

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN EQUIPO SEMIAUTOMÁTICO DE PRUEBAS HIDROSTÁTICAS DE HIDRANTES Y VÁLVULAS DE AGUA POTABLE

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

RODRIGO ESTEBAN MERLO BODENHORST
rmerlob@hotmail.com

ANDRÉS ARTURO VILLACRÉS CHIMBORAZO
avillachimbo@yahoo.es

DIRECTOR: ING. RICARDO SOTO
ricardo.soto@epn.edu.ec

Quito, Enero 2013

DECLARACIÓN

Nosotros, Rodrigo Esteban Merlo Bodenhorst y Andrés Arturo Villacrés Chimborazo, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Rodrigo Esteban Merlo Bodenhorst
Chimborazo

Andrés Arturo Villacrés

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Rodrigo Esteban Merlo Bodenhorst y Andrés Arturo Villacrés Chimborazo, bajo mi supervisión.

Ing. Ricardo Soto
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a todas las personas que me ayudaron durante el desarrollo de la tesis.

De forma especial agradezco a mi familia, Carol y a mis compañeros de trabajo por los conocimientos compartidos y por facilitarnos la información necesaria para el desarrollo del proyecto.

A nuestro director por su guía valiosa durante todo el proyecto.

A los padres de mi compañero que hicieron de su casa mi hogar durante cada reunión.

Rodrigo Merlo

Agradezco a Dios en un inicio porque en su sabiduría me permitió estudiar en esta universidad y esta carrera, estuvo conmigo en los momentos más duros y difíciles y fue el Maestro más importante en mi vida universitaria.

Le doy gracias a mis padres que confiaron en mí durante esta etapa y me brindaron su apoyo incondicional en todo momento. A mis hermanas, su aliento me motiva mucho.

A mis amigos y hermanos todos, gracias por los ánimos que supieron darme en todo momento, sin ellos muchas veces me hubiese rendido.

Agradezco también a nuestro director de tesis ya que nos guió a través del proyecto como colega y amigo.

Andrés Villacrés

DEDICATORIA

A mi familia y a Carol, por todo su apoyo incondicional.

Rodrigo Merlo

El proyecto se lo dedico a mis padres quienes con su ejemplo de vida alentaron cada esfuerzo y me motivaron a no rendirme jamás.

A todos mis amigos y hermanos que confiaron en mí.

A Dios, porque en cada cosa que hago intento que Él esté presente.

Andrés Villacrés

ÍNDICE

CAPITULO 1 INTRODUCCIÓN Y GENERALIDADES DE LAS VÁLVULAS E HIDRANTES	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 DEFINICIONES GENERALES	2
1.2.1 HIDRANTES	2
1.2.1.1 Tipos de hidrantes	2
1.2.1.2 Partes de un hidrante	3
1.2.2 VÁLVULAS.....	4
1.2.2.1 Partes de las válvulas.....	5
1.2.2.2 Tipos de válvulas	6
1.3 NORMAS.....	7
1.3.1 NORMATIVA PARA HIDRANTES	7
1.3.2 NORMATIVA PARA VÁLVULAS	7
1.4 PRUEBAS DE CALIDAD PARA HIDRANTES Y VÁLVULAS	8
1.4.1 VÁLVULAS.....	8
1.4.1.1 Prueba de torque	8
1.4.1.2 Prueba de fuga	8
1.4.1.3 Prueba de operación	8
1.4.1.4 Pruebas hidrostáticas	9
1.4.1.4.1 Válvulas de doble disco	9
1.4.1.4.2 Válvulas de cuña sólida	9
1.4.1.5 Inspección de planta.....	9
1.4.2 HIDRANTES DE CUERPO SECO	9
1.4.2.1 Prueba mecánica.....	9
1.4.2.2 Prueba hidrostática.....	10
1.4.2.3 Prueba hidráulica.....	10
1.4.2.3.1 Indicador de prueba	10
1.4.2.3.2 Pruebas de torque.....	10
1.4.3 HIDRANTES DE CUERPO HÚMEDO.....	11
1.4.3.1 Prueba mecánica.....	11
1.4.3.2 Prueba hidrostática.....	11

CAPITULO 2 ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	12
2.1 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA PRUEBAS HIDROSTÁTICAS EN ELEMENTOS QUE TRANSPORTAN AGUA POTABLE	12
2.2 EQUIPOS EXISTENTES EN LA INDUSTRIA	12
2.3 CASA DE LA CALIDAD	14
2.3.1 CRITERIO DEL USUARIO	15
2.3.2 CRITERIO DEL INGENIERO.....	16
2.3.3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES	16
2.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO	17
2.5 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL EQUIPO	19
2.5.1 DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES.....	20
2.5.2 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES	21
2.5.3 DEFINICIÓN DE MÓDULOS	21
2.6 ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA CADA MÓDULO	22
2.6.1 MÓDULO 1: POSICIONAMIENTO DEL ELEMENTO	22
2.6.1.1 Levantar al elemento de prueba y ponerlo en el equipo	23
2.6.1.1.1 Manualmente.....	23
2.6.1.1.2 Tecla Manual.....	23
2.6.1.2 Asegurar que el elemento se encuentre en la posición adecuada para cerrar el elemento para la prueba.....	24
2.6.1.2.1 Manualmente.....	24
2.6.1.2.2 Tecla manual.....	25
2.6.1.2.3 Soporte inferior regulable	25
2.6.1.3 Alternativas de módulos	26
2.6.1.4 Evaluación y selección de módulos.....	27
2.6.2 MÓDULO 2: CIERRE DEL ELEMENTO.....	29
2.6.2.1 Accionamiento mecánico (Tornillo de Potencia)	30
2.6.2.2 Accionamiento neumático	31
2.6.2.3 Accionamiento hidráulico.....	32
2.6.2.4 Evaluación y selección de accionamiento	34
2.6.3 MÓDULO 3: CARGA Y DESCARGA DE AGUA	36
2.6.4 MÓDULO 4: SOPORTE DEL EQUIPO	37
2.6.4.1 Bastidor horizontal	37
2.6.4.2 Bastidor vertical	39

2.6.4.3 Bastidor basculante	40
2.6.4.4 Evaluación y selección de módulos.....	42
2.7 CONCLUSIONES DEL DISEÑO CONCEPTUAL	45
2.7.2 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	46
2.7.2.1 Módulo 1: Posicionamiento del elemento.....	46
2.7.2.1.1 Regulación horizontal.....	46
2.7.2.1.2 Regulación vertical	46
2.7.2.1.3 Área del soporte	47
2.7.2.2 Módulo 2: Cierre del elemento	48
2.7.2.3 Módulo 3: Carga y descarga de agua	50
2.7.2.4 Módulo 4: Soporte del equipo.....	51
2.7.3 INFORME FINAL DE ESPECIFICACIONES	51
CAPITULO 3 DISEÑO, SELECCIÓN Y SIMULACIÓN MECÁNICA DE LOS COMPONENTES	54
3.1 CONSIDERACIONES INICIALES	54
3.2 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	54
3.2.1 DEFINICIÓN	54
3.2.2 MALLA	55
3.2.3 ELEMENTOS FINITOS EN AUTODESK INVENTOR.....	55
3.2.3.1 Convergencia con refinamiento de malla	55
3.2.3.1.1 Descripción general.....	56
3.2.3.1.2 Convergencia y resultados.....	57
3.2.3.1.3 Divergencia y sus causas	58
3.2.3.1.4 Gráficas de convergencia	59
3.2.3.1.5 Cálculo del factor de seguridad.....	60
3.3 MÓDULO 2: CIERRE DEL ELEMENTO	60
3.3.1 PRESIÓN DE PRUEBA Y FUERZA DE CIERRE	60
3.3.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	62
3.3.2.1 Presión requerida	62
3.3.2.2 Recorrido	63
3.3.2.3 Pandeo	64
3.3.2.4 Caudal de la bomba hidráulica	65
3.3.2.5 Selección de la bomba hidráulica.....	66
3.3.2.6 Volumen requerido del tanque	68
3.3.2.7 Resumen de las características del sistema hidráulico.....	69

3.3.3 DISEÑO DE LAS PLACAS Y GUÍAS DE CIERRE.....	69
3.3.4 DISEÑO DEL SOPORTE PARA LA PLACA FIJA.....	85
3.3.5 DISEÑO DE LOS COJINETES DE FRICCIÓN	87
3.3.6 VERIFICACIÓN DE LA LONGITUD DE LA UNIÓN ROSCADA PARA LAS GUÍAS.	92
3.3.7 VERIFICACIÓN DE LOS REFUERZOS PARA LA PLACA DE CIERRE	93
3.3.8 DISEÑO DE LOS SELLOS PARA LAS PLACAS DE CIERRE	94
3.4 MÓDULO 3: CARGA Y DESCARGA DE AGUA	95
3.4.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE CARGA	96
3.4.1.1 Cálculo y selección de la bomba y el motor	96
3.4.1.2 Cálculo del tanque	98
3.4.2 RESUMEN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE CARGA Y DESCARGA DE AGUA	99
3.5 MÓDULO 4: SOPORTE DEL EQUIPO	99
3.6 MÓDULO 1: POSICIONAMIENTO DEL ELEMENTO	101
3.7 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE ELEMENTOS ADICIONALES.....	103
CAPITULO 4 SELECCIÓN Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA AUTOMÁTICO Y CONTROL DEL EQUIPO.....	109
4.1 INTRODUCCIÓN	109
4.2 ALTERNATIVAS DE CONTROL.....	109
4.2.1 SEMIAUTOMÁTICO CON ACCIONAMIENTO DE VÁLVULAS MECÁNICO	109
4.2.2 SEMIAUTOMÁTICO CON ACCIONAMIENTO DE VÁLVULAS ELECTROMECAÁNICO .	110
4.2.3 AUTOMÁTICO CON SELECTOR DE PRESIONES DE CIERRE Y DE CARGA	110
4.2.4 AUTOMÁTICO CON SELECTOR DE TIPO DE ELEMENTO PUESTO A PRUEBA.....	111
4.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE CONTROL	111
4.4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL CONTROL DEL EQUIPO	114
4.5 DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CARGA Y CIERRE	115
4.5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CIERRE.....	115
4.5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGA.....	116
4.5.3 SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL	117
4.5.3.1 Procedimiento para enlazar el programa FluidSIM con el S7-PLCSIM de SIEMENS.	
.....	118
4.5.4 SELECCIÓN DEL CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE (PLC).....	125
4.5.5 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN EN FLUIDSIM.....	129

4.5.5.1 Simulación de una válvula de 2 pulgadas	130
4.5.5.2 Simulación de una válvula de 12 pulgadas	131
CAPITULO 5 CÁLCULO DE COSTOS	133
5.1 COSTO DE FABRICACIÓN DEL EQUIPO	133
5.1.1 MÓDULO 1: POSICIONAMIENTO DEL ELEMENTO	133
5.1.2 MÓDULO 2: CIERRE DEL ELEMENTO	134
5.1.3 MÓDULO 3: CARGA Y DESCARGA DE AGUA	136
5.1.4 MÓDULO 4: SOPORTE DEL EQUIPO	137
5.1.5 COSTO DE AUTOMATIZACIÓN	138
5.1.6 COSTO DE FABRICACIÓN DE PARTES	139
5.1.7 COSTO DE DISEÑO	140
5.1.8 IMPREVISTOS.....	141
5.1.9 COSTO PROYECTO	141
5.2 COSTO DE OPERACIÓN DEL EQUIPO	141
5.2.1 CÁLCULO DE TIEMPOS.....	142
5.2.1.1 Cálculo del tiempo de puesta a punto y desmontaje.....	142
5.2.1.2 Cálculo del tiempo de prueba	143
5.2.1.3 Total de tiempo de prueba por válvula	145
5.2.2 COSTO DE MANO DE OBRA	146
5.2.3 COSTO DE FUNCIONAMIENTO	147
5.2.4 COSTOS DE OPERACIÓN TOTALES.....	149
CAPITULO 6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	150
6.1 CONCLUSIONES	150
6.2 RECOMENDACIONES	151
BIBLIOGRAFÍA	153
LIBROS	153
CONSULTAS WEB.....	154
ANEXOS	155

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Hidrantes: (1) Caseta de equipamiento para hidrante. (2) Hidrante enterrado. (3) Hidrante columna húmeda. (4) Hidrante columna seca.....	2
Figura 1.2 Partes de un hidrante: Hidrante de cuerpo seco [Izquierda], Hidrante de cuerpo húmedo [Derecha]	4
Figura 1.3 Partes de una válvula	5
Figura 2.1 Banco de pruebas hidrostáticas de FUNDIRECICLAR	13
Figura 2.2 Banco de pruebas hidrostáticas Modelo 9727 de Chant Engineering	14
Figura 2.3 Nivel 0. Modularidad del equipo de pruebas hidrostáticas semiautomático	20
Figura 2.4 Nivel 1. Modularidad del equipo de pruebas hidrostáticas semiautomático	20
Figura 2.5 División modular de la fabricación del equipo de pruebas hidrostáticas semiautomático ...	22
Figura 2.6 Teclé Manual	24
Figura 2.7 Tornillos de potencia de acero inoxidable para aplicaciones lineales	30
Figura 2.8 Mecanismo neumático que mueve a un cilindro de simple efecto	32
Figura 2.9 Mecanismo hidráulico que mueve un cilindro de doble efecto	33
Figura 2.10 Esquema del bastidor horizontal	38
Figura 2.11 Esquema del bastidor vertical	39
Figura 2.12 Esquema del Bastidor Basculante	41
Figura 2.13 Vista Frontal del Soporte Inferior Regulable	48
Figura 2.14 Vista Superior del Soporte Inferior Regulable.....	48
Figura 2.15 Placa de cierre	50
Figura 2.16 Esquema General del Equipo de Pruebas.....	53
Figura 3.1 Ejemplo de discretización de un cuerpo en una malla de elementos finitos	56
Figura 3.2 (a) Malla original; (b) Malla después del refinamiento adaptado h-p.....	58
Figura 3.3 Ejemplo de singularidad de esfuerzo	58
Figura 3.4 Gráfica de convergencia	59
Figura 3.5 Relaciones de las especificaciones del cilindro para Pandeo y Fuerza de empuje	64
Figura 3.6 Flujo en función de la presión y velocidad para la bomba EATON VICKERS 20V	67
Figura 3.7 Potencia requerida para la bomba EATON VICKERS 20V	68
Figura 3.8 Sistema de guiado en prensas hidráulicas	70
Figura 3.9 Esquema de placas y guías de cierre	70
Figura 3.10 Distribución de la carga para el análisis.....	71
Figura 3.11 Resultados caso de carga 1.....	72
Figura 3.12 Resultados caso de carga 2.....	73
Figura 3.13 Rediseño de las placas de cierre	74
Figura 3.14 Cargas en la placa rediseñada	74
Figura 3.15 Resultados en la placa de cierre rediseñada, caso de carga 1	75
Figura 3.16 Resultados en la placa de cierre rediseñada, caso de carga 2	75
Figura 3.17 Refuerzos en el área de las guías-cojinetes	76

