.

h_s = Resorte en forma de tubo.

$$h_s = (N_a + 2) \times d_w = (12 + 2) \times 0,35 = 4,9 \text{ cm (49 mm)}$$

$$h_s = 49 \text{ mm}$$

$$LN = \delta_s + h_s = 11,0517 + 49 = 60,0517 \text{ mm}$$

$$\rightarrow LN = 60,0517 \text{ mm}$$

P = Paso.

$$P = d_w + \frac{\delta_s}{N_a} = 0,35 + \frac{1,1052}{12} = 0,4421 \text{ cm}$$

$$\rightarrow P = 4,4210 \text{ mm}$$

φ = ángulo de paso .

$$\tan \varphi = \frac{P}{\pi \times d_m} = \frac{0,4421}{\pi \times 1,3}$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{0,4421}{\pi \times 1,3} = 6,1782^\circ$$

$\rightarrow \varphi = 6,1782^\circ$ y se recomienda $\varphi < 12^\circ$.

N_t = Número total de espiras.

$$N_t = N_a + 2 = 12 + 2 = 14 \text{ espiras} \rightarrow$$

$$N_t = 14 \text{ espiras.}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2 dw = 16,5 - 2 \times 0,35 = 0,95 \text{ cm}$$

$$\rightarrow D_{\text{int}} = 9,5 \text{ mm}$$

- **Cálculo y comprobación de esfuerzos.** Análisis de esfuerzo máximo (esfuerzo al cierre); el esfuerzo inducido por la carga sólida está dado por:

$$T_s = \frac{8xF_s x K_w x C}{\pi x dw^2};$$

Donde K_w = coeficiente de corrección del esfuerzo, llamado coeficiente de Wahl y está dado por:

$$K_w = \frac{4xC - 1}{4xC - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \times 3,7143 - 1}{4 \times 3,7143 - 4} + \frac{0,615}{3,7143}$$

$$\rightarrow K_w = 1,4419$$

$$\rightarrow T_s = \frac{8 \times 66,3420 \times 1,4419 \times 3,7143}{\pi \times 0,35^2}$$

$$\rightarrow T_s = 7.385,8588 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Según **el anexo H**, el esfuerzo de tracción mínima S_u ; cuando el alambre no está bobinado está dado por:

$$S_u = \frac{15.420}{dw^{0,154}} = \frac{15.420}{(0,35)^{0,154}} = 18.125,8297 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Ahora S_{ys} = Máximo esfuerzo comprimido al cierre.

Está dado por: $S_{yS} = 0,5 \times S_u = 18.125,8297 \times 0,5 = 9062,9148 \frac{Kgf}{cm^2}$

→ $T_S < S_{yS}$. El esfuerzo inducido por la carga sólida es menor que el máximo esfuerzo comprimido a cierre, lo cual indica que el resorte no adquiere una deformación permanente si se comprimiera hasta quedar completamente cerrado.

- **Análisis del esfuerzo a la fatiga:**

Las condiciones del resorte se definen como servicio indefinido, y además se analiza el factor de seguridad del resorte.

Cálculo del esfuerzo medio y esfuerzo alterno:

T_m = esfuerzo medio

T_a = esfuerzo alterno

El esfuerzo medio está dado por:

$$T_m = \frac{8 \times F_m \times K_w \times C}{\pi \times d \times w^2}$$

$$T_m = \frac{8 \times 41,7786 \times 1,4419 \times 3,7143}{\pi \times (0,35)^2}$$

$$\rightarrow T_m = 4.651,2082 \frac{Kgf}{cm^2}$$

El esfuerzo alterno está dado por:

$$T_a = \frac{8 \times F_a \times K_w \times C}{\pi \times d \times w^2}$$

$$T_a = \frac{8 \times 13,5065 \times 1,4419 \times 3,7143}{\pi \times (0,35)^2}$$

$$\rightarrow T_a = 1503,6742 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Según anexo H, el máximo esfuerzo a la fatiga se calcula así:

$$S_{no} = \frac{4.060}{dw^{0,154}} = \frac{4.060}{0,35^{0,154}}$$

$$\rightarrow S_{no} = 4.772,4299 \frac{Kgf}{cm^2}$$

T_m y $T_a < S_{no}$ = esto asegura un buen funcionamiento.

- **Cálculo del factor de seguridad del resorte:**

$$\frac{1}{N} = \frac{T_m - T_a}{S_{ys}} + \frac{2 \times T_a}{S_{no}}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{4.651,2082 - 1.503,6742}{9.062,9148} + \frac{2 \times 1.503,6742}{4.772,4299}$$

$$\rightarrow \frac{1}{N} = 0,9775$$

$$\rightarrow N = 1,023$$

El cual es aceptable para esta clase de resorte.

- **Cálculo del diámetro de alojamiento:**

$$\Phi_{alobj} = dm^2 + \frac{P^2 - dw^2}{\pi^2} + dw = 1,3^2 + \frac{0,4421^2 - 0,35^2}{\pi^2} + 0,35 = 1,6528cm$$

$$\Phi_{alobj} < \Phi_{extm\acute{a}x}$$

$$\rightarrow \Phi_{alobj} < 1,75cm$$

- **Cálculo de la frecuencia del resorte:**

F = Frecuencia del resorte.

F_n = Frecuencia natural del resorte.

G = Módulo de elasticidad torsional alambre de piano.

δ = Densidad alambre cuerda de piano = $7,85 \times 10^{-3} \text{ Kg/cm}^3$

K = Constante del resorte.

g = Gravedad = 981 cm/s²

F_{máx} = Fuerza de apertura total.

Na = Espiras activas.

La frecuencia del resorte está dada por:

$$F = \frac{g \times K}{F_{máx}}$$

$$F = \frac{981 \times 60,0287}{55,2850}$$

$$\rightarrow F = 32,6370 \text{ rad/s}$$

La frecuencia natural del resorte está dada por:

$$F_n = \frac{2,21 \times dw}{Na \times dm^2} \times \frac{G}{\delta} = \frac{2,21 \times 0,35}{12 \times 1,3^2} \times \frac{0,8437 \times 10^6}{7,85 \times 10^{-3}}$$

$$\rightarrow F_n = 395,4136 \text{ rad/s}$$

Se recomienda que la frecuencia natural del resorte sea 12 veces mayor que la frecuencia del resorte para que no haya perturbaciones no deseadas.

$$\frac{F_n}{F} > 12 \rightarrow \frac{395,4136}{32,6370} = 12,1155 > 12$$

6.2.4.6 Diseño guía resorte. Ver figura 65.

Material: acero al carbón, AISI 1045; calibrado.

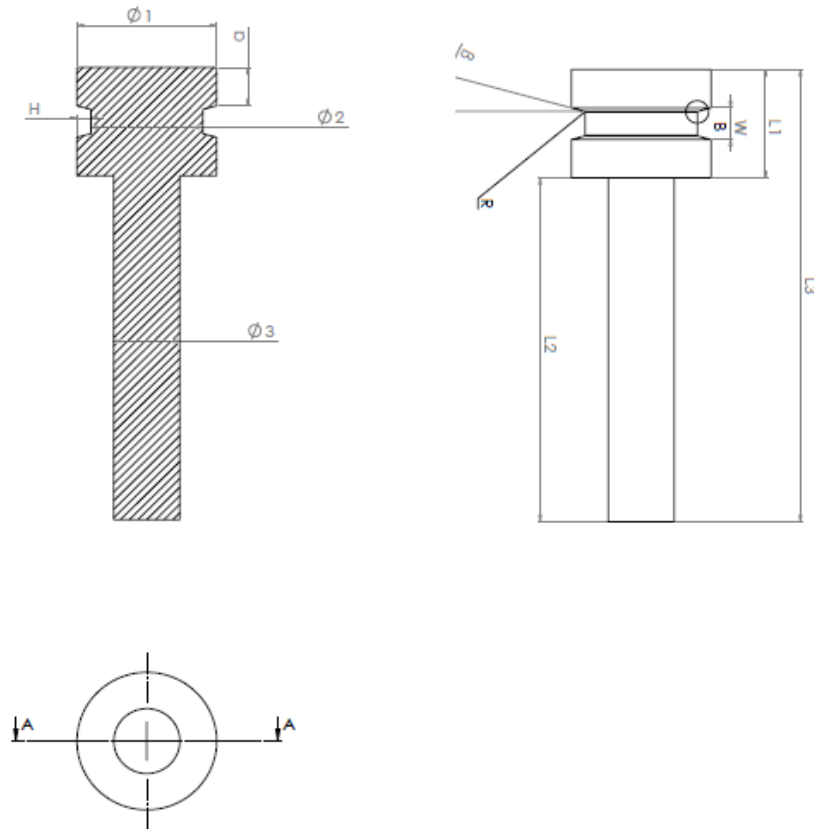
$$S_u = 62 \text{ Kg f/mm}^2$$

$$S_y = 52 \text{ Kg f/mm}^2$$

$$\beta \text{HN} = 260$$

M = 60%, basado (12:100%)

Figura 65. Dimensionamiento guía del resorte.



Fuente: Autor.

Diámetros:

$\phi_1 =$ Diámetro total guía del resorte

$\phi_1 = 18 \text{ mm}$

$\phi_{1\text{mín}} = 17,9649 \text{ mm}$

$\phi_{1\text{máx}} = 17,9820 \text{ mm}$

$\phi_2 =$ Diámetro alojamiento del sello de la guía.

$\phi_2 = 14,4281_{-0,034}^{-0,016} (H_7F_7)$

$\phi_3 =$ Diámetro guía del resorte.

$$\phi_3 = 8,5 \text{ mm}$$

$$W = 4,1434 \text{ mm}$$

$$H = 1,7859 \text{ mm}$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$R = 0,1 \text{ mm}$$

Longitudes:

$L_1 =$ Longitud cuerpo guía resorte.

$$L_1 = 14,1434 \text{ mm}$$

$L_2 =$ Longitud guía resorte

$$L_2 = 45 \text{ mm}$$

$L_3 =$ Longitud total de la guía del resorte

$$L_3 = 59,1434 \text{ mm}$$

- **Sellos guía resorte.** Ver figura 61.

$\phi_1 =$ Diámetro nominal total guía resorte.

$$\phi_1 = 18 \text{ mm (0,7087 in)}$$

$$P = 3.000 \text{ psi}$$

C = Tolerancia diametral para ajuste deslizante.

C = para calidad 7 H₇F₇ será → 0,018 mm (prontuario)

$$(7,0866 \times 10^{-4} \text{ in})$$

$$d = \frac{3}{32} \text{ in (según } D_s)$$

A = 25% (recomendado)

$$H = d \times (1-A) \frac{3}{32} \times 1 - 0,25 = 0,0703 \text{ in (1,7859 mm)}$$

$$\phi_2 = \phi_1 - 2H = 0,7087 \text{ in} - 2 \times 0,0703 \text{ in} = 0,5680 \text{ in} = 14,4281 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \phi_2 = 14,4281_{-0,034}^{-0,016} \text{ mm } (H_7F_7)$$

$$\phi_2 \times 0,95 = 0,5680 \times 0,95 = 0,5396 \text{ in}$$

$$\phi_2 \times 0,997 = 0,5680 \times 0,997 = 0,5663 \text{ in}$$

Según DS nos sirve $\rightarrow \phi_{intOring} = \frac{9}{16} \text{ in}$, $\phi_{extOring} = \frac{3}{4} \text{ in}$, especificación 113.

$$\%S = \frac{\phi_2}{\phi_{int}} \times 100 = \frac{0,5680}{0,5625} - 1 \times 100 = 0,9843\%$$

$$W = 0,06 + 1,1 \times d = 0,06 + 1,1 \times \frac{3}{32} \text{ in} = 0,1631 \text{ in } (4,1434 \text{ mm})$$

$$d_r = 0,1291 + 1,759 \times S - 0,1561S^2 + 0,0056 S^3$$

$$d_r = 0,1291 + 1,759 \times 0,009843 - 0,1561 (0,009843)^2 + 0,0056 (0,009843)^3 =$$

$$d_r = 0,1464$$

$$D_r = d(1 - d_r) = \frac{3}{32} - 0,1464 = 8 \times 10^{-2} \text{ in } (2,0326 \text{ mm})$$

$g = 0,0474 \text{ mm}$ (según diagrama de la figura 62).

$$T = \frac{(g-c)}{2} + 0,01 \times D_r = \frac{(0,0474 - 0,018)}{2} + 0,01 \times 2,0326 \text{ mm}$$

$$T = 3,5075 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\rightarrow T = 0,03508 \text{ mm}$$

Diámetro máximo nominal del macho:

$$\phi_{1m\acute{a}x} = (\phi_1 - C) = 18 - 0,018 = 17,9820 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo nominal del macho:

$$\phi_{1min} = (\phi_1 - T) = 18 - 0,03508 = 17,9649 \text{ mm}$$

$\phi_{intm\acute{a}x}$ de la hembra:

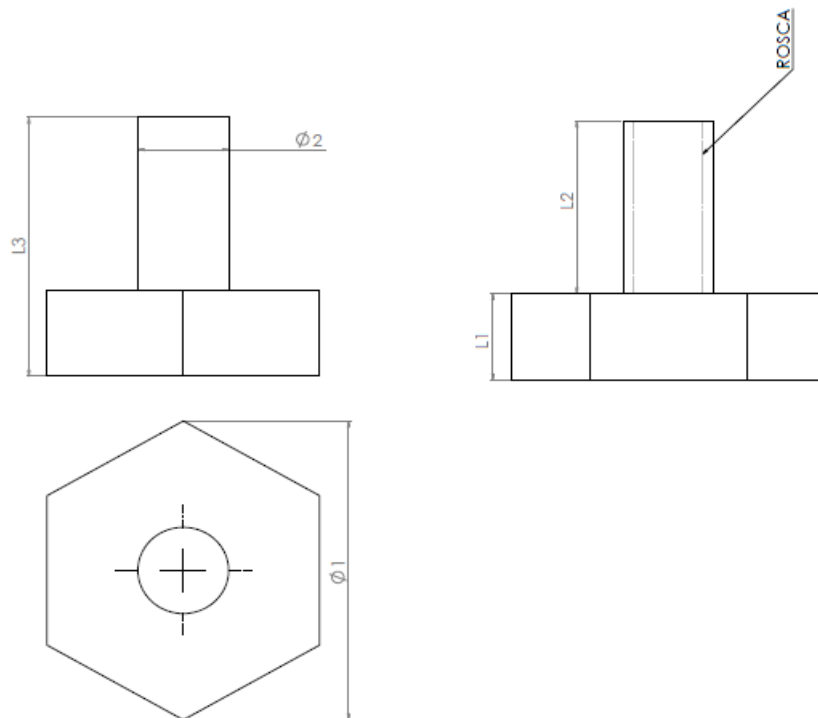
$$\phi_{intm\acute{a}x} = \phi_1 + T = 18 + 0,03508 = 18,0351mm$$

Diámetro hembra mínima:

$$\phi_{intm\acute{í}n} = \phi_1 = 18 mm$$

6.2.4.7 Diseño tornillo de ajuste. Se encarga de ajustar el taraje del resorte y la presión del sistema, ver figura 66.

Figura 66. Dimensionamiento tornillo de ajuste.



Fuente: Autor.

Material: Tipo acero al carbón AISI 1045, calibrado

Resistencia a la tensión $S_u = 62 \text{ Kgf/mm}^2$

Resistencia a la cedencia $S_y = 52 \text{ Kg/mm}^2$

Dureza: BHN = 260

Maquinabilidad: M = 60% basado (12:100%)

Diámetros:

\emptyset_1 = Diámetro cabeza del tornillo de ajuste.

$\emptyset_1 = 34,6 \text{ mm}$

\emptyset_2 = Diámetro roscado (rosca métrica).

$\emptyset_2 = \text{M } 10 \text{ mm}$

Longitudes:

L_1 = Longitud cabeza tornillo de ajuste.

$L_1 = 10 \text{ mm}$

L_2 = Longitud rosca.

$L_2 = 20 \text{ mm}$

L_3 = Longitud total del tornillo de ajuste.

$L_3 = 30 \text{ mm}$

6.2.4.8 Diseño de tapón. Ver figura 67.

Material: Acero al carbón AISI 1045, calibrado

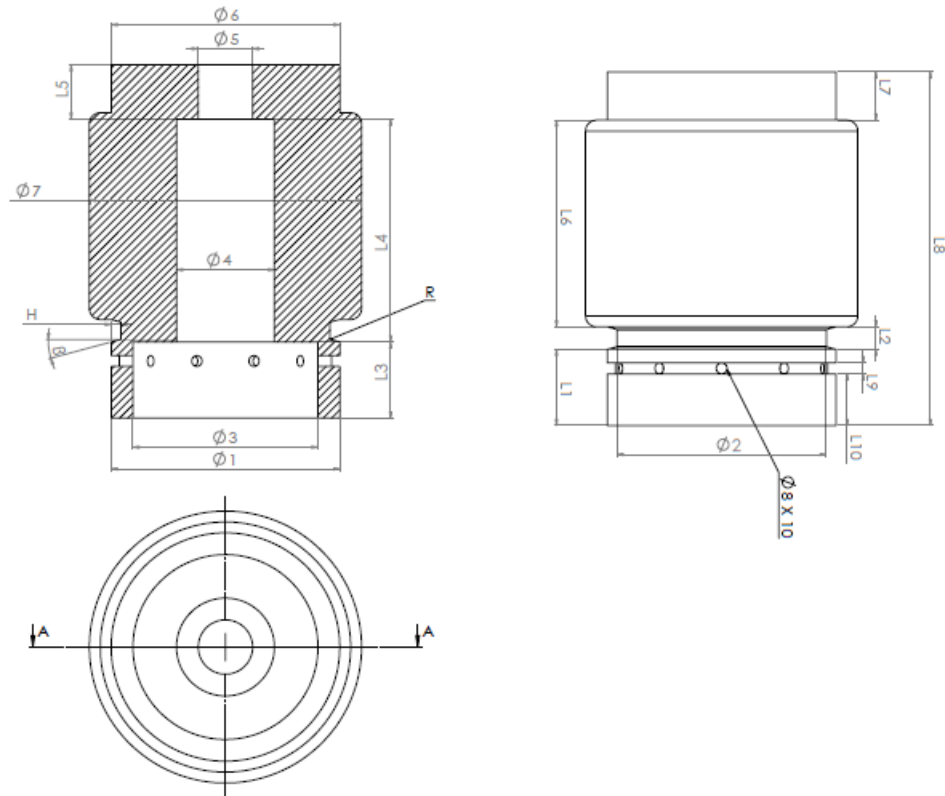
$S_u = 62 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$

$S_y = 52 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$

BHN = 260

M = 60% basado (12:100%)

Figura 67. Dimensionamiento tapón contrabalance.



Fuente: Autor.

- **Cálculo sellos tapón.** Ver figura 61.

$$\phi_{nominal} = \phi_1 = 42 \text{ mm } (1,6535 \text{ in})$$

$$P = 3000 \text{ psi}$$

C = Tolerancia diametral para un ajuste deslizante.

C = Para calidad 6 H₇h₆ será 0,016 mm, (6,3 x 10⁻⁴ in), (prontuario).

d = Diámetro sección transversal del sello O' ring.

A = Apriete dado por el sello.

A = 25% (recomendado).

Para $d = \frac{3}{32}$ in (según catálogo DS).

H = Profundidad nominal del alojamiento.

$$H = dx \ 1 - A = \frac{3}{32} \text{ in } 1 - 0,25 = 0,0703 \text{ in } 1,7859 \text{ mm}$$

ϕ_2 = Diámetro alojamiento sello.

$$\phi_2 = \phi_1 - 2H = 1,6535 \text{ in} - 2 \ 0,0703 \text{ in} = 1,5129 \text{ in} = 38,4281 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \phi_2 = 38,4281_{-0,016}^{0,000} \text{ mm}$$

Se selecciona un O' ring que tenga el diámetro interno entre el 95% y 99,7% del valor anterior.

$$\phi_2 \times 0,95 = 1,5129 \text{ in} \times 0,95 = 1,4373 \text{ in}$$

$$\phi_2 \times 0,997 = 1,5129 \text{ in} \times 0,997 = 1,5084 \text{ in}$$

Según DS nos sirve →

$$\phi_{intOring} = 1\frac{1}{2} \text{ in}$$

$$\phi_{extOring} = 1\frac{11}{16} \text{ in}$$

Especificación: → 128

Porcentaje de esfuerzo:

$$\%S = \frac{\phi_2}{\phi_{int}} - 1 \times 100 = \frac{1,5129}{1,5} - 1 \times 100 = 0,8612\%$$

$W = 0,06 + 1,1 \times d$ (ancho del alojamiento)

$$W = 0,06 + 1,1 \times \frac{3}{32} \text{ in} = 0,1631 \text{ in} (4,1434 \text{ mm})$$

Según la ecuación:

$d_r = 0,1291 + 1,759 \times S - 0,1561 \times S^2 + 0,0056 \times S^3$ (Reducción del diámetro de la sección transversal).

$$d_r = 0,1291 + 1,759 \times 0,0086 - 0,1561 \times (0,0086)^2 + 0,0056 \times (0,0086)^3$$

$$\rightarrow d_r = 0,1442$$

Con d_r calculamos D_r (diámetro de la sección reducida)

$$D_r = d (1 - d_r) = 2,38125 \times (1 - 0,1442) = 2,0378 \text{ mm}$$

Hallamos g (máxima tolerancia diametral) del sello.

Con una $P = 3000$ psi y una dureza shore 70.5, según diagrama de la figura 62.

La tolerancia en función de las dimensiones nominales será:

$$T = \frac{(g - c)}{2} + 0,01 \times D_r = \frac{(0,0474 - 0,016)}{2} + 0,01 \times 2,0378$$

$$\rightarrow T = 3,6078 \times 10^{-2} \text{ mm} = 0,0361 \text{ mm}$$

ϕ_1 = (Diámetro máximo nominal del macho)

$$\phi_{1m\acute{a}x} = (42 - 0,016) \text{ mm} = 41,984 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo nominal del macho:

$$\phi_{1m\acute{i}n} = \phi_1 - T = 42 - 0,0361 = 41,9639 \text{ mm}$$

Diámetro máximo nominal de la hembra:

$$\phi_{intm\acute{a}x} = \phi_1 + T = 42 + 0,0361 = 42,0361 \text{ mm}$$

Diámetro hembra mínimo:

$$\phi_{intm\acute{i}n} = \phi_1 = 42 \text{ mm}$$

$$W = 4,1434 \text{ mm}$$

$$H = 1,7859 \text{ mm}$$

Diámetros:

ϕ_1 = Diámetro de la rosca para acoplar el tapón con el manifold.

$$\phi_1 = M 42 \text{ mm}$$

ϕ_2 = Diámetro del alojamiento del sello tapón

$$\varnothing_2 = 38,4281^{0,000}_{-0,016}$$

\varnothing_3 = Diámetro para alojamiento de la camisa, roscado.

$$\varnothing_3 = M 34 \text{ mm}$$

\varnothing_4 = Diámetro alojamiento de la guía del resorte y el resorte.

$$\varnothing_{4m\acute{a}x} = 18,0351 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{4m\acute{i}n} = 18 \text{ mm}$$

\varnothing_5 = Diámetro rosca del tapón donde va el tornillo de ajuste para cambiar el taraje de la válvula.

$$\varnothing_5 = M 10 \text{ mm}$$

\varnothing_6 = Diámetro para girar el tapón al bloque.

$$\varnothing_6 = 42 \text{ mm}$$

\varnothing_7 = Diámetro cuerpo del tapón (hexagonal).

$$\varnothing_7 = 50 \text{ mm}$$

\varnothing_8 = Diámetro hueco para el drenaje de la cámara del resorte.

$$\varnothing_8 = 2 \text{ mm}$$

Longitudes:

L_1 = Longitud rosca para acoplar tapón con bloque.

$$L_1 = 14 \text{ mm}$$

L_2 = Longitud alojamiento sello tapón.

$$L_2 = 4,1434 \text{ mm}$$

L_3 = Longitud de alojamiento de la camisa con el tapón roscada.

$$L_3 = 14 \text{ mm}$$

L_4 = Longitud alojamiento de la guía del resorte y del resorte.

$$L_4 = 41 \text{ mm}$$

L_5 = Longitud rosca tapón para tornillo de ajuste.

$$L_5 = 10 \text{ mm}$$

L_6 = Longitud cabeza del tapón.

$$L_6 = 38 \text{ mm}$$

$$L_7 = 8,86 \text{ mm}$$

L_8 = Longitud total del tapón

$$L_8 = 65 \text{ mm}$$

L_9 = Longitud ranura para drenaje cámara del resorte.

$$L_9 = 2 \text{ mm}$$

$$L_{10} = 9,5 \text{ mm}$$

6.2.5 Manifold:

Acero A36 →

Esfuerzo último $S_u = 58.000 - 79.800 \text{ psi}$

Esfuerzo fluencia $S_y = 36.300 \text{ psi}$

Módulo elasticidad $E_y = 29.000 \text{ Ksi}$

Relación poisson → 0,26

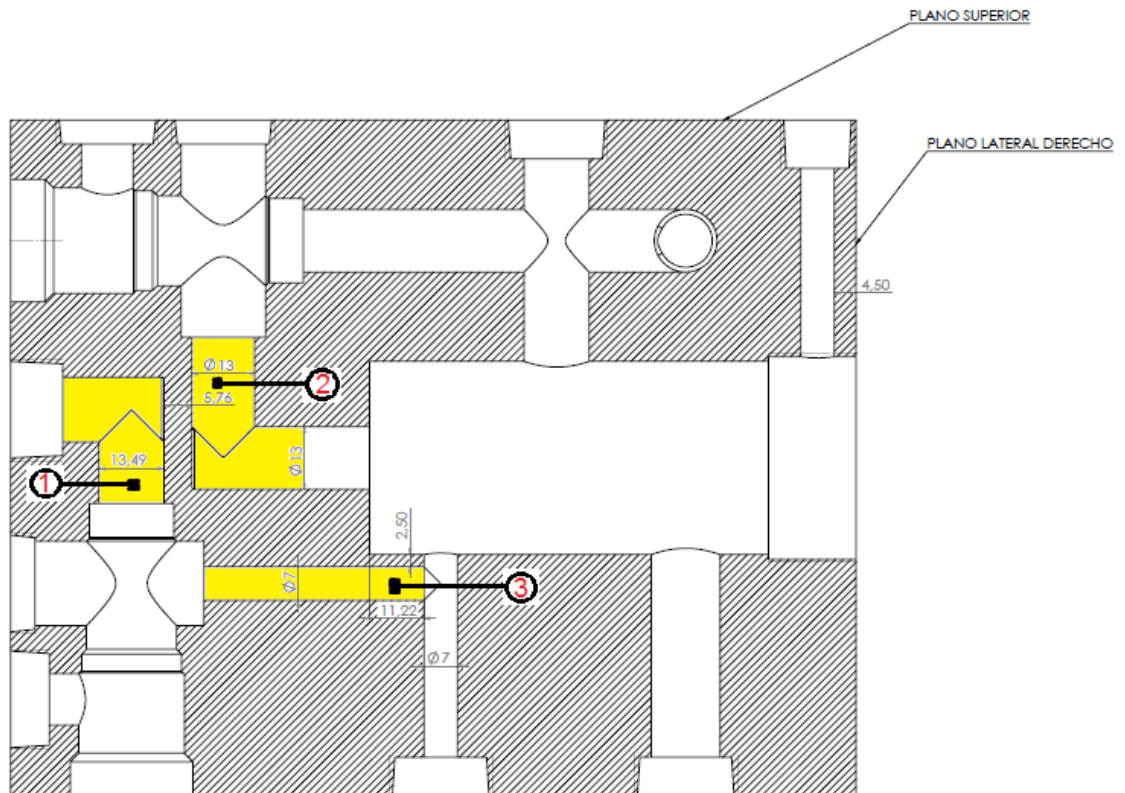
Densidad → 0,284 lb/in²

% Alargamiento → 30

Espécimen → 2 in

6.2.5.1 Cálculo factor de seguridad manifold. Se van a evaluar 3 puntos, como se muestra en la figura 68.

Figura 68. Puntos críticos a evaluar en el bloque.



Fuente: Autor.

• **Puntos críticos a evaluar:**

1. Conducto de ingreso al cartucho direccional 3/2.
2. Conducto de ingreso al cartucho contrabalance acción directa.
3. Conducto de ingreso al cartucho contrabalance acción remota.

Estos puntos se evaluarán teniendo en cuenta la teoría del modelo de recipientes a presión, los parámetros principales de este modelo son:

Radio externo. Distancia del centro del conducto hasta el taladrado más cercano que conduzca fluido.

Radio interno. Radio del conducto.

Presión interna. Presión de diseño (3000 psi).

Para el punto 1:

r_i radio interno = 6,75 mm Para una presión de 3000 psi.

r_o radio externo = 12,5 mm

e = (espesor) = 5,76 mm

P_i = (P_{interna}) = 3.000 psi

$$\sigma_t \text{ esfuerzo tangencial} \rightarrow \sigma_t = \frac{r_i^2 x P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

$$\rightarrow \sigma_t = \frac{6,75^2 x 3.000}{12,5^2 - 6,75^2} \left(1 + \frac{12,5^2}{6,75^2} \right) = 5.470 \text{ psi}$$

$$\sigma_r \text{ (esfuerzo radial)} \rightarrow \sigma_r = \frac{r_i^2 x P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{6,75^2 x 3.000}{12,5^2 - 6,75^2} \left(1 - \frac{12,5^2}{6,75^2} \right) = -3.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{res} \text{ esfuerzo resultante} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} = \sqrt{(-3.000)^2 + 5.470^2} = 6.239 \text{ psi}$$

$$N \text{ (factor de seguridad)} \rightarrow N = \frac{S_y}{S_{result}} = \frac{36.300}{6.239} = 5,8$$

Para el punto 2:

$$r_i = 6,5 \text{ mm}$$

$$r_o = 12,26 \text{ mm}$$

$$e = 5,76 \text{ mm}$$

$$P_i = 3.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 x P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) = \frac{6,5^2 x 3.000}{12,26^2 - 6,5^2} \left(1 + \frac{12,26^2}{6,5^2} \right) = 5.346 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 x P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) = \frac{6,5^2 x 3.000}{12,26^2 - 6,5^2} \left(1 - \frac{12,26^2}{6,5^2} \right) = -3.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{res} = \sqrt{(-3.000)^2 + 5.346^2} = 6.130 \text{ psi}$$

$$N = \frac{S_y}{S_{res}} = \frac{36.300}{6.130} = 5,9$$

Para el punto 3:

$$r_i = 3,5 \text{ mm}$$

$$r_o = 6 \text{ mm}$$

$$e = 2,5 \text{ mm}$$

$$P_i = 3.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 x P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) = \frac{3,5^2 x 3.000}{6^2 - 3,5^2} \left(1 + \frac{6^2}{3,5^2} \right) = 6.095 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 x P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) = \frac{3,5^2 x 3.000}{6^2 - 3,5^2} \left(1 - \frac{6^2}{3,5^2} \right) = -3.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{res} = \sqrt{(-3.000)^2 + 6.095^2} = 6.793 \text{ psi}$$

$$N = \frac{S_y}{S_{res}} = \frac{36.300}{6.793} = 5,3$$

6.2.5.2 Régimen de flujo. El flujo que se analizará a continuación es de tipo interno, pues está limitado por superficies sólidas, este puede ser laminar o turbulento dependiendo del valor del número de Reynolds.