Figura 3.18 Esquema para diagramas de cuerpo libre de la placa de cierre	77
Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre para los planos indicados	77
Figura 3.20 Esquema de soportes y guías de cierre.....	78
Figura 3.21 Sistema de coordenadas y nomenclatura de las guías	79
Figura 3.22 Esquema de carga	79
Figura 3.23 V - Fuerza Cortante.....	80
Figura 3.24 M - Momento Flector	80
Figura 3.25 Esquema de carga	80
Figura 3.26 V - Fuerza Cortante.....	81
Figura 3.27 M - Momento Flector	81
Figura 3.28 Esfuerzo en el eje debido al caso de carga 2	83
Figura 3.29 Esfuerzo en el eje debido al caso de carga 1	84
Figura 3.30 Esquema del equipo con el soporte para la placa fija	85
Figura 3.31 Esquema de pasador	87
Figura 3.32 Esquema general de un cojinete.....	88
Figura 3.33 Esquema de carga del cojinete.....	90
Figura 3.34 Resultados del análisis por elementos finitos del cojinete	91
Figura 3.35 Diseño final de los cojinetes.....	91
Figura 3.36 Resultados de los esfuerzos en la simulación en la placa de cierre	93
Figura 3.37 Adaptador y O-ring para válvulas DN 2 a DN 4	94
Figura 3.38 Adaptador y plancha de caucho para válvulas DN 6 a DN 12.....	95
Figura 3.39 Resultados de la simulación del soporte para esfuerzos.....	100
Figura 3.40 Resultados de la simulación del soporte para deformaciones	101
Figura 3.41 Diseño del soporte inferior	102
Figura 3.42 Esquema soporte inferior	102
Figura 3.43 Equipo con bastidor anexo.....	103
Figura 3.44 Esquema equipo con bastidor anexo	104
Figura 3.45 Esquema de plancha soporte de motores y bombas.....	105
Figura 3.46 Esfuerzo obtenido en la simulación de plancha soporte de motores y bombas.....	105
Figura 3.47 Deformación obtenida en la simulación de plancha soporte de motores y bombas.	106
Figura 3.48 Tanque para sistema hidráulico de cierre.....	106
Figura 3.49 Tanque-sumidero para de carga.....	107
Figura 3.50 Panel de control	107
Figura 3.51 Conjunto Completo.....	108
Figura 4.1 Diseño del sistema de cierre	115
Figura 4.2 Diseño del sistema de carga.....	117
Figura 4.3 Software Ez-OPC v5.5	119
Figura 4.4 Tarjetas FluidSIM que envían las señales al simulador (Captadores)	119
Figura 4.5 Ventana Opciones EasyPort/OPC/DDE.....	120
Figura 4.6 Tarjetas FluidSIM captadoras	120

Figura 4.7 Ventana de configuración de la entrada/salida.....	121
Figura 4.8 Ventana en donde se elige el PLC.....	121
Figura 4.9 Ventanas del software.....	122
Figura 4.10 Barra de herramientas al inicio	123
Figura 4.11 Ventana de PLCSIM con las entradas y salidas del PLC configuradas	123
Figura 4.12 Barra de menús PLCSIM	124
Figura 4.13 Forma de activar FluidSIM con S7-PLCSIM	124
Figura 4.14 PLC ideal para la aplicación.....	125
Figura 4.15 SIMATIC S7 – 300	126
Figura 4.16 SIMATIC S7 – 1200	128
Figura 4.17 Esquema de cierre y llenado para la válvula de 2 pulgadas.....	130
Figura 4.18 Esquema de cierre para la válvula de 12 pulgadas	131
Figura 4.19 Esquema de llenado para la válvula de 12 pulgadas	132

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Especificaciones del equipo	18
Tabla 2.2 Opciones de Módulos	26
Tabla 2.3 Evaluación de cada criterio.....	27
Tabla 2.4 Evaluación de las soluciones respecto al tiempo de puesta a punto	28
Tabla 2.5 Evaluación de las soluciones respecto al número de gente involucrada	28
Tabla 2.6 Evaluación de las soluciones respecto a la complejidad en la operación	28
Tabla 2.7 Evaluación de las soluciones respecto al costo	29
Tabla 2.8 Tabla de conclusiones para el módulo 1	29
Tabla 2.9 Evaluación de cada criterio.....	34
Tabla 2.10 Evaluación de las soluciones respecto al cierre rápido.....	35
Tabla 2.11 Evaluación de las soluciones respecto al cierre seguro.....	35
Tabla 2.12 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento fácil y de bajo costo	35
Tabla 2.13 Evaluación de las soluciones respecto al costo	35
Tabla 2.14 Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de control.....	36
Tabla 2.15 Tabla de conclusiones para el módulo 2	36
Tabla 2.16 Evaluación de cada criterio.....	42
Tabla 2.17 Evaluación de las soluciones respecto a probar el elemento en su posición de trabajo	43
Tabla 2.18 Evaluación de las soluciones respecto a la simplicidad de construcción y montaje	43
Tabla 2.19 Evaluación de las soluciones respecto a no accesorios extras	43
Tabla 2.20 Evaluación de las soluciones respecto al costo de fabricación.....	44
Tabla 2.21 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento fácil y de bajo costo	44
Tabla 2.22 Tabla de conclusiones para el módulo 4	44
Tabla 2.23 Conclusiones del diseño conceptual	46
Tabla 2.24 Especificaciones del soporte inferior regulable	47
Tabla 2.25 Longitudes de prueba máximos y mínimos	49
Tabla 2.26 Especificaciones de la placa de cierre.....	49
Tabla 2.27 Especificaciones para el Diseño del Equipo.....	52
Tabla 3.1 Fuerzas de cierre mínimas	61
Tabla 3.2 Diámetro interno de cilindros - Presión requerida para alcanzar la fuerza de cierre	63
Tabla 3.3 Presión del sistema para diferentes fuerzas de cierre usando un cilindro de 120 mm	63
Tabla 3.4 Modelos Bombas Vickers de Paletas	66
Tabla 3.5 Resumen de las características del sistema hidráulico.....	69
Tabla 3.6 Propiedades del Acero ASTM A-36.....	72
Tabla 3.7 Reacciones en los soportes.....	76
Tabla 3.8 Reacciones obtenidas por la simulación	84
Tabla 3.9 Propiedades de la aleación Bronce al Plomo-Estaño de los Cojinetes.....	89
Tabla 3.10 Bombas CAT de pistón pre-seleccionadas.....	97
Tabla 3.11 Bombas CAT de émbolo pre-seleccionadas	98

Tabla 3.12 Resumen de las características del sistema de carga y descarga de agua	99
Tabla 4.1 Evaluación de cada criterio.....	112
Tabla 4.2 Evaluación de las soluciones respecto a evitar el uso inadecuado	112
Tabla 4.3 Evaluación de las soluciones respecto al costo	112
Tabla 4.4 Evaluación de las soluciones respecto a la flexibilidad de uso	113
Tabla 4.5 Tabla de conclusiones para la automatización.....	113
Tabla 4.6 Posiciones de fuerza de cierre a escogerse para la prueba	114
Tabla 4.7 Tabla comparativa de PLC's.....	129
Tabla 5.1 Costos módulo 1: Posicionamiento del elemento.....	134
Tabla 5.2 Costos módulo 2: Cierre del elemento	135
Tabla 5.3 Módulo 3: Carga y descarga de agua.....	137
Tabla 5.4 Módulo 4: Soporte del equipo	138
Tabla 5.5 Costo de automatización	139
Tabla 5.6 Costo de fabricación de partes	140
Tabla 5.7 Costo total del proyecto	141
Tabla 5.8 Tiempos estimados para el cierre de cada válvula	143
Tabla 5.9 Estimación del tiempo de llenado de cada válvula	144
Tabla 5.10 Tiempo estimado de llenado, verificación y descarga de agua.....	145
Tabla 5.11 Detalle de tiempos	145
Tabla 5.12 Costo aproximado de mano de obra para equipo	147
Tabla 5.13 Costo de funcionamiento por válvula para el módulo 2.....	148
Tabla 5.14 Costo de funcionamiento por válvula para el módulo 3.....	148
Tabla 5.15 Costo de funcionamiento por válvula.....	149
Tabla 5.16 Costos de operación por unidad producida	149

SIMBOLOGIA

F_{placas} : Fuerza que produce la presión interna del elemento sobre las placas (kgf)

P_p : Presión de la prueba (psi)

A_t : Área de la sección en donde actúa la presión interna del elemento (mm^2)

D_{el} : Diámetro interno real del elemento de prueba (mm)

F_{cierre} : Fuerza de cierre que realiza el pistón (kgf) ó (N)

P_h : Presión máxima del sistema hidráulico (psi)

A_c : Área en donde actúa la presión del sistema hidráulico del pistón (mm^2)

D_c : Diámetro interno del cilindro hidráulico (mm)

A : Longitud de válvula (mm)

DN : Diámetro nominal (mm)

X : Diferencia de longitud de válvulas (mm)

v : Velocidad de cierre de placas (ft/s) ó (mm/s)

x : Recorrido del pistón (mm)

V : Volumen (l) ó (mm^3) ó (gal)

t : Tiempo (s)

Q : Caudal (gal/min) ó (l/min)

\emptyset : Diámetro (mm)

w : Peso de la placa de cierre (kgf)

M : Momento flector en la placa de cierre (N.mm)

M_{x-y} : Momento flector en el eje x-y en las guías (N.mm)

M_{x-z} : Momento flector en el eje x-z en las guías (N.mm)

- $M_{\text{máx}}$: Momento flector máximo en las guías (N.mm)
- d_f : Distancia del eje a la fuerza aplicada (mm)
- c : Separación del centroide (mm)
- I : Momento de inercia del eje (mm^4)
- D : Diámetro del eje guía (mm)
- σ_m : Esfuerzo producido por el momento (MPa)
- σ_t : Esfuerzo de tracción en el eje (MPa)
- σ_n : Esfuerzo normal máximo (MPa)
- n : Factor de seguridad de diseño
- S_y : Resistencia del material a la fluencia (MPa)
- P : Carga máxima aplicada (N)
- P_{cr} : Carga crítica para una columna con extremos de pasador (N)
- d_c : Diámetro de la columna soporte de la placa fija
- τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo (MPa)
- S_{sy} : Resistencia a la fluencia bajo esfuerzos cortantes (MPa)
- E : Módulo de elasticidad (MPa)
- C : Variable asociada a las condiciones de los extremos de la columna
- k : Constante geométrica (mm)
- l : Longitud de columna soporte de la placa fija (mm)
- d_p : Diámetro del pasador
- V : Fuerza cortante (N)
- d_{cj} : Diámetro externo del cojinete (mm)

- e_c : Espesor del cojinete (mm)
- L_c : Longitud del cojinete (mm)
- A_{st} : Área de esfuerzo de tensión del perno (mm^2)
- A_{ss} : Área de esfuerzo cortante en el perno (mm^2)
- L_e : Longitud roscada del eje guía (mm)
- p : Paso de rosca (in) ó (mm)
- D_r : Diámetro externo de la rosca (mm)
- P_p : Presión máxima de prueba (psi) o (kPa)

RESUMEN

El proyecto realizado tiene como objetivo diseñar y simular un equipo de pruebas hidrostáticas que tenga la flexibilidad de evaluar hidrantes y válvulas de diferente tamaño para agua potable y que cumpla con los requerimientos de prueba especificados en las normas AWWA C500-09, AWWA C502-05 y AWWA C503-05. Se desarrolla el equipo para que funcione de manera semiautomática para que la operación del mismo sea rápida, segura y efectiva agilizando los procesos y permitiendo el ahorro de tiempo y dinero.

En los primeros capítulos se describe de forma general a los hidrantes y válvulas, detallando sus tipos y partes constitutivas, se especifica las pruebas de calidad que las normas exigen para evaluar estos elementos y las alternativas de solución para los módulos funcionales del equipo: posicionamiento, cierre, carga y descarga del elemento y el soporte del equipo.

Partiendo de las especificaciones obtenidas se detalla el diseño y la selección de los componentes y accesorios de los diferentes módulos del equipo, usando métodos manuales y el análisis por elementos finitos que la simulación mecánica ofrece. Se define también la alternativa de control del equipo, se diseñan y seleccionan los sistemas hidráulicos para el cierre y carga de agua, para posteriormente hacer la simulación del sistema de control indicando el procedimiento usado y los resultados de la simulación.

Para finalizar se muestra el detalle ordenado de los costos de fabricación del equipo, una descripción del costo aproximado de operación del equipo por válvula a probar, las conclusiones y recomendaciones que se hacen sobre el proyecto y la bibliografía y documentación empleada en el presente estudio.

PRESENTACIÓN

En Ecuador se producen hidrantes y válvulas que para su venta y distribución deben ser probados bajo los criterios de calidad de las normas pertinentes. Para ello se necesitan bancos de pruebas hidrostáticas que en su mayoría son manuales y desactualizados y hacen que la inspección sea lenta e imprecisa.

En vista de ello se buscó que el proceso sea optimizado desde el diseño mismo del equipo de pruebas para evitar tener que demorar la producción y no tener que pedir a laboratorios externos este tipo de servicio cuando los pedidos sean de gran magnitud.

Respondiendo a una producción que aumenta y buscando una forma en la que se eliminen retrasos y pérdidas se plantea el diseño de un banco de pruebas hidrostáticas semiautomático capaz de evaluar diferentes tamaños de válvulas e hidrantes.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN Y GENERALIDADES DE LAS VÁLVULAS E HIDRANTES

1.1 INTRODUCCIÓN

En el país se producen válvulas e hidrantes, los cuales deben ser puestos a prueba con la misma eficiencia del proceso de producción para no crear retrasos que signifiquen pérdidas para la empresa, por lo que es indispensable hacer que este proceso sea optimizado.

Conforme la producción de elementos aumenta se requieren equipos que agilicen los procesos y permitan el ahorro de tiempo y dinero, mientras satisfagan las necesidades específicas de la industria.

La industria ecuatoriana fabrica hidrantes y válvulas que necesitan probar sus productos con el fin de comercializarlos bajo los criterios de calidad adecuados. Para ello se suelen usar Bancos de Pruebas Hidrostáticas manuales y desactualizados, o que no tienen la versatilidad necesaria para adecuarse a la variedad de productos que puede producir la empresa.

Para evitar la pérdida de dinero y tiempo al realizar este tipo de pruebas en un equipo manual se busca optimizar el diseño del mismo evitando demorar la producción y el tener que pedir a laboratorios externos este tipo de servicio cuando los pedidos sean de gran magnitud.

1.2 DEFINICIONES GENERALES

1.2.1 HIDRANTES¹

Se denomina así, a las bocas de riego que permiten la toma de agua para extinción de incendios, riego de calles, incluso para la limpieza de la red de saneamiento.

1.2.1.1 Tipos de hidrantes

Los hidrantes pueden ser hidrantes de columna e hidrantes enterrados.

Los hidrantes de columna estarán preparados para resistir las heladas y las acciones mecánicas, se conectarán directamente a la red y dispondrán en su composición de al menos una válvula tipo compuerta o de bola.



Figura 1.1 Hidrantes: (1) Caseta de equipamiento para hidrante. (2) Hidrante enterrado. (3) Hidrante columna húmeda. (4) Hidrante columna seca.²

¹ CIDTA [Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico del Agua de la Universidad de Salamanca]. *Redes de Abastecimiento de Agua: Componentes Fundamentales de las Redes*, Sección 5: Ventosas, Hidrantes y Desagües, pág. 1. Disponible en URL

<http://aulavirtual.usal.es/aulavirtual/demos/redes/modulos/Libros/unidad%202/ventosas.PDF>

² GRUPO EIVAR. *Sistema de extinción de incendios*, Sección por Agua: Hidrantes. Disponible en URL: http://www.eivar.com/agua_hidrantes.html

Los hidrantes de columna a su vez pueden ser³:

- *Hidrante de columna húmeda*: Tienen el cuerpo lleno permanentemente de agua y la válvula está situada en la parte superior del hidrante. Se instalan en aquellos lugares donde se prevean temperaturas superiores a 5 °C.
- *Hidrantes de columna seca*: Son utilizados en zonas donde las bajas temperaturas pueden provocar la congelación del agua, tienen la válvula a mayor profundidad, situada en el punto de conexión con la tubería de abastecimiento. El agua está retenida por debajo del nivel de suelo, de manera que la columna, que se encuentra a la intemperie, está seca. Los hidrantes de columna seca, se instalan en aquellos lugares donde se prevean temperaturas inferiores a 5 °C.

1.2.1.2 Partes de un hidrante⁴

El cuerpo principal del hidrante se llama tubo vertical o superior. Puede consistir en una sola pieza o puede hacerse en dos piezas. Si se hace en dos piezas, la parte superior con las salidas se llama cabeza y la porción inferior se denomina carrete. Esta terminología no es exacta y varía de un fabricante a otro, así como de una ciudad a otra.

Las válvulas son accionadas girando vástagos de metal. La porción de cada vástago que sobresale desde el exterior de la boca es de forma pentagonal y se llama tuerca de operación. En algunas bocas de la tuerca de operación, es una pieza separada que se desliza sobre el vástago, esto permite que la tuerca sea sustituida si se desgasta por el uso.

Algunos hidrantes de cuerpo seco incluyen una función de ruptura para permitir la fácil reparación si el hidrante es golpeado por un vehículo. Este diseño incluye un anillo de interruptor en la boca del cuerpo, cerca del suelo, y un acoplamiento de fácil ruptura en el vástago de la válvula dentro de la boca. Al recibir un golpe, el

³ GRUPO EIVAR. *Sistema de extinción de incendios*, Sección por Agua: Hidrantes. Disponible en URL: http://www.eivar.com/agua_hidrantes.html

⁴ CAVETTE, Chris. *Fire Hydrant*. How products are made: Volume 4. Disponible en URL: <http://www.madehow.com/Volume-4/Fire-Hydrant.html#b>

cuerpo superior y el vástago de complemento se liberen sin dañar la tubería bajo tierra o la válvula.

Los puntos de toma de agua suelen tener machos NST (National Standard Threads) para acoplarse con los acoplamientos de la manguera de incendio. Los capuchones de salida están fijados al cuerpo hidrante con longitudes cortas de cadena.

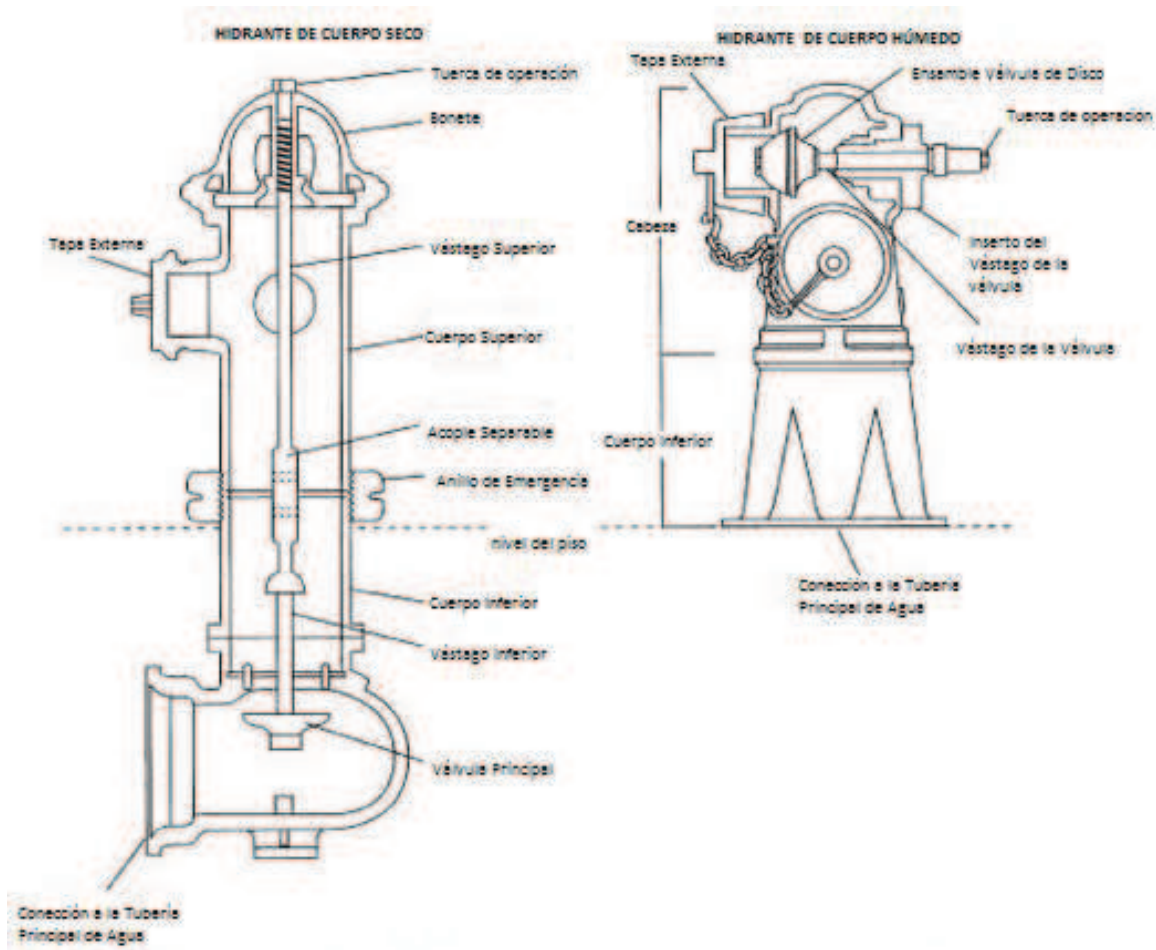


Figura 1.2 Partes de un hidrante: Hidrante de cuerpo seco [Izquierda], Hidrante de cuerpo húmedo [Derecha]⁵

1.2.2 VÁLVULAS

Es un dispositivo mecánico que controla, retiene o regula un fluido.⁶

⁵CAVETTE, Chris. *Fire Hydrant*. How products are made: Volume 4. Disponible en URL: <http://www.madehow.com/Volume-4/Fire-Hydrant.html#b>

⁶VALVIAS. *¿Qué es una válvula?*. Disponible en URL: <http://www.valvias.com/basico.php>

El cuerpo de la válvula debe ser de un material resistente, capaz de resistir la presión máxima posible en la línea y a la vez debe garantizar la hermeticidad del dispositivo y además deberá estar dotado de algún elemento, tal como bridas o rosca, para su conexión a la línea.⁷

1.2.2.1 Partes de las válvulas⁸

Las partes generales de una válvula se pueden apreciar en la siguiente figura:

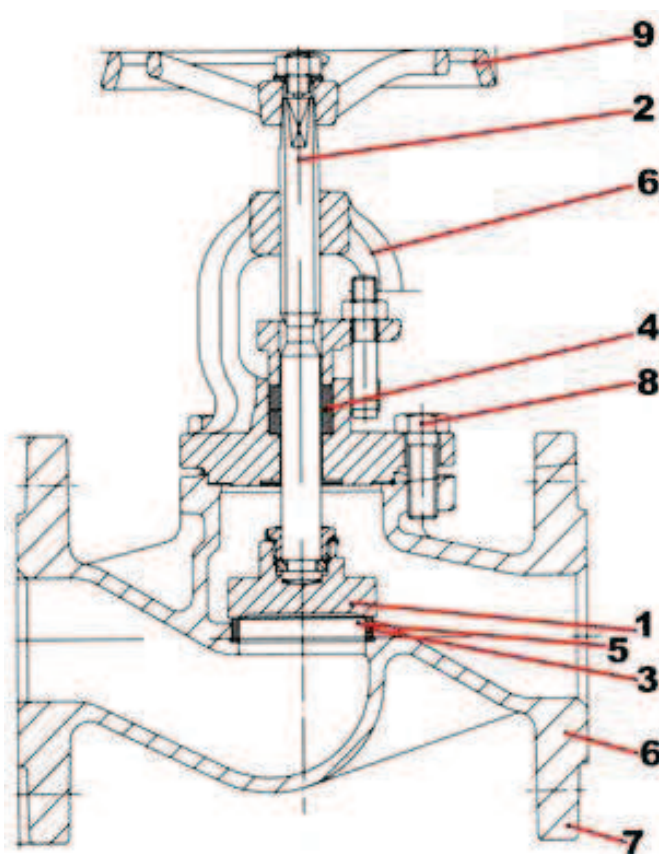


Figura 1.3 Partes de una válvula

- Disco y asiento (1 y 5): el disco es la parte móvil que afecta directamente al flujo que atraviesa la válvula, siendo, el asiento, la parte fija sobre la que forma estanqueidad el disco. Se denomina paso a la máxima apertura que se puede conseguir.

⁷ MAVAINSA. *Válvulas*. pág. 1. Disponible en URL: http://www.mavainsa.com/documentos/5_valvulas.pdf

⁸ FERRER, Santiago. *Válvulas: Tipos, Constituyentes y Denominaciones*. Disponible en URL: <http://www.atmosferis.com/2012/01/valvulas-tipos-constituyentes-y.html>

- Vástago y husillo (2 y 9): el vástago es la parte que conecta el disco y que permite su giro o desplazamiento, habiéndolos de:
 - Desplazamiento vertical en válvulas de globo o compuerta.
 - Desplazamiento giratorio en válvulas de bola, mariposa y machos.

Husillo se denomina a la parte roscada que acciona el giro del disco y que puede ir en el interior o exterior del cuerpo de la válvula.

- Tapa y cuerpo (8 y 6): conforman la empaquetadura de la válvula, pudiendo tener las siguientes uniones:
 - Tapa y cuerpo roscados
 - Unidos mediante espárragos y tuercas en la parte superior de la tapa.
 - Unidos mediante espárragos con tuercas en parte superior en inferior.
- Junta de estanqueidad (3): se colocan entre el cuerpo y la tapa o entre la junta y el vástago cuando ambos se encuentran en la misma cámara, soliendo consistir en una junta teórica o un prensaestopas.
- Sello de vástago y brida (4 y 7): su función es no permitir la fuga de líquido y fijar la válvula a la tubería respectivamente.
- Operadores: pueden ser manuales o motorizados.