- **Número de Reynolds.** Está dado por la ecuación descrita a continuación:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Donde V es la velocidad del fluido (m/s), D es el diámetro del conducto (m) y ν es la viscosidad cinemática (m²/s).

$$V = \frac{Q}{A}$$

Q es el caudal (m³/s), A es el área de flujo (m²).

$$A = \frac{\pi}{4}D^2$$

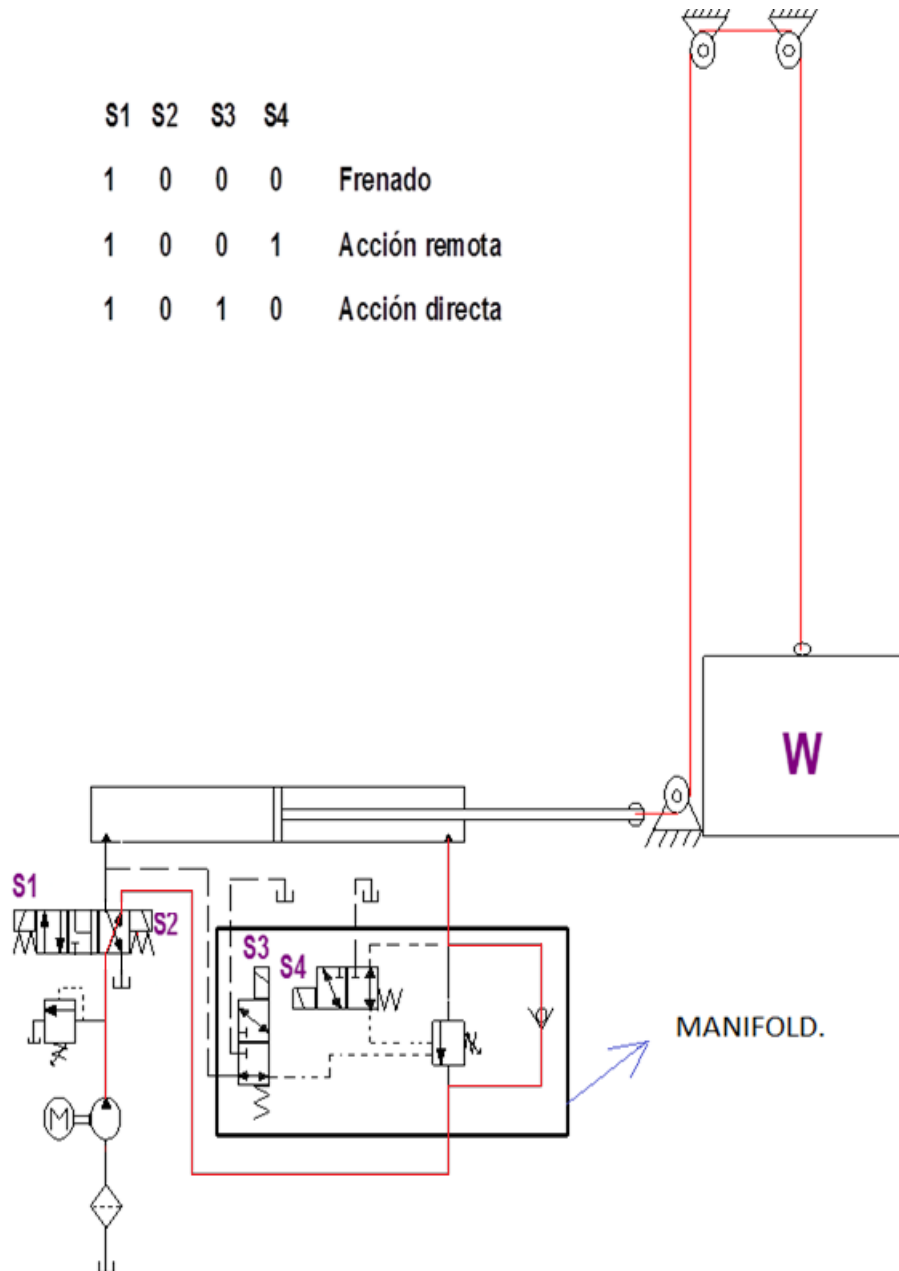
Reemplazando V y A en Re obtenemos:

$$Re = \frac{4Q}{\pi\nu D}$$

Este análisis se realizará en el ducto de mayor caudal y menor diámetro, pues es allí donde el número de Reynolds tiende a ser más grande, o más crítico.

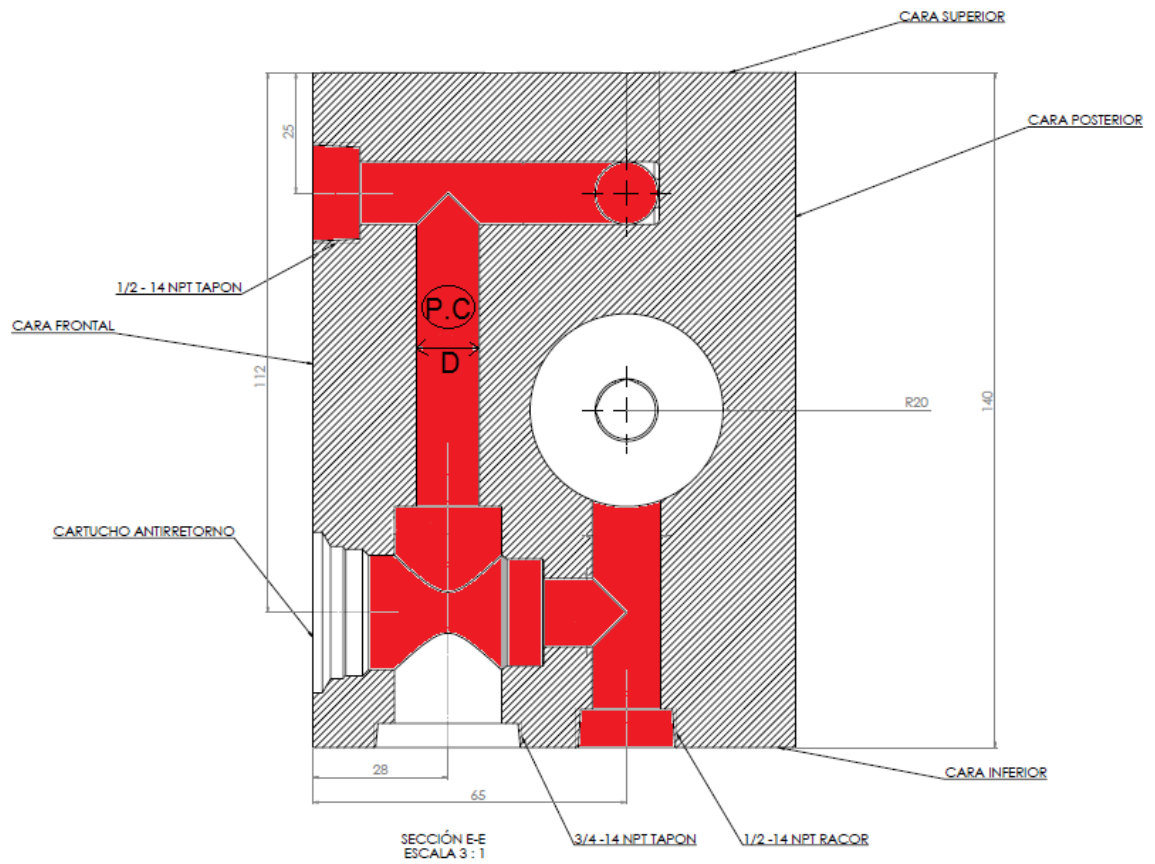
Punto crítico. Este se localiza al subir la carga, pues es aquí donde el caudal es mayor en los ductos del manifold, y en este tramo del mismo se buscará el diámetro menor, esta combinación nos arrojará un valor máximo del número de Reynolds, en las figuras 69 y 70 se observa con claridad lo descrito anteriormente.

Figura 69. Esquema circuito hidráulico subiendo la carga.



Fuente: Autor.

Figura 70. Punto crítico para Re en el bloque, (subiendo la carga).



Fuente: Autor.

Datos del punto crítico (P.C):

$Q = 12 \text{ gpm } (0,0008 \text{ m}^3/\text{s})$

$D = 13 \text{ mm } (0,013 \text{ m})$

$u = 4,6 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}, \text{ a } 40^\circ\text{C.}$

$$Re = \frac{4 \times 0,0008}{\pi \times (4,6 \times 10^{-5}) \times (0,013)} = \mathbf{1.703} \leq 2.300, \text{ por lo tanto el régimen es laminar.}$$

6.2.5.3 Caída de presión a través del bloque. Ésta se analiza para cuando la carga esta ascendiendo. El recorrido 1-2 por el manifold se muestra en las figuras 71, 72 y 73 respectivamente; como se puede observar la circulación del

fluido se divide en 5 tramos, (figura 72 y 73), después de realizar su primer trayecto el fluido pasa a través del cartucho antirretorno, (figura 71).

A continuación se realizará el cálculo de la pérdida de presión teniendo en cuenta el régimen de flujo, que para laminar utiliza las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P = \rho \times h, \text{ y } h = 32 \frac{L \cdot V^2}{Re \cdot D}, \text{ donde:}$$

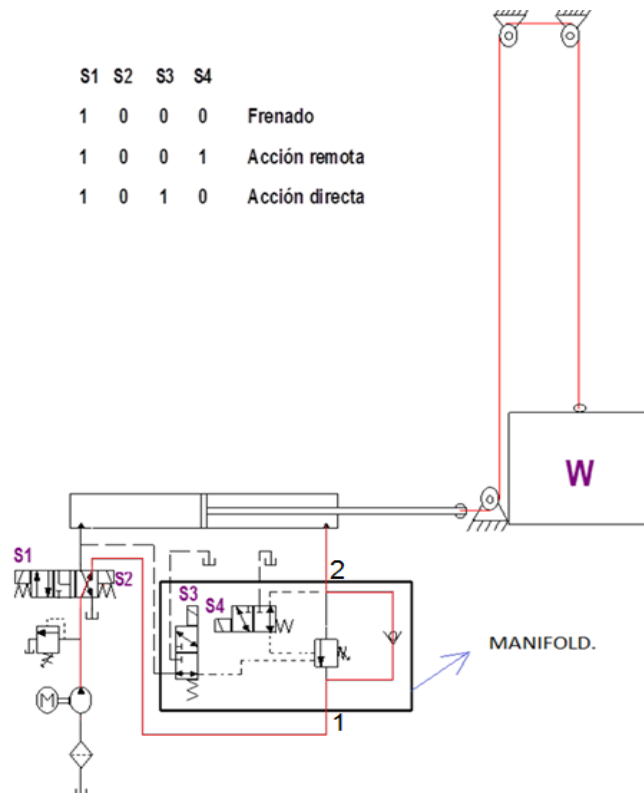
ρ = Densidad del fluido.

L = Longitud del tramo.

D = Diámetro del conducto.

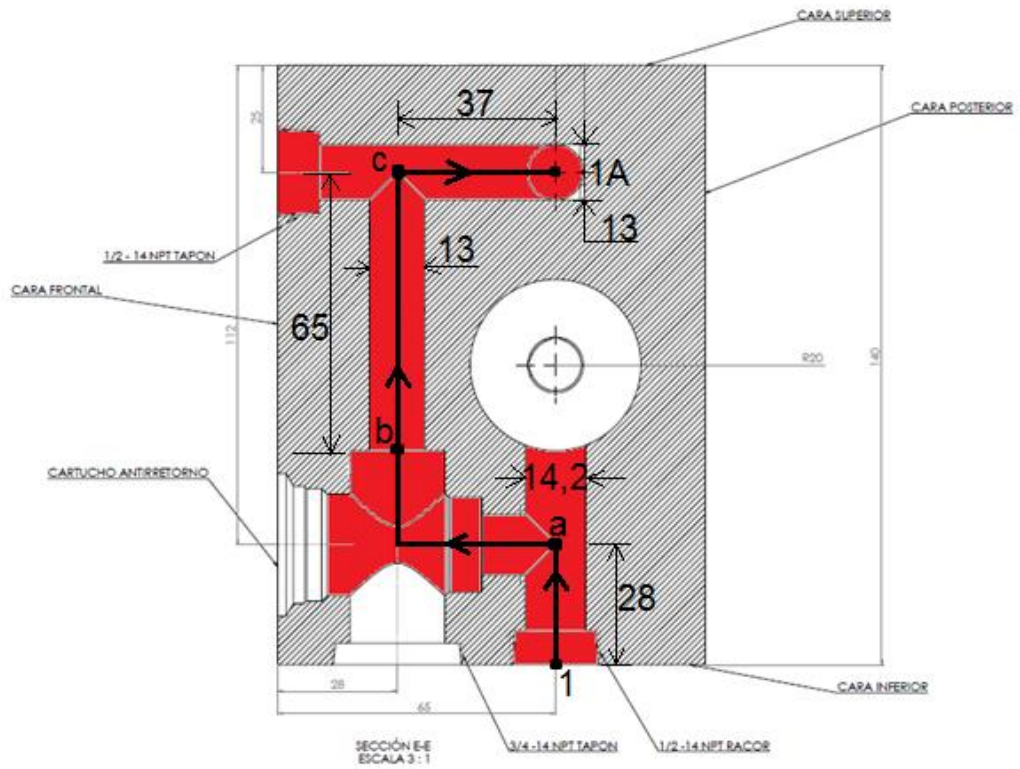
V = Velocidad media del fluido.

Figura 71. Recorrido 1 – 2 del fluido en el bloque.



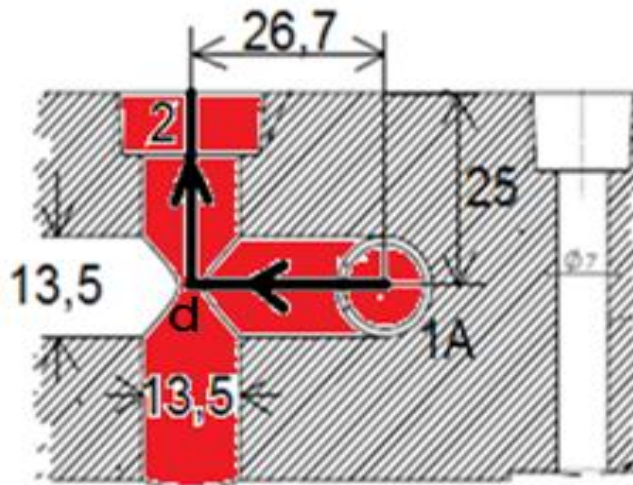
Fuente: Autor.

Figura 72. Corte frontal del bloque para el recorrido 1 – 1A.



Fuente: Autor.

Figura 73. Corte lateral del bloque para el recorrido 1A - 2.



Fuente: Autor.

Tramo 1 – a. (Figura 72):

$$\rho = 877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}.$$

$$L = 28 \text{ mm } (0,028 \text{ m}).$$

$$D = 14,2 \text{ mm } (0,0142 \text{ m}).$$

$$\nu = 4,6 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}.$$

$$Q = 12 \text{ gpm } (0,0008 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0,0008}{\frac{\pi}{4} 0,0142^2} = 5,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} = \frac{4(0,0008)}{\pi(4,6 \times 10^{-5})(0,0142)} = 1.560$$

$$h = 32 \frac{L * V^2}{Re * D} = 32 \frac{0,028 * 5,1^2}{1.560 * 0,0142} = 1,052 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\rightarrow \Delta P_1 = \rho \times h = 877 \times 1,052 = 923 \text{ Pa } (\mathbf{0, 134 \text{ psi}})$$

Tramo b – c. (Figura 72):

$$\rho = 877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}.$$

$$L = 65 \text{ mm } (0,065 \text{ m}).$$

$$D = 13 \text{ mm } (0,013 \text{ m}).$$

$$\nu = 4,6 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}.$$

$$Q = 12 \text{ gpm } (0,0008 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0,0008}{\frac{\pi}{4} 0,013^2} = 6,03 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D} = \frac{4(0,0008)}{\pi(4,6 \times 10^{-5})(0,013)} = 1.703$$

$$h = 32 \frac{L * V^2}{Re * D} = 32 \frac{0,065 * 6,03^2}{1.703 * 0,013} = 3,416 m^2/s^2$$

$$\rightarrow \Delta P_2 = \rho \times h = 877 \times 3,416 = 2.996 \text{ Pa (} \mathbf{0,435 \text{ psi)}$$

Tramo c – 1A. (Figura 72):

$$\rho = 877 \frac{\text{Kg}}{m^3}$$

$$L = 37 \text{ mm (} 0,037 \text{ m)}$$

$$D = 13 \text{ mm (} 0,013 \text{ m)}$$

$$v = 4,6 \times 10^{-5} (m^2/s)$$

$$Q = 12 \text{ gpm (} 0,0008 m^3/s)$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0,0008}{\frac{\pi}{4} 0,013^2} = 6,03 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D} = \frac{4(0,0008)}{\pi(4,6 \times 10^{-5})(0,013)} = 1.703$$

$$h = 32 \frac{L * V^2}{Re * D} = 32 \frac{0,037 * 6,03^2}{1.703 * 0,013} = 1,945 m^2/s^2$$

$$\rightarrow \Delta P_3 = \rho \times h = 877 \times 1,945 = 1.705 \text{ Pa (} \mathbf{0,247 \text{ psi)}$$

Tramo 1A - d. (Figura 73):

$$\rho = 877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}.$$

$$L = 26,7 \text{ mm} (0,0267 \text{ m}).$$

$$D = 13,5 \text{ mm} (0,0135 \text{ m}).$$

$$\nu = 4,6 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}.$$

$$Q = 12 \text{ gpm} (0,0008 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0,0008}{\frac{\pi}{4} 0,0135^2} = 5,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} = \frac{4(0,0008)}{\pi(4,6 \times 10^{-5})(0,0135)} = 1.640$$

$$h = 32 \frac{L * V^2}{Re * D} = 32 \frac{0,0267 * 5,6^2}{1.640 * 0,0135} = 1,210 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\rightarrow \Delta P_4 = \rho \times h = 877 \times 1,210 = 1.061 \text{ Pa (0, 154 psi)}$$

Tramo d - 2. (Figura 73):

$$\rho = 877 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}.$$

$$L = 25 \text{ mm} (0,025 \text{ m}).$$

$$D = 13,5 \text{ mm} (0,0135 \text{ m}).$$

$$\nu = 4,6 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}.$$

$$Q = 12 \text{ gpm} (0,0008 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0,0008}{\frac{\pi}{4} 0,013,5^2} = 5,6 \frac{m}{s}$$

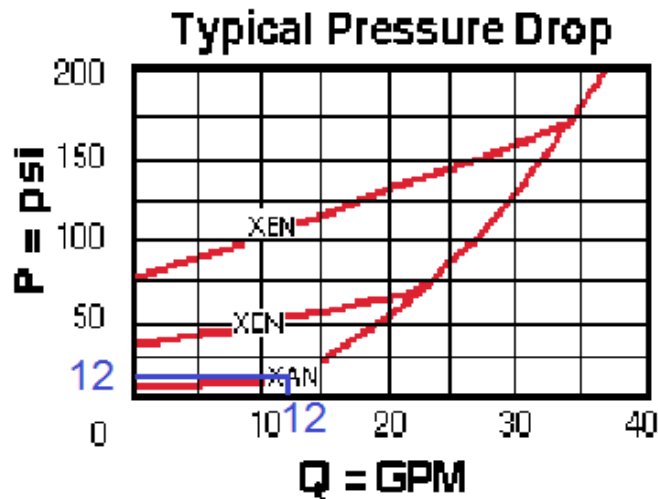
$$Re = \frac{4Q}{\pi v D} = \frac{4(0,0008)}{\pi(4,6 \times 10^{-5})(0,0135)} = 1.640$$

$$h = 32 \frac{L * V^2}{Re * D} = 32 \frac{0,025 * 5,6^2}{1.640 * 0,0135} = 1,133 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\rightarrow \Delta P_5 = \rho \times h = 877 \times 1,133 = 944 \text{ Pa (0, 137 psi)}$$

Pérdidas en la válvula antirretorno. Para obtener las pérdidas en el cartucho antirretorno se debe analizar la figura 74.

Figura 74. Pérdidas en el cartucho antirretorno.



Fuente: SUN HYDRAULICS.

Para el modelo CXFA-XAN, Con un caudal de 12 gpm, según la figura 74 las pérdidas son de aproximadamente **12 psi**.

Como conclusión, la caída total de presión del punto 1 al 2 son la suma de las pérdidas en los 5 tramos, más las pérdidas generadas en la válvula antirretorno:

$$\begin{aligned} \rightarrow \Delta P_{\text{Total}} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_{\text{Antirretorno}} \\ \rightarrow \Delta P_{\text{Total}} &= 0,134 + 0,435 + 0,247 + 0,154 + 0,137 + 12 = 13,107 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\rightarrow \Delta P_{\text{Total}} \cong 13 \text{ psi}$$

6.2.5.4 Simulación estructural del bloque manifold. Hoy en día los software para ingeniería (CAE) nos proporcionan una interacción para el desarrollo de modelamiento con un PC, permitiéndonos traer elementos desarrollados en otros programas para verificar su comportamiento “real”, para así no tener que recurrir a una gran cantidad de ecuaciones y planteamientos muy extensos para hallar los resultados finales.

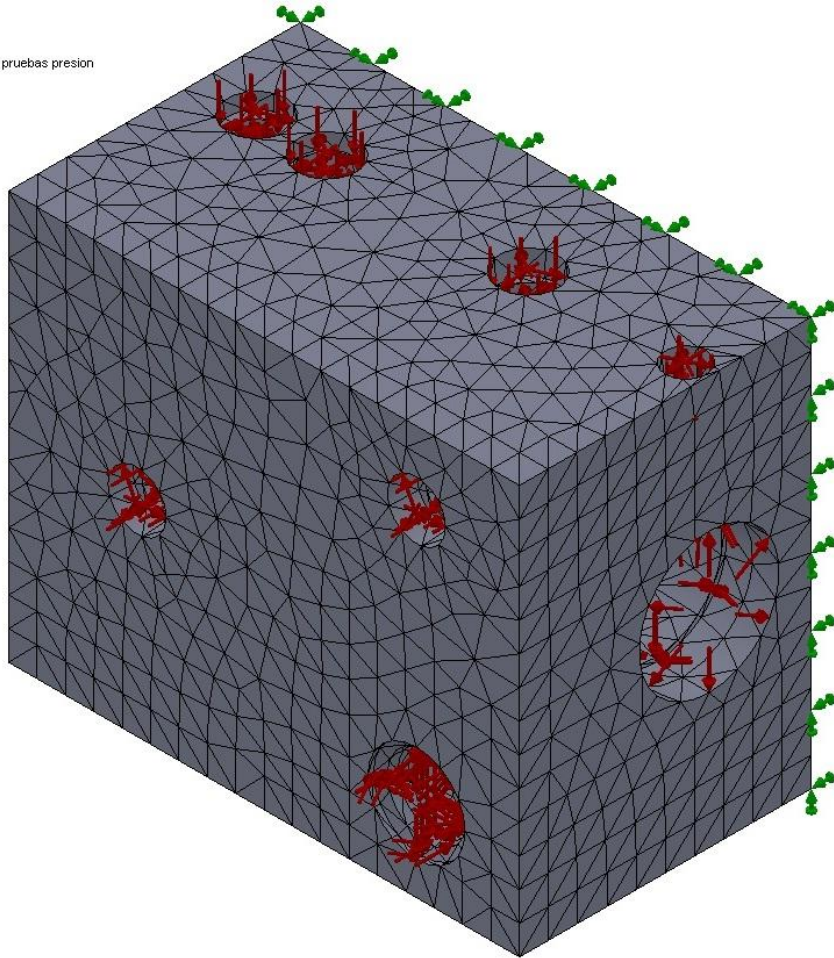
El software CAE que se usó para modelar el comportamiento estructural fue el SolidWorks Simulation, el cual permite análisis basados en teorías de diseño por medio de la aplicación de fuerzas, lo que permite el estudio del máximo y mínimo esfuerzo, deformaciones del manifold, desplazamientos y el factor de seguridad hallando el máximo y el mínimo.

- **Enmallado.** Para realizar el análisis estructural del bloque se requiere conocer las propiedades mecánicas de este (acero AISI 1020), luego se hace el respectivo enmallado, ver la figura 75, a continuación se definen las condiciones de carga.

El programa realizó un enmallado de 44.766 nodos por 29.794 elementos, (tabla 13).

Figura 75. Enmallado del bloque manifold.

Nombre de modelo: manifold modificar pruebas presion
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido



Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

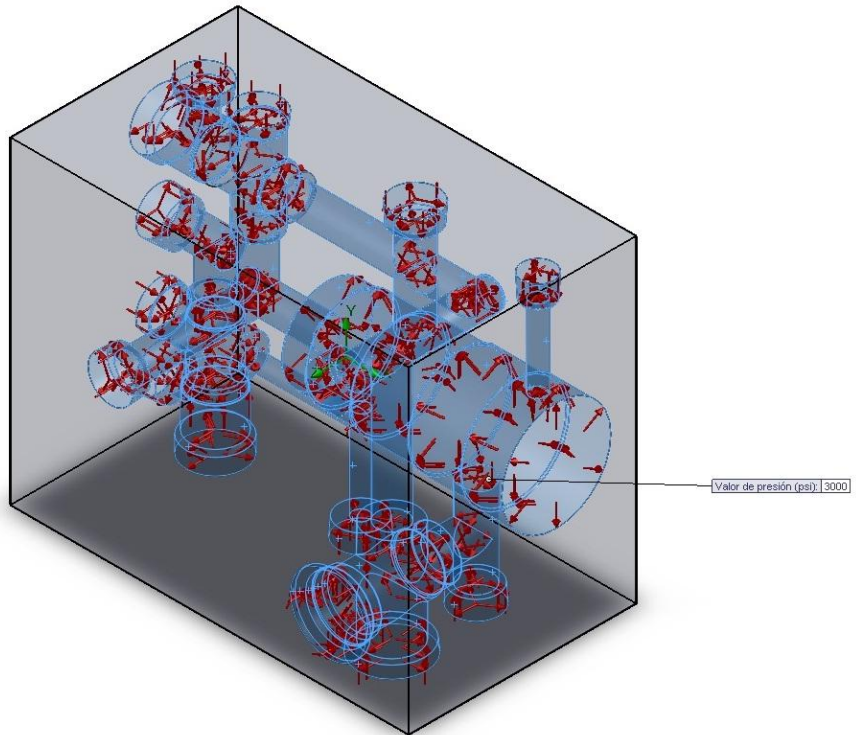
Tabla 13. Detalles enmallado.

| Malla Detalles | |
|--|-------------------------------------|
| Nombre de estudio | Estudio 1 (-Predeterminado (1)-) |
| Tipo de malla | Malla sólida |
| Mallador utilizado | Malla estándar |
| Transición automática | Desactivar |
| Incluir bucles automáticos de malla | Desactivar |
| Puntos jacobianos | 4 puntos |
| Tamaño de elementos | 10.1184 mm |
| Tolerancia | 0.50592 mm |
| Calidad de malla | Elementos cuadráticos de alto orden |
| Número total de nodos | 44766 |
| Número total de elementos | 29794 |
| Máxima relación de aspecto | 19.111 |
| 1922168689e elementos con relación de aspecto > 10 | 4.56e+106 |
| % de elementos distorsionados (Jacobiano) | 0 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss) | 00:00:07 |
| Nombre de computadora | 7-28-15 G |

Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

Para ser más conservativos en el diseño y garantizar una mayor seguridad las condiciones de carga, en este caso la presión interna se aplica sobre todas las superficies internas del manifold, (figura 76), el valor de esta presión es de 3000 PSI (207 bar).

Figura 76. Presión ejercida en el bloque internamente.

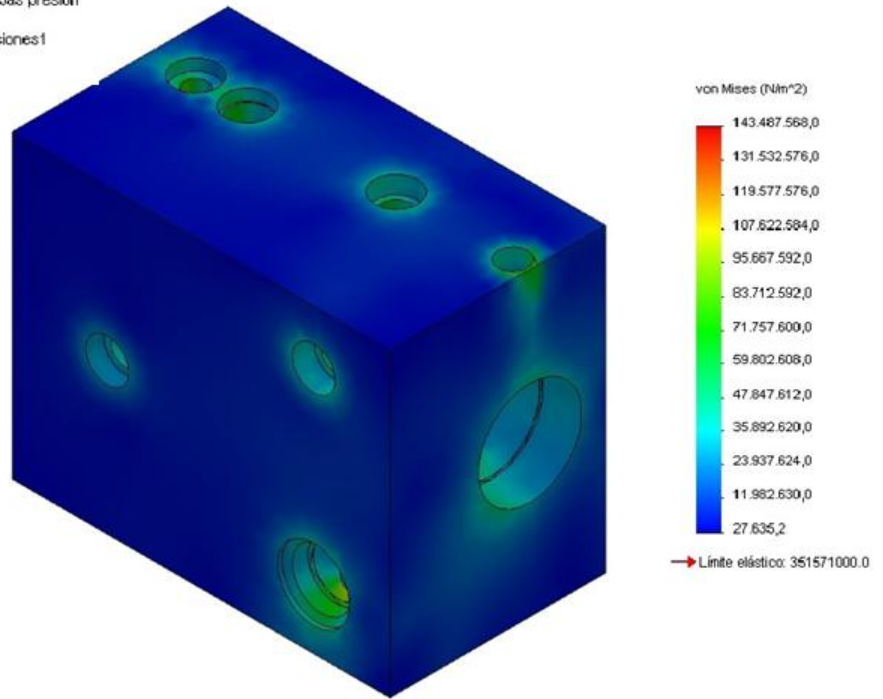


Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

- **Análisis de esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad.** Los resultados que se obtuvieron se pueden ver en las figuras 77, 78,79, y 80 respectivamente.

Figura 77. Análisis de esfuerzos.