1.2.2.2 Tipos de válvulas⁹

Según la función que la válvula cumpla se puede obtener una división de las mismas en:

- Válvulas de Cierre o Bloqueo
- Válvulas de Estrangulación
- Válvulas de Retención

⁹ GREENE, Richard. *Válvulas: Selección, Uso y Mantenimiento*. 1era Edición en Español. México: Mc Graw Hill, 1989, pág. 6,7

Según el servicio que cumplan las válvulas pueden ser, válvulas para:

- Líquidos
- Gases
- Líquidos con gases
- Líquidos con sólidos
- Gases con sólidos

Según los componentes y características con los que las válvulas han sido fabricadas pueden tomar diferentes nombres como válvula en ángulo, macho, bola, etc. (Anexo 1)

1.3 NORMAS

1.3.1 NORMATIVA PARA HIDRANTES

En el país se fabrican principalmente los hidrantes de tipo columna, tanto de columna húmeda como seca teniendo en cuenta la normativa disponible: NTC 2702 de hidrantes de cuerpo seco que pertenecen a ICONTEC (Instituto Colombiano de Normas Técnicas) y las AWWA C502-05 y AWWA C503-05 (American Water Works Association) para hidrantes de cuerpo seco y húmedo respectivamente que pertenecen a ANSI (American Normative Standards Institute).

Las normas que se usarán en el presente documento serán las estadounidenses debido a que son las más difundidas y en las que otras normas se han referido para hacer las propias.

1.3.2 NORMATIVA PARA VÁLVULAS

En el 2011 el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) publicó la norma NTE INEN 2574:2011 la cual se basó en la norma estadounidense AWWA C500-09 que se refiere a las válvulas de compuerta con asiento de metal para agua potable.

Las válvulas de compuerta son las más fabricadas para el suministro de agua potable, éstas se fabrican en diferentes tamaños (2 a 48 pulgadas según la norma

AWWA) y con diferentes características en los extremos (Bridados, roscados y lisos).

Las válvulas que más se fabrican y se comercializan son las válvulas de compuerta de extremos lisos, y los tamaños más producidos son los que van en la gama de 2 a 6 pulgadas.

1.4 PRUEBAS DE CALIDAD PARA HIDRANTES Y VÁLVULAS

Para comprobar criterios como la porosidad, los sellos, compuertas y empaques de las válvulas e hidrantes se deben realizar algunas pruebas que se detallan en las normativas pertinentes a estos elementos.

1.4.1 VÁLVULAS¹⁰

La normativa de válvulas especifica las siguientes pruebas para verificar el diseño:

1.4.1.1 Prueba de torque

A un prototipo de cada tamaño se debe aplicar un torque superior al de diseño en las posiciones cerrada y abierta para demostrar que no existen deformaciones del vástago y el collar. Esto se debe evidenciar por la falla de sello a la presión nominal. El torque aplicado es de acuerdo a la TABLA 12 de la Norma AWWA C500-09.

1.4.1.2 Prueba de fuga

Un prototipo de cada tamaño debe ser operado a capacidad total y cerrado hasta alcanzar un sello, por 500 ciclos completos, con suficiente flujo tal que la válvula esté a la presión nominal en el punto de cerrado.

1.4.1.3 Prueba de operación

Para asegurar un funcionamiento libre y apropiado cada válvula debe ser operada un ciclo completo en la posición diseñada, en caso de defectos de fabricación, deben ser corregidas hasta que alcancen el rendimiento satisfactorio.

¹⁰ AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Metal-Seated Gate Valves for Water Supply Service*. ANSI/AWWA C500-09. Denver: AWWA, 2009, pág. 23 - 25

1.4.1.4 Pruebas hidrostáticas

1.4.1.4.1 Válvulas de doble disco

Para las válvulas de doble disco se debe realizar una prueba hidrostática a una presión igual a 2 veces la presión nominal de dicha válvula. Esta prueba no debe mostrar fugas a través del metal, los empaques o los sellos del vástago. De manera subsiguiente se debe realizar una prueba a presión nominal, esta prueba no debe mostrar fugas a través del metal, los empaques o los sellos del vástago y las fugas a través de cualquiera de los asientos no pueden exceder a 1.2 ml/hr por mm nominal de la válvula.

1.4.1.4.2 Válvulas de cuña sólida

Para las válvulas de cuña sólida se debe realizar una prueba hidrostática a una presión igual a 2 veces la presión nominal de dicha válvula. Esta prueba no debe mostrar fugas a través del metal, los empaques o los sellos del vástago. De manera subsiguiente se debe realizar una prueba a presión nominal, esta prueba no debe mostrar fugas a través del metal, los empaques o los sellos del vástago y las fugas a través de cualquiera de los asientos no pueden exceder a 1.2 ml/hr por mm nominal de la válvula.

1.4.1.5 Inspección de planta

Todo el trabajo realizado de acuerdo a esta norma, excepto las pruebas de prototipos, son sujetas a inspección y aceptación del comprador, que debe tener acceso a todos los lugares de manufactura de la empresa.

1.4.2 HIDRANTES DE CUERPO SECO¹¹

1.4.2.1 Prueba mecánica

Todos los hidrantes deben ser operados durante un ciclo completo de abrir y cerrar sin estar bajo presión. El torque requerido para esto no debe exceder las 20 lbf ft.

¹¹ AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Dry-Barrel Fire Hydrants*. ANSI/AWWA C502-05. Denver: AWWA, 2005, pág. 16,17

1.4.2.2 Prueba hidrostática

Cada hidrante ensamblado debe estar sujeto a 2 pruebas bajo una presión de 300 psi o el doble de la presión de trabajo (cualquiera de ellas que sea mayor).

Una prueba debe ser realizada con todo el interior del hidrante bajo presión, mientras que la otra debe ser realizada con la válvula principal cerrada y la base presurizada desde el lado de la entrada. Durante estas pruebas no debe haber fugas a través de la válvula principal, sellos, cuerpo y componentes fundidos, o las juntas del hidrante ensamblado. Bajo estas condiciones de pruebas las fugas a través de la válvula de drenaje no deben exceder 148 ml/min.

Estas pruebas deben ser conducidas durante suficiente tiempo como para permitir la inspección de los puntos de posible fuga y por un mínimo de 30 segundos después de que todo el aire haya salido.

1.4.2.3 Prueba hidráulica

Los hidrantes usados en pruebas de pérdida de presión deben ser diseñados para ser enterrados más de 1.5 metros y la entrada de éstos debe ser de 6 pulgadas. La pérdida de la presión de columna causada por la fricción, en psi, corregida para la velocidad de entrada y de salida no debe exceder la pérdida de presión permisible mostrada en la tabla 5 de la norma para hidrantes secos, AWWA C502-05.

1.4.2.3.1 Indicador de prueba

Las pruebas deben ser realizadas por medio de un indicador diferencial conectado a un piezómetro en la entrada y otro en la salida del hidrante, o por otros métodos de similar precisión.

1.4.2.3.2 Pruebas de torque

Los hidrantes usados en las pruebas de torque deben ser funcionales y capaces de ser abiertos en su totalidad y después de ello poder soportar una sobrecarga de 200 lb ft. Posteriormente se debe cerrar con este mismo torque sin que exista ningún tipo de dificultad en la operación.

1.4.3 HIDRANTES DE CUERPO HÚMEDO¹²

1.4.3.1 Prueba mecánica

Todos los hidrantes deben ser operados durante un ciclo completo de abrir y cerrar sin estar bajo presión. El torque requerido para esto no debe exceder las 20 lbf ft.

1.4.3.2 Prueba hidrostática

Los hidrantes ensamblados deben ser probados a una presión de 300 psi o el doble de la presión de trabajo (cualquiera de ellas que sea mayor).

Esta prueba debe ser realizada con todo el interior del hidrante bajo presión y las válvulas de salida cerradas. Durante estas pruebas no debe haber fugas a través de la válvula principal, sellos, cuerpo y componentes fundidos, o las juntas del hidrante ensamblado.

Estas pruebas deben ser conducidas durante suficiente tiempo como para permitir la inspección de los puntos de posible fuga y por un mínimo de 30 segundos después de que todo el aire haya salido.

¹² AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Wet-Barrel Fire Hydrants*. ANSI/AWWA C503-05. Denver: AWWA, 2005, pág. 16,17

CAPITULO 2

ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA PRUEBAS HIDROSTÁTICAS EN ELEMENTOS QUE TRANSPORTAN AGUA POTABLE

Todo elemento que es fabricado para transporte y manejo de agua potable, para asegurar su funcionamiento adecuado, debe contemplar algunas pautas sobre el trabajo para el que fue diseñado, por lo que debe ser sometido a pruebas diferentes según la normativa a la que se rija. Generalmente estas pruebas son hidrostáticas y se llevan a cabo en un equipo, el mismo que se encarga de realizar los ensayos, cuyos procesos principales son:

Cierre: Asegurar el elemento en la posición adecuada.

Llenado: Llenar el elemento con el líquido de prueba en su totalidad.

Prueba: Llevar este líquido a la presión de prueba.

Verificación: Comprobar visualmente, o por medio de algún instrumento el comportamiento esperado del elemento según la normativa.

Drenado: Dejar escapar el líquido de prueba, vaciando el elemento ensayado.

Finalización: Aflojar el elemento del equipo.

2.2 EQUIPOS EXISTENTES EN LA INDUSTRIA

En la industria, la mayoría de las empresas que elaboran elementos para transporte de agua potable, como FUNDIRECICLAR, tienen bancos de pruebas hidrostáticas manuales, elaborados artesanalmente y con características que apenas les hacen válidos para realizar las pruebas de los elementos que fabrican y demoran el ensayo de cada uno.

En FUNDIRECICLAR el equipo tiene un tornillo de potencia accionado por un volante manual que da el cierre al elemento a probar. La presión de agua es dada por una bomba manual y se la controla por medio de un manómetro en la placa de cierre por donde entra el agua. Las presiones que se alcanzan son las que la norma ha determinado y no se tienen datos acerca de la presión máxima que puede alcanzar el equipo, pero cuando el elemento a probar es de diámetro efectivo muy grande se dificulta el ensayo puesto que supera la fuerza de cierre que se puede alcanzar con el volante manual.



Figura 2.1 Banco de pruebas hidrostáticas de FUNDIRECICLAR

Fuente: FUNDIRECICLAR

Chant Engineering es una compañía global estadounidense de ingeniería que fabrica bancos de pruebas hidrostáticas y los distribuye a nivel mundial, desde Pensilvania, donde se encuentra su sede.

El Modelo 9727 de Chant Engineering es un banco para pruebas hidrostáticas de 10.000 psi, utilizado para probar piezas de grandes dimensiones. Esta máquina es accionada hidráulicamente con 300,000 lbf de sujeción del espécimen. Se compone de una unidad de potencia hidráulica, una estación para pruebas hidrostáticas, un soporte horizontal y una consola de agua hidrostática. La unidad de potencia hidráulica incluye el panel de control del operador, motor y bomba hidráulica, y el cableado de potencia de entrada.

Las pruebas de carga se realizan desde el control de la unidad de potencia hidráulica de la consola y la consola de agua hidrostática. El operador carga el

espécimen y llena la unidad con agua a presión. El banco se inclina para eliminar el aire atrapado y el espécimen se prueba a la presión deseada durante el tiempo necesario. Al final de la prueba la unidad se drena y se retira.

El rendimiento de la prueba completa se almacena y se registra a través del software de datos de adquisición de Chant.¹³



Figura 2.2 Banco de pruebas hidrostáticas Modelo 9727 de Chant Engineering

2.3 CASA DE LA CALIDAD¹⁴

Este concepto también conocido como el primero del desarrollo de la función despliegue de la calidad es un método globalizador cuyo objetivo es asegurar que en la definición de un producto o servicio se hayan considerado las necesidades de los usuarios, a la vez que es una herramienta para la planificación de la calidad durante el ciclo de vida. Esta herramienta traduce los deseos de los usuarios en requerimientos técnicos de ingeniería.

La casa de la calidad es la primera matriz que traduce las demandas de los usuarios en requerimientos técnicos del producto y de la evaluación de estos criterios se podrá establecer cuáles son los requerimientos más importantes que determinan el diseño.

¹³ CHANT ENGINEERING CO. *Máquinas de Prueba: Hidrostáticas*. Modelo 9727. Disponible en URL: <http://www.chantengineering.com/sp/hydrostatic.php>

¹⁴ RIBA, Cales. *Diseño Concurrente*. 1era Edición. Barcelona: Edicions UPC, 2002, pág. 177 – 178

2.3.1 CRITERIO DEL USUARIO

Los requerimientos solicitados por el usuario fueron determinados después de conversar con el Coordinador de Diseño, Desarrollo y Producción de FUNDIRECICLAR, quienes fabrican válvulas e hidrantes y poseen un equipo de pruebas hidrostáticas manual. Al ser ellos parte de la industria que usa un equipo de pruebas hidrostáticas para la fabricación de sus componentes y por su experiencia en el mercado, tienen conocimiento de lo que un usuario de este equipo puede necesitar.

De acuerdo a su opinión, el usuario lo que busca en un equipo de pruebas hidrostáticas es:

Que se alcance la presión de prueba que determine la norma para el elemento fabricado.

Que se alcance la fuerza de cierre del elemento fabricado, de manera que éste pueda soportar la presión del ensayo.

Que no se pierda mucho tiempo al poner a punto el elemento a ensayar en el equipo, ni al sacarlo del mismo después de la prueba.

Que su operación asegure un mínimo de operarios para realizar el ensayo.

Que su mantenimiento sea fácil y que asegure un buen tiempo hasta el siguiente.

Que sea un equipo de manejo seguro.

Que los repuestos del equipo sean de fácil obtención.

Que sea fácil de instalar.

Que no sea demasiado grande ni demasiado pesado.

Que su precio sea razonable.

Que el equipo no se vea artesanal, sino que pueda reflejar la seriedad de la empresa y sus productos.

2.3.2 CRITERIO DEL INGENIERO

Describe los requerimientos del usuario, dados anteriormente, de manera técnica. De esta forma se establecen como necesidades técnicas:

Presión de prueba adecuada (según el elemento y la normativa que lo rijan). psi

Fuerza de cierre adecuada (según el elemento que es probado). Ton

Largo del equipo. m

Facilidad de manejo del equipo (Esto será determinado por el grado de automatización del equipo).

Costo del Equipo. USD

Velocidad adecuada de trabajo y disminución de tiempos de puesta a punto. min

Peso. kg

Estética (De acuerdo a modelos de equipos producidos por marcas internacionales).