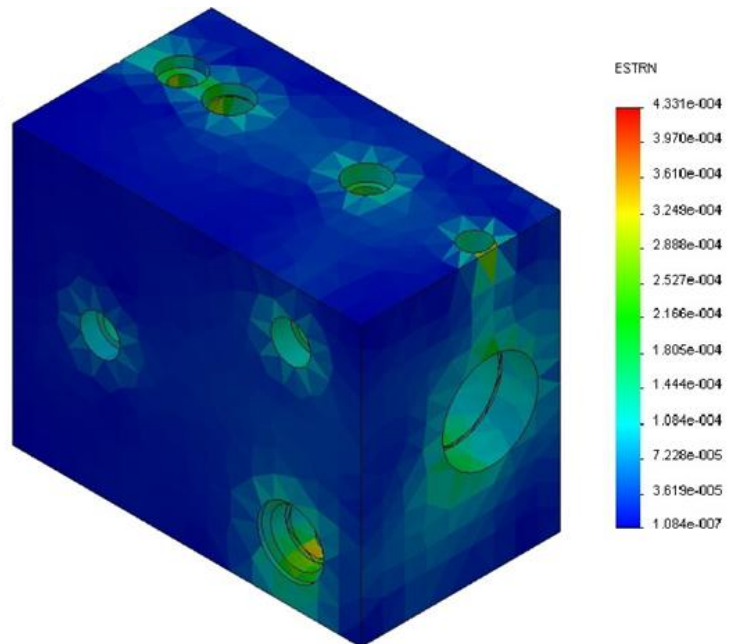
Nombre de modelo: manifold modificar pruebas presion
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

Figura 78. Deformaciones unitarias.

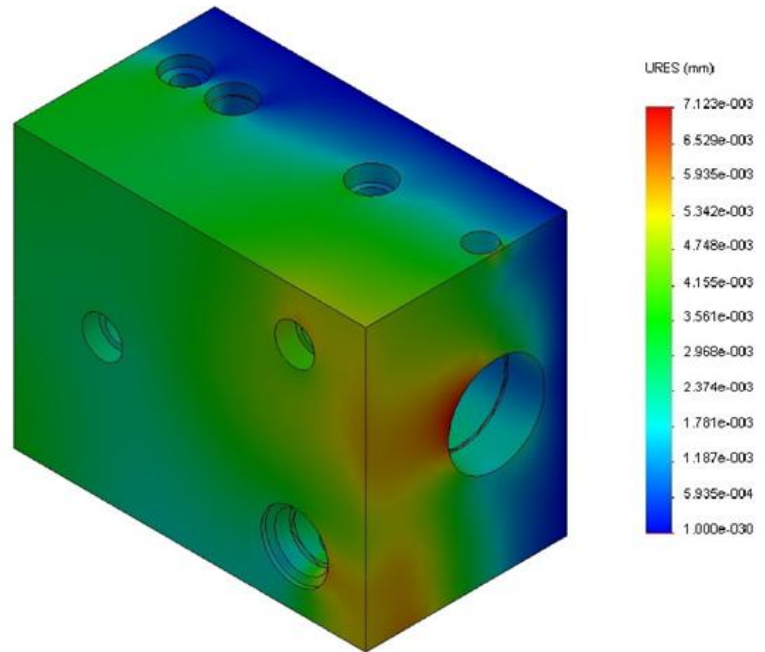
Nombre de modelo: manifold modificar pruebas presion
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitaria
Escala de deformación: 1



Fuente: SolidWorks Simulation 2011

Figura 79. Desplazamientos.

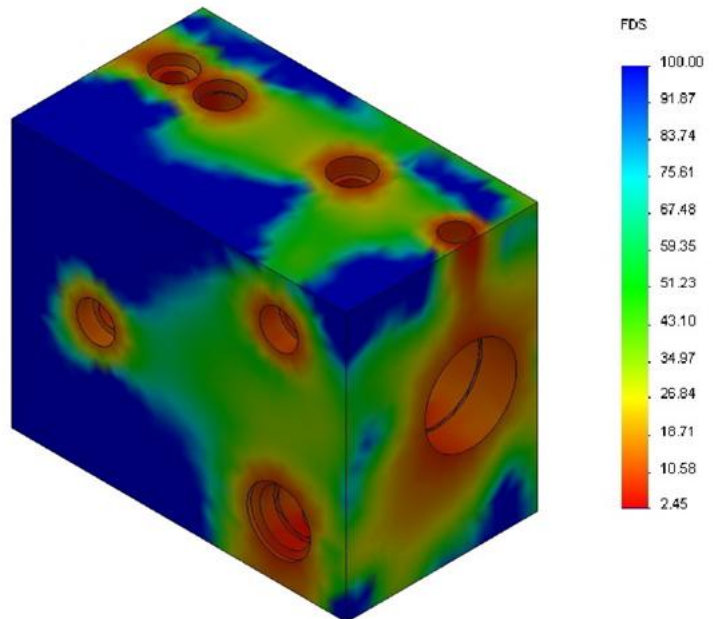
Nombre de modelo: manifold modificar pruebas presion
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

Figura 80. Factor de seguridad.

Nombre de modelo: manifold modificar pruebas presion
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.5



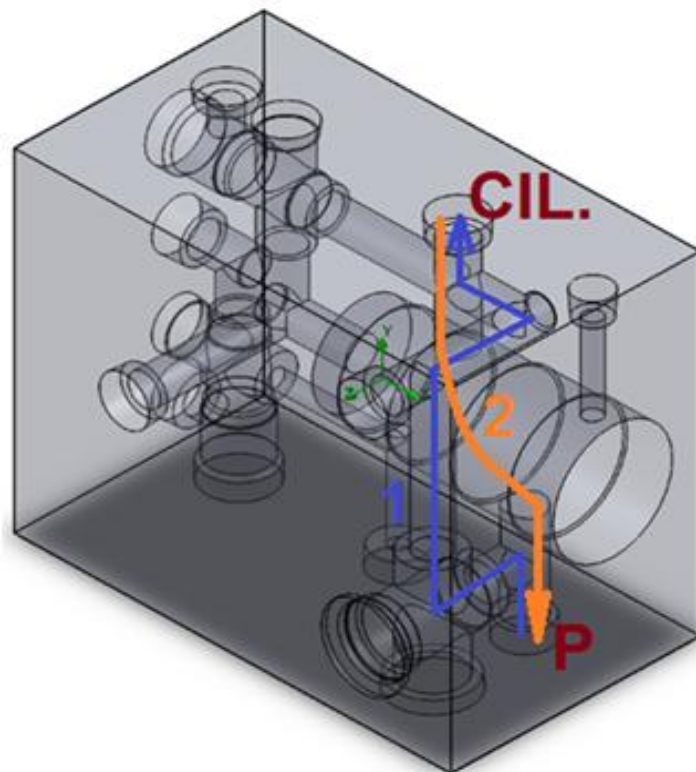
Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

6.2.5.5 Flujo interno del bloque manifold. Para la realización del análisis siguiente se seleccionaron dos caminos dentro del manifold, los cuales se describen a continuación:

Camino 1: Subiendo la carga. Éste se dirige desde el puerto de presión del bloque manifold, pasando luego por el cartucho antirretorno, para luego salir por el puerto que va a la sección anular del cilindro hidráulico,(figura 81).

Camino 2: Bajando la carga. El cual esta comprendido desde el puerto que va a la sección anular del cilindro hidráulico, para luego ser bloqueado por la válvula antirretorno y ser obligado a pasar a través del cartucho contrabalance, y para posteriormente ser descargado a tanque por el puerto que va conectado a la válvula direccional principal del sistema,(figura 81).

Figura 81. Caminos para el análisis de flujo.

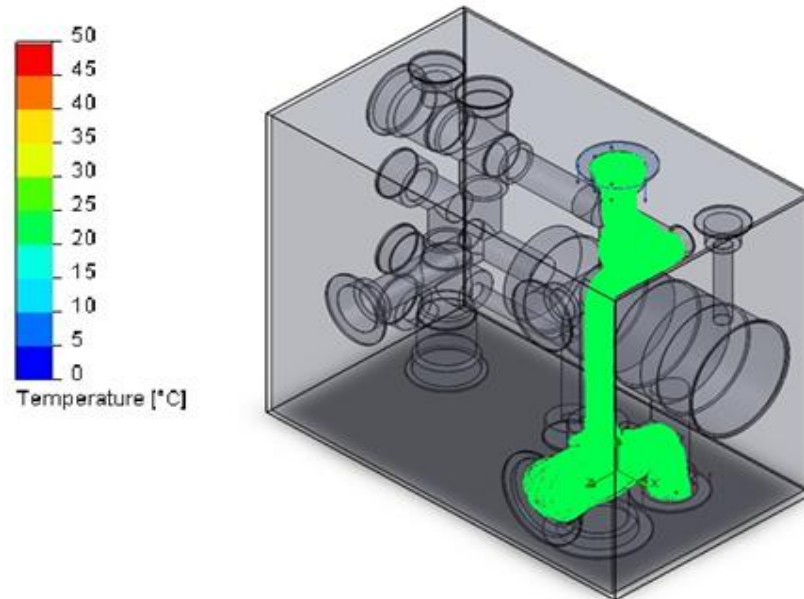


Fuente: SolidWorks 2011.

El software SolidWorksFlow Simulation 2011 fue el encargado de realizar la simulación del flujo en el manifold, con un caudal nominal y constante de 12 gpm para subir la carga y 9 gpm para bajarla, utilizando aceite hidráulico TP ISO 46. Teniendo en cuenta las condiciones de frontera en ambos casos, las siguientes figuras nos muestran claramente el comportamiento de la velocidad y temperatura dentro del manifold para los dos caminos.

Para el camino 1:

Figura 82. Análisis de temperatura para el camino 1.



Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

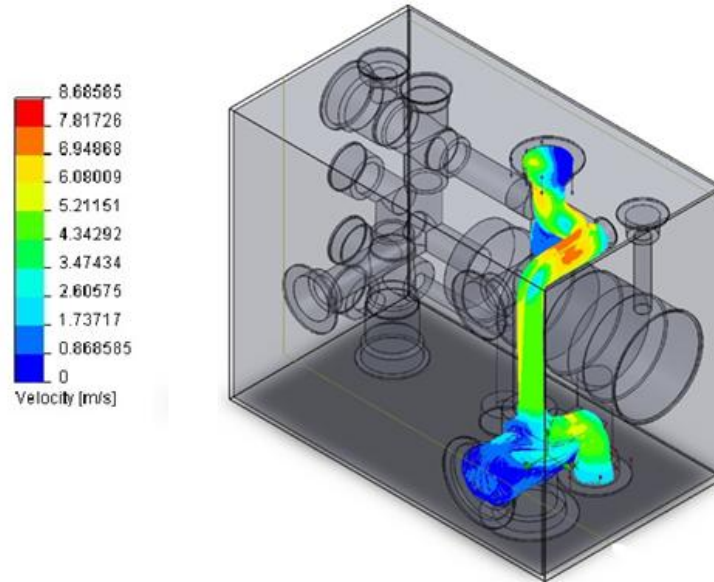
Según la figura anterior la temperatura máxima no excederá de los 30 °C.

Al observar las figuras 83 y 84 se concluye que la velocidad máxima en el camino 1 es de aproximadamente 7,82 m/s, (zona naranja), con un diámetro de 13 mm (0,013m), calculando el número de Reynolds.

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{6,95 * 0,013}{4,6 \times 10^{-5}} = 1.964$$

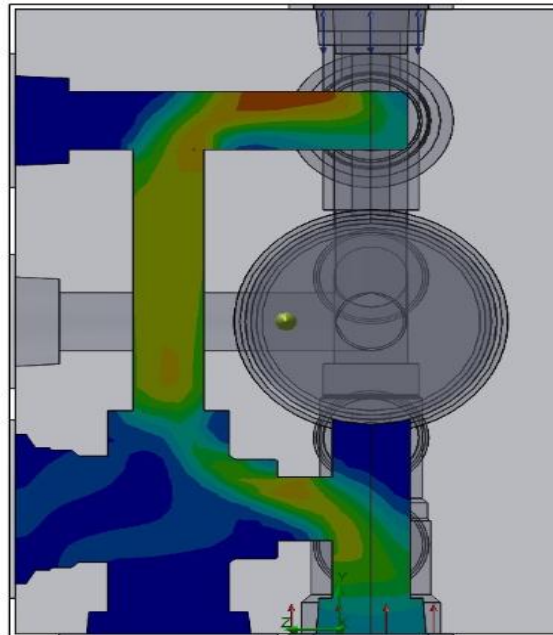
Este valor indica que el flujo es laminar en esta región.

Figura 83. Vista isométrica, análisis de velocidad para el camino 1.



Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

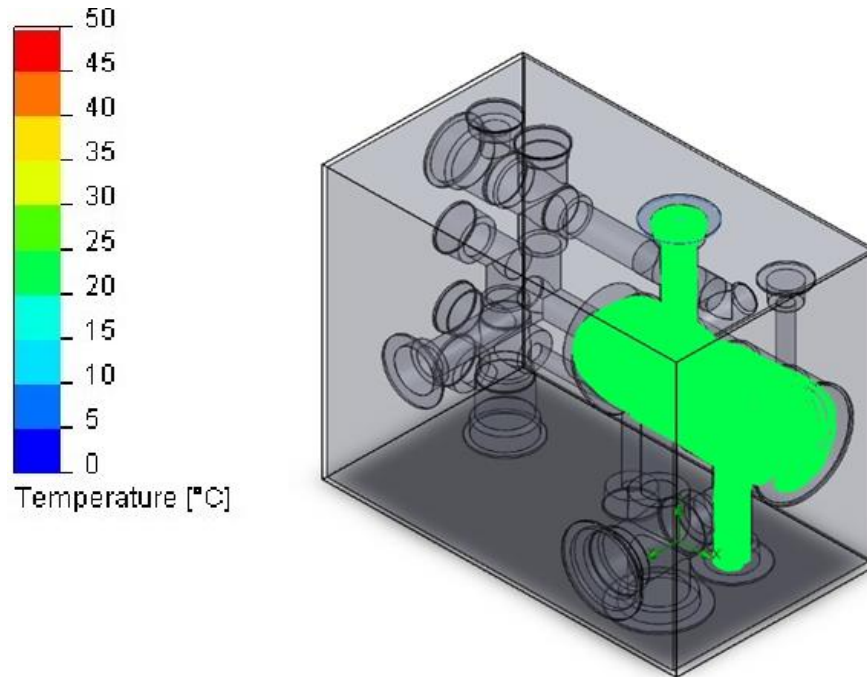
Figura 84. Vista lateral derecha, análisis de velocidad para el camino 1.



Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

Para el camino 2:

Figura 85. Análisis de temperatura para el camino 2.



Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

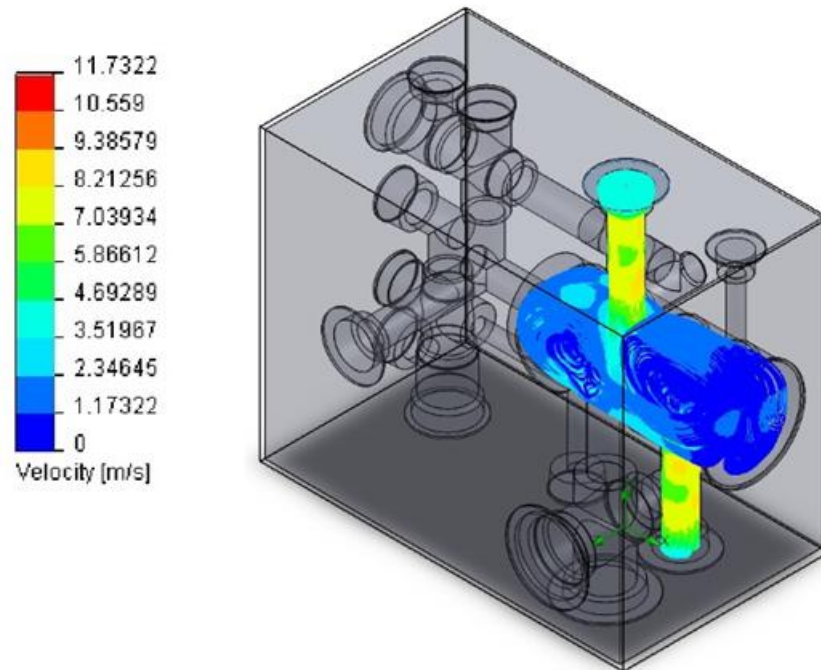
De la misma forma que para el camino 1, la temperatura tampoco excederá los 30 °C.

La velocidad máxima para este camino es de aproximadamente 10,5 m/s, con un diámetro de 13,49 mm (0,01349m), como se puede apreciar en las figuras 86 y 87.

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{10,5 * 0,0135}{4,6 \times 10^{-5}} = 3.085$$

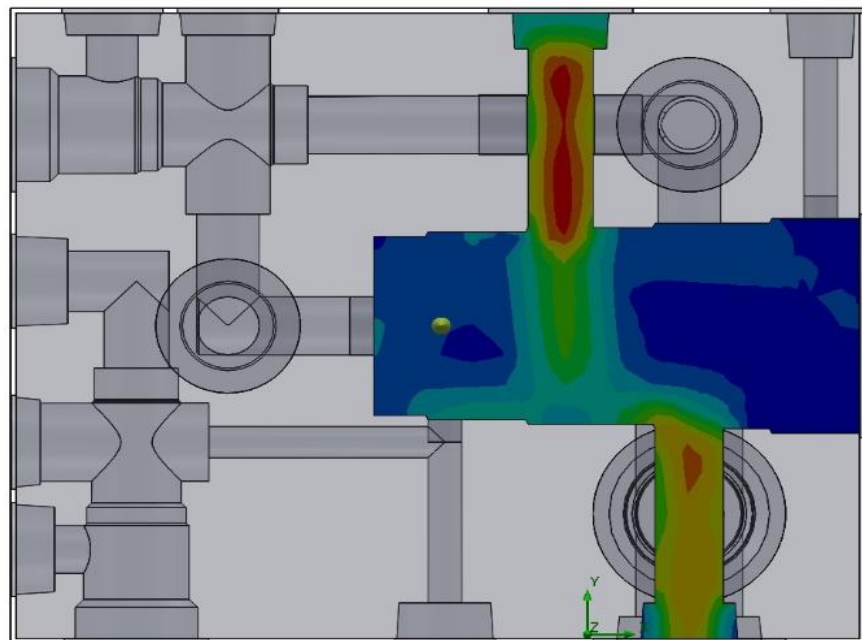
En esta zona (roja), del camino 2, en el centro del ducto, a la entrada del cartucho contrabalance, el flujo es turbulento, esto es debido al constante estrangulamiento del fluido a ingresar en el cartucho.

Figura 86. Vista isométrica, análisis de velocidad para el camino 2.



Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

Figura 87. Vista frontal, análisis de velocidad para el camino 2.



Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

7. PRUEBAS

7.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

El sistema hidráulico está compuesto principalmente por una bomba hidráulica con un caudal nominal de 6 gpm, una válvula direccional principal 4/3 de centro punto flotante, un cilindro hidráulico de 2,5 m de carrera, una estructura tubular para el soporte de la carga, una carga de 1.200 Kgf (caja metálica llena de retal de acero) y la válvula contrabalance especial tipo cartucho. En las figuras 88 a 98 se pueden observar algunos de estos componentes.

Figura 88. Cilindro hidráulico y estructura tubular.



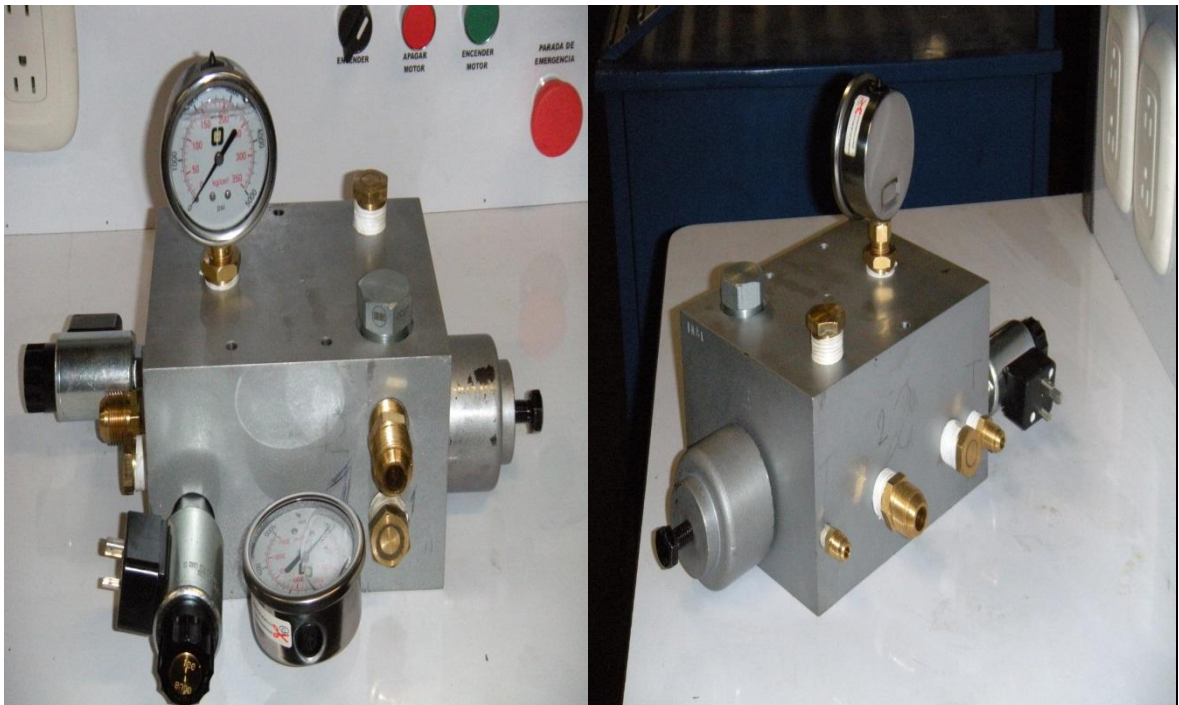
Fuente: Autor.

Figura 89. Estructura tubular y caja metálica para el peso.



Fuente: Autor.

Figura 90. Ensamble válvula contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 91. Ensamble cartucho contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 92. Explosión cartucho contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 93. Camisa cartucho contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 94. Pistón cartucho contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 95. Resorte y guía resorte cartucho contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 96. Tapón cartucho contrabalance especial.



Fuente: Autor.

Figura 97. Cartucho antirretorno y direccionales 3/2.



Fuente: Autor.

Figura 98. Manómetros, racores y tapones hidráulicos.



Fuente: Autor.

Figura 99. Montaje manifold.



Fuente: Autor.

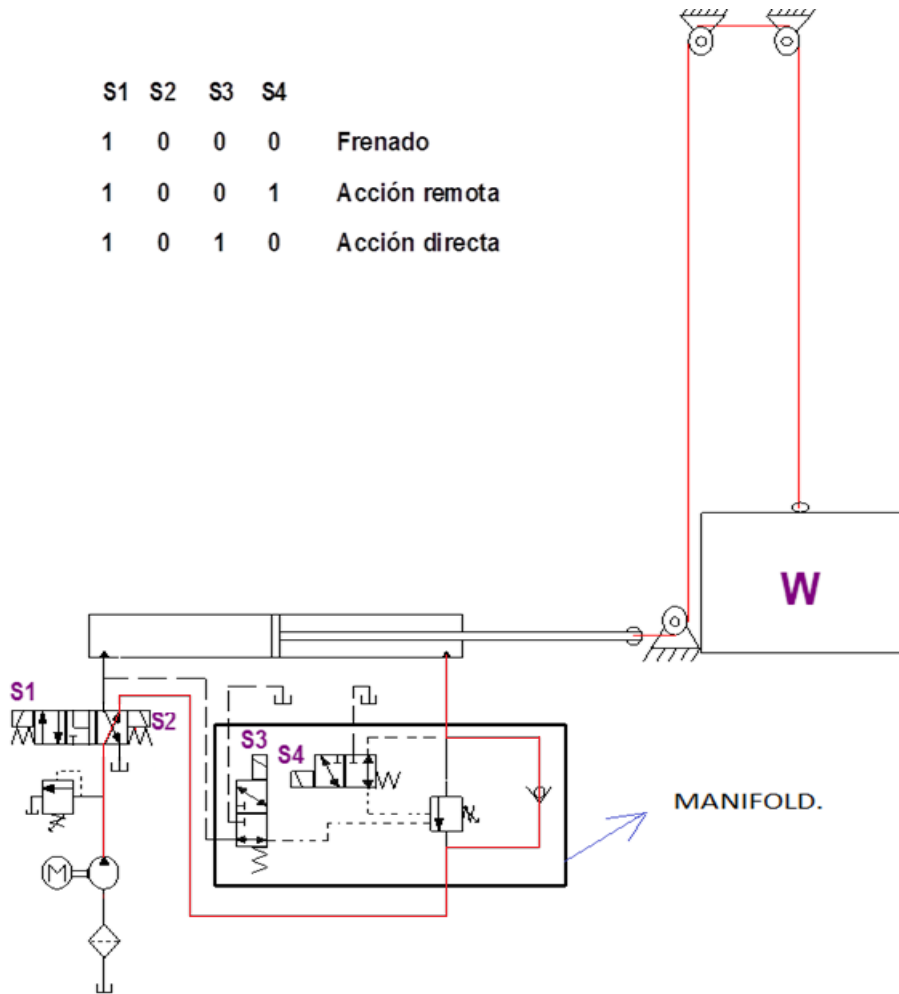
7.2 PRIMERAS PRUEBAS.

Después de hacer el respectivo montaje del sistema hidráulico y eléctrico se prosiguió a dar inicio con las pruebas de contrabalance en sus tres formas (acción directa, acción remota y frenado).

7.2.1 Subiendo la carga.

En la figura 100 se puede ver el recorrido que hace el fluido hidráulico para subir la carga.

Figura 100. Esquema Circuito hidráulico subiendo la carga.



Fuente: Autor.

En esta prueba se pudo concretar el correcto funcionamiento, aunque se presentaron algunas fugas de fluido por los cartuchos direccionales 3/2, debido a que no se efectuó un adecuado maquinado de las cavidades de inserción de

estos, ya que fueron suministrados por SUN HYDRAULICS con su respectiva cavidad estándar.

7.2.2 Bajando la carga.

En la figura 101 se puede ver el recorrido que hace el fluido hidráulico para bajar la carga en sus tres posibles acciones de contrabalanceo.

Al subir la carga, ella lo hace de una manera normal como se mencionó anteriormente, y recorre los 2,5 m de carrera que suministra el cilindro hidráulico, al posicionar la válvula direccional principal 4/3 punto flotante en su posición central la carga debería quedarse a esta altura debido a que la válvula contrabalance se encuentra cerrada, pero no es así, esta baja a una velocidad amortiguada, se revisaron todas las conexiones hidráulicas, el circuito eléctrico y seguía con el mismo problema, entonces por tal motivo no se pudo realizar esta prueba satisfactoriamente.

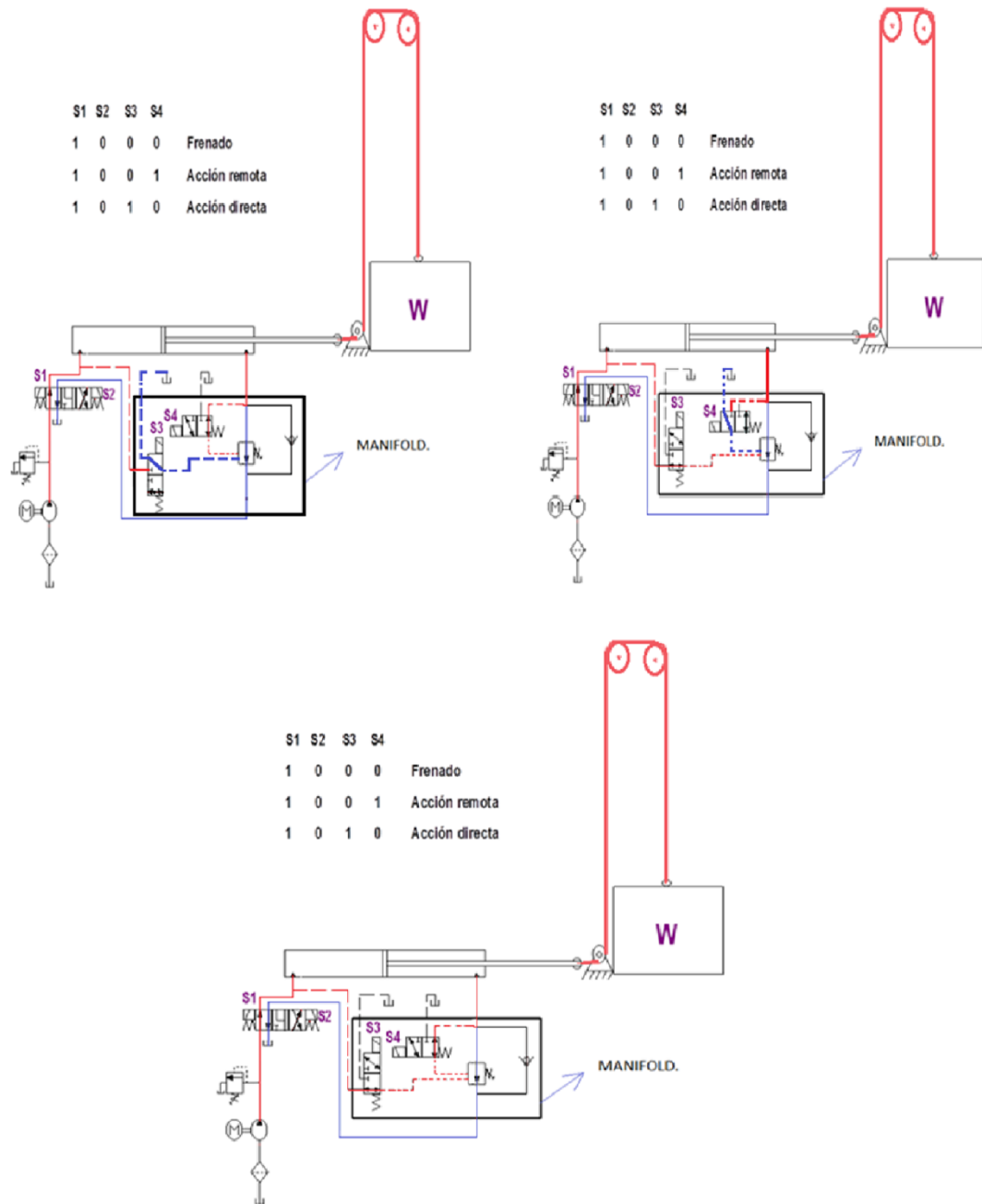
7.2.3 Diagnóstico de fallas.

A continuación se enunciarán las posibles fallas en el bloque manifold:

- **Resorte cartucho contrabalance muy débil.** El diseño de este se puede ver en el numeral **6.2.4.5**, el material de fabricación es alambre de acero para resortes tipo cuerda de piano, que es un material especial para resortes de alta resistencia y rigidez para manejar altas presiones de taraje en válvulas hidráulicas de este tipo. Si el fabricante no lo proporcionó en este material es posible que con una baja presión se comprima y así el cartucho diseñado no trabajará como se esperaba.

- **Pistón cartucho contrabalance pegado.** Esta pieza requiere de un acabado superficial muy fino, y el ajuste y tolerancia que debe tener con la camisa muy preciso ya que debe deslizar dentro de ella, si esto no se hace de este modo entonces no funcionará correctamente y podría quedarse pegado, probablemente la empresa fabricante no realizó el trabajo con las medidas suministradas, pues estas tolerancias son en milésimas de milímetro, además las herramientas recomendadas para hacer este tipo de trabajos tan delicados son las CNC, o máquinas de Control Numérico por Computadora. Las máquinas de control numérico y CNC pueden repetir secuencias una y otra vez con precisión, y pueden producir piezas mucho más complejas que las que pueda hacer el operario más experimentado, esto fue lo que pudo suceder pues en dicha empresa las fabricaron manualmente con un torno convencional. Los planos del cartucho contrabalance se suministran en el anexo R.
- **Mal maquinado el cartucho contrabalance.** En este caso sucedió lo mismo contemplado en el punto anterior, pues la camisa debe encajar con precisión en el bloque manifold y hacer un buen sellado, de lo contrario las fugas a través de este no permitirán el correcto funcionamiento del cartucho.
- **Mal maquinado cavidad para cartucho contrabalance.** Pudo pasar lo mismo con esta cavidad, que lo que sucedió con las cavidades de los cartuchos seleccionados (direccionales 3/2).

Figura 101. Esquema Circuito hidráulico en sus tres acciones para bajar la carga (acción directa, remota y frenado respectivamente).



Fuente: Autor.

7.3 PRUEBAS FINALES.

Para las pruebas finales se utilizó una válvula de frenado con una relación de áreas de 1:10, suministrada por el laboratorio de potencia fluida, se hizo el respectivo montaje de dicha válvula en el sistema hidráulico, se subió y bajó la carga en repetidas ocasiones obteniéndose los siguientes resultados:

7.3.1 Acción directa.

Para lograr esta acción se bloqueo el puerto piloto (acción externa), logrando así que la válvula funcionara como una de contrabalance pura, luego se subió la carga y se comprobó su correcto funcionamiento, al estar manejando una carga de 1.200 Kgf, que es una carga significativa, se comprobó la necesidad de una presión de 150 bar (2.175 psi) para lograr que la carga bajara de una forma demasiado lenta, es decir que casi no se logra ni mover la carga.

7.3.2 Acción contrabalanceo de control carga (acción directa y remota simultáneamente).

Al realizarse la prueba de esta manera, se observó de manera clara, la gran diferencia para manejar este tipo de cargas significativas, puesto que la presión necesaria para bajar la carga fue de 50 bar (725 psi), lográndose un ahorro significativo de potencia, además de un descenso de la carga muy seguro y a una velocidad aproximadamente constante y aceptable a la vez.

Se logró demostrar que para este tipo de cargas es mucho mejor el uso de válvulas de frenado.

8. COSTO DEL PROYECTO

En la siguiente tabla se resume de manera resumida el costo total del proyecto de grado, sin tener en cuenta el trabajo intelectual:

Tabla 14. Costos trabajo de grado.

| DESCRIPCIÓN | VALOR |
|--|---------------------|
| Aceite hidráulico | 130.000 |
| Rebobinado solenoide válvula direccional 4/3 | 50.000 |
| Manguera, racores, tapones, etc. | 500.000 |
| Cartuchos direccionales 3/2 | 240.000 |
| Cartucho antirretorno | 60.000 |
| Bobinas cartuchos direccionales 3/2 | 140.000 |
| Manómetros | 60.000 |
| Conectores solenoides | 60.000 |
| Mecanizado manifold y cartucho contrabalance | 2.000.000 |
| Cilindro hidráulico | 1.500.000 |
| Materiales cimentación | 700.000 |
| Poleas, guaya y caja metálica | 600.000 |
| Retal de acero para la carga | 1.100.000 |
| Estructura tubular | 1.300.000 |
| Guía caja metálica | 130.000 |
| Costos envío mercancías | 300.000 |
| Papelería | 200.000 |
| Otros | 300.000 |
| TOTAL | \$ 9.370.000 |

Fuente: Autor.

9. CONCLUSIONES

- Se Dotó el laboratorio de sistemas oleoneumáticos con una nueva prueba de laboratorio que le permita al estudiante realizar experiencias comparativas de las válvulas de equilibraje y sostenimiento.
- Se Diseñó y construyó una válvula contrabalance de control múltiple (Acción remota, Control directo, Frenado) tipo cartucho y se hizo el respectivo montaje del sistema.
- Para la carga de 1.2 ton aproximadamente se obtuvo como respuesta un contrabalanceo en una distancia de diez (10) centímetros máximo en (1)segundo, considerando que estos valores descritos dependen del taraje de la válvula.
- Se Diseñó y construyó una estructura que soporta todo el conjunto.
- Se Seleccionó y adquirió un cilindro hidráulico que cumplió con los requerimientos exigidos en la prueba.
- Se hicieron las pruebas respectivas, donde se pudo constatar la gran diferencia de una válvula contrabalance pura (acción directa), con una de contrabalanceo de cargas (frenado o acción directa y remota al mismo tiempo). En la primera se necesitó de una gran presión de la bomba hidráulica, y una gran potencia del motor eléctrico, además de la dificultad para el descenso de la carga, y en la segunda se requirió una presión mucho menor que la exigida anteriormente, además de un ahorro significativo de potencia y un descenso de la carga mucho mas aceptable, y a una velocidad aproximadamente constante.

10. RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar la segunda etapa de este proyecto, teniendo en cuenta los siguientes aspectos:
 - No construir el cartucho contrabalance, pues debido a su complejidad de diseño, se pueden cometer errores de mecanizado (ajustes y tolerancias muy precisas), teniendo en cuenta que en la industria local no se disponen de las herramientas necesarias para la realización de estos trabajos de precisión y también el que se pueden conseguir cinco veces mas baratos.
 - Seleccionar los cartuchos, uno de frenado (acción directa y remota a la vez) y otro de solo acción remota.
 - Seleccionar cartuchos direccionales 3/2 para hacer los respectivos cambios en las acciones de los cartuchos mencionados anteriormente.
 - Diseñar un bloque manifold para el montaje de todas los cartuchos, y así por medio de sus conductos internos y una ubicación exacta de estos lograr su correcto funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

DE LA OSSA, Guillermo Alberto. Optimización, rediseño y construcción Válvula de Seguridad y Descarga, Segunda parte. Bucaramanga 2002. 169h. Proyecto de Grado (Ingeniería Mecánica) Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de Elementos de Maquinas. España: Montaner y Simón S.A, 1970. 802p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación: presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC-1486, Bogotá D.C. Icontec, 2008, 120 p.

MANNESMAN, Rexroth. Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. Traducido por Roberto parisi. D-97813. Pennsylvania. 1986. 344p

POTTER, Merle. Y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México: Prentice Hall, 1998. 816 p.

SUN HYDRAULICS. Sun Hydraulics Corporation: Cartridge. [On line]. Sarasota Florida - USA. [Cited 12 December 2010]. Available from Internet:http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/cartridges.aspx?lang_id=1&Cat_Level_0=1&Cat_Level_1=2

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial. 935100-A. Barcelona. EDITORIAL BLUME. 328 p.

ANEXOS

Anexo A. Coeficiente de fricción entre cables y poleas.

| POLEA | CABLE | COEFICIENTE DE FRICCIÓN (f) |
|---------------------------|------------------|--------------------------------------|
| FUNDICIÓN O ACERO | ENGRASADO | 0,07 |
| | HÚMEDO | 0,085 |
| | SECO | 0,12 |
| FORRADA EN MADERA | ENGRASADO | 0,14 |
| | HÚMEDO | 0,17 |
| | SECO | 0,235 |
| FORRADA DE CAUCHO O CUERO | ENGRASADO | 0,205 |
| | HÚMEDO | 0,4 |
| | SECO | 0,495 |

Anexo C. Datos técnicos antirretorno.



Free flow nose to side check valve

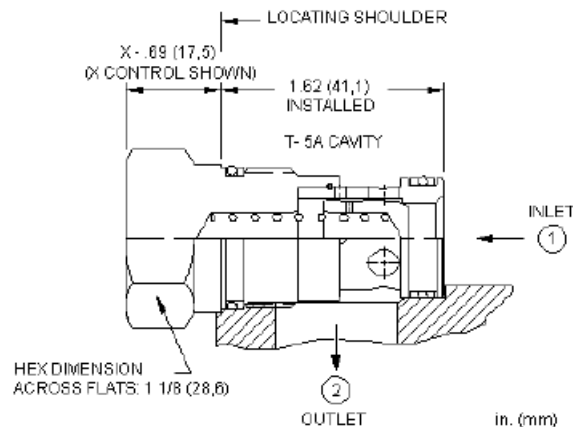
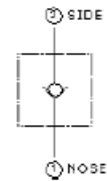
Capacity:
40 gpm (160 L/min.)

Functional Group:
: Cartridges : Check : 2 Port : Free Flow Nose to Side

Model:
CXFA

Product Description

Free-flow, nose-to-side check valves are on/off circuit components that allow free flow from the inlet (port 1) to the outlet (port 2) and block flow in the opposite direction.

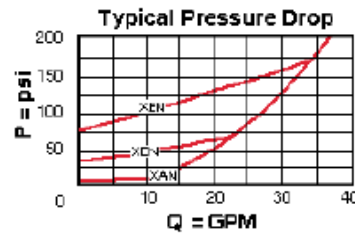
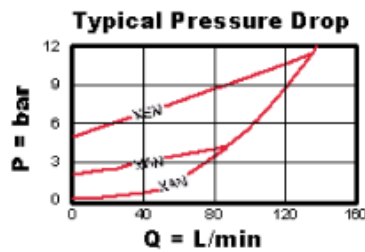


Technical Features

- Two-port check valves share the same cavity for a given frame size, however, pay close attention as flow paths may be in opposite directions.
- Will accept 5000 psi (350 bar) at ports 1 and 2.
- Check valves offer extremely low leakage rates with a maximum leakage of less than 1 drop per minute.
- Stainless steel cartridge options P or W are intended for use within corrosive environments with all external components manufactured in stainless steel or titanium. Internal working components remain the same as the standard valves.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

Technical Data

| | U.S. Units | Metric Units |
|---|--------------------|--------------|
| Cavity | T-5A | |
| Capacity | 40 gpm | 160 L/min. |
| Maximum Operating Pressure | 5000 psi | 350 bar |
| Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt) | 1 drops/min. | 0,07 cc/min. |
| Series (from Cavity) | 2 | |
| Valve Hex Size | 1 1/8 in. | 28,6 mm |
| Valve Installation Torque | 45 - 50 lbf ft | 60 - 70 Nm |
| Model Weight | .40 lb | 0,20 kg |
| Seal Kits | Viton: 990-203-006 | |
| Seal Kits | Buna: 990-203-007 | |



Option Selection

CXFA-X C N



Preferred Options

Control

X Not Adjustable

Cracking Pressure

A 4 psi (0,3 bar)
C 30 psi (2 bar)

External Material/Seal Material

N Buna-N

Standard Options

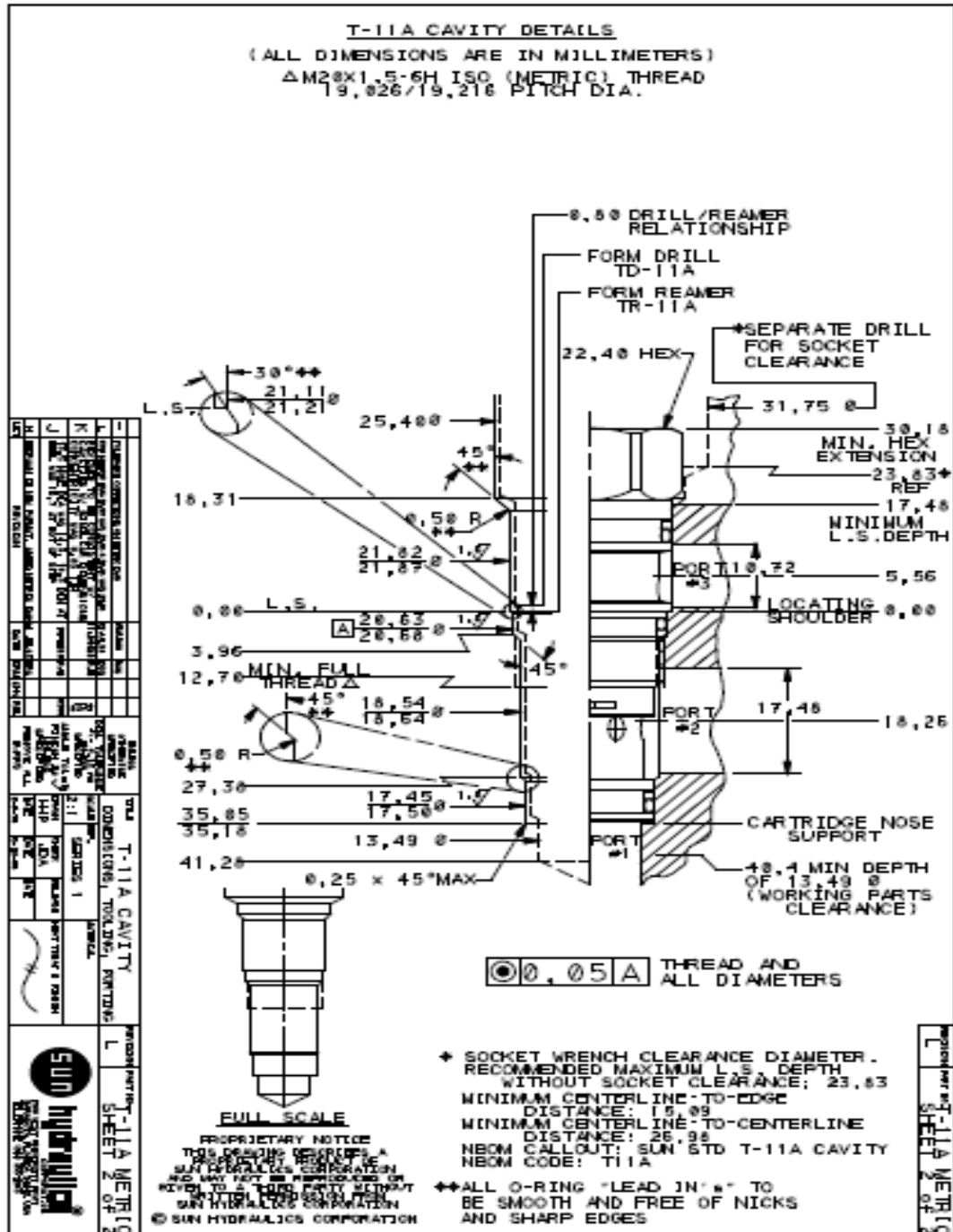
F 100 psi (7 bar)
B 15 psi (1 bar)
D 50 psi (3,5 bar)
E 75 psi (5 bar)

P Stainless/Buna-N
W Stainless/Viton
V Viton

Copyright © 2003 Sun Hydraulics Corporation.
All rights reserved.

[Terms and Conditions](#) - [Statement of Privacy](#)

Anexo D. Cavity cartucho direccional.



Anexo E. Datos técnicos direccional.



3-way, 2-position, solenoid-operated directional spool valve

Capacity:
12 gpm (45
L/min.)

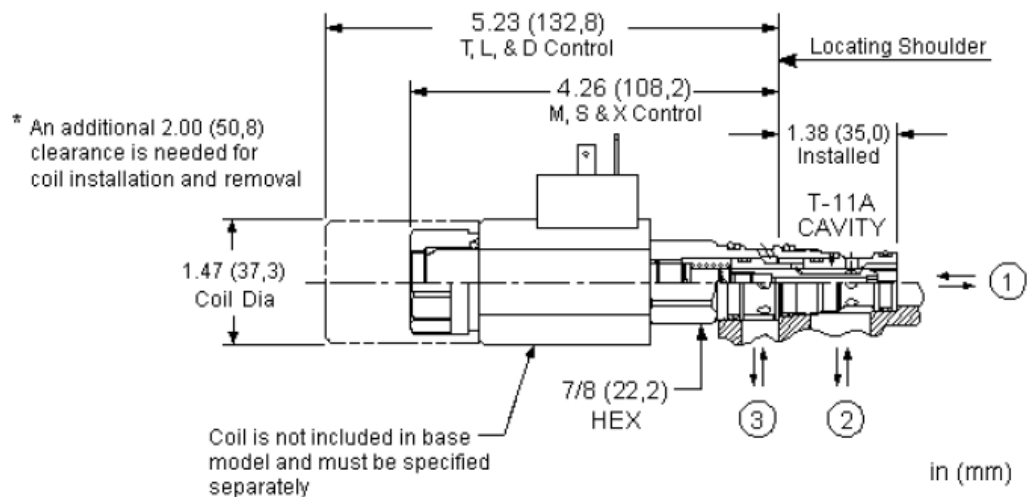
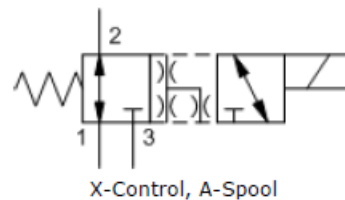
Functional Group:

Products : Cartridges : Directional : 3 Way : Solenoid Operated Spool

Model:
DMDA

Product Description

This solenoid-operated, 2-position, 3-way cartridge is a direct-acting, balanced spool valve used to control the direction of flow in a hydraulic circuit.



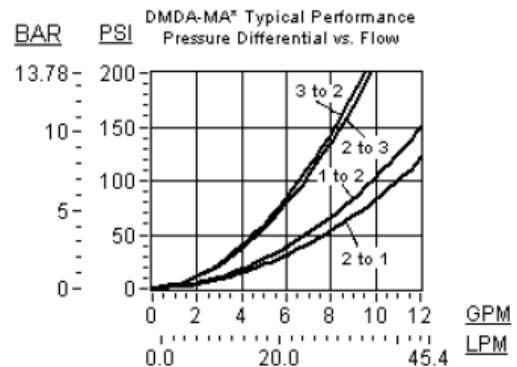
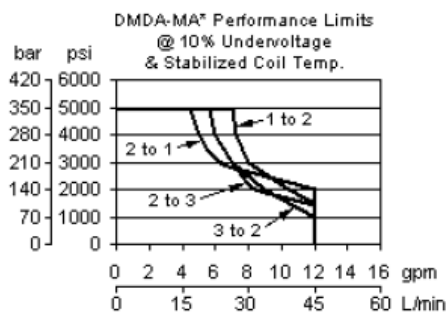
Technical Features

- The solenoid tube assembly is fatigue rated for 5000 psi (350 bar) service.
- Spools B and R are closed in the transition between their two positions. This results in a higher performance limit at the expense of lower capacity. When used as pilot controls, where capacity is not a factor, the closed transition will provide faster and more consistent response times.

- This valve is direct actuated and requires no minimum hydraulic pressure for operation.
- This valve utilizes a wet armature design. This means that the working fluid surrounds the armature and is exposed to the heat generated by the coil. This can be a factor if the coil is energized for long periods of time. Some fluids, notably water/glycol mixtures, break down at these temperatures over time and form varnishes that will affect the function of the cartridge.
- The solenoid's unique magnetic design results in a high efficiency solenoid, yielding high spool actuating force per Watt expended, leading to reliable valve shifting.
- Depending on the connector, coils are rated up to IP69 thereby eliminating the need for an additional weatherization kit. See "Coil Technical Information" for more details.
- This cartridge is not equipped with a manual override; a manual override plus additional override options are available. See Option Selection below.
- A wide variety of coil termination and voltage options are available.
- Coils are interchangeable with other Sun Series 1 solenoid products and can be mounted on the tube in either direction.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

Technical Data

| | U.S. Units | Metric Units |
|---|----------------------------------|--------------------|
| Cavity | | T-11A |
| Capacity | 12 gpm | 45 L/min. |
| Manual Override Force Requirement | 22 lb@5000 psi | 10 kg@350 bar |
| Manual Override Stroke | .10 in. | 2,5 mm |
| Maximum Operating Pressure | 5000 psi | 350 bar |
| Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt) | 5 in ³ /min.@3000 psi | 80 cc/min.@210 bar |
| Response Time - Typical | | 50 ms |
| Series (from Cavity) | | Series 1 |
| Switching Frequency | | 15000 cycles/hr |
| Viscosity Range | 60 - 2500 SUS | 10 - 600 cSt |
| Solenoid Tube Diameter | .75 in. | 19 mm |
| Valve Hex Size | 7/8 in. | 22,2 mm |
| Valve Installation Torque | 30 - 35 lbf ft | 45 - 50 Nm |
| Model Weight | .60 lb | 0,30 kg |
| Seal Kits | | Buna: 990-411-007 |
| Seal Kits | | Viton: 990-411-006 |

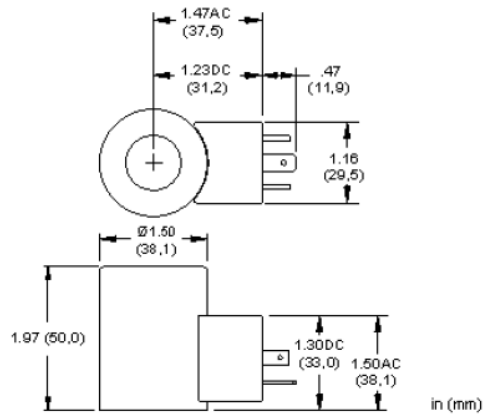
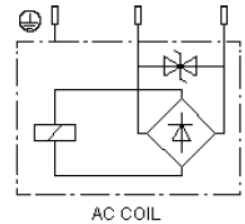


DMDA-XAN

| Control | Spool Configuration | External Material/Seal Material |
|---|---|---------------------------------|
| Preferred Options | | |
| M Manual Override | A Normally Open 1 to 2, Closed 2 to 3 | N Buna-N |
| X No Manual Override | N Normally Open 2 to 3, Closed 1 to 2 | |
| Standard Options | | |
| D Twist/Lock (Dual) Manual Override | B Normally Open 1 to 2, Closed 2 to 3, Closed Transition | V Viton |
| L Twist/Lock (Detent) Manual Override | P Normally Open 1 to 3, Closed 1 to 2 | |
| T Twist/Lock (Momentary) Manual Override | R Normally Open 2 to 3, Closed 1 to 2, Closed Transition | |

115 VAC 50/60 Hz coil with ISO/DIN 43650, Form A connector

Model:
770-211



Technical Data

| | U.S. Units | Metric Units |
|---|------------------------|--------------|
| Arc Suppression | Standard | |
| Maximum Ambient Temperature | 122 °F | 50 °C |
| Maximum Coil Temperature at 68°F (20°C) Ambient | 218°F (105°C) | |
| Operating Voltage Range | +/- 10% nominal | |
| Power Consumption (cold) - at rated voltage | 22 watts | |
| Voltage/Frequency | 115 VAC 50/60 Hz | |
| Connector Environment Rating | IP65 | |
| Duty cycle Rating | 100 % | |
| Connector | ISO/DIN 43650A, Form A | |
| Solenoid Tube Diameter | .75 in. | 19 mm |
| Coil Nut Torque | 4.5 lbf in. | 0,5 Nm |
| Model Weight | 0.55 lb. | 0.25 kg. |


Technical Features

- Coil windings utilize Class N, (392° F [200 °C] rated) magnet wire.
- A TVS surge suppression diode is built into DC coils. Nominal breakdown voltage; 250V. Model code 1.5 KE250CA. Steady state power dissipation @ 75°C is 6.5 W and peak pulse dissipation is 1500 W for 1 ms, nonrepetitive.
- Alternating current (AC) coils are DC coils that contain an integral full wave rectifier, model code 2W10G, molded into the coil. Because of this, there is no pull-in current and coils don't burn out if something prevents the valve from shifting.
- Power cable with mating connector is required and is not included with product.
- RoHS compliant. Restricted materials less than 0.1% total by weight.

Anexo F. Valores de k para diferentes tipos de puntos singulares.

| Tipo de singularidad | K |
|---|--------------------|
| Válvula de compuerta totalmente abierta | 0,2 |
| Válvula de compuerta mitad abierta | 5,6 |
| Curva de 90° | 1,0 |
| Curva de 45° | 0,4 |
| Válvula de pie | 2,5 |
| Emboque (entrada en una tubería) | 0,5 |
| Salida de una tubería | 1,0 |
| Ensanchamiento brusco | $(1-A_1/A_2)^2$ |
| Reducción brusca de sección (Contracción) | $0,5(1-A_1/A_2)^2$ |

Anexo G. Dimensiones sellos mecánicos.



DistriSellos E.U.
"DONDE LA INGENIERIA Y LA EXPERIENCIA HACEN LA DIFERENCIA"
O'RING MEDIDAS STANDARD

| MEDIDA UNIVERSAL | MEDIDA EN PULGADAS | | |
|------------------|--------------------|-------------------|---------|
| | DIAMETRO INTERIOR | DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR |
| -001 | 1/32 | 3/32 | 1/32 |
| -002 | 3/64 | 9/64 | 3/64 |
| -003 | 1/16 | 3/16 | 1/16 |
| -004 | 5/64 | 13/64 | 1/16 |
| -005 | 3/32 | 7/32 | 1/16 |
| -006 | 1/8 | 1/4 | 1/16 |
| -007 | 5/32 | 9/32 | 1/16 |
| -008 | 3/16 | 5/16 | 1/16 |
| -009 | 7/32 | 11/32 | 1/16 |
| -010 | 1/4 | 3/8 | 1/16 |
| -011 | 5/16 | 7/16 | 1/16 |
| -012 | 3/8 | 1/2 | 1/16 |
| -013 | 7/16 | 9/16 | 1/16 |
| -014 | 1/2 | 5/8 | 1/16 |
| -015 | 9/16 | 11/16 | 1/16 |
| -016 | 5/8 | 3/4 | 1/16 |
| -017 | 11/16 | 13/16 | 1/16 |
| -018 | 3/4 | 7/8 | 1/16 |
| -019 | 13/16 | 15/16 | 1/16 |
| -020 | 7/8 | 1 | 1/16 |
| -021 | 15/16 | 1 1/16 | 1/16 |
| -022 | 1 | 1 1/8 | 1/16 |
| -023 | 1 1/16 | 1 3/16 | 1/16 |
| -024 | 1 1/8 | 1 1/4 | 1/16 |
| -025 | 1 3/16 | 1 5/16 | 1/16 |
| -026 | 1 1/4 | 1 3/8 | 1/16 |
| -027 | 1 5/16 | 1 7/16 | 1/16 |
| -028 | 1 3/8 | 1 1/2 | 1/16 |
| -029 | 1 1/2 | 1 5/8 | 1/16 |
| -030 | 1 5/8 | 1 3/4 | 1/16 |
| -031 | 1 3/4 | 1 7/8 | 1/16 |
| -032 | 1 7/8 | 2 | 1/16 |
| -033 | 2 | 2 1/8 | 1/16 |
| -034 | 2 1/8 | 2 1/4 | 1/16 |
| -035 | 2 1/4 | 2 3/8 | 1/16 |
| -036 | 2 3/8 | 2 1/2 | 1/16 |
| -037 | 2 1/2 | 2 5/8 | 1/16 |
| -038 | 2 5/8 | 2 3/4 | 1/16 |
| -039 | 2 3/4 | 2 7/8 | 1/16 |
| -040 | 2 7/8 | 3 | 1/16 |
| -041 | 3 | 3 1/8 | 1/16 |
| -042 | 3 1/4 | 3 3/8 | 1/16 |
| -043 | 3 1/2 | 3 5/8 | 1/16 |
| -044 | 3 3/4 | 3 7/8 | 1/16 |
| -045 | 4 | 4 1/8 | 1/16 |
| -046 | 4 1/4 | 4 3/8 | 1/16 |
| -047 | 4 1/2 | 4 5/8 | 1/16 |
| -048 | 4 3/4 | 4 7/8 | 1/16 |
| -049 | 5 | 5 1/8 | 1/16 |
| -050 | 5 1/4 | 5 3/8 | 1/16 |

| MEDIDA UNIVERSAL | MEDIDA EN PULGADAS | | |
|------------------|--------------------|-------------------|---------|
| | DIAMETRO INTERIOR | DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR |
| -138 | 2 1/8 | 2 5/16 | 3/32 |
| -139 | 2 3/16 | 2 3/8 | 3/32 |
| -140 | 2 1/4 | 2 7/16 | 3/32 |
| -141 | 2 5/16 | 2 1/2 | 3/32 |
| -142 | 2 3/8 | 2 9/16 | 3/32 |
| -143 | 2 7/16 | 2 5/8 | 3/32 |
| -144 | 2 9/16 | 2 3/4 | 3/32 |
| -145 | 2 5/8 | 2 13/16 | 3/32 |
| -146 | 2 3/4 | 2 7/8 | 3/32 |
| -147 | 2 11/16 | 2 7/8 | 3/32 |
| -148 | 2 3/4 | 2 15/16 | 3/32 |
| -149 | 2 13/16 | 3 | 3/32 |
| -150 | 2 7/8 | 3 1/16 | 3/32 |
| -151 | 3 | 3 3/16 | 3/32 |
| -152 | 3 1/4 | 3 7/16 | 3/32 |
| -153 | 3 1/2 | 3 11/16 | 3/32 |
| -154 | 3 3/4 | 3 15/16 | 3/32 |
| -155 | 4 | 4 3/16 | 3/32 |
| -156 | 4 1/4 | 4 7/16 | 3/32 |
| -157 | 4 1/2 | 4 11/16 | 3/32 |
| -158 | 4 3/4 | 4 15/16 | 3/32 |
| -159 | 5 | 5 3/16 | 3/32 |
| -160 | 5 1/4 | 5 7/16 | 3/32 |
| -161 | 5 1/2 | 5 11/16 | 3/32 |
| -162 | 5 3/4 | 5 15/16 | 3/32 |
| -163 | 6 | 6 3/16 | 3/32 |
| -164 | 6 1/4 | 6 7/16 | 3/32 |
| -165 | 6 1/2 | 6 11/16 | 3/32 |
| -166 | 6 3/4 | 6 15/16 | 3/32 |
| -167 | 7 | 7 3/16 | 3/32 |
| -168 | 7 1/4 | 7 7/16 | 3/32 |
| -169 | 7 1/2 | 7 11/16 | 3/32 |
| -170 | 7 3/4 | 7 15/16 | 3/32 |
| -171 | 8 | 8 3/16 | 3/32 |
| -172 | 8 1/4 | 8 7/16 | 3/32 |
| -173 | 8 1/2 | 8 11/16 | 3/32 |
| -174 | 8 3/4 | 8 15/16 | 3/32 |
| -175 | 9 | 9 3/16 | 3/32 |
| -176 | 9 1/4 | 9 7/16 | 3/32 |
| -177 | 9 1/2 | 9 11/16 | 3/32 |
| -178 | 9 3/4 | 9 15/16 | 3/32 |