2.3.3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES¹⁵

Se puede observar el desarrollo de esta herramienta en el Anexo 2. Esta matriz fue elaborada según el procedimiento que se detalla en el libro de Carles Riba: “Diseño Concurrente”.

En las columnas de evaluación del usuario a los diferentes equipos se ha calificado según las características de los mismos que se detalló que hay en la industria: el equipo manual que posee FUNDIRECICLAR en su planta, con el que realiza las pruebas a sus productos, y el equipo de Chant Engineering de fabricación estadounidense.

Nótese que la calificación del usuario al equipo a diseñar es la más baja, debido a que aún no se ha obtenido un prototipo construido que pueda confrontar las características que el usuario desea.

¹⁵ RIBA, Cales. *Diseño Concurrente*. 1era Edición. Barcelona: Edicions UPC, 2002, pág. 177 – 184

Los resultados muestran que se debe dar mucha importancia a que el diseño alcance la fuerza de cierre y la presión de prueba a los elementos que el equipo ensaya, y a que sea fácil de manejar, lo que se lograría con algún grado de automatización de la máquina.

También se refleja que tanto como el que existan repuestos y el espacio que ocupe el equipo son otras especificaciones a tomar en cuenta.

Los valores de referencia usados fueron establecidos, algunos en base al modelo 9727 de Chant Engineering, otros de acuerdo a la experiencia con el equipo de pruebas hidrostáticas de FUNDIRECICLAR y otros de acuerdo a las Normas pertinentes.

Al analizar los compromisos técnicos se puede notar que no existen muchas relaciones entre las especificaciones, dando esto cierta libertad a cada una de las mismas. De los compromisos que cabe resaltar son: El compromiso de que mientras el equipo sea más largo, será más difícil su operación y los tiempos de puesta a punto se incrementarán más. Otro compromiso, que hace intuir la solución a estos primeros, es el que si se facilita la operación del equipo (mediante alguna forma de automatización) se verán reducidos los tiempos de puesta a punto del elemento en el equipo a pesar de su longitud.

Mediante esta información proporcionada, se elaboran las especificaciones del equipo, incluyendo ciertos aspectos extras, que irán más allá de las expectativas comunes del cliente.

2.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO

La definición del producto se establece a través de la especificación, que constituye la guía y referencia para su diseño y desarrollo. El método del desarrollo de la función de calidad ha sido eficaz para encontrar las áreas específicas que ayudarán a definir el producto.¹⁶ Por lo que con la ayuda de la casa de la calidad se establecen las especificaciones del equipo, las cuales serán tabuladas con el formato que sugiere Carles Riba en su “Diseño Concurrente”.

¹⁶ RIBA, Cales. *Diseño Concurrente*. 1era Edición. Barcelona: Edicions UPC, 2002, pág. 85 – 89

Tabla 2.1 Especificaciones del equipo

Empresa: ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL		Producto: Equipo Semiautomático para Pruebas Hidrostáticas de Válvulas e Hidrantes		Fecha inicial: 12/09/2011 Última revision: 12/09/2011
Diseñadores: Rodrigo Merlo Bodenhorst Andrés Villacrés Chimborazo		Página: 1/1		
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		C	R	Equipo para realizar pruebas hidrostáticas a hidrantes de columna y válvulas de compuerta. (Anexo 3)
		C+D	R	La presión de prueba debe poder ser seleccionada y mantenida el tiempo necesario de prueba según se necesite.
		D	R	Las pruebas deberán realizarse en posición horizontal, que es la posición de funcionamiento normal de los elementos.
Dimensiones		C	D	El espacio a ocupar por el equipo debe ser menor a 3 m.
		C	D	Las válvulas a probarse serán de máximo hasta de 12 pulgadas (300 mm) [Anexo 3]
Tiempos		C+D	D	El cierre y la finalización de la puesta a punto del equipo deben tardar menos de 3 min.
Movimientos		D	D	Los mecanismos de cierre del equipo deberán cerrar al elemento de manera perpendicular a las caras de los agujeros del elemento a probar.
Fuerzas		D	R	La fuerza de cierre aplicada a los elementos a ser probados debe ser suficiente como para no permitir que la presión de prueba al elemento haga ceder el mecanismo de cierre del equipo.
		D	R	La presión de agua de prueba debe alcanzar al menos 500 psi de presión para realizar las pruebas. [Normas AWWA para hidrantes y válvulas]
Automatización		C	D	El equipo será operado por el menor número de obreros posible.
		C+D	R	Las presiones de prueba y de cierre del elemento deben ser precisas.
Señales y Control		D	D	Panel de control del equipo con las funciones que se haya automatizado.
Energía		C	R	Eléctrica.
Montaje		C	D	De preferencia ninguno o sencillo al instalarse y al variar de elemento de prueba.
Mantenimiento		C	D	Sencillo y sus partes desmontables
		C	D	Repuestos de fácil obtención.
Costos		C	D	Costo de fabricación debe ser menor a 20000 USD

Propone: C=Cliente; M=Marketing; D= Diseño; F= Financiación

R/D: R=Requerimiento; MR=Modificación de requerimiento; NR=Nuevo requerimiento

D=Deseo; MD=Modificación de deseo; ND= Nuevo deseo

2.5 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL EQUIPO¹⁷

El análisis funcional aplicado al diseño del equipo de pruebas hidrostáticas está basado en una técnica propuesta por Lawrence D. Miles que para reducir costos, aísla a la función principal del resto del mecanismo para de esta forma hallar otras alternativas de solución que la más usual o evidente.

Para poder aplicar esta herramienta se debe establecer cuáles son las funciones principales del equipo, que son por las que el cliente compra el producto, en este caso es realizar pruebas hidrostáticas a hidrantes y válvulas; y las funciones secundarias que son las que ayudan a que la función principal se cumpla de manera adecuada, y son las que se determinan mediante este análisis.

Una vez determinadas todas las funciones secundarias se procederá a plantear posibles soluciones, que satisfagan a las funciones establecidas, para proceder a seleccionar la más viable.

Además, estas funciones pueden ser agrupadas y desglosadas en módulos.

La descomposición funcional del producto se llevará a cabo mediante diagramas de flujo en los que aparecerá cada función encontrada, que puede tener 3 tipos de entradas y salidas: señal, material y energía.

Los diagramas de flujo se presentarán en diferentes niveles, comenzando con el nivel 0 o función global, y continuando hasta el nivel que se estime conveniente.

¹⁷ MILES, Lawrence. *Techniques of Value Analysis and Engineering*. 3era Edición. USA: Miles Value Foundation, 1989, pág. 25 – 27

2.5.1 DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

Nivel 0:

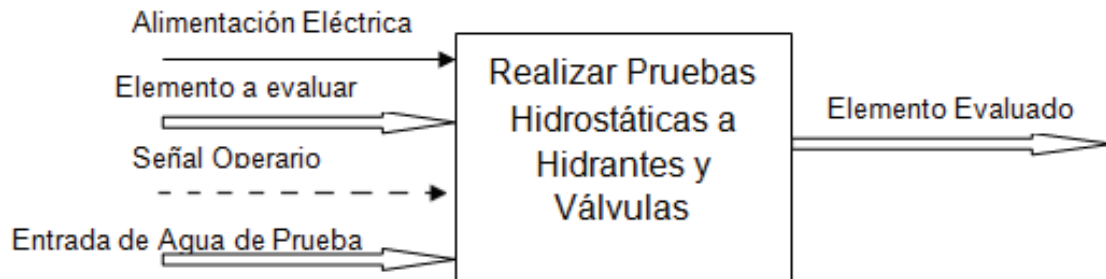


Figura 2.3 Nivel 0. Modularidad del equipo de pruebas hidrostáticas semiautomático

Nivel 1:

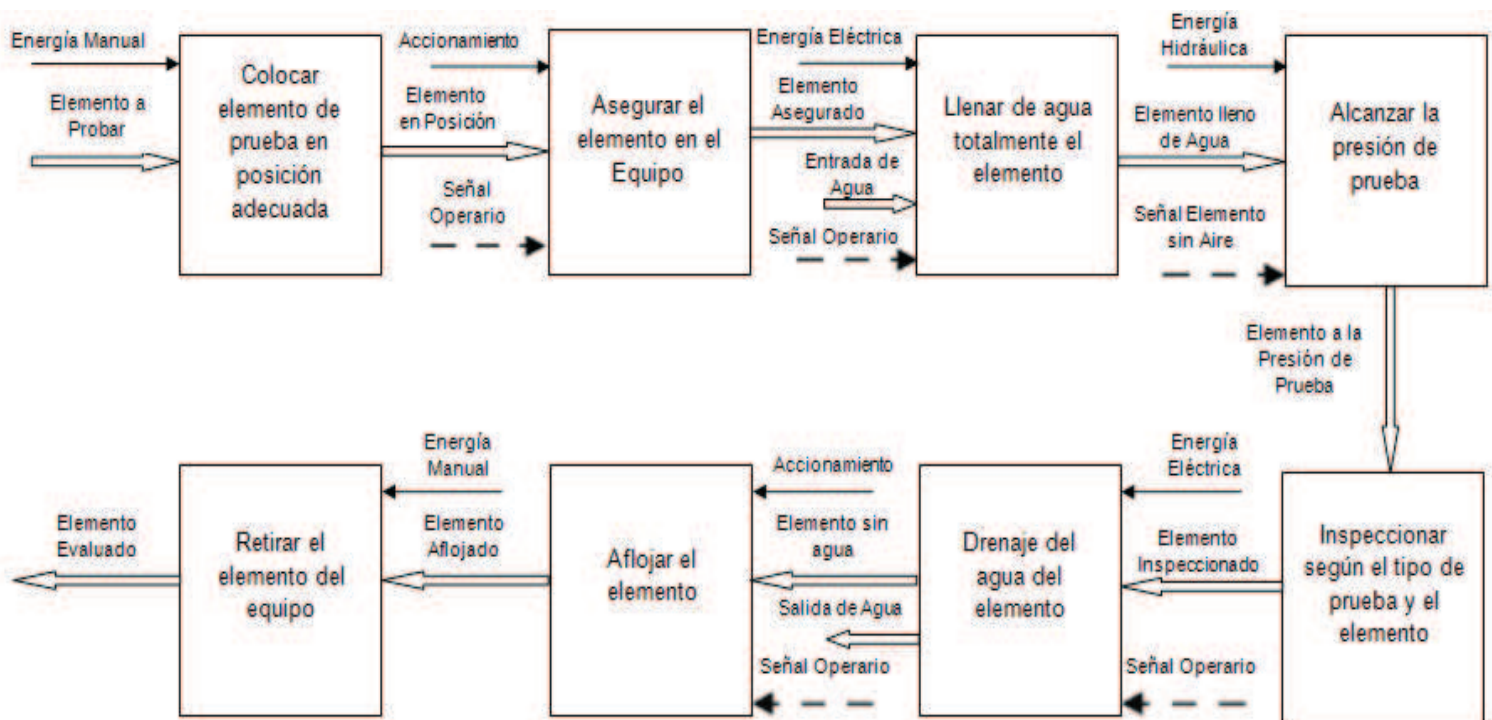


Figura 2.4 Nivel 1. Modularidad del equipo de pruebas hidrostáticas semiautomático

2.5.2 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

En el nivel 0 se presentan los factores en cuanto a material, energía y señal que el equipo necesita para cumplir su función global y obtener el resultado deseado, que es realizar pruebas hidrostáticas a hidrantes y válvulas. Para ello se requiere el elemento a ser probado, agua para realizar la prueba, ya que los elementos que el equipo probará son aquellos que funcionan con agua y debido al interés del usuario potencial en que el sistema tenga un grado de automatización se requiere energía eléctrica y señales de control que serán generadas por el o los operarios.

En el nivel 1, se hace un desglose de todas las funciones que aportarán a la obtención del producto final. Se ha detallado cada función del procedimiento general de realizar pruebas hidrostáticas detallado al inicio de este capítulo, teniendo en cuenta que algunas de estas funciones podrán ser automatizadas, por ello se ha descrito flujos de energía manuales y eléctricos, así como flujos de señal de control que realizarán los operarios para cumplir alguna de las mismas.

El análisis funcional se llevó hasta el nivel 1 puesto que de tratar de detallarlo más podría incurrir en establecer implícitamente algún tipo de solución.

2.5.3 DEFINICIÓN DE MÓDULOS

Es conveniente separar por bloques constructivos o funcionales los procesos o funciones que el equipo debe cumplir, porque de esta forma se podrá abordar posibles soluciones posteriores a cada uno de estos.

Al analizar detalladamente los diagramas funcionales se diferencian 4 funciones principales, algunas de las cuales se establecen al descubrir funciones similares al inicio y al final de la función principal, las cuales se presentan así:

- Colocar, retirar el elemento del equipo.
- Asegurar, aflojar el elemento.
- Llenar, probar y drenar el agua.
- Soporte del equipo

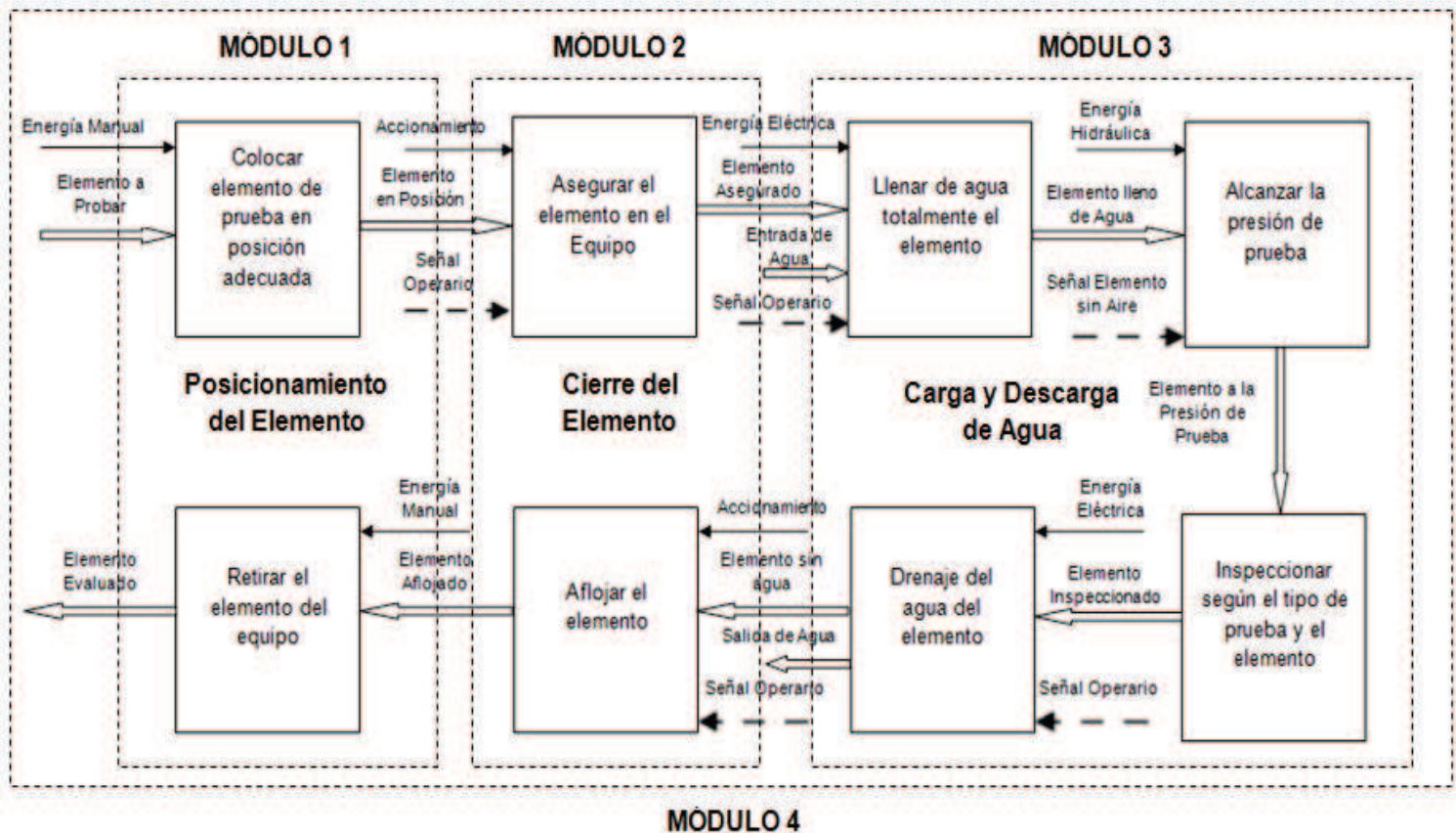


Figura 2.5 División modular de la fabricación del equipo de pruebas hidrostáticas semiautomático

Una vez señaladas las funciones que se relacionan se establecen los módulos que en este caso son:

- Módulo 1: Posicionamiento del elemento.
- Módulo 2: Cierre del elemento.
- Módulo 3: Carga y descarga de agua.
- Módulo 4: Soporte del equipo.

2.6 ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA CADA MÓDULO

En este apartado se pretende partir de las funciones que cada módulo cumple para encontrar un diseño conceptual que solucione a las mismas.

2.6.1 MÓDULO 1: POSICIONAMIENTO DEL ELEMENTO

Las funciones que cumple este módulo son:

- Levantar al elemento de prueba y ponerlo en el equipo.

- Retirar el elemento probado del equipo.
- Asegurarse que el elemento se encuentre en la posición adecuada para cerrar el elemento para la prueba.
- Sostener al elemento probado, una vez que sea liberado del equipo.

Las dos primeras funciones y las dos últimas son análogas por lo que hallando soluciones a las dos primeras se tendrán las soluciones de las dos últimas.

A continuación se proponen diferentes formas de solución de estas funciones que luego se combinarán y darán como resultado diferentes soluciones al módulo.

2.6.1.1 Levantar al elemento de prueba y ponerlo en el equipo

La manera más rápida y cómoda de realizar este trabajo es hacerlo de forma manual, para lo cual se puede tener dos alternativas de solución:

2.6.1.1.1 Manualmente

Usualmente es la que se usa, cada vez que se necesita hacer una prueba hidrostática a un elemento los operarios se encargan de traer los elementos hacia el equipo, dependiendo del peso del mismo se necesitan uno o dos operarios.

Ventajas

Es preciso.

Es rápido.

Desventajas

Se necesitan más obreros para hacer el trabajo.

2.6.1.1.2 Tecla Manual

Es una alternativa que sirve para levantar hidrantes sobretodo, y llevarlos hacia el equipo, ya que comúnmente las válvulas más producidas son las de 2, 3, 4 y 6 pulgadas (Anexo 3), cuyo peso permitiría su manipulación manual.



Figura 2.6 Tecle Manual¹⁸

Ventajas

Se necesita solo de una persona para levantar el hidrante más pesado.

Desventajas

Más tiempo de movilización y preparación del elemento.

Se debe tener cuidado al poner en el equipo porque no es preciso.

2.6.1.2 Asegurar que el elemento se encuentre en la posición adecuada para cerrar el elemento para la prueba.

El elemento debe encontrarse horizontal y listo para ser asegurado para la prueba por lo que se debe asegurar alguna forma para que el mismo se disponga de manera correcta. Por ello se plantean las siguientes soluciones a este problema:

2.6.1.2.1 Manualmente

Es la más usada. Hasta que se asegure el elemento el o los obreros sostienen el elemento hasta que se asegure.

Ventajas

Su precisión es medida.

¹⁸ http://www.apy.com.ec/p_tecles.htm

Desventajas

Se necesitan más obreros para hacer el trabajo.

Es lento.

2.6.1.2.2 Tecla manual

Sostendrá al elemento mientras se activa el mecanismo de cierre.

Ventajas

Se necesita solo de una persona para ubicarlo.

La misma persona puede asegurar al elemento en el equipo.

Facilita la operación.

Desventajas

Se debe tener cuidado al cerrar al elemento en el equipo porque no es preciso, puede balancearse.

Se lo debería adquirir.

2.6.1.2.3 Soporte inferior regulable

Se usará un soporte inferior que sostenga al elemento en la posición adecuada hasta que el mismo sea asegurado en el equipo, éste será regulable para el tipo de elemento.

Ventajas

Sostiene al elemento sin necesidad de fuerza del operario.

Sirve para cualquier elemento.

Facilita la operación.

Desventajas

Aumenta la complejidad del equipo.

Se lo debe construir.

2.6.1.3 Alternativas de módulos

Al combinar de manera conveniente a cada alternativa podemos encontrar diferentes soluciones para el módulo. No resulta útil unir todas las alternativas porque no todas son compatibles entre sí.

Tabla 2.2 Opciones de Módulos

Función	Componente
Levantar, retirar el elemento de prueba	
Asegurarse que el elemento esté en la posición adecuada para la prueba	

Es decir que las alternativas para el módulo 1 serían:

Alternativa 1: Realizar todo el proceso de puesta a punto manualmente.

Alternativa 2: Llevar manualmente el elemento hasta un tecla, el cual sostendrá al mismo hasta que el equipo lo cierre para la prueba.

Alternativa 3: Realizar todo el proceso de puesta a punto con un tecla.

Alternativa 4: Llevar manualmente el elemento hasta un soporte inferior del equipo, en el cual el mismo operario podrá ubicar adecuadamente al elemento para cerrarlo para la prueba.

Alternativa 5: Llevar el elemento por medio de un tecla a soporte inferior y allí ubicarlo de la manera conveniente para el cierre del mismo y la posterior prueba.

2.6.1.4 Evaluación y selección de módulos¹⁹

Para determinar cuál de las alternativas de los módulos es la que conviene realizar, se usará el método ordinal corregido de criterios ponderados, propuesto por el diseño concurrente de Carles Riba.

Los criterios de valoración más importantes son:

Poco tiempo de puesta a punto, pues se pretende que el tiempo sea aprovechado de la mejor manera.

Menor número de gente involucrada, permitirá que se aproveche el trabajo de los obreros.

Complejidad en la operación, ya que esto influye tanto en el tiempo como en el número de personas que se involucren.

Costo, que hace que la solución sea práctica y coherente a la realidad.

La evaluación de los criterios y los módulos se encuentran en las tablas siguientes:

Tabla 2.3 Evaluación de cada criterio

CRITERIO	Poco tiempo de puesta a punto	Menor número de gente involucrada	Complejidad en la operación	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Poco tiempo de puesta a punto		0.5	0.5	0	2	0.20
Menor número de gente involucrada	0.5		0.5	0	2	0.20
Complejidad en la operación	0.5	0.5		0.5	2.5	0.25
Costo	1	1	0.5		3.5	0.35
				Suma	10	1
Costo > Complejidad en la operación > Menor número de gente involucrada = Poco tiempo de puesta a punto						

¹⁹ RIBA, Cales. *Diseño Concurrente*. 1era Edición. Barcelona: Edicions UPC, 2002, pág. 59 – 62

A continuación se evalúa cada una de las opciones según los criterios:

Tabla 2.4 Evaluación de las soluciones respecto al tiempo de puesta a punto

Poco tiempo de puesta a punto	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1	0	1	3.5	0.23
Solución 2	0.5		0.5	0	0.5	2.5	0.17
Solución 3	0	0.5		0	0.5	2	0.13
Solución 4	1	1	1		1	5	0.33
Solución 5	0	0.5	0.5	0		2	0.13
Suma						15	1
Solución 4 > Solución 1 > Solución 2 > Solución 3 = Solución 5							

Tabla 2.5 Evaluación de las soluciones respecto al número de gente involucrada

Menor número de gente involucrada	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	0	0.5	0	2	0.13
Solución 2	0.5		0	0.5	0	2	0.13
Solución 3	1	1		1	0.5	4.5	0.30
Solución 4	0.5	0.5	0		0	2	0.13
Solución 5	1	1	0.5	1		4.5	0.30
Suma						15	1
Solución 3 = Solución 5 > Solución 1 = Solución 2 = Solución 4							

Tabla 2.6 Evaluación de las soluciones respecto a la complejidad en la operación

Complejidad en la operación	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	0	1	4	0.27
Solución 2	0		0.5	0	0	1.5	0.10
Solución 3	0	0.5		0	0	1.5	0.10
Solución 4	1	1	1		1	5	0.33
Solución 5	0	1	1	0		3	0.20
Suma						15	1
Solución 4 > Solución 1 > Solución 5 > Solución 2 = Solución 3							

Tabla 2.7 Evaluación de las soluciones respecto al costo

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	1	1	5	0.33
Solución 2	0		0.5	0	1	2.5	0.17
Solución 3	0	0.5		0	1	2.5	0.17
Solución 4	0	1	1		1	4	0.27
Solución 5	0	0	0	0		1	0.07
					Suma	15	1
Solución 1 > Solución 4 > Solución 2 = Solución 3 > Solución 5							

Finalmente, se presenta la tabla de conclusiones:

Tabla 2.8 Tabla de conclusiones para el módulo 1

CRITERIO	Poco tiempo de puesta a punto	Menor número de gente involucrada	Complejidad en la operación	Costo	Σ	Prioridad
Solución 1	0.0467	0.0267	0.0667	0.1167	0.2567	2
Solución 2	0.0333	0.0267	0.0250	0.0583	0.1433	5
Solución 3	0.0267	0.0600	0.0250	0.0583	0.1700	3
Solución 4	0.0667	0.0267	0.0833	0.0933	0.2700	1
Solución 5	0.0267	0.0600	0.0500	0.0233	0.1600	4

Por consiguiente, según la tabla 2.8 la solución que se ajusta a los criterios de evaluación es la número 4, llevar manualmente el elemento hasta un soporte inferior del equipo.

2.6.2 MÓDULO 2: CIERRE DEL ELEMENTO

Las funciones de este módulo se cumplen cuando el equipo está a punto de empezar el llenado de agua en el elemento, o a su vez, ya ha sido vaciado:

- Asegurar el elemento a probar en el equipo.
- Liberar el elemento probado del equipo.

Al ser funciones de la misma de la misma naturaleza pero efecto contrario se puede buscar una solución que satisfaga a la primera y también a la segunda.

Al estudiar el análisis funcional de la figura 2.3 se nota que para que la operación de cada una de estas funciones empiece, se debe a un accionamiento el cual comienza a una señal del operador (debido al interés del usuario de que sea semiautomático), que realiza una acción sobre el elemento y es del tipo de interfaz de energía. Por ende, en este módulo, antes de estudiar una solución más puntual, se debe seleccionar el tipo de accionamiento que sea más adecuado para cumplir estas funciones.

Los tipos de accionamiento que se le puede dar son:

- Accionamiento mecánico (Tornillo de potencia).
- Accionamiento neumático.
- Accionamiento hidráulico.

2.6.2.1 Accionamiento mecánico (Tornillo de Potencia)

Consiste en utilizar un moto reductor eléctrico para accionar un tornillo de potencia o su tuerca respectiva. La ventaja mecánica en este tipo de sistemas suele ser alta pero también se tiene una baja eficiencia debido a la fricción entre los hilos, la medición de la fuerza que está aplicando este sistema puede ser un más compleja que en otras alternativas, es posible que sea necesario el uso de un sensor de carga que se ubicara entre el tornillo y la placa que este acciona, estos consisten en un dispositivo muy preciso que mide deformación (strain gauge) para convertirlo en una señal eléctrica.



Figura 2.7 Tornillos de potencia de acero inoxidable para aplicaciones lineales²⁰

²⁰<http://www.powerjacks.com/NewsArchives/PowerJacks-News-Stainless-Steel-Screw-Jacks-06.php>

Ventajas

Se puede aprovechar del sistema eléctrico de la planta directamente, eliminando una etapa de conversión de energía (eléctrica-mecánica vs eléctrica-hidráulica-mecánica).

La naturaleza de los componentes indica que una buena parte del sistema puede fabricarse en planta con las máquinas herramientas comúnmente disponibles.