| MEDIDA UNIVERSAL | MEDIDA EN PULGADAS | | |
|------------------|--------------------|-------------------|---------|
| | DIAMETRO INTERIOR | DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR |
| -234 | 3 | 3 1/4 | 1/8 |
| -235 | 3 1/8 | 3 3/8 | 1/8 |
| -236 | 3 1/4 | 3 1/2 | 1/8 |
| -237 | 3 3/8 | 3 5/8 | 1/8 |
| -238 | 3 1/2 | 3 3/4 | 1/8 |
| -239 | 3 5/8 | 3 7/8 | 1/8 |
| -240 | 3 3/4 | 4 | 1/8 |
| -241 | 3 7/8 | 4 1/8 | 1/8 |
| -242 | 4 | 4 1/4 | 1/8 |
| -243 | 4 1/8 | 4 3/8 | 1/8 |
| -244 | 4 1/4 | 4 1/2 | 1/8 |
| -245 | 4 3/8 | 4 5/8 | 1/8 |
| -246 | 4 1/2 | 4 3/4 | 1/8 |
| -247 | 4 5/8 | 4 7/8 | 1/8 |
| -248 | 4 3/4 | 5 | 1/8 |
| -249 | 4 7/8 | 5 1/8 | 1/8 |
| -250 | 5 | 5 1/4 | 1/8 |
| -251 | 5 1/8 | 5 3/8 | 1/8 |
| -252 | 5 1/4 | 5 1/2 | 1/8 |
| -253 | 5 3/8 | 5 5/8 | 1/8 |
| -254 | 5 1/2 | 5 3/4 | 1/8 |
| -255 | 5 5/8 | 5 7/8 | 1/8 |
| -256 | 5 3/4 | 6 | 1/8 |
| -257 | 5 7/8 | 6 1/8 | 1/8 |
| -258 | 6 | 6 1/4 | 1/8 |
| -259 | 6 1/4 | 6 1/2 | 1/8 |
| -260 | 6 1/2 | 6 3/4 | 1/8 |
| -261 | 6 3/4 | 7 | 1/8 |
| -262 | 7 | 7 1/4 | 1/8 |
| -263 | 7 1/4 | 7 1/2 | 1/8 |
| -264 | 7 1/2 | 7 3/4 | 1/8 |
| -265 | 7 3/4 | 8 | 1/8 |
| -266 | 8 | 8 1/4 | 1/8 |
| -267 | 8 1/4 | 8 1/2 | 1/8 |
| -268 | 8 1/2 | 8 3/4 | 1/8 |
| -269 | 8 3/4 | 9 | 1/8 |
| -270 | 9 | 9 1/4 | 1/8 |
| -271 | 9 1/4 | 9 1/2 | 1/8 |
| -272 | 9 1/2 | 9 3/4 | 1/8 |
| -273 | 9 3/4 | 10 | 1/8 |
| -274 | 10 | 10 1/4 | 1/8 |
| -275 | 10 1/2 | 10 3/4 | 1/8 |
| -276 | 11 | 11 1/4 | 1/8 |
| -277 | 11 1/2 | 11 3/4 | 1/8 |
| -278 | 12 | 12 1/4 | 1/8 |
| -279 | 13 | 13 1/4 | 1/8 |
| -280 | 14 | 14 1/4 | 1/8 |
| -281 | 15 | 15 1/4 | 1/8 |
| -282 | 16 | 16 1/4 | 1/8 |
| -283 | 17 | 17 1/4 | 1/8 |
| -284 | 18 | 18 1/4 | 1/8 |

| MEDIDA UNIVERSAL | MEDIDA EN PULGADAS | | |
|------------------|--------------------|-------------------|---------|
| | DIAMETRO INTERIOR | DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR |
| -333 | 2 1/2 | 2 7/8 | 3/16 |
| -334 | 2 5/8 | 3 | 3/16 |
| -335 | 2 3/4 | 3 1/8 | 3/16 |
| -336 | 2 7/8 | 3 1/4 | 3/16 |
| -337 | 3 | 3 3/8 | 3/16 |
| -338 | 3 1/8 | 3 1/2 | 3/16 |
| -339 | 3 1/4 | 3 5/8 | 3/16 |
| -340 | 3 3/8 | 3 3/4 | 3/16 |
| -341 | 3 1/2 | 3 7/8 | 3/16 |
| -342 | 3 5/8 | 4 | 3/16 |
| -343 | 3 3/4 | 4 1/8 | 3/16 |
| -344 | 3 7/8 | 4 1/4 | 3/16 |
| -345 | 4 | 4 3/8 | 3/16 |
| -346 | 4 1/8 | 4 1/2 | 3/16 |
| -347 | 4 1/4 | 4 5/8 | 3/16 |
| -348 | 4 3/8 | 4 3/4 | 3/16 |
| -349 | 4 1/2 | 4 7/8 | 3/16 |
| -350 | 4 5/8 | 5 | 3/16 |
| -351 | 4 3/4 | 5 1/8 | 3/16 |
| -352 | 4 7/8 | 5 1/4 | 3/16 |
| -353 | 5 | 5 3/8 | 3/16 |
| -354 | 5 1/8 | 5 1/2 | 3/16 |
| -355 | 5 1/4 | 5 5/8 | 3/16 |
| -356 | 5 3/8 | 5 3/4 | 3/16 |
| -357 | 5 1/2 | 5 7/8 | 3/16 |
| -358 | 5 5/8 | 6 | 3/16 |
| -359 | 5 3/4 | 6 1/8 | 3/16 |
| -360 | 5 7/8 | 6 1/4 | 3/16 |
| -361 | 6 | 6 3/8 | 3/16 |
| -362 | 6 1/4 | 6 5/8 | 3/16 |
| -363 | 6 1/2 | 6 7/8 | 3/16 |
| -364 | 6 3/4 | 7 1/8 | 3/16 |
| -365 | 7 | 7 3/8 | 3/16 |
| -366 | 7 1/4 | 7 5/8 | 3/16 |
| -367 | 7 1/2 | 7 7/8 | 3/16 |
| -368 | 7 3/4 | 8 1/8 | 3/16 |
| -369 | 8 | 8 3/8 | 3/16 |
| -370 | 8 1/4 | 8 5/8 | 3/16 |
| -371 | 8 1/2 | 8 7/8 | 3/16 |
| -372 | 8 3/4 | 9 1/8 | 3/16 |
| -373 | 9 | 9 3/8 | 3/16 |
| -374 | 9 1/4 | 9 5/8 | 3/16 |
| -375 | 9 1/2 | 9 7/8 | 3/16 |
| -376 | 9 3/4 | 10 1/8 | 3/16 |
| -377 | 10 | 10 3/8 | 3/16 |
| -378 | 10 1/2 | 10 7/8 | 3/16 |
| -379 | 11 | 11 3/8 | 3/16 |
| -380 | 11 1/2 | 11 7/8 | 3/16 |
| -381 | 12 | 12 3/8 | 3/16 |
| -382 | 13 | 13 3/8 | 3/16 |
| -383 | 14 | 14 3/8 | 3/16 |
| -384 | 15 | 15 3/8 | 3/16 |
| -385 | 16 | 16 3/8 | 3/16 |
| -386 | 17 | 17 3/8 | 3/16 |
| -387 | 18 | 18 3/8 | 3/16 |
| -388 | 19 | 19 3/8 | 3/16 |
| -389 | 20 | 20 3/8 | 3/16 |
| -390 | 21 | 21 3/8 | 3/16 |

| MEDIDA UNIVERSAL | MEDIDA EN PULGADAS | | |
|------------------|--------------------|-------------------|---------|
| | DIAMETRO INTERIOR | DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR |
| -446 | 8 1/2 | 9 | 1/4 |
| -447 | 9 | 9 1/2 | 1/4 |
| -448 | 9 1/2 | 10 | 1/4 |
| -449 | 10 | 10 1/2 | 1/4 |
| -450 | 10 1/2 | 11 | 1/4 |
| -451 | 11 | 11 1/2 | 1/4 |
| -452 | 11 1/2 | 12 | 1/4 |
| -453 | 12 | 12 1/2 | 1/4 |
| -454 | 12 1/2 | 13 | 1/4 |
| -455 | 13 | 13 1/2 | 1/4 |
| -456 | 13 1/2 | 14 | 1/4 |
| -457 | 14 | 14 1/2 | 1/4 |
| -458 | 14 1/2 | 15 | 1/4 |
| -459 | 15 | 15 1/2 | 1/4 |
| -460 | 15 1/2 | 16 | 1/4 |
| -461 | 16 | 16 1/2 | 1/4 |
| -462 | 16 1/2 | 17 | 1/4 |
| -463 | 17 | 17 1/2 | 1/4 |
| -464 | 17 1/2 | 18 | 1/4 |
| -465 | 18 | 18 1/2 | 1/4 |
| -466 | 18 1/2 | 19 | 1/4 |
| -467 | 19 | 19 1/2 | 1/4 |

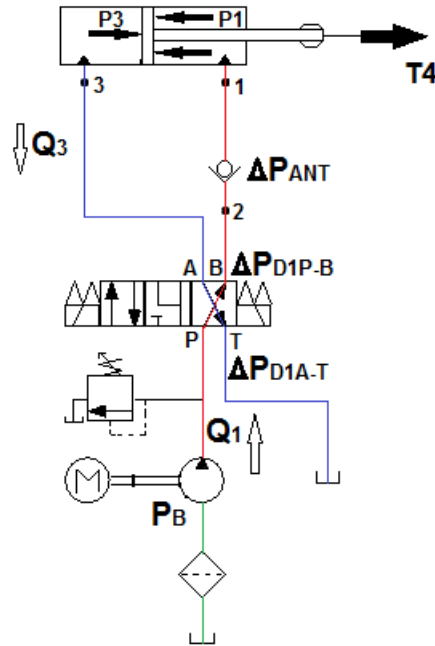
| REF | MEDIDAS |
|--------|-----------------|
| RC-040 | 10 x 20 x 4 |
| RC-012 | 10.5 x 32 x 7 |
| RP-001 | ESPECIAL |
| RP-002 | ESPECIAL |
| RI-008 | ESPECIAL |
| RI-009 | ESPECIAL |
| RI-030 | ESPECIAL |
| RI-025 | ESPECIAL |
| RC-024 | 14.3 x 28.5 x 8 |
| RI-016 | 15 x 25 x 7 |
| RI-022 | 15 x 26.3 x 6.5 |
| RI-019 | 15 x 35 x 7 |
| AG-012 | 16 x 29 x 10 |
| RI-004 | 16 x 32 x 6.50 |
| RI-021 | 17 x 28.5 x 5.5 |
| RC-025 | 17 x 28 x 8 |
| RC-022 | 17 x 32 x 7 |
| RI-001 | 17 x 32 x 8 |
| RI-023 | 18 x 30 x 7 |
| RC-006 | 18 x 30 x 7 |
| RC-017 | 18 x 32 x 7 |
| RI-011 | 6835 |
| RC-021 | 19 x 32 x 6 |
| RI-003 | 19 x 33.3 x 7 |
| RC-005 | 19 x 33.3 x 7 |
| RC-015 | 20 x 30 x 6 |
| RC-003 | 20 x 32 x 7 |
| RC-018 | 20 x 35 x 8 |
| RI-013 | 20 x 35 x 8 |
| RC-002 | 20 x 40 x 8 |
| RC-016 | 20 x 40 x 7 |
| RC-013 | 20.6 x 35 x 6.3 |
| RC-014 | 20.6 x 39.6 x 6 |
| RI-002 | 22 x 37 x 7.5 |
| RC-007 | 22.2 x 35 x 6.3 |
| RI-017 | 22.2 x 35 x 6.3 |
| RC-042 | 24 x 36 x 8 |
| RC-008 | 25 x 38 x 7.5 |
| RI-001 | 26 x 35 x 5 |
| RI-010 | 27 x 38.3 x 7 |
| RC-009 | 27 x 38.3 x 7 |
| RI-000 | 31.8 x 44.5 x 7 |
| RC-019 | 38 x 51 x 8 |
| RC-020 | 38 x 52 x 8 |
| RC-041 | 40 x 55 x 7 |
| RC-011 | 41.3 x 54 x 7 |
| RC-023 | 44.5 x 58.8 x 8 |
| RI-005 | 45 x 54 x 6.5 |
| RI-007 | 50 x 65 x 7 |
| RC-004 | 50 x 65 x 7 |
| RI-006 | 52 x 61.8 x 6 |
| RE-001 | ESPECIAL |
| RI-024 | ESPECIAL |

Anexo H. Materiales y esfuerzos para el diseño de resortes.

| MATERIAL | $E \cdot 10^{-6}$ Kg/cm ² | $G \cdot 10^{-6}$ Kg/cm ² | ESFUERZO DE CALCULO SSD KG/CM ² | Traccion Minima Su Kg/cm ² (no bobinado) | Max esfuerzo comprimido a cierre Ss (Sys aproximado) | Resistencia a la fatiga Son Kg/cm ² (R=0) |
|--|---|---|--|---|--|---|
| Numero columna ⇒ | (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) |
| Revenido en aceite ASTM A229 | 2.038 | 0.8085 | 0.324*Su | 12250/Dw ^{0.19} [0.081<Dw<1.27] | 0.6*Su Q=7350; x=0.19 | 3625/Dw ^{0.1} [0.10<Dw<0.38] |
| Estirado en frio ASTM A227 | 2.038 | 0.8085 | 0.2754*Su | 11750/Dw ^{0.19} [0.07<Dw<1.587] | 0.5*Su Q=5875; x=0.19 | 2895/Dw ^{0.14} [0.381<Dw<1.587] |
| Alambre cuerda piano ASTM A228 | 2.109 | 0.8437 | 0.324*Su | 15420/Dw ^{0.19} [0.01<Dw<0.487] | 0.5*Su Q=7710; x=0.154 [0.07<Dw<0.488] 13350 Kg/cm ² max | 4060/Dw ^{0.154} [0.045<Dw<0.457] 6468 Kg/cm ² max |
| Acero al carbono VSQ(s); ASTM A230 | 2.109 | 0.8085 | 0.324*Su | 14040/Dw ^{0.1} [0.236<Dw<0.635] | 0.5*Su Q=7020; x=0.1 [0.236<Dw<0.635] | 3962/Dw ^{0.15} [0.236<Dw<0.635] |
| Acero Cr-V VSQ(s) ASTM A232 | 2.109 | 0.8085 | 0.324*Su | 13790/Dw ^{0.166} [0.081<Dw<1.109] | 0.6*Su Q=8270; x=0.166 | Lo mismo que para A230 [0.07<Dw<1.27] |
| Acero Cr-Si ASTM A401 | 2.038 | 0.8085 | 0.324*Su | 15690/Dw ^{0.107} [0.081<Dw<0.952] | 0.6*Su Q=9414; x=0.107 | Lo mismo que para A230 [0.081<Dw<0.952] |

Anexo I. Cálculos aproximados de la presión requerida por la bomba para subir y bajar la carga.

PRESIÓN DE LA BOMBA PARA SUBIR LA CARGA



$$P_2 = P_b - \Delta P_{D1P-B} \quad (1)$$

$$P_1 = P_2 - \Delta P_{ANT} \quad (2)$$

$$\frac{P_1 A_{an}}{A_{an}} = \frac{T_4}{A_{an}} + \frac{P_3 A_P}{A_{an}}$$

$$\rightarrow P_1 = P_w + \beta P_3 \quad (3)$$

$$P_T = P_3 - \Delta P_{D1A-T} \quad (4), \text{ Donde:}$$

$$Q_1 = 12 \text{ gpm} \left(2.772 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \right)$$

$$A_p = \pi \text{ in}^2$$

$$A_{an} = \frac{3\pi}{4} \text{ in}^2$$

Asumiendo pérdidas en la Válvula direccional principal de 100 psi y en accesorios de 30 psi.

$$\Delta P_{D1P-B} \approx 100 \text{ psi}$$

$$\Delta P_{ANT} \approx 13 \text{ psi}$$

$$\Delta p \approx 30 \text{ psi}$$

$$P_T \approx 0 \text{ psi}$$

$$P_w = 813,1 \text{ psi}$$

$$\beta = 1,3333$$

$$\rightarrow Q_1 = VA_{an} \rightarrow V = \frac{Q_1}{A_{an}} = \frac{2.772}{\frac{3\pi}{4}}$$

$$\rightarrow V = 1.176 \frac{\text{in}}{\text{min}}$$

$$\rightarrow V = 50 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$Q_3 = 1.176 * \pi$$

$$\rightarrow Q_3 = 3.696 \frac{\text{in}^3}{\text{min}}$$

$$\rightarrow Q_3 \approx 16 \text{ gpm}$$

$$Q_1 = k \overline{\Delta P_{D1P-B}} \rightarrow k = \frac{12}{100} = 1,2$$

$$\rightarrow \Delta P_{D1A-T} = \frac{Q_3}{K}^2$$

$$\Delta P_{D1A-T} = \frac{16}{1.2}^2$$

$$\Delta P_{D1A-T} = 178 \text{ psi}$$

De (1) $P_b = P_2 + \Delta P_{D1P-B}$ Ahora (4) en (3); (3) en (2) y (2) en (1)
obtenemos:

$$P_b = P_w + \beta P_T + \Delta P_{D1A-T} + \Delta P_{ANT} + \Delta P_{D1P-B}$$

$$\rightarrow P_b = P_w + \Delta P_{D1P-B} + \beta \Delta P_{D1A-T} + \Delta P_{ANT} + \Delta P_{\text{accesorios}}$$

$$\rightarrow P_b = 813,1 + 100 + 1,3333 \times 178 + 13 + 30 = 1.193 \text{ psi}$$

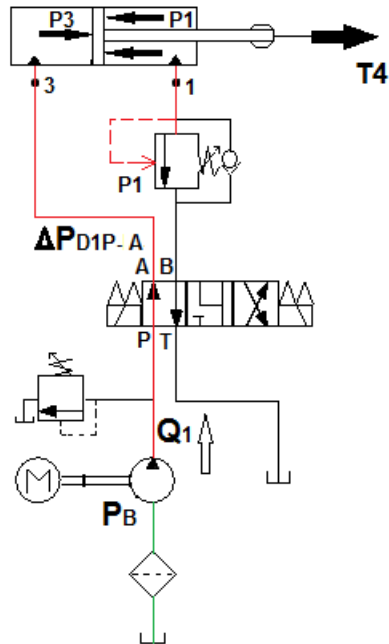
$$\rightarrow P_b = \mathbf{1.193 \text{ psi}}$$

PRESIÓN DE LA BOMBA PARA BAJAR LA CARGA

ACCIÓN DIRECTA:

P_{tc} = Presión taraje válvula contrabalance.

P_{acdir} = Presión acción directa.



$$P_3 = P_b - \Delta P_{D1P-A} \quad (1)$$

$$P_1 = P_w + \beta P_3 \quad (2)$$

$$P_1 = P_{tc} \quad (3)$$

$$P_{tc} = 1.800 \text{ psi}$$

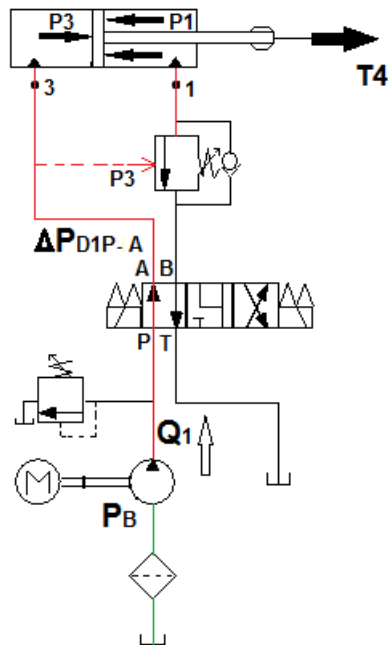
$$\rightarrow P_1 = P_{tc} = 1.800 \text{ psi}$$

$$\text{En (2)} \quad P_3 = \frac{P_1 - P_w}{\beta} = \frac{1.800 - 813,1}{1,3333} = 740,2 \text{ psi}$$

$$\text{En (1)} \quad P_b = P_3 + \Delta P_{D1P-A} + \Delta \rho_{acc} = 740,2 + 100 + 30 = 870,2 \text{ psi}$$

$$\rightarrow P_b = 870,2 \text{ psi}$$

ACCIÓN REMOTA:



$$P_3 = P_b - \Delta P_{D1P-A} \quad (1)$$

$$P_1 = P_w + \beta P_3 \quad (2)$$

$$P_3 = P_p \quad (3)$$

$$P_3 = \frac{P_{tc}}{5} \quad (4)$$

Relación de área en 5:1

$$P_3 = \frac{1.800}{5} = 360 \text{ psi}$$

$$\rightarrow P_3 = P_p = 360 \text{ psi}$$

$$\text{En (2)} \rightarrow P_1 = 813,1 + 1,3333 \times 360$$

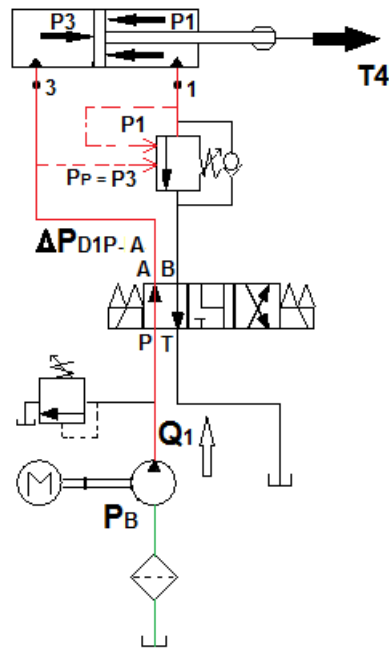
$$\rightarrow P_1 = 1.293,1 \text{ psi}$$

$$\text{Y en (1)} \rightarrow P_b = P_3 + \Delta P_{D1P-A} + \Delta P_{acc}$$

$$\rightarrow P_b = 360 + 100 + 30 = 490 \text{ psi}$$

$$\rightarrow P_b = 490 \text{ psi}$$

FRENADO:



$$P_3 = P_b - \Delta P_{D1P-A} \quad (1)$$

$$P_1 = P_w + \beta P_3$$

$$P_3 = P_p$$

$$\rightarrow P_1 = P_w + \beta P_p \quad (2)$$

$$\alpha:5:1$$

$$\rightarrow P_{tc} = P_1 + \alpha P_p \quad \rightarrow \quad P_p = \frac{P_{tc} - P_1}{\alpha} \quad (3)$$

$$\rightarrow 2 \text{ en } 3 \text{ y despejo } P_p$$

$$\rightarrow P_p = \frac{P_{tc} - P_w}{\alpha + \beta} = \frac{1.800 - 813,1}{5 + 1,333}$$

$$\rightarrow P_p = 156 \text{ psi}$$

$$\rightarrow P_3 = 156 \text{ psi}$$

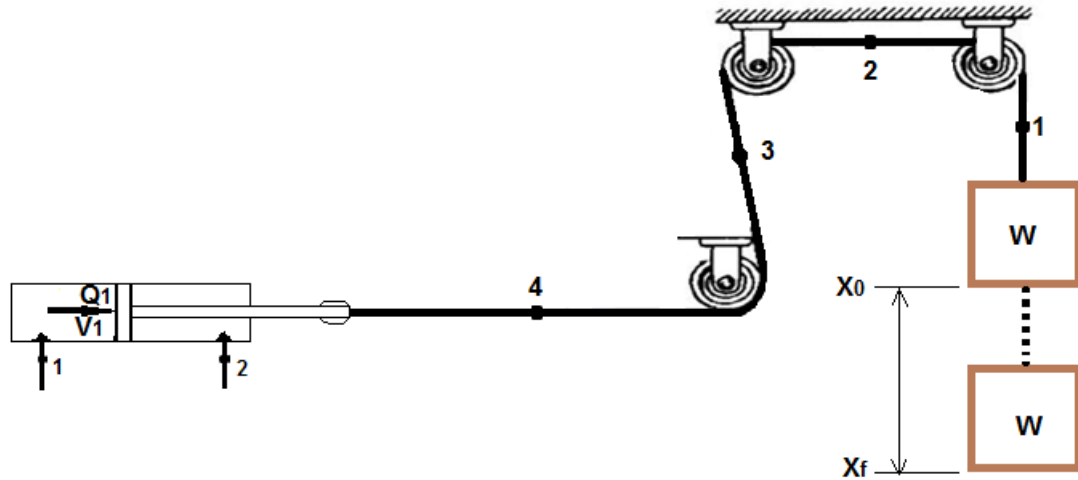
$$\rightarrow \text{en } 1$$

$$\rightarrow P_b = P_3 + \Delta P_{D1P-A} + \Delta P_{acc}$$

$$\rightarrow P_b = 156 + 100 + 30 = 286 \text{ psi}$$

$$\rightarrow \mathbf{P_b = 286 psi}$$

Anexo J. Diseño cable metálico.



Cálculo del tiempo necesario para frenar la carga w en 10 cm: Despreciando masas y fricción en poleas:

$$\rightarrow A_p = \pi \text{ in}^2$$

$$Q_1 = 12 \text{ gpm} \quad 2.772 \frac{\text{in}^3}{\text{min}}$$

$$Q_1 = V_1 A_p \rightarrow V_1 = \frac{Q_1}{A_p} = \frac{2.772}{\pi} = 882.355 \frac{\text{in}}{\text{min}} \quad 37.353 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow V_1 = 37.353 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow V_o = V_1 = 37.353 \frac{\text{cm}}{\text{s}} \rightarrow V_f^2 - V_o^2 = 2a X_f - X_o$$

$$X_o = 0$$

$$t_o = 0$$

$$V_f = 0$$

$$X_f = 10\text{cm}$$

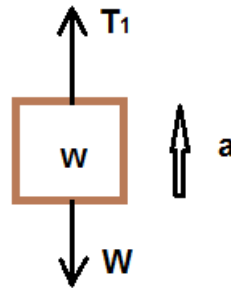
$$a = ?$$

$$-\frac{37.353^2}{2 \times 10} = a \rightarrow a = -69.762 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2}$$

$$V_f = V_o + at \rightarrow t = \frac{V_f - V_o}{a} = \frac{0 - 37.353}{-69.762} = 0.535 \text{ s}$$

→ $t = 0.535 \text{ s}$, Cumpliendo los requerimientos exigidos.

DCL Masa:



$$\rightarrow f = ma \rightarrow -w + T_1 = ma \rightarrow T_1 = w + ma$$

$$\rightarrow T_1 = mg + ma \rightarrow T_1 = m g + a$$

$$\rightarrow T_1 = 1.200 \ 9,81 + 0,698 = 12.609,15 \text{ N}$$

$$\rightarrow T_1 = 2.834,650 \text{ lbf}$$

Como se despreció la masa y la fricción en la polea, entonces la tensión en el punto 4

$$T_1 = T_4 = 2.834,650 \text{ lbf.}$$

Estáticamente: $T_1 = mg = 1.200 \times 9,81 = 11.772 \text{ N}$

$$T_1 = T_4 = 2.646,451 \text{ lbf}$$

Diseño del cable metálico: En el anexo k se muestran las propiedades de los cables metálicos.

Criterio estático: Cable IPS $S_u = 16.870 \text{ kg/cm}^2 \text{ } 240.000 \text{ psi}$ 6x19

N = (Factor de seguridad)

Para cables de labor, elevación y grúas N = 3 – 9.

$$ft = 1.200 \text{ kg } 2.645,5 \text{ lbf}$$

Diámetro del cable $\rightarrow Dr = \frac{3}{8} \text{ in} \rightarrow 0,375 \text{ in}$; Diámetro polea $\rightarrow \frac{D_{Smin}=30Dr}{D_{Sdeseable}=45Dr}$

Tomando un $D_{smedio} = 37,5Dr$ $\rightarrow D_{smed} = 37,5 \times \frac{3}{8} = 14 \text{ in}$

$$fu = 6,1 T_{on} \text{ } 12.200 \text{ lbf} ; \quad D_w = 0,067Dr$$

$$A_m = 0,4Dr^2 \text{ in}^2$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$N = \frac{fu - fb}{ft}; \quad fb = Sb * Am = \frac{E * D_w * Am}{D_s} \rightarrow N = (fu - \frac{E * D_w * Am}{D_s}) / ft$$

$$\rightarrow N = \frac{12.200 - 30 \times 10^6 * 0,067 * 0,375 * 0,4 \frac{0,375^2}{14}}{2.645,5472} = \frac{12.200 - 3.028,5}{2.645,5472}$$

$\rightarrow N = 3.5$ El peso del cable se depreció.

Criterio dinámico:

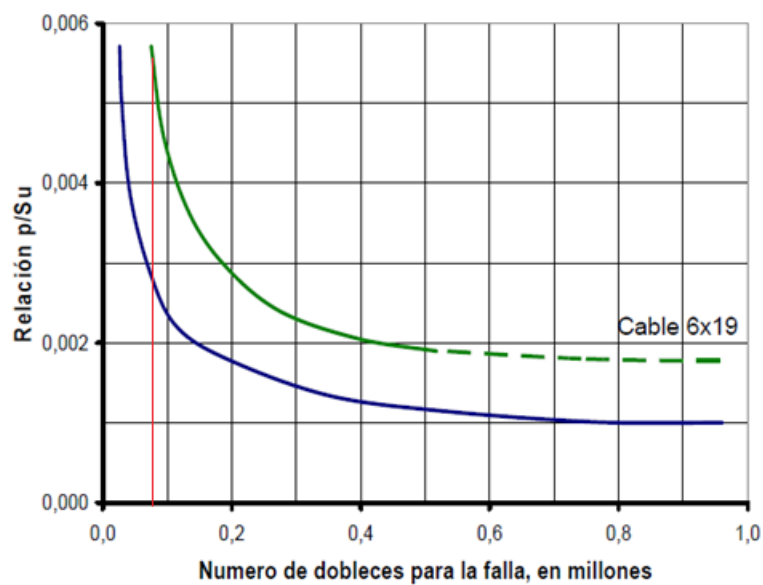
$$a = 69,762 \frac{cm}{s^2}; \quad ft = 2.834,650 \text{ lbf}$$

$$N = 1,3 \quad Su = 240.000 \text{ psi}$$

$$DsDr = \frac{2N_D ft}{\frac{P}{Su} * Su}; \quad P = \frac{2ft}{DsDr}$$

$$\rightarrow \frac{P}{Su} = \frac{2N_D ft}{DsDr Su} = \frac{2 * 1,3 * 2.834,650}{14 * 0,375 * 240.000} = 0,00585$$

Según la figura 17.30 (Diseño de elementos de máquinas de Faires), el # de flexiones = $0,8 \times 10^5$ hasta la rotura.



Flexiones hasta la rotura = $0,8 \times 10^5 = 80.000$, son muchas para una duración de varios años.

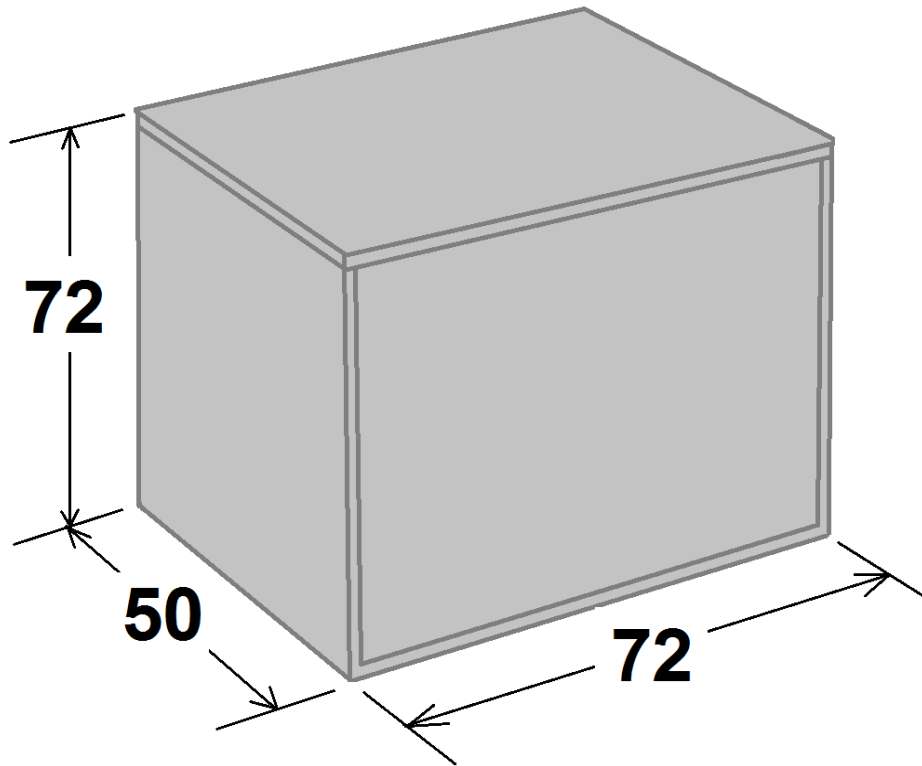
Anexo K. Propiedades de cables metálicos.

TABLA AT 28' PROPIEDADES DE CABLES METÁLICOS (unidades inglesas)

Peso aproximado del cable w en libras por pie; D_c = diámetro del cable; D_p = diámetro de la polea; A_m = área de metal en la sección transversal, en pulgadas cuadradas; E_r = módulo de elasticidad del cable; los valores I.P.S. son válidos para acero de arados; M.P.S. para acero dulce de arados. Todos los valores son para cable con núcleo de fibra. En los cálculos *preliminares* puede ser de utilidad *estimar* las resistencias máximas en función de D_c ; por ejemplo, para cable 6×19 : calidad VHS, $F_u \approx 48 D_c^2$ tons; calidad IPS, $F_u \approx 42 D_c^2$; calidad PS, $F_u \approx 36 D_c^2$; calidad MPS, $F_u \approx 32 D_c^2$ tons. Multiplicar los valores dados por 1,075 para obtener la resistencia del cable tipo IWRC. Para acero de tracción de 6×19 , será un valor seguro $F_u = (0,87) \times (F_u \text{ para MPS})$.

| DIÁMETRO DEL CABLE D_c pulg | Cable metálico 6×7 $w \approx 1,52D_c^2$ lb/pie D_p min. = $42D_c$ pulg D_p deseable = $72D_c$ pulg | Cable metálico 6×19 $w \approx 1,6D_c^2$ lb/pie D_p min. = $30D_c$ pulg D_p deseable = $45D_c$ pulg | Cable metálico 6×37 $w = 1,55D_c^2$ D_p min = $18D_c$ pulg D_p deseable = $27D_c$ pulg $D_p \approx 0,048D_c$ pulg $A_m \approx 0,4D_c^2$ $E_r \approx 12 \times 10^6$ psi | | | | | |
|---|---|---|---|--------|-------|--------|--------|-------|
| | $D_w \approx 0,111D_c$ $A_m \approx 0,38D_c^2$ pulg ² $E_r \approx 13 \times 10^6$ psi | $D_w \approx 0,067D_c$ $A_m \approx 0,4D_c^2$ pulg ² $E_r \approx 12 \times 10^6$ psi IWRC: $w \approx 1,76D_c^2$ lb/pie | IWRC: $w \approx 1,71D_c^2$ | | | | | |
| RESISTENCIA NOMINAL A LA ROTURA EN TONELADAS DE 200 LIBRAS, F_u | | | | | | | | |
| | I.P.S. | P.S. | M.P.S. | I.P.S. | P.S. | M.P.S. | I.P.S. | P.S. |
| $1/4$ | 2,64 | 2,30 | 2,00 | 2,74 | 2,39 | 2,07 | 2,59 | 2,25 |
| $5/16$ | 4,10 | 3,56 | 3,10 | 4,26 | 3,71 | 3,22 | 4,03 | 3,50 |
| $3/8$ | 5,86 | 5,10 | 4,43 | 6,10 | 5,31 | 4,62 | 5,77 | 5,02 |
| $7/16$ | 7,93 | 6,90 | 6,00 | 8,27 | 7,19 | 6,25 | 7,82 | 6,80 |
| $1/2$ | 10,3 | 8,96 | 7,79 | 10,7 | 9,35 | 8,13 | 10,2 | 8,85 |
| $5/8$ | 13,0 | 11,3 | 9,82 | 13,5 | 11,8 | 10,2 | 12,9 | 11,2 |
| $3/4$ | 15,9 | 13,9 | 12,0 | 16,7 | 14,5 | 12,6 | 15,8 | 13,7 |
| $7/8$ | 22,7 | 19,8 | 17,2 | 23,8 | 20,7 | 18,0 | 22,6 | 19,6 |
| 1 | 30,7 | 26,7 | 23,2 | 32,2 | 28,0 | 24,3 | 30,6 | 26,6 |
| $1 1/8$ | 39,7 | 34,5 | 30,0 | 41,8 | 36,4 | 31,6 | 39,8 | 34,6 |
| $1 1/4$ | 49,8 | 43,3 | 37,7 | 52,6 | 45,7 | 39,8 | 50,1 | 43,5 |
| $1 1/2$ | 61,0 | 53,0 | 46,1 | 64,6 | 56,2 | 48,8 | 61,5 | 53,5 |
| $1 3/8$ | 73,1 | 63,6 | 55,3 | 77,7 | 67,5 | 58,8 | 74,1 | 64,5 |
| $1 1/2$ | 86,2 | 75,0 | 65,2 | 92,0 | 80,0 | 69,6 | 87,9 | 76,4 |
| $1 5/8$ | | | | 107,0 | 93,4 | 81,2 | 103,0 | 89,3 |
| $1 3/4$ | | | | 124,0 | 108,0 | 93,6 | 119,0 | 103,0 |
| $1 7/8$ | | | | 141,0 | 123,0 | 107,0 | 136,0 | 118,0 |
| 2 | | | | 160,0 | 139,0 | 121,0 | 154,0 | 134,0 |
| $2 1/8$ | | | | 179,0 | 156,0 | | 173,0 | 150,0 |
| $2 1/4$ | | | | 200,0 | 174,0 | | 193,0 | 168,0 |
| $2 1/2$ | | | | 244,0 | 212,0 | | 236,0 | 205,0 |
| $2 3/4$ | | | | 292,0 | 254,0 | | 284,0 | 247,0 |

Anexo L. Diseño caja metálica.



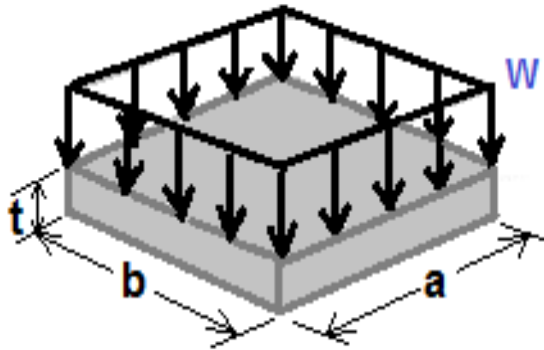
Medidas caja → $50\text{cm} \times 72\text{cm} \times 72\text{cm}$

Para diseñar la caja metálica tomamos la placa o lámina inferior de ella que es la que soporta los mayores esfuerzos:

Supondremos la lámina empotrada por los bordes cargada uniformemente en toda la superficie:

$$a = 72\text{cm}$$

$$b = 50\text{cm}$$



Según libro: FÓRMULAS FOR STRESS AND STRAIN Cap. 10, página 205 No. 41, como se puede apreciar en el anexo M.

Para una lámina empotrada por los bordes y cargada uniformemente en toda la superficie:

$$Sb_{max} = \frac{0.5 * w * b^2}{t^2 * 1 + 0,623 \alpha^6}, \text{ Donde:}$$

$a, b \rightarrow$ Dimensiones lámina

$t =$ Espesor lámina

Sb_{max} = Esfuerzo tensión máximo en el centro de los bordes largos.

$$W = 1.200 \text{ kg}$$

$$A = a * b = 72 * 50 = 3.600 \text{ cm}^2$$

$$t = \frac{3}{16} \text{ in } (0,476 \text{ cm}) \rightarrow \text{ Lámina HR.}$$

$$w = \frac{W}{A} = \frac{1.200}{3.600} = 0,3333 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\frac{a}{b} = \frac{72}{50} = 1,4$$

Según tabla Cap. 10, pág 218 mismo libro: $\alpha = 0,0226$, (anexo M)

| Caso No. | Coef. | a/b | | | | | | |
|----------|---------------------|-----|-----|-----|-----|--------|-----|-----|
| | | 1 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 |
| | | | | | | | | |
| 41 | β α | | | | | 0.0226 | | |

$$\rightarrow Sb_{max} = \frac{0.5 * w * b^2}{t^2 (1 + 0.623 \alpha^6)} = \frac{0.5 * 0.3333 * 50^2}{0.476^2 (1 + 0.623 * 0.0226^6)} = 1.837 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\rightarrow Sb_{max} = 1.837 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} ; \text{ como la lámina es de hierro HR}$$

$\sigma_y = 29.000 \text{ psi}$ $2.039 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ → Según Mechanical engineering handbook, apéndice c, tabla C5, (ver anexo N).

$$\rightarrow N = \frac{\sigma_y}{Sb_{max}} = \frac{2.039}{1.837} = 1.11 \rightarrow \text{muy bajo}$$

$$\rightarrow \text{con } t = \frac{1}{4} \text{ in } 0.635 \text{ cm} \rightarrow Sb_{max} = 1.033,34 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\rightarrow N = 1.97 \cong 2 \rightarrow t = \frac{1}{4} \text{ in}$$

Anexo M. Formulas for stress and strain.

| | | | | | | | |
|---|--|-------------------|---|---|-----------------|--------|--------|
| All edges fixed 41. Uniform load over entire surface | $\text{(At centers of long edges)} s_s = \frac{0.5wb^2}{t^2(1+0.623\alpha^2)} = \text{Max } s \quad \text{(At centers of short edges)} s_s = \frac{0.25wb^2}{t^2}$ $\text{(At center)} s_s = -\frac{0.75wb^2}{t^2(3+4\alpha^2)} \quad s_s = -\frac{0.054wb^2(1+2\alpha^2-\alpha^4)}{t^2} \quad \text{Max } y = -\frac{0.0284wb^4}{Et^2(1+1.056\alpha^2)}$ <p style="text-align: center; font-size: small;">(Formula for s_s from coefficients of Ref. 7. $\nu = 0.3$. Other formulas due to Westergaarde, Ref. 9. $\nu = 0$)</p> | | | | | | |
| All edges fixed 42. Uniform load over small concentric circular area of radius r_0 | $\text{(At center)} s_s = -\frac{3W}{2\pi mt^2} \left[(m+1) \log \frac{b}{2r_0} + 5(1-\alpha) \right] = \text{Max } s, y = \frac{\beta(m^2-1)Wb^2}{m^2Et^2}, \text{ where } \beta \text{ has values as follows:}$ <table style="margin-left: auto; margin-right: auto; border: none;"> <tr> <td style="padding: 0 10px;">$\frac{a}{b} = 4$</td> <td style="padding: 0 10px;">2</td> <td style="padding: 0 10px;">1</td> </tr> <tr> <td style="padding: 0 10px;">$\beta = 0.072$</td> <td style="padding: 0 10px;">0.0816</td> <td style="padding: 0 10px;">0.0624</td> </tr> </table> <p style="text-align: center; font-size: small;">(Approximate stress formula by linear interpolation between stress in square plate and in infinitely long strip, Ref. 6)</p> | $\frac{a}{b} = 4$ | 2 | 1 | $\beta = 0.072$ | 0.0816 | 0.0624 |
| $\frac{a}{b} = 4$ | 2 | 1 | | | | | |
| $\beta = 0.072$ | 0.0816 | 0.0624 | | | | | |
| Long edges fixed, short edges supported 43. Uniform load over entire surface | $\text{(At centers of long edges)} s_s = \frac{wb^2}{2t^2(1+0.2\alpha^2)} = \text{Max } s$ $\text{(At center)} s_s = -\frac{wb^2}{4t^2(1+0.4\alpha^2)} \quad s_s = -\frac{3wb^2(1+0.3\alpha^2)}{40t^2}$ <p style="text-align: center; font-size: small;">(Formulas from Ref. 9. $\nu = 0$)</p> | | | | | | |
| Short edges fixed, long edges supported 44. Uniform load over entire surface | $\text{(At centers of short edges)} s_s = \frac{0.75wb^2}{t^2(1+0.8\alpha^2)} = \text{Max } s$ $\text{(At center)} s_s = -\frac{0.75wb^2}{t^2(1+0.8\alpha^2+6\alpha^4)} \quad s_s = \frac{0.09wb^2(1+3\alpha^2)}{t^2(1+\alpha^2)}$ <p style="text-align: center; font-size: small;">(Ref. 9. $\nu = 0$)</p> | | | | | | |

COEFFICIENTS FOR RECTANGULAR PLATES WITH SMALL DEFLECTIONS

| Case No. | Coef. | a/b | | | | | | | | | | | |
|----------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|----------|
| | | 1 | 1.1 | 1.2 | 1.3 | 1.4 | 1.5 | 1.6 | 1.7 | 1.8 | 1.9 | 2 | ∞ |
| 36 | β | 0.2874 | 0.3318 | 0.3756 | 0.4158 | 0.4518 | 0.4872 | 0.5172 | 0.5448 | 0.5688 | 0.5910 | 0.6102 | 0.7500 |
| | α | 0.0443 | 0.0530 | 0.0616 | 0.0697 | 0.0770 | 0.0843 | 0.0906 | 0.0964 | 0.1017 | 0.1064 | 0.1106 | 0.1422 |
| 37 | β | 0.564 | 0.440 | 0.349 | 0.275 | 0.211 | 0.165 | 0.124 | 0.0950 | 0.072 | 0.0560 | 0.041 | 0 |
| | α | 0.1265 | 0.1381 | 0.1478 | 0.1560 | 0.1621 | 0.1671 | 0.1714 | 0.1746 | 0.1769 | 0.1787 | 0.1803 | 0.1849 |
| 41 | β | 0.3078 | 0.3486 | 0.3834 | 0.4122 | 0.4356 | 0.4542 | 0.4680 | 0.4794 | 0.4872 | 0.4932 | 0.4974 | |
| | α | 0.0138 | 0.0164 | 0.0188 | 0.0209 | 0.0226 | 0.0240 | 0.0251 | 0.0260 | 0.0267 | 0.0272 | 0.0277 | |
| 42 | β | 0.7542 | 0.8310 | 0.8940 | 0.9380 | 0.9624 | 0.9810 | 0.9906 | 0.9960 | 1.000 | 1.000 | 1.004 | |
| | α | 0.0611 | 0.0666 | 0.0706 | 0.0735 | 0.0755 | 0.0768 | 0.0777 | 0.0782 | 0.0786 | 0.0787 | 0.0788 | |
| 43 | β | 0.420 | 0.444 | 0.462 | 0.474 | 0.486 | 0.498 | 0.500 | 0.501 | 0.502 | 0.503 | 0.504 | 0.498 |
| | α | 0.0209 | 0.0228 | 0.0243 | 0.0255 | 0.0262 | 0.0270 | 0.0273 | 0.0276 | 0.0279 | 0.0282 | 0.0284 | 0.0284 |
| 44 | β | 0.42 | 0.474 | 0.522 | 0.564 | 0.600 | 0.630 | 0.654 | 0.6720 | 0.690 | 0.702 | 0.714 | 0.750 |
| | α | 0.0209 | 0.0274 | 0.0340 | 0.0424 | 0.0502 | 0.0582 | 0.0658 | 0.0730 | 0.0799 | 0.0863 | 0.0987 | 0.1422 |

Anexo N. Propiedades mecánicas de algunos materiales de ingeniería.

For MN/m² multiply strength in thousands of psi by 6.895.

| No. | Material | Nominal composition | Form and condition | Typical mechanical properties | | | | Comments |
|---|--|---|---|--|-------------------------------------|----------------------------|----------------------|---|
| | | | | Yield strength (0.2% offset), 1000 lb/sq in. | Tensile strength, 1000 lb/sq in. | Elongation, in 2 in., % | Hardness, Brinell | |
| FERROUS ALLOYS | | | | | | | | |
| Ferrous alloys comprise the largest volume of metal alloys used in engineering. The actual range of mechanical properties in any particular grade of alloy steel depends on the particular history and heat treatment. The steels listed in this table are intended to give some idea of the range of properties readily obtainable. Many hundreds of steels are available. Cost is frequently an important criterion in the choice of material; in general the greater the percentage of alloying elements present in the alloy, the greater will be the cost. | | | | | | | | |
| 1 | <i>IRON</i> Ingot iron (Included for comparison) | Fe 99.9 | Hot-rolled Annealed | 29 19 | 45 38 | 26 45 | 90 67 | |
| <i>PLAIN CARBON STEELS</i> | | | | | | | | |
| 2 | AISI-SAE 1020 | C 0.20 Mn 0.45 Si 0.25 Fe bal. | Hot-rolled Hardened (water-quenched, 1000°F-tempered) | 30 62 | 55 90 | 25 25 | 111 179 | Bolts, crankshafts, gears, connecting rods; easily weldable |
| 3 | AISI 1025 | C 0.25 Fe bal. Mn 0.45 | Bar stock Hot-rolled Cold-drawn | 32 54 | 58 64 | 25 15 | 116 126 | |
| 4 | AISI-SAE 1035 | C 0.35 Mn 0.75 | Hot-rolled Cold-rolled | 39 67 | 72 80 | 18 12 | 143 163 | Medium-strength, engineering steel |
| 5 | AISI-SAE 1045 | C 0.45 Fe bal. Mn 0.75 | Bar stock Annealed Hot-rolled Cold-drawn | 73 45 77 | 80 82 91 | 12 16 12 | 170 163 179 | |
| 6 | AISI-SAE 1078 | C 0.78 Fe bal. Mn 0.45 | Bar stock Hot-rolled; spheroidized Annealed | 55 72 | 100 94 | 12 10 | 207 192 | |
| 7 | AISI-SAE 1095 | C 0.95 Fe bal. Mn 0.40 | | | | | | |
| 8 | AISI-SAE 1120 | C 0.2 Mn 0.8 S 0.1 | Cold-drawn | 58 | 69 | — | 137 | Free-cutting, leaded, resulphurized steel; high- speed, automatic machining |
| <i>ALLOY STEELS</i> | | | | | | | | |
| 9 | ASTM A202/56 | C 0.17 Mn 1.2 Cr 0.5 Si 0.75 | Stress-relieved | 45 | 75 | 18 | — | Low alloy; boilers, pressure vessels |
| 10 | AISI 4140 | C 0.40 Si 0.3 Cr 1.0 Mo 0.2 Mn 0.9 | Fully-tempered Optimum properties | 95 132 | 108 150 | 22 18 | 240 — | High strength; gears, shafts |
| 11 | 12% Manganese steel | 12% Mn C | Tempered 600°F Rolled and heat-treated stock | 200 44 | 220 160 | 10 40 | — 170 | Machine tool parts; wear, abrasion-resistant |
| 12 | VASCO 300 | Ni 18.5 Ti 0.6 Co 9.0 C 0.03 Mo 4.8 | Solution treatment 1500°F; aged 900°F | 110 | 150 | 18 | — | Very high strength, maraging, good machining properties in annealed state |
| 13 | T1 (AISI) | W 18.0 V 1.0 Cr 4.0 C 0.7 | Quenched; tempered | | | | R(c) | High speed tool steel, cutting tools, punches, etc. |
| 14 | M2 (AISI) | W 6.5 Mo 5.0 Cr 4.0 C 0.85 V 2.0 | Quenched; tempered | | | | 65-66 | M-grade, cheaper, tougher |
| 15 | Stainless steel type 304 | Ni 9.0 C 0.08 Cr 19.0 max | Annealed; cold-rolled | 35 to 160 | 85 to 185 | 60 8 | 160 to 400 | General purpose, weldable; nonmagnetic austenitic steel |
| 16 | Stainless steel type 316 | Cr 18.0 C 0.10 Ni 11.0 max Mo 2.5 Fe bal. | Annealed | 30 to 120 | 90 to 150 | 50 8 | 165 to 275 | For severe corrosive media, under stress; nonmagnetic austenitic steel |
| 17 | Stainless steel type 431 | Cr 16.0 Si 1.0 Ni 2.0 C 0.20 Mn 1.0 Fe bal. | Annealed Heat-treated | 85 150 | 120 195 | 25 20 | 250 400 | Heat-treated stainless steel, with good mechanical strength; magnetic |

Anexo O. Diseño estructura metálica.

CONTENIDO

1. Descripción.

2. Especificaciones
 - 2.1 Materiales
 - 2.1.1 Superestructura
 - 2.1.2 Subestructura

3. Dimensionamiento y evaluación de la cargas.
 - 3.1 Carga muerta de la estructura

4. Movimientos sísmicos y fuerzas sísmicas.
 - 4.1 Peso de la estructura.
 - 4.1.1 Peso en la parte superior
 - 4.2 Movimientos sísmicos
 - 4.2.1 Período de la edificación.
 - 4.2.2 Espectro de diseño
 - 4.2.3 Cortante basal
 - 4.3 Distribución de las fuerzas sísmicas
 - 4.4 Torsión accidental

5. Verificación de derivas.
 - 5.1 En la dirección X.
 - 5.2 En la dirección Y.

6. Cargas unitarias aplicadas al modelo.

6.2 Cargas vivas aplicadas a la estructura.

7. Diseños.

7.1 Diseño de los ejes de las poleas

7.2 Diseño de los elementos del marco superior.

7.3 Diseño de los elementos restantes.

8. Diseño de la cimentación.

8.1 Área de zapatas.

8.2 Chequeos.

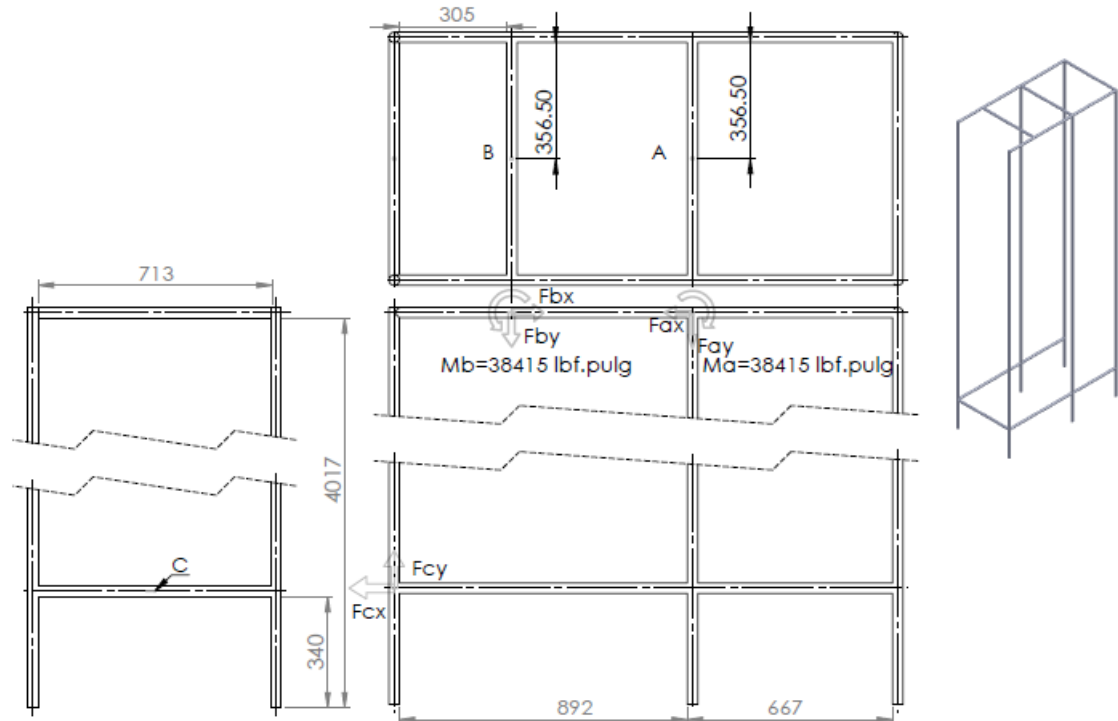
8.3 Vigas de amarre.

1. DESCRIPCIÓN

Se trata de una estructura metálica. La estructura tiene una altura de 4 metros. Está destinada a soportar un equipo de poleas, en zona de amenaza sísmica alta. El sistema estructural, según la NSR-98, es de pórticos de acero con capacidad especial de disipación de energía (DES). Se cimenta en un sistema de zapatas centradas unidas con viga de amarre y enlace.

2. ESPECIFICACIONES

2.1 Materiales



Fay= 2647 lbf
Fbx=Fax=2955 lbf
Fby=Fcy=3298 Lbf
Fcx=3681 Lbf

2.1.1. Superestructura

Acero tipo = ASTM-500

$f_y = 3.220 \text{ kg/cm}^2$

$f_y = 322 \text{ MPa}$

2.1.2 Subestructura

$f'_c = 21 \text{ MPa}$

$f_y = 420 \text{ MPa}$

$E_s = 200.000 \text{ MPa}$

3. DIMENSIONAMIENTO Y EVALUACION DE CARGAS

3.1 Carga Muerta de la Estructura.

La carga muerta de la estructura está compuesta por su peso propio.

Peso propio = 1,758 kN

4. MOVIMIENTOS SÍSMICOS Y FUERZAS SÍSMICAS.

4.1 Peso de la Estructura.

4.1.1 Peso en la parte superior

Peso Superior = 0,879 kN

Peso total superior 0,879 kN

4.2 Movimientos Sísmicos.

Método: Fuerza horizontal equivalente.

Ubicación de la estructura: Bucaramanga

Zona de amenaza sísmica alta

$$A_a = 0,25$$

$$S = 1,2$$

$$I = 1$$

$$R = 7 \times 0,9 = 6,3$$

4.2.1 Período de la edificación.

$$C_t = 0,08$$

$$h_n = 4,017 \text{ m}$$

$$T_a = 0,226995036 \text{ s}$$

4.2.2 Espectro de diseño

$$S_a \text{ calc.} = 1,585937762$$

$$S_a \text{ máx.} = 0,625$$

$$S_a = 0,625$$

4.2.3 Cortante basal

$$V_s = 0,549375 \text{ kN}$$

4.3 Distribución de las Fuerzas Sísmicas.

Como $T < 0,5$ entonces $k = 1$.

| Nivel | h_{pi} | P_i | $P_i \cdot h_{pi}^k$ | C_{vi} | F_s (kN) | E (kN) |
|-------------|----------|-------|----------------------|----------|------------|------------|
| Entrepiso 1 | 4,017 | 0,879 | 3,530943 | 1 | 0,549375 | 0,08720238 |
| | | Sumas | 3,530943 | 1 | 0,549375 | |

4.4 Torsión Accidental.

| Nivel | Brazo en X | Brazo en Y | M_x | M_y |
|-------------|------------|------------|-----------|-----------|
| Entrepiso 1 | 0,5 | 0,3 | 0,2746875 | 0,1648125 |

5. VERIFICACION DE DERIVAS.

Se aplican las fuerzas sísmicas antes calculadas a un modelo matemático de la estructura y se verifica que no hayan sido excedidas las derivas máximas permitidas. (1,0% para pórticos de concreto). El modelo matemático se resuelve mediante el método matricial.

5.1 En la Dirección X:

Se aplica F_s en X, 30% de F_s en Y y el momento por torsión accidental M_x .

| Nivel | Dx | Dy | Dtotal | Drel | Dper | Chequeo |
|-------------|----------|----------|-------------|------------|---------|---------|
| Entrepiso 1 | 0,000732 | 0,000436 | 0,000852009 | 0,00085201 | 0,04017 | OK |

5.2 En la Dirección Y:

Se aplica F_s en Y, 30% de F_s en X y el momento por torsión accidental M_y .

| Nivel | Dx | Dy | Dtotal | Drel | Dper | Chequeo |
|-------------|----------|----------|-------------|------------|---------|---------|
| Entrepiso 1 | 0,000222 | 0,001453 | 0,001469862 | 0,00146986 | 0,04017 | OK |

Los desplazamientos relativos no exceden las derivas permitidas.

6. CARGAS UNITARIAS APLICADAS AL MODELO.

6.1. Cargas Vivas aplicadas a la estructura

NODO A (centro barra superior izquierda)

$$F_x = 13,1445 \text{ kN}$$

$$F_z = -14,6702 \text{ kN}$$

$$M_y = -4,3403 \text{ kN-m}$$

NODO B (centro barra superior derecha)

$$F_x = -13,1445 \text{ kN}$$

$$F_z = -11,7744 \text{ kN}$$

$$M_y = 4,3403 \text{ kN-m}$$

NODO C (centro barra inferior izquierda)

$$F_x = 16,3739 \text{ kN}$$

$$F_z = 14,6702 \text{ kN}$$

7. DISEÑOS.

7.1 Diseño de los ejes de las poleas

Sección = 4 pulgadas

Diámetro real = 11,35 cm

Espesor pared = 2mm

Factores

Fuerza Axial

$$P_u = -1,639 \text{ kN} \quad \phi P_{nc} = 144,629 \text{ kN} \quad 0,01133244$$

Momentos

$$M_u = 4,098 \text{ kN-m} \quad \phi M_n = 5,555 \text{ kN-m} \quad 0,73771377$$

$$Mu = -2,934 \text{ kN-m} \quad \phi Mn = 5,555 \text{ kN-m} \quad 0,52817282$$

Cortante

$$Vu = 11,736 \text{ kN} \quad \phi Vn = 53,863 \text{ kN}$$

$$Vu = 13,099 \text{ kN} \quad \phi Vn = 53,863 \text{ kN}$$

Interacción Axial-Momento-Momento

$$0,01133244 + 0,73771377 + 0,52817282 = 0,9186296$$

7.2. Diseño de los elementos del marco superior.

Sección = 3 pulgadas

Diámetro real = 8,82 cm

Espesor pared = 2mm

Factores

Fuerza Axial

$$Pu = -0,514 \text{ kN} \quad \phi Pnc = 143,075 \text{ kN} \quad 0,00359252$$

Momentos

$$Mu = 3,36 \text{ kN-m} \quad \phi Mn = 5,555 \text{ kN-m} \quad 0,60486049$$

$$Mu = -0,065 \text{ kN-m} \quad \phi Mn = 5,555 \text{ kN-m} \quad 0,01170117$$

Cortante

$$Vu = 3,36 \text{ kN} \quad \phi Vn = 41,616 \text{ kN}$$

$$Vu = 0,275 \text{ kN} \quad \phi Vn = 41,616 \text{ kN}$$

Interacción Axial-Momento-Momento

$$0,00359252 + 0,60486049 + 0,01170117 = 0,60856618$$

7.3. Diseño de los elementos restantes.

Sección = 3 pulgadas

Diámetro real = 8,82 cm

Espesor pared = 2mm

Factores

Fuerza Axial

$P_u = 11,055 \text{ kN}$ $\phi P_{nc} = 105,864 \text{ kN}$ 0,10442643

Momentos

$M_u = -1,148 \text{ kN-m}$ $\phi M_n = 3,32 \text{ kN-m}$ 0,34578313

$M_u = 0,736 \text{ kN-m}$ $\phi M_n = 3,32 \text{ kN-m}$ 0,22168675

Cortante

$V_u = 2,037 \text{ kN}$ $\phi V_n = 36,31 \text{ kN}$

$V_u = 0,964 \text{ kN}$ $\phi V_n = 36,31 \text{ kN}$

Interacción Axial-Momento-Momento

$0,10442643 + 0,34578313 + 0,22168675 = 0,51517087$

8. DISEÑO DE LA CIMENTACIÓN.

8.1 Área de Zapatas.