Puede llegar a ser la más económica de las alternativas.

Desventajas

Los tornillos de potencia generalmente tienen una baja eficiencia y se estima que debe haber rubros adicionales de mantenimiento debido al desgaste del mismo.

La falta de una forma simple de controlar la fuerza que se está aplicando al cierre puede resultar en que el ahorro que se presenta por su simpleza se traduzca en un mayor gasto en el control del motor y el sensor de carga.

2.6.2.2 Accionamiento neumático

Una alternativa parecida al accionamiento hidráulico es realizar el cierre por medio de un cilindro neumático. Las presiones o el diámetro del pistón para alcanzar las fuerzas requeridas pueden llegar a ser más altos de lo que se acostumbra en los sistemas neumáticos. De ser posible idear una solución, se encuentra una ventaja al poder utilizar el sistema de aire comprimido del que disponen una gran cantidad de empresas industriales. La medición de la fuerza de cierre se efectuaría de manera similar que en la alternativa hidráulica al poner un sensor de presión en el lado de cierre del cilindro.

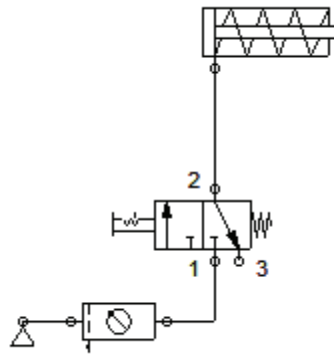


Figura 2.8 Mecanismo neumático que mueve a un cilindro de simple efecto

Ventajas

Puede usarse el sistema de aire comprimido disponible en la empresa, si es que lo tuviesen, prescindiendo de un compresor adicional.

Desventajas

Las fuerzas requeridas para el cierre son altas, incluso se puede probar que la presión del sistema de aire comprimido no alcanza fuerzas de la magnitud necesaria para la función necesaria. De ser tomada como posibilidad pudiese ser necesario el proveer o diseñar un acumulador de manera de poder aprovechar el caudal alto disponible en la mayoría de sistemas de aire comprimido y traducirlo a presión efectiva, aumentando de manera importante el costo y complejidad del equipo.

2.6.2.3 Accionamiento hidráulico

Esta alternativa consiste en efectuar el cierre de las placas mediante uno o varios pistones hidráulicos accionados por una bomba de alta presión. Ésta presión típicamente alcanza los 3000 psi para sistemas de este tipo. Se debe incluir una válvula 4/3 para el control del cilindro hidráulico.

Para controlar la fuerza de cierre se puede tener un sensor de presión en el lado del cierre del cilindro, ya que ésta, para una misma área efectiva del pistón, es directamente proporcional a la fuerza que está aplicando el mismo.

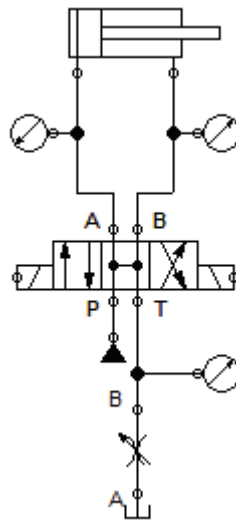


Figura 2.9 Mecanismo hidráulico que mueve un cilindro de doble efecto

Ventajas

Facilidad para alcanzar fuerzas altas.

Se puede alcanzar velocidades adecuadas con motores y bombas comunes en el mercado.

Existe un buen rango de proveedores en el país de este tipo de sistemas y sus accesorios.

Desventajas

Debido a la naturaleza de los componentes, todos o la mayoría deben ser comprados. No existe la opción de fabricarlos en planta.

El precio del sistema es alto, sobre todo si la fuerza y velocidad del sistema están en el rango alto de los típicamente disponibles.

Debe tenerse especial cuidado en controlar las fugas para evitar pérdidas en la fuerza del cierre y accidentes en la planta.

El mantenimiento de un sistema hidráulico puede resultar costoso si no se tiene un buen control preventivo/predictivo.

El recorrido de los cilindros puede ser limitado.

2.6.2.4 Evaluación y selección de accionamiento

Los criterios de valoración más importantes en cuanto a los accionamientos son:

El cierre se realice de manera rápida.

Una vez cerrado no exista la posibilidad de que la fuerza interna libere a la válvula.

Fácil mantenimiento y de bajo costo.

Costo del equipo.

Facilidad de control del accionamiento.

La evaluación de los criterios y los módulos se encuentran en las tablas siguientes:

Tabla 2.9 Evaluación de cada criterio

CRITERIO	Cierre rápido	Cierre seguro (la válvula no se liberará por presión de prueba)	Fácil mantenimiento y de bajo costo	Costo	Facilidad de Control	$\Sigma+1$	Ponderación
Cierre rápido		0	0.5	0.5	0	2	0.13
Cierre seguro (la válvula no se liberará por presión de prueba)	1		1	1	0.5	4.5	0.30
Fácil mantenimiento y de bajo costo	0.5	0		0.5	0	2	0.13
Costo	0.5	0	0.5		0.5	2.5	0.17
Facilidad de Control	1	0.5	1	0.5		4	0.27
Suma						15	1
Cierre seguro > Facilidad de Control > Costo > Cierre rápido = Fácil Mantenimiento y de bajo costo							

Tabla 2.10 Evaluación de las soluciones respecto al cierre rápido

Cierre rápido	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0.5	1.5	0.25
Solución 2	1		1	3	0.50
Solución 3	0.5	0		1.5	0.25
			Suma	6	1
Solución 2 > Solución 1 = Solución 3					

Tabla 2.11 Evaluación de las soluciones respecto al cierre seguro

Cierre Seguro	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	0.5	2.5	0.42
Solución 2	0		0	1	0.17
Solución 3	0.5	1		2.5	0.42
			Suma	6	1
Solución 1 = Solución 3 > Solución 2					

Tabla 2.12 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento fácil y de bajo costo

Fácil Mantenimiento y Bajo Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0.17
Solución 2	1		0.5	2.5	0.42
Solución 3	1	0.5		2.5	0.42
			Suma	6	1
Solución 2 = Solución 3 > Solución 1					

Tabla 2.13 Evaluación de las soluciones respecto al costo

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0.5	1.5	0.25
Solución 2	1		0.5	2.5	0.42
Solución 3	0.5	0.5		2	0.33
			Suma	6	1
Solución 2 > Solución 3 > Solución 1					

Tabla 2.14 Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de control

Facilidad de control	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0.17
Solución 2	1		0.5	2.5	0.42
Solución 3	1	0.5		2.5	0.42
Suma				6	1
Solución 2 = Solución 3 > Solución 1					

Finalmente, se presenta la tabla de conclusiones:

Tabla 2.15 Tabla de conclusiones para el módulo 2

CRITERIO	Cierre rápido	Cierre Seguro	Fácil Mantenimiento y de Bajo costo	Costo	Facilidad de control	Σ	Prioridad
Solución 1	0.0333	0.1250	0.0222	0.0417	0.0444	0.2667	3
Solución 2	0.0667	0.0500	0.0556	0.0694	0.1111	0.3528	2
Solución 3	0.0333	0.1250	0.0556	0.0556	0.1111	0.3806	1

Por consiguiente, según la tabla 2.15 la solución que se ajusta a los criterios de evaluación es la número 3, accionamiento hidráulico.

Posteriormente se seleccionará todo en cuanto a la construcción del sistema de cierre hidráulico del equipo.

2.6.3 MÓDULO 3: CARGA Y DESCARGA DE AGUA

Una vez asegurado el elemento en el equipo, a una señal de operario el elemento empezará a llenarse de agua hasta que se elimine el aire presente en el mismo. Una vez que el aire sea eliminado se procede a elevar la presión del agua hasta lo que la norma determine según la prueba que se haga. Después de verificar aquello que en normas se indique se procederá a descargar el agua.

Por lo tanto las funciones que cumple este módulo son:

- Llenar el elemento con agua hasta que no quede aire al interior del mismo.

- Llevar el elemento hasta la presión de prueba que se necesita.
- Verificar según la prueba realizada los resultados.
- Vaciar el agua del elemento.

Al notarse que se trata de cargar al elemento con agua en el siguiente capítulo se retomará el módulo para seleccionar los componentes del mismo, que en general son:

- Bomba de agua.
- Válvulas para control.
- Mangueras.
- Tanque de agua.
- Instrumentos de control (manómetros y sensores).

2.6.4 MÓDULO 4: SOPORTE DEL EQUIPO

Las funciones que este módulo cumple son:

- Es el bastidor de todos los componentes.
- Da estabilidad al equipo.
- Soporta las cargas generadas por la fuerza y la presión.
- Determina la posición de trabajo del equipo.

Dado que todas las funciones, a excepción de la última, son funciones del bastidor de cualquier equipo, se establecerán diferentes formas de solución a la última de éstas, la posición de trabajo del equipo, que conjugándose con las que debe satisfacer como bastidor, darán forma al módulo.

2.6.4.1 Bastidor horizontal

Este bastidor que sostiene al resto de sistemas, y a los componentes por seleccionar, manteniendo una forma de trabajo horizontal para el elemento.

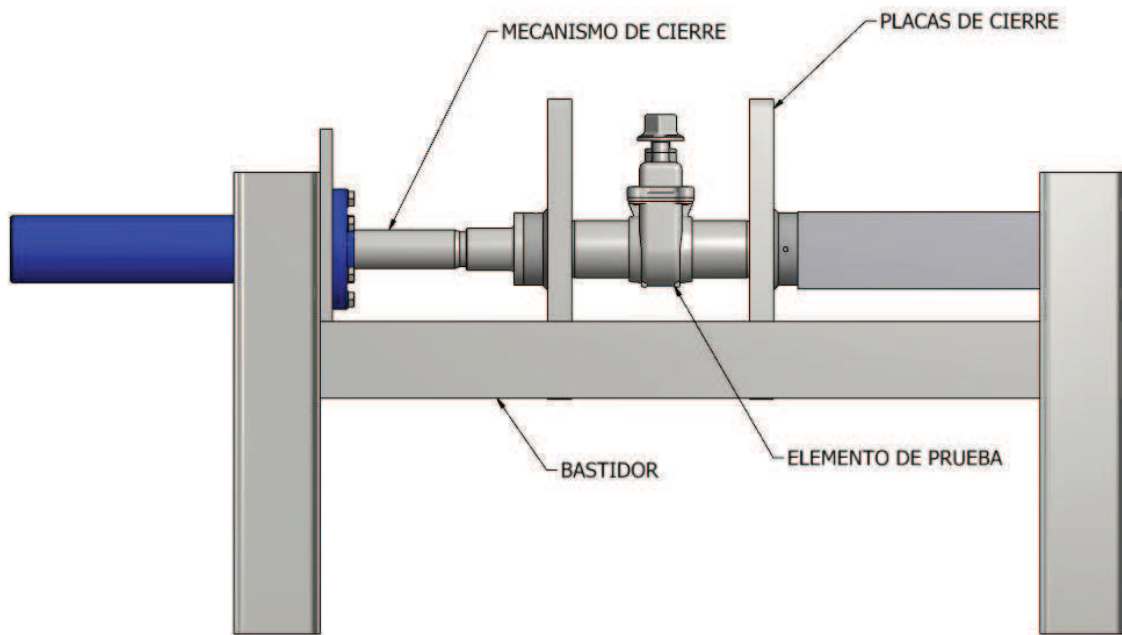


Figura 2.10 Esquema del bastidor horizontal

Ventajas

Las pruebas hidrostáticas para válvulas, de acuerdo a la norma, deben ser realizadas en la posición de trabajo, siendo ésta en disposición horizontal para la gran mayoría de válvulas que se diseñan y comercializan.

Facilidad de montaje de elementos para realizar la prueba.

Además de los sistemas que se han incorporado al diseño no necesita de accesorios extras.

Desventajas

Existe dificultad al extraer el aire de los elementos si estos trabajan en posición horizontal, por lo que de ser ésta la alternativa se deberá proporcionar un caudal de agua lo suficientemente alto como para que el aire sea evacuado satisfactoriamente.

Los elementos de cierre necesitan un soporte adicional que permita el movimiento longitudinal manejable de los mismos en el caso de ajustar la posición de estos al realizar la prueba.

El sistema hidráulico trabajará con un pistón en esta posición, lo que con el peso del extremo del elemento de cierre producirá una fuerza que tiende a provocar flexión, por lo que se deberán construir guías para contrarrestar ésta.

2.6.4.2 Bastidor vertical

Este bastidor sostiene al resto de sistemas, y a los componentes por seleccionar, manteniendo una forma de trabajo vertical para el elemento.

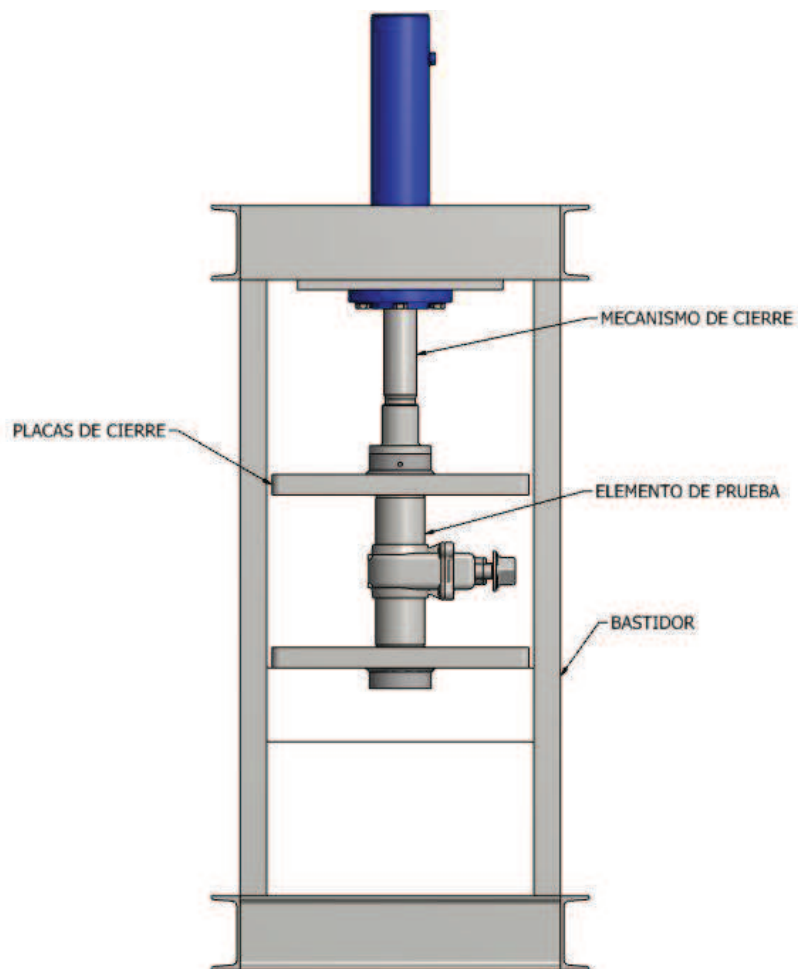


Figura 2.11 Esquema del bastidor vertical

Ventajas

La posición vertical del bastidor permite al equipo tener facilidad al retirar el aire del elemento conforme éste se llene de agua.