La cimentación consiste en zapatas centrales unidas con vigas de amarre

Ejemplo de cálculo zapata A-1

Columnas

$$b_w = 300 \text{ mm} \quad h = 250 \text{ mm}$$

Carga de zapatas = Carga muerta + Carga viva

$$q_a = 50 \text{ kPa}$$

$$h_{\text{suelo}} = 0,4 \text{ m}$$

$$d_{\text{suelo}} = 16 \text{ kN/m}^3$$

$$P_{\text{suelo}} = 6,4 \text{ kPa}$$

$$q_e = 43,6 \text{ kPa}$$

$$w_D = 0,334 \text{ kN} \quad w_L = 4,819 \text{ kN}$$

$$w_u = 5,153 \text{ kN}$$

$$A_{\text{req}} = 0,118188073 \text{ m}^2$$

$$X = 0,35 \text{ m}$$

$$Y = 0,35 \text{ m}$$

$$A_{\text{area}} = 0,1225 \text{ m}^2 > 0,118188073 \text{ OK}$$

$$q_u = 70,69306122 \text{ kPa}$$

$$d = 230 \text{ mm}$$

$$b_o = 1.010 \text{ mm}$$

$$H = 320 \text{ mm} \quad \text{Recubrimiento} = 90 \text{ mm}$$

8.2 Chequeos.

$$V_u 1 = -2,048331449 \text{ kN}$$

$$v_u = -0,008817613 \text{ MPa}$$

$$b_c = 0,833333333$$

$$\phi_{vc} 1 = 2,20727396 \text{ MPa} > -0,008817613 \text{ OK}$$

$$\phi_{vc} 2 = 3,605942607 \text{ MPa} > -0,008817613 \text{ OK}$$

$$\phi_{vc} 3 = 1,298396447 \text{ MPa} > -0,008817613 \text{ OK}$$

$$V_u 2 = -5,072227143 \text{ kN}$$

$v_u = -0,063009033 \text{ MPa}$

$\phi_{vc} = 0,649198223 \text{ MPa} > -0,063009033 \text{ OK}$

$M_u = 0,007732054 \text{ kN-m}$

Cuantía 0,0018

$\phi M_n (+) = 12,33003285 \text{ kN-m} > 0,007732054 \text{ OK}$

$A_s = 144,9 \text{ mm}^2$

Refuerzo = 2 No. 4 @ 280mm

Tabla de zapatas

| Nodo | w_u (kN) | A_{req} (m ²) | Lado X | Lado Y | Area | Chequeo |
|------|------------|-----------------------------|--------|--------|--------|---------|
| A1 | -0,204 | -0,0046789 | 0,35 | 0,35 | 0,1225 | OK |
| A2 | -0,204 | -0,0046789 | 0,35 | 0,35 | 0,1225 | OK |
| A3 | 1,826 | 0,04188073 | 0,35 | 0,35 | 0,1225 | OK |
| A4 | 1,826 | 0,04188073 | 0,35 | 0,35 | 0,1225 | OK |
| B1 | 5,153 | 0,11818807 | 0,35 | 0,35 | 0,1225 | OK |
| B2 | 5,153 | 0,11818807 | 0,35 | 0,6 | 0,21 | OK |

8.3 Vigas de Amarre.

$b_w = 250 \text{ mm}$

$d = 200 \text{ mm}$

$h = 250 \text{ mm}$

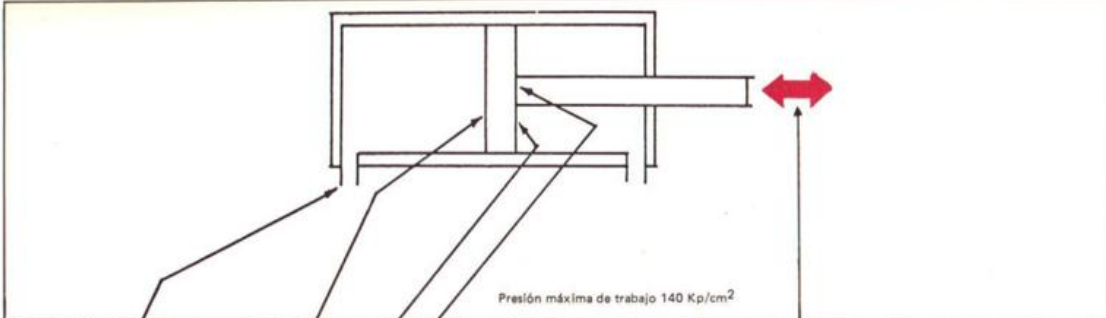
Refuerzo: 4 No. 4 (2 arriba y dos abajo).

Anexo P. Selección cilindro hidráulico.

La selección del cilindro hidráulico se realizó teniendo en cuenta los parámetros siguientes:

$$P = 1.800 \text{ psi} \left(126,6 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right); \quad A = 15,2 \text{ cm}^2; \quad F = P * A = 126,2 * 15,2 = 1.924 \text{ Kgf}$$

Como se puede apreciar en la siguiente tabla el cilindro hidráulico mas cercano a estos parámetros es el de diámetro de 2 “.

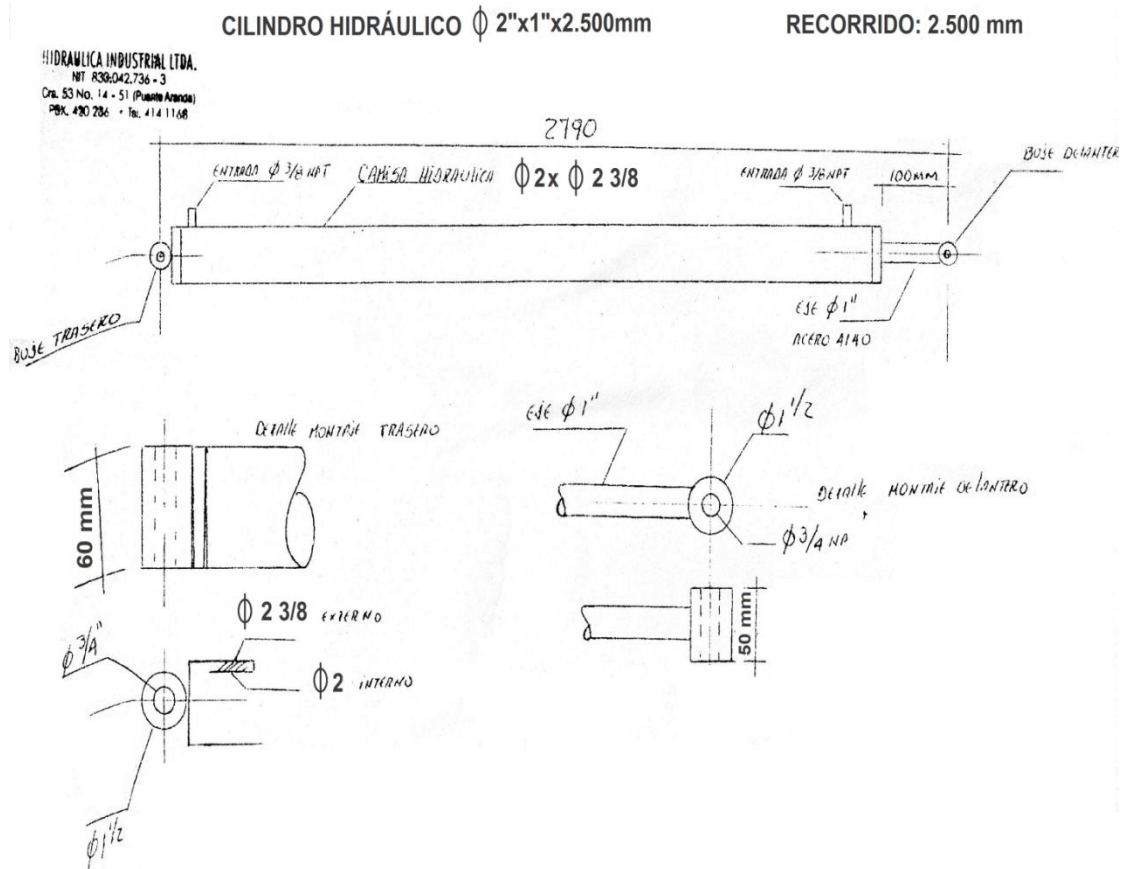


| Diámetro del cilindro | Diámetro de los orificios | Diámetro del vástago | Area en cm ² | | | Relación Area Corona | Fuerza en Kp | | | | | | | |
|-----------------------|---------------------------|-----------------------|-------------------------|--------|---------|----------------------|-----------------------|---------|-----------------------|---------|------------------------|---------|------------------------|---------|
| | | | Total | Corona | Vástago | | 35 Kp/cm ² | | 10 Kp/cm ² | | 105 Kp/cm ² | | 140 Kp/cm ² | |
| | | | | | | | Avance | Retorno | Avance | Retorno | Avance | Retorno | Avance | Retorno |
| 50,8 (2") | 1/2" NPT | 25,4 (1") Normal | 20,3 | 15,2 | 5,1 | 1,33/1,00 | 710 | 532 | 1.420 | 1.064 | 2.130 | 1.596 | 2.840 | 2.128 |
| | | 34,9 (1 3/8") Pesada | | 10,7 | 9,6 | 1,90/1,00 | | 374 | | 749 | | 1.123 | | 1.498 |
| 63,5 (2 1/2") | 1/2" NPT | 25,4 (1") Normal | 31,7 | 26,6 | 5,1 | 1,19/1,00 | 1.109 | 931 | 2.217 | 1.862 | 3.327 | 2.793 | 4.436 | 3.724 |
| | | 34,9 (1 3/8") Média | | 22,1 | 9,6 | 1,43/1,00 | | 773 | | 1.547 | | 2.320 | | 3.094 |
| | | 44,4 (1 3/4") Pesada | | 16,2 | 15,5 | 1,96/1,00 | | 567 | | 1.134 | | 1.701 | | 2.268 |
| 82,5 (3 1/4") | 3/4" NPT | 34,9 (1 3/8") Normal | 53,5 | 43,9 | 9,6 | 1,22/1,00 | 1.872 | 1.536 | 3.745 | 3.073 | 5.617 | 4.609 | 7.490 | 6.146 |
| | | 44,4 (1 3/4") Média | | 38,0 | 15,5 | 1,41/1,00 | | 1.330 | | 2.660 | | 3.990 | | 5.320 |
| | | 50,8 (2") Pesada | | 33,2 | 20,3 | 1,61/1,00 | | 1.162 | | 2.324 | | 3.486 | | 4.648 |
| 101,6 (4") | 3/4" NPT | 44,4 (1 3/4") Normal | 81,0 | 65,5 | 15,5 | 1,24/1,00 | 2.835 | 2.292 | 5.670 | 4.585 | 8.505 | 6.877 | 11.340 | 9.170 |
| | | 50,8 (2") Média | | 60,7 | 20,3 | 1,33/1,00 | | 2.124 | | 4.249 | | 6.373 | | 8.496 |
| | | 63,5 (2 1/2") Pesada | | 49,3 | 31,7 | 1,64/1,00 | | 1.720 | | 3.452 | | 5.178 | | 6.904 |
| 127,0 (5") | 3/4" NPT | 50,8 (2") Normal | 126,7 | 106,4 | 20,3 | 1,19/1,00 | 4.434 | 3.724 | 8.869 | 7.448 | 13.303 | 11.172 | 17.738 | 14.896 |
| | | 63,5 (2 1/2") Média | | 95,0 | 31,7 | 1,33/1,00 | | 3.325 | | 6.650 | | 9.975 | | 13.300 |
| | | 88,9 (3 1/2") Pesada | | 64,6 | 62,1 | 1,96/1,00 | | 2.261 | | 4.522 | | 6.783 | | 9.044 |
| 152,4 (6") | 1" NPT | 63,5 (2 1/2") Normal | 182,3 | 150,6 | 31,7 | 1,21/1,00 | 6.380 | 5.271 | 12.761 | 10.542 | 19.141 | 15.813 | 25.522 | 21.084 |
| | | 88,9 (3 1/2") Média | | 120,3 | 62,1 | 1,52/1,00 | | 4.210 | | 8.421 | | 12.631 | | 16.842 |
| | | 101,6 (4") Pesada | | 101,3 | 81,0 | 1,80/1,00 | | 3.545 | | 7.091 | | 10.633 | | 14.182 |
| 203,2 (8") | 1 1/2" NPT | 88,9 (3 1/2") Normal | 324,1 | 262,0 | 62,1 | 1,23/1,00 | 11.343 | 9.170 | 22.687 | 18.340 | 34.030 | 27.110 | 45.374 | 36.080 |
| | | 114,3 (4 1/2") Média | | 221,6 | 102,5 | 1,46/1,00 | | 7.750 | | 15.512 | | 23.208 | | 31.024 |
| | | 139,7 (5 1/2") Pesada | | 170,9 | 153,2 | 1,90/1,00 | | 5.981 | | 11.963 | | 17.944 | | 23.926 |

Para cilindros de doble vástago, debe utilizarse, para el cálculo, la fuerza de retorno.

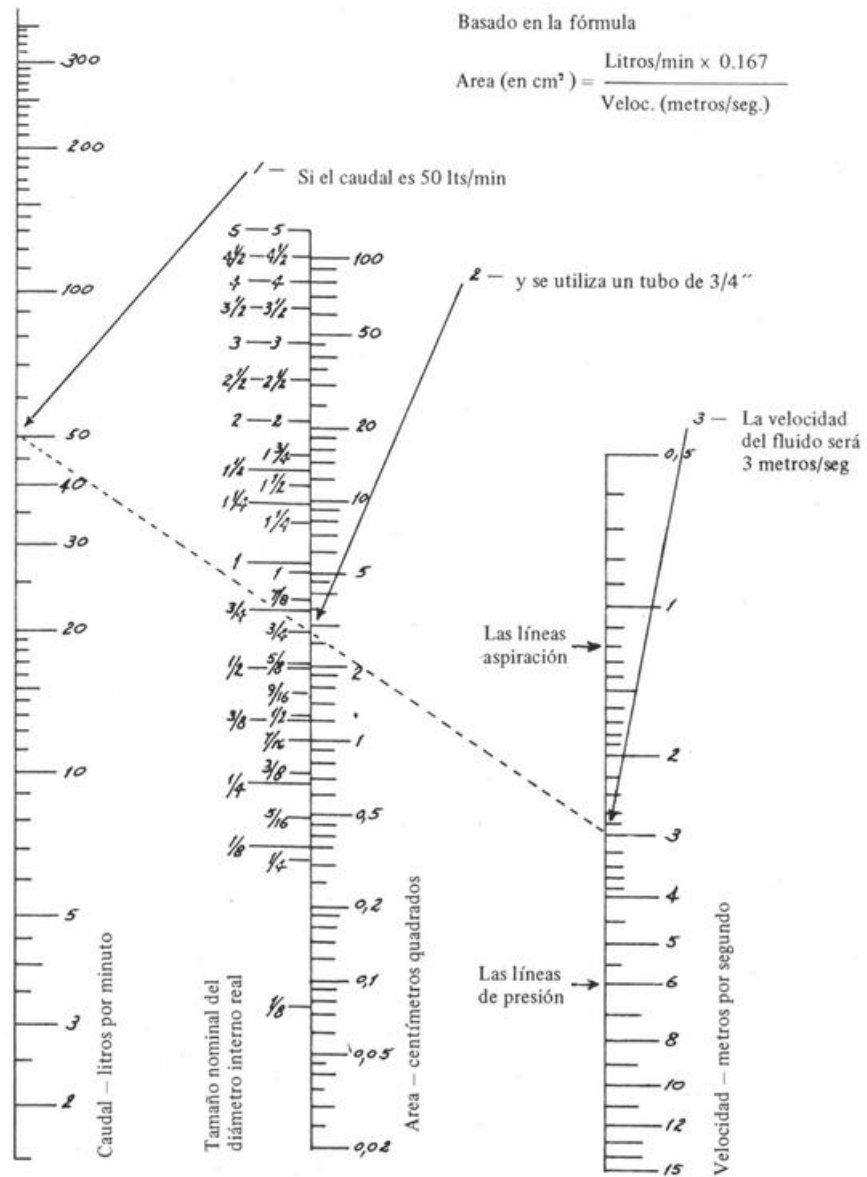
TABLA 2

El siguiente esquema fue proporcionado por HIDRÁULICA INDUSTRIAL LTDA, Empresa a la cual se compró este cilindro.



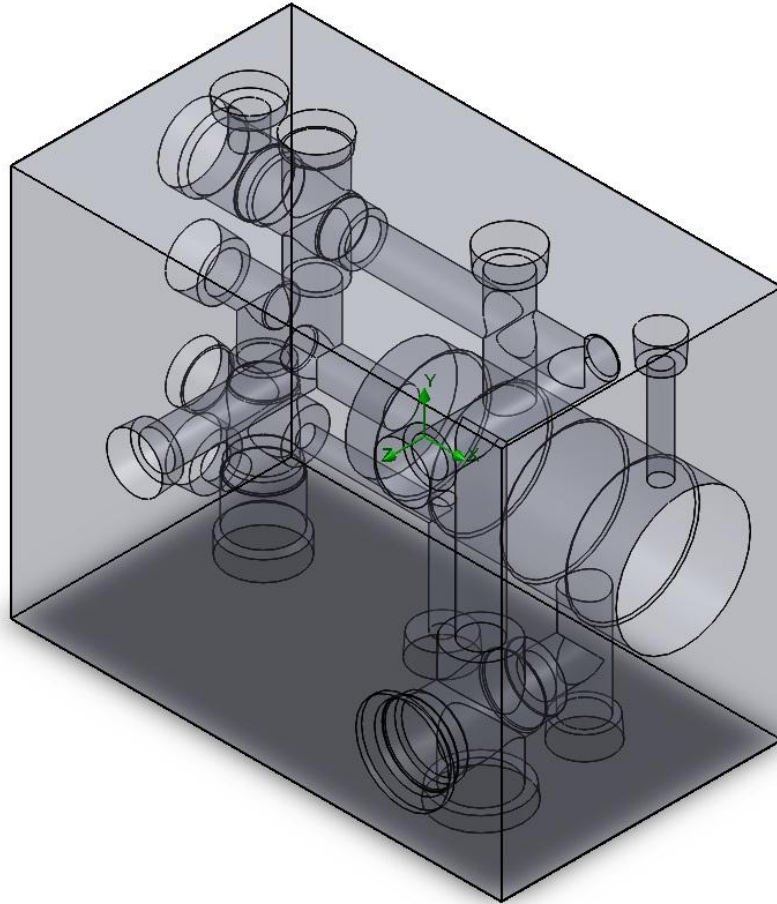
Anexo Q. Selección mangueras hidráulicas.

Tabla de selección para el diámetro interno de las mangueras hidráulicas:

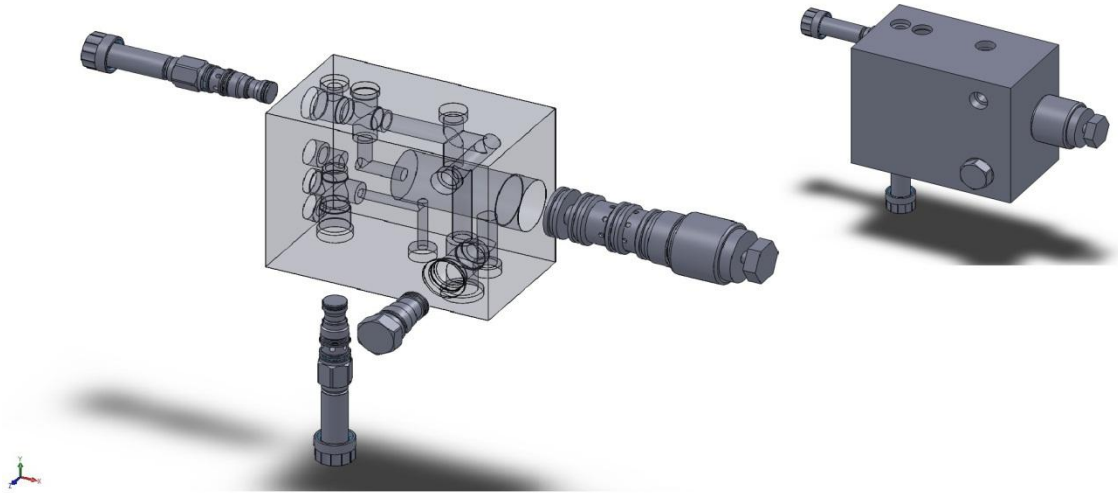


Anexo R. Planos.

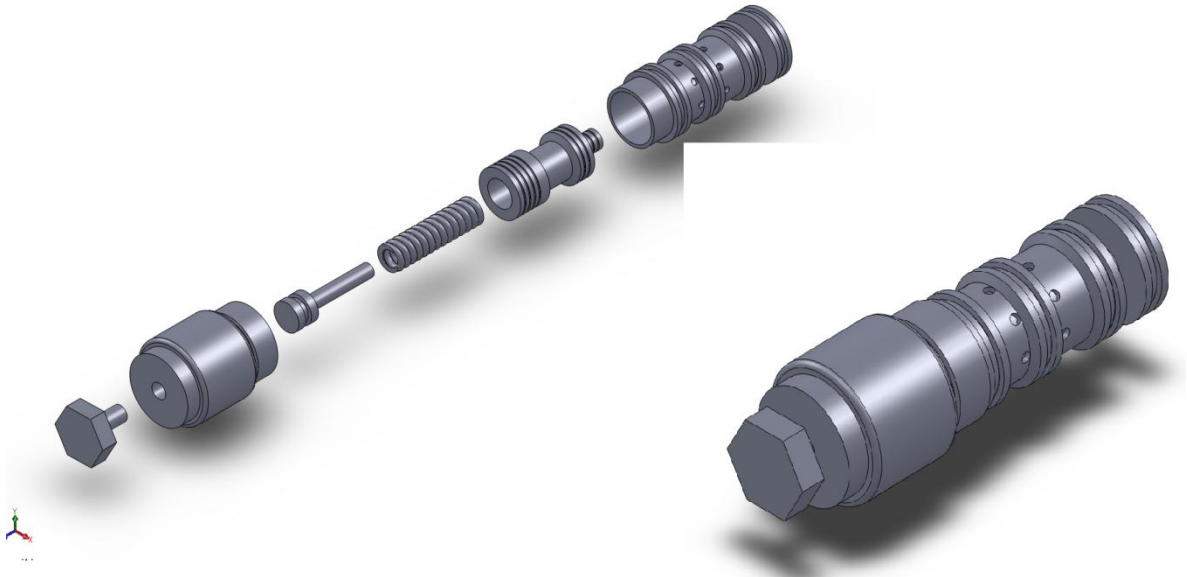
Vista isométrica del manifold.



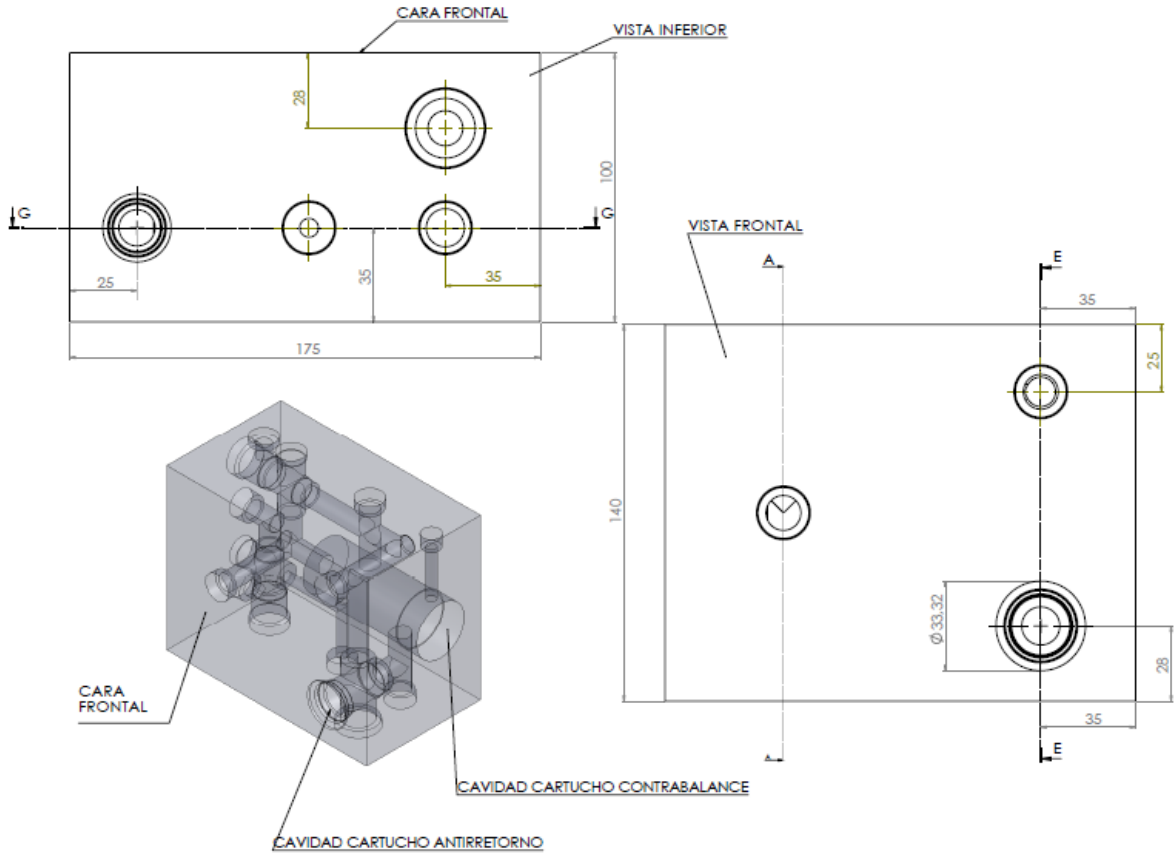
Ensamble cartuchos-manifold.

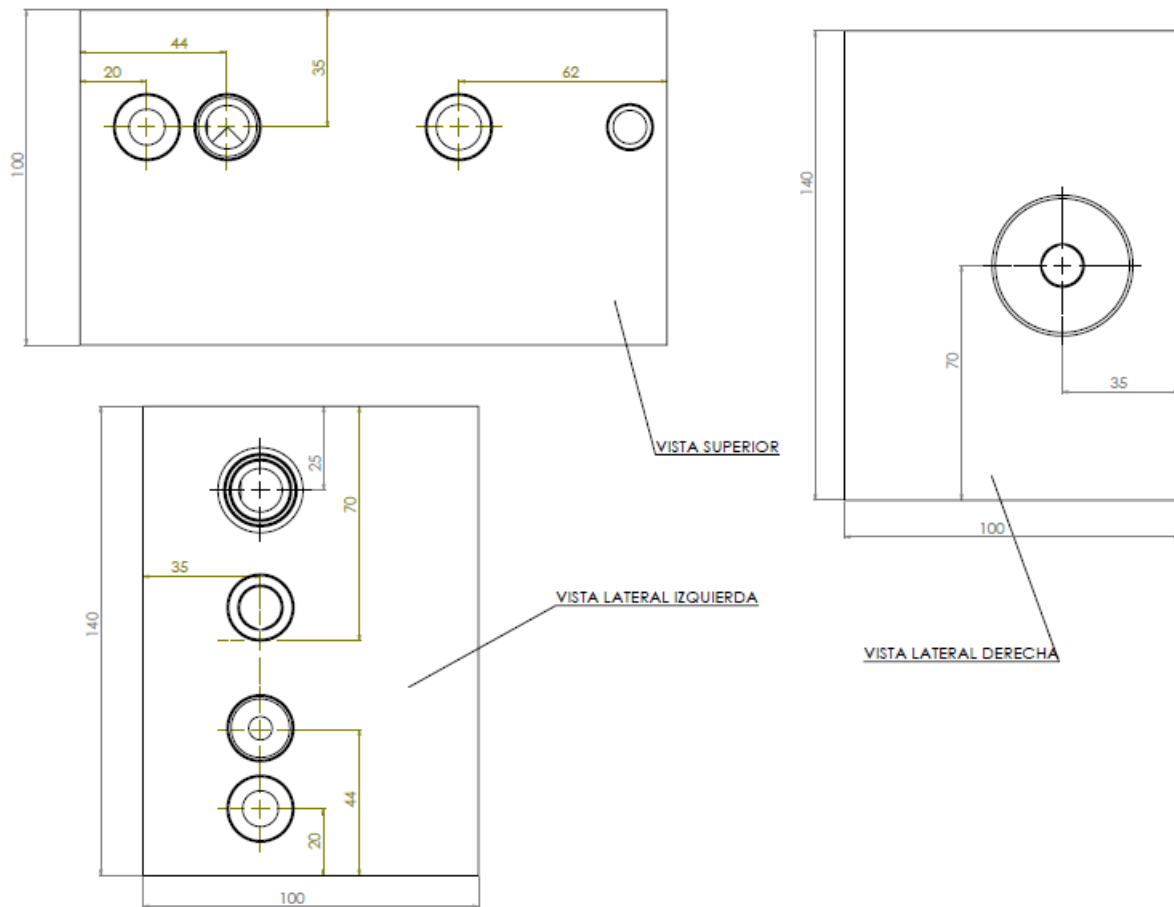


Explosión cartucho contrabalance especial.

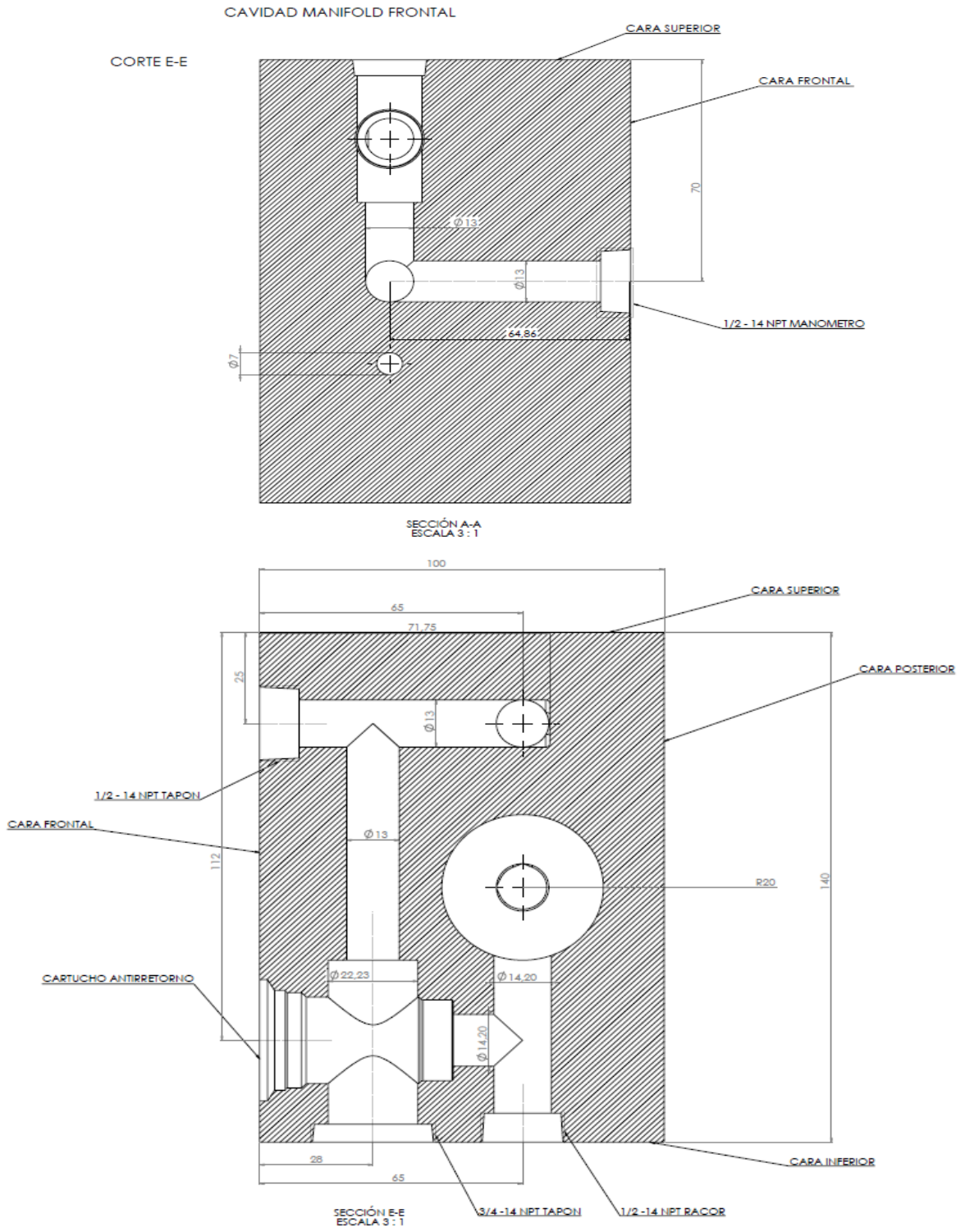


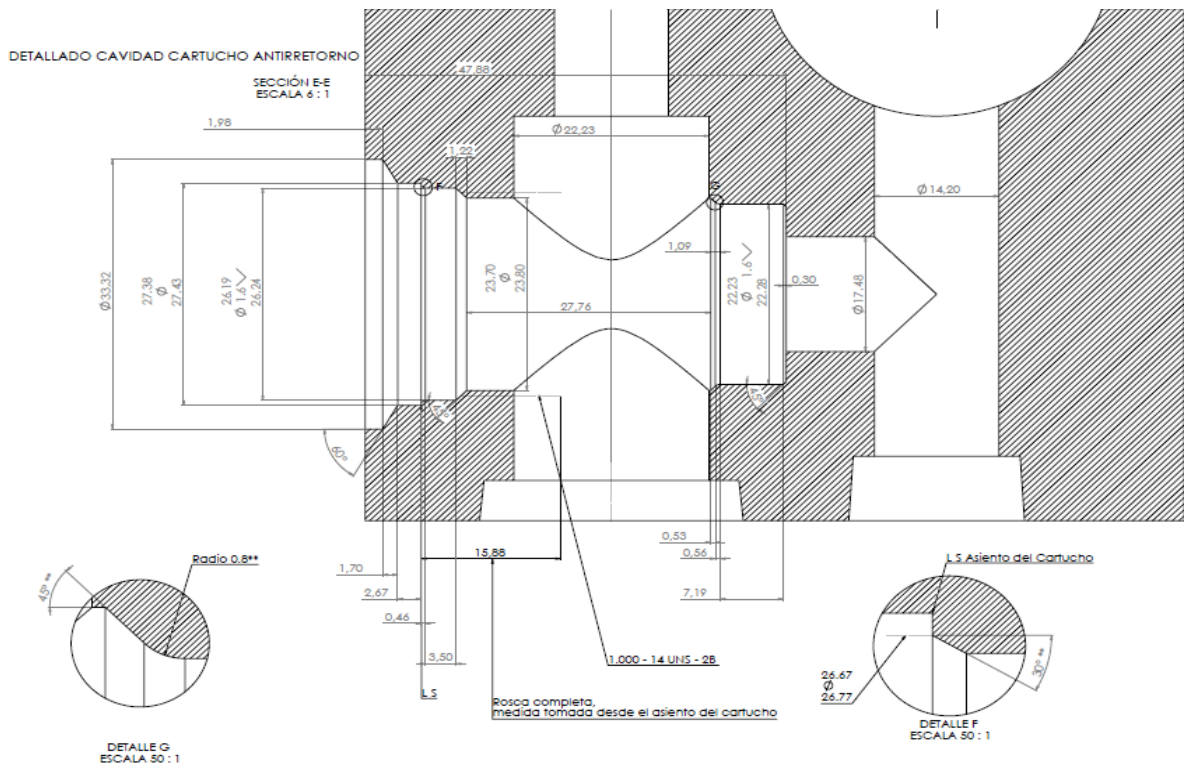
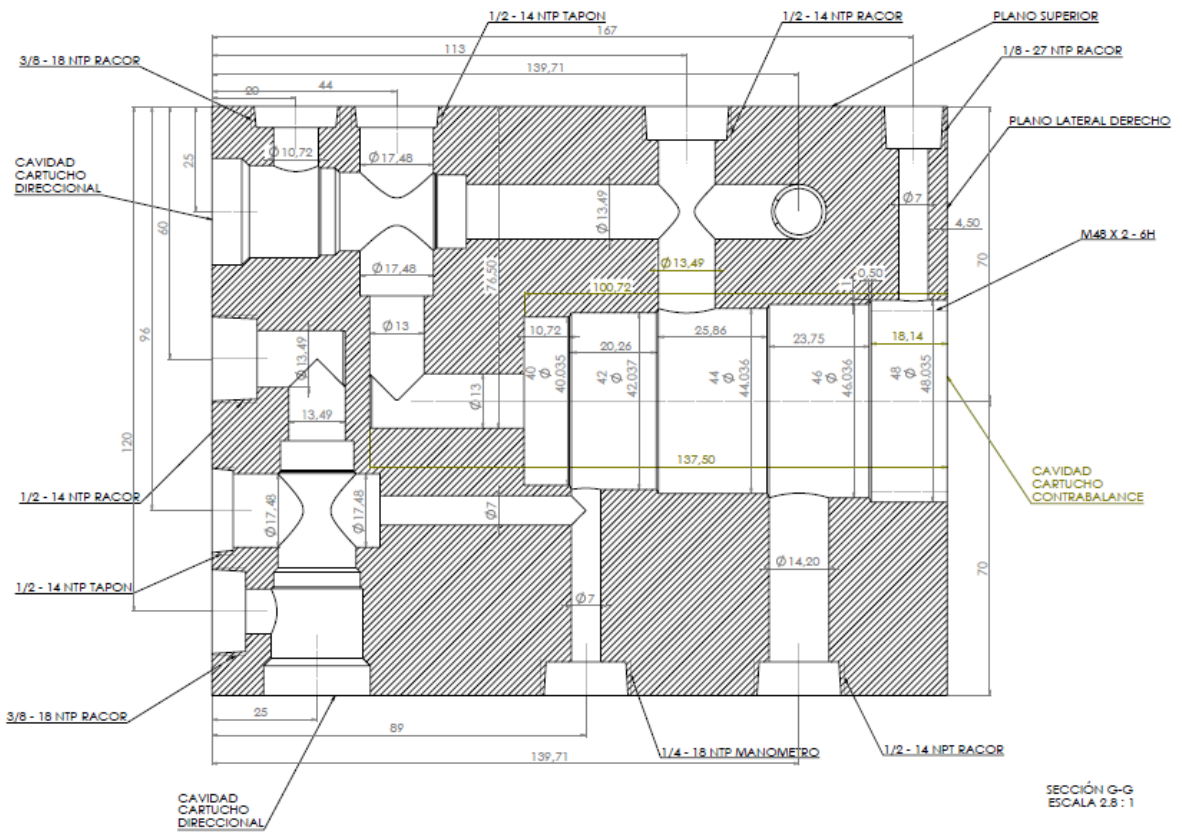
Vistas manifold.

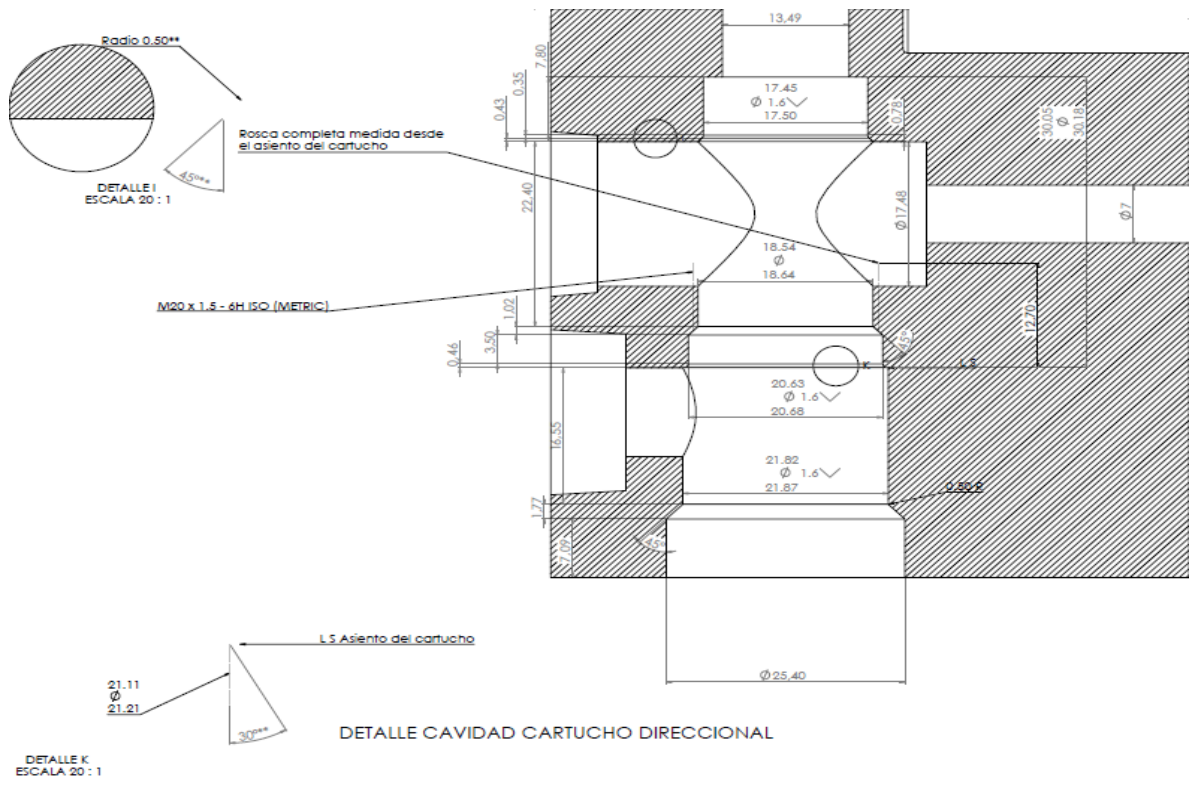




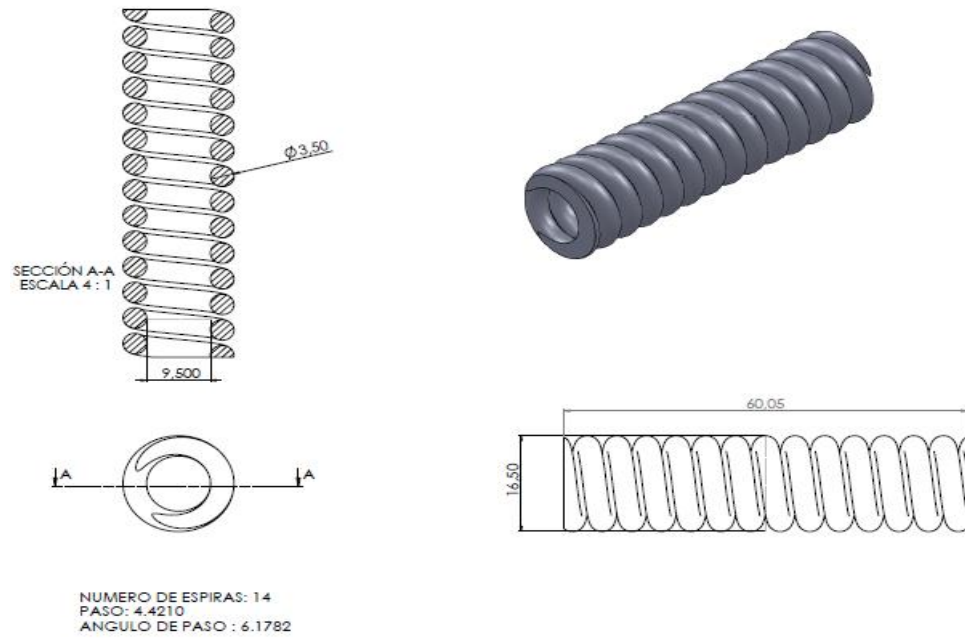
Cortes manifold.



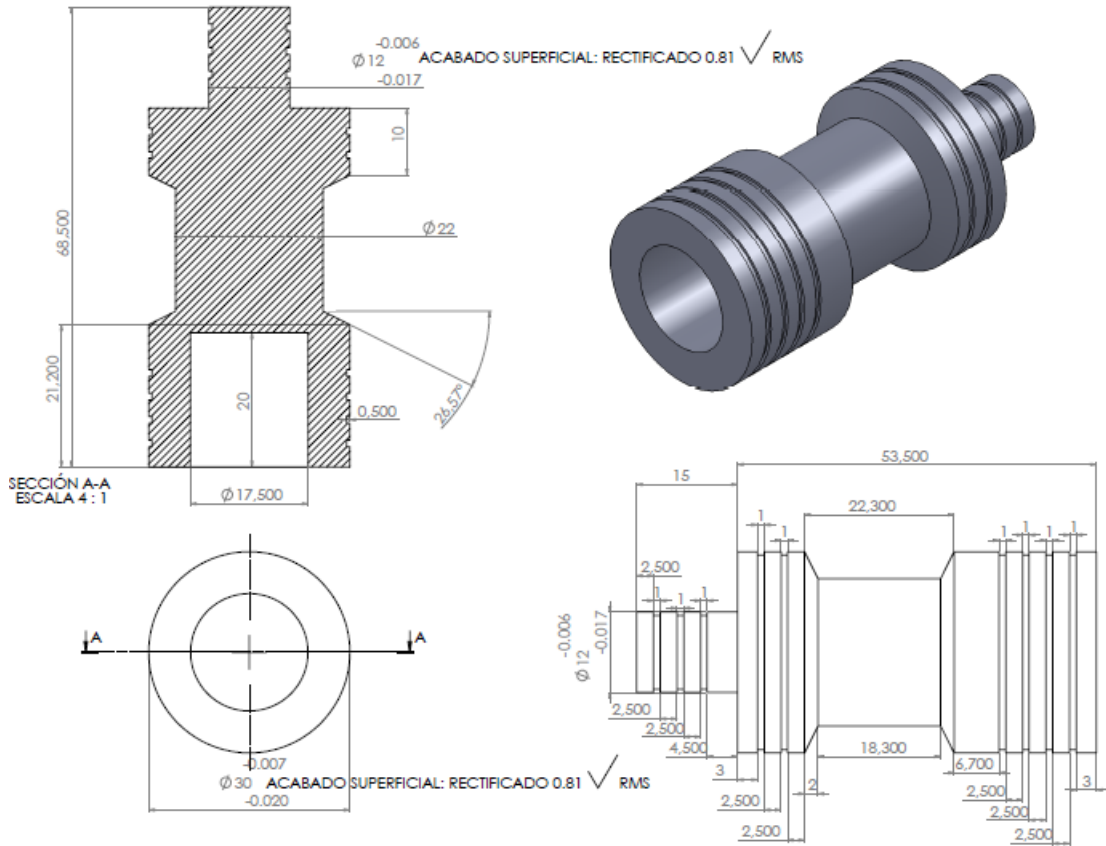




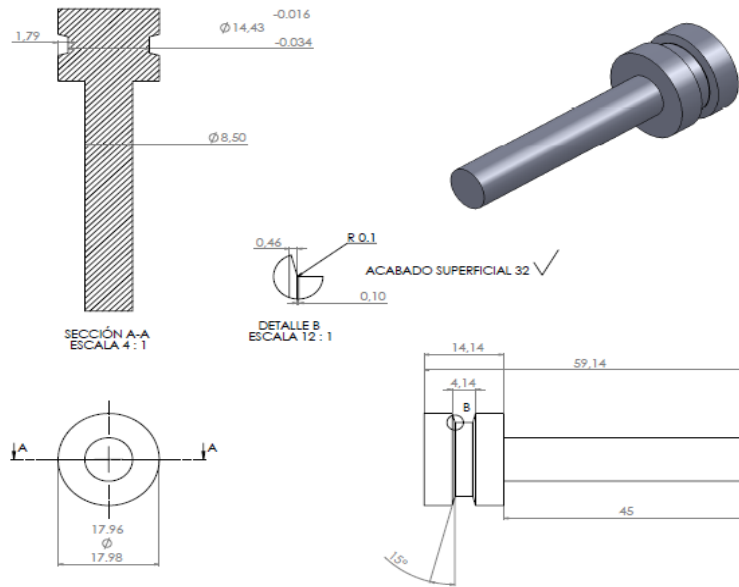
Resorte cartucho contrabalance especial.



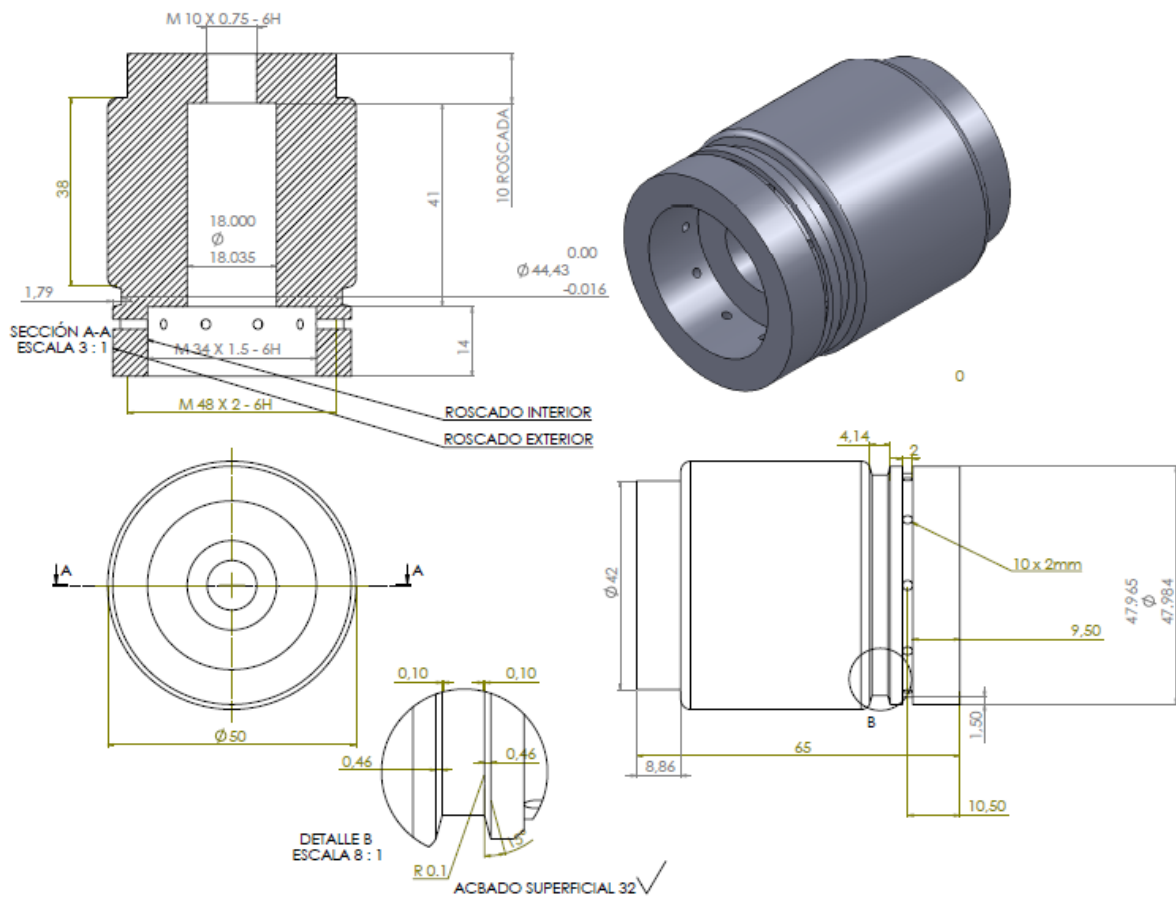
Pistón cartucho contrabalance especial.



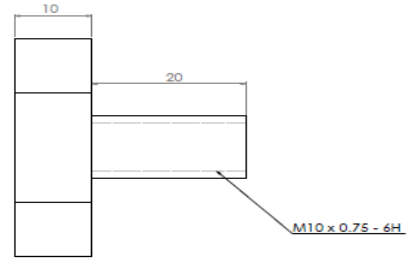
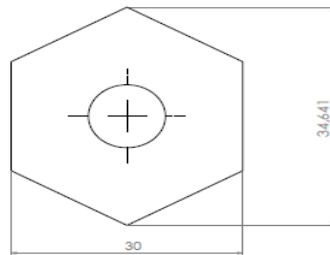
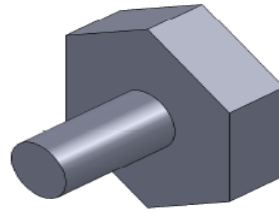
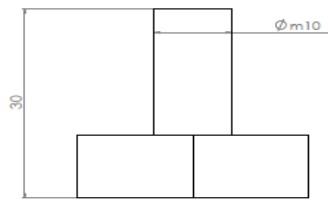
Guía resorte cartucho contrabalance especial.



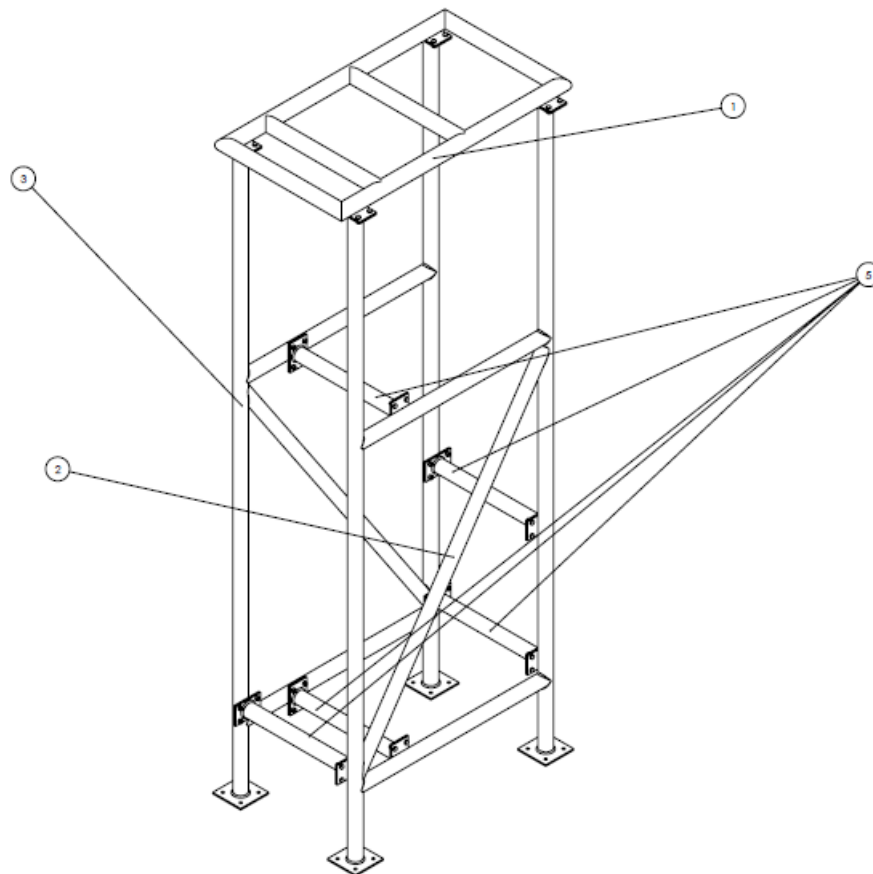
Tapón cartucho contrabalance especial.



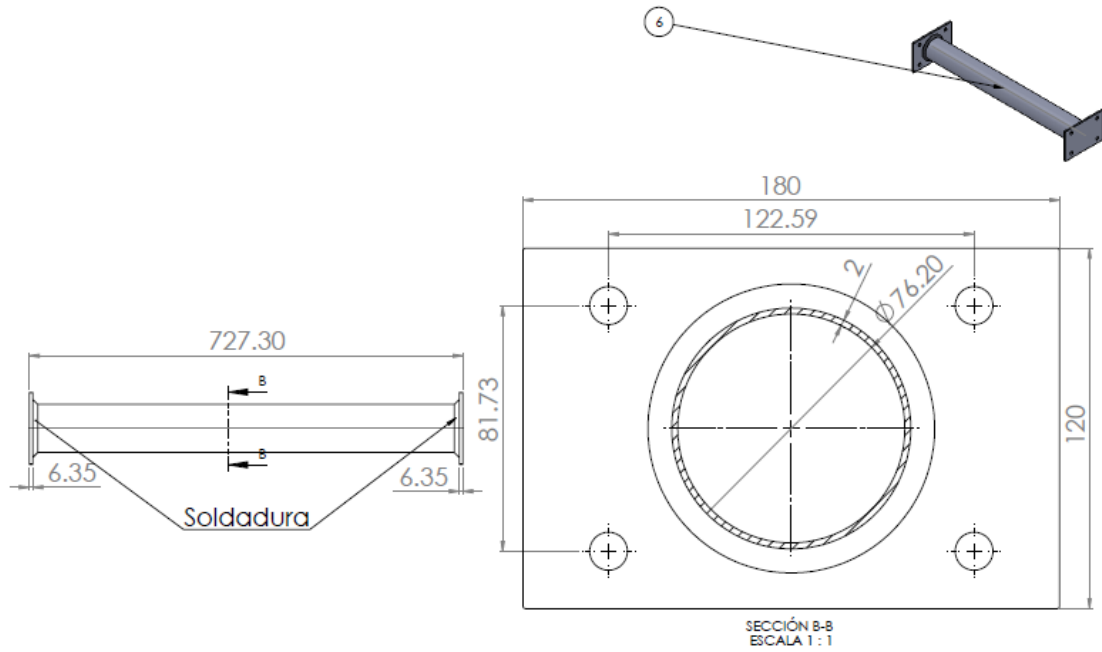
Tornillo de ajuste cartucho contrabalance especial.



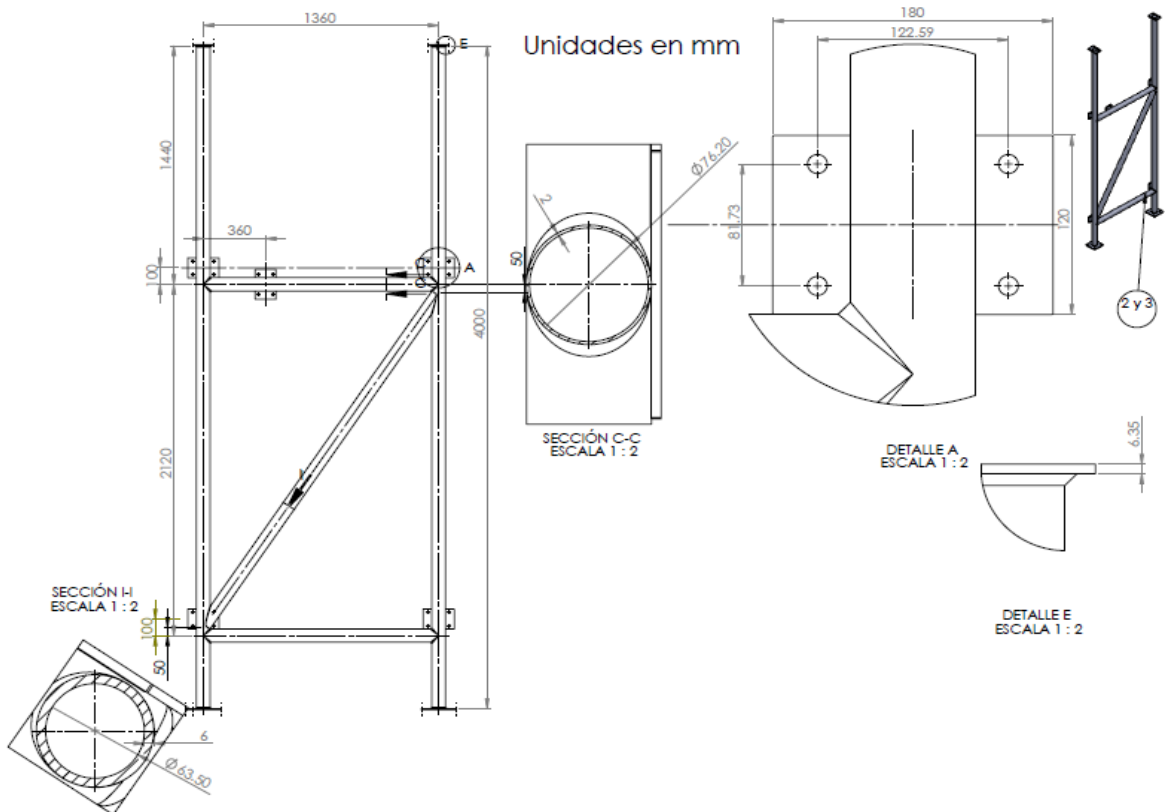
Vista isométrica estructura tubular.



Soportes laterales estructura.



Soportes frontales estructura.



Soporte superior estructura.