Los elementos de cierre del equipo trabajan con la gravedad por lo que no se generan fuerzas externas que atender adicionales a las del cierre y presión de agua.

Menor espacio usado de la planta.

Soporte inferior regulable innecesario, lo que reduciría un elemento a fabricarse.

Desventajas

Al mover los elementos de cierre, se necesitara de un aparato para moverlos debido al peso de los mismos.

No es la posición de prueba que se determina para válvulas en normas y lo que el cliente manifestó como requerimiento.

Relativa incomodidad de posicionamiento de los elementos para realizar la prueba, quizás se necesitaría de algún aparato auxiliar para poner estos en el equipo.

2.6.4.3 Bastidor basculante

Este tipo de bastidor no solo sostiene a los sistemas y a los componentes del equipo, sino que permite al equipo posicionar al elemento de la manera que le resulte más cómoda (horizontal o vertical) y además tiene las ventajas de la disposición vertical, sobretodo sacar el aire del elemento, y facilita realizar la prueba horizontalmente.

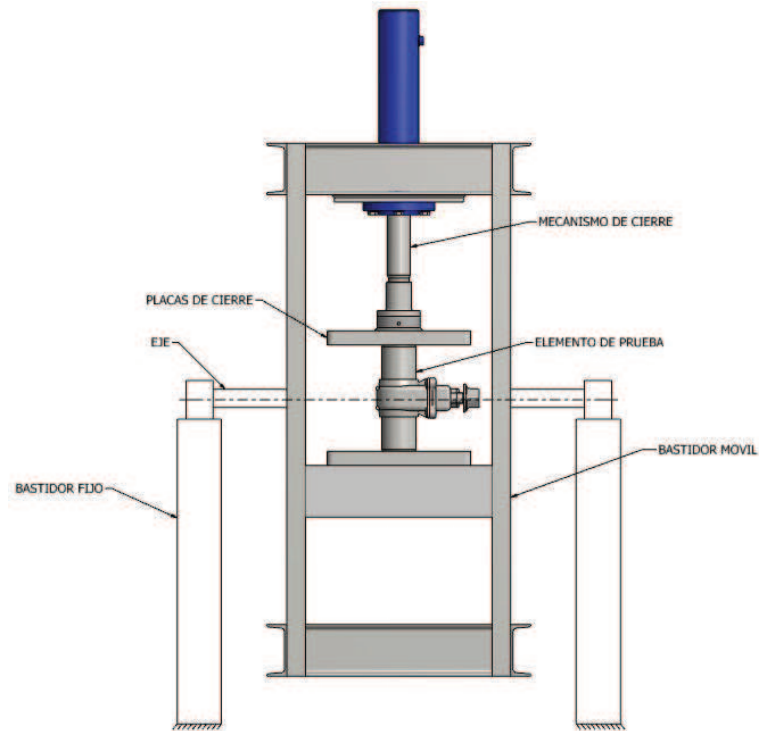


Figura 2.12 Esquema del Bastidor Basculante

Ventajas

La facilidad de ponerse en posición vertical, permite al bastidor tener facilidad al retirar el aire del elemento conforme éste se llene de agua.

Se puede probar al elemento horizontalmente, de la manera en la que es usual su forma de trabajo.

Facilidad de posicionamiento del elemento en el equipo.

Desventajas

Es posible que se necesiten accesorios extras para el funcionamiento adecuado del equipo.

La fabricación del bastidor se vuelve más compleja debido al mecanismo basculante que se debe añadir al diseño.

El costo aumenta.

El mantenimiento se vuelve más complicado comparado con las alternativas anteriores.

Respecto a los anteriores es más peligroso si no se tiene el debido cuidado en su manejo.

2.6.4.4 Evaluación y selección de módulos

Los criterios de valoración más importantes son:

Probar el elemento en su posición de trabajo.

Simplicidad de construcción y montaje.

No accesorios extras fuera del equipo de pruebas.

Costo de fabricación.

Mantenimiento fácil y de bajo costo.

La evaluación de los criterios y los módulos se encuentran en las tablas siguientes:

Tabla 2.16 Evaluación de cada criterio

CRITERIO	Probar elemento en posición de trabajo	Simplicidad de construcción y montaje	No accesorios extras	Costo de fabricación	Mantenimiento fácil y de bajo costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Probar elemento en posición de trabajo		1	1	0.5	1	4.5	0.30
Simplicidad de construcción y montaje	0		1	0.5	0.5	3	0.20
No accesorios extras	0	0		0	0.5	1.5	0.10
Costo de Fabricación	0.5	0.5	1		1	4	0.27
Mantenimiento fácil y de bajo costo	0	0.5	0.5	0		2	0.13
Suma						15	1
Probar elemento en posición de trabajo > Costo de fabricación > Simplicidad de construcción y montaje > Mantenimiento fácil y de bajo costo > No accesorios extras							

Tabla 2.17 Evaluación de las soluciones respecto a probar el elemento en su posición de trabajo

Probar elemento en posición de trabajo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	0.5	2.5	0.42
Solución 2	0		0	1	0.17
Solución 3	0.5	1		2.5	0.42
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 3 > Solución 2					

Tabla 2.18 Evaluación de las soluciones respecto a la simplicidad de construcción y montaje

Simplicidad de construcción y montaje	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1	2.5	0.42
Solución 2	0.5		1	2.5	0.42
Solución 3	0	0		1	0.17
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					

Tabla 2.19 Evaluación de las soluciones respecto a no accesorios extras

No accesorios extras	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1	2.5	0.42
Solución 2	0.5		1	2.5	0.42
Solución 3	0	0		1	0.17
Suma				6	1
Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					

Tabla 2.20 Evaluación de las soluciones respecto al costo de fabricación

Costo de fabricación	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1	2.5	0.42
Solución 2	0.5		1	2.5	0.42
Solución 3	0	0		1	0.17
			Suma	6	1
Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					

Tabla 2.21 Evaluación de las soluciones respecto al mantenimiento fácil y de bajo costo

Mantenimiento fácil y de bajo costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	1	2.5	0.42
Solución 2	0.5		1	2.5	0.42
Solución 3	0	0		1	0.17
			Suma	6	1
Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					

Tabla 2.22 Tabla de conclusiones para el módulo 4

CRITERIO	Cierre rápido	Cierre Seguro	Fácil Mantenimiento y de Bajo costo	Costo	Facilidad de control	Σ	Prioridad
Solución 1	0.1250	0.0833	0.0417	0.1111	0.0556	0.4167	1
Solución 2	0.0500	0.0833	0.0417	0.1111	0.0556	0.3417	2
Solución 3	0.1250	0.0333	0.0167	0.0444	0.0222	0.2417	3

Por consiguiente, según la tabla 2.22 la solución que se ajusta a los criterios de evaluación es la número 1, bastidor horizontal.

Dada esta selección se deberán tomar las medidas para que las desventajas que presentaban sean fortalecidas, tanto acerca del aire que queda en el elemento y de guías para los elementos de cierre.

Posteriormente se definirá la construcción del bastidor para el equipo y la selección de sus elementos.

2.7 CONCLUSIONES DEL DISEÑO CONCEPTUAL

Una vez analizados por separado cada módulo es necesario poder dar una mirada global al equipo de manera que se cree una idea concreta de lo que se desea diseñar y de esta forma poder dar un conjunto de especificaciones para el diseño determinadas que den forma al equipo que se desea.

El módulo 1 sugiere el uso de un soporte inferior regulable para el posicionamiento y puesta a punto de los elementos de prueba.

El módulo 2 propone que el accionamiento del cierre del elemento sea por medio de un sistema oleo-hidráulico, sin dar más detalles acerca del cierre al mismo.

El módulo 3 trata del sistema hidráulico de carga y prueba de los elementos, en el que se manejarán componentes que faciliten esta función al equipo, tales como bomba, mangueras, válvulas y elementos de control.

El módulo 4 concluye que el bastidor horizontal es el que será más satisfactorio a los requerimientos del equipo.

Para tener un concepto general del equipo lo único que nos queda por definir más claramente es en el módulo 2, además del accionamiento, la forma en la que se llevará a cabo el cierre y el sellado.

En términos generales se usarán placas de acero que atraparán al elemento para realizar el ensayo y para evitar la fuga de agua se necesitará un sello de caucho. Estos detalles, como los del resto de módulos se analizarán en el ítem de especificaciones de diseño.

Tabla 2.23 Conclusiones del diseño conceptual

CONCLUSIONES DISEÑO CONCEPTUAL	
MÓDULO	SOLUCIÓN
Módulo 1	Soporte inferior regulable
Módulo 2	Cierre por medio de sistema oleo-hidráulico con placas de cierre y sellos de caucho
Módulo 3	Se seleccionarán los componentes en el siguiente capítulo
Módulo 4	Bastidor Horizontal

2.7.2 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Ahora teniendo en cuenta el diseño conceptual se le da forma más concreta con descripciones puntuales, basadas en el estudio previo realizado, como en manuales y catálogos afines al equipo deseado.

2.7.2.1 Módulo 1: Posicionamiento del elemento

El soporte inferior que sostendrá al elemento de prueba y será regulado hasta la posición adecuada, debe ser descrito de forma más específica para comprender su alcance y determinar su forma, de manera que la misma cumpla con la función que en el módulo se determinó, asegurarse que el elemento esté en la posición adecuada para el cierre.

Para ello esta solución deberá ser regulable tanto vertical como horizontalmente.

2.7.2.1.1 Regulación horizontal

Se realizará por medio de guías solidarias al bastidor, que se encontrarán en un carro de movimiento horizontal. El rango de movimiento del carro será la apertura entre las placas del sistema de cierre.

2.7.2.1.2 Regulación vertical

El soporte que se encontrará sobre el carro guía, se moverá verticalmente por medio de un mecanismo de tornillo de potencia.

Cabe resaltar que este soporte tendrá dos posiciones importantes, para que se ajuste al elemento más pequeño y al más grande a probarse.

2.7.2.1.3 Área del soporte

El soporte deberá tener un área efectiva tal que soporte al elemento de prueba más pequeño y liviano, como al elemento más grande y pesado.

Una vez dadas estas características se procede a determinar el soporte regulable:

Tabla 2.24 Especificaciones del soporte inferior regulable

Especificaciones del Soporte Inferior Regulable	
Recorrido Máximo	125 mm
Longitud A	250 mm
Ancho B	300 mm

El recorrido máximo se obtiene al realizar la diferencia de los radios de la válvula a probarse más grande y la más pequeña, que son las de 12 pulgadas, 300 mm (de acuerdo a la Tabla 2.1 de especificaciones técnicas) y la más pequeña del mercado que son las de 2 pulgadas, 50 mm (Ambas medidas son diámetros nominales). El resultado es un recorrido máximo de aproximadamente de 5 pulgadas, 125 mm para centrar al elemento más pequeño.

La longitud A es de aproximadamente de 250 mm que es un valor menor que el del largo de la válvula de extremos lisos más pequeña. (Anexo 3). Esto evita que las placas atrapen al soporte antes que al elemento a probarse, al mismo tiempo proporcionando la longitud adecuada para soportar a los elementos.

El ancho B es de aproximadamente 300 mm que es el valor del diámetro de la válvula más grande a ser probada. (Anexo 3)

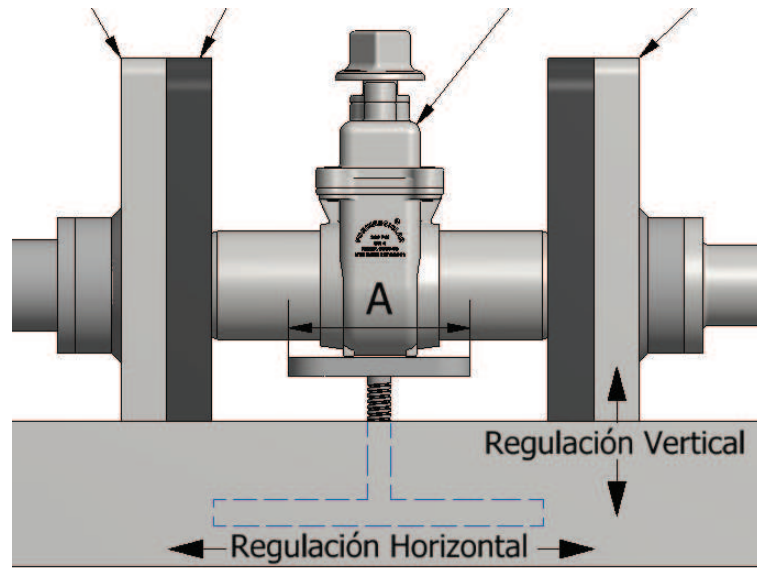


Figura 2.13 Vista Frontal del Soporte Inferior Regulable

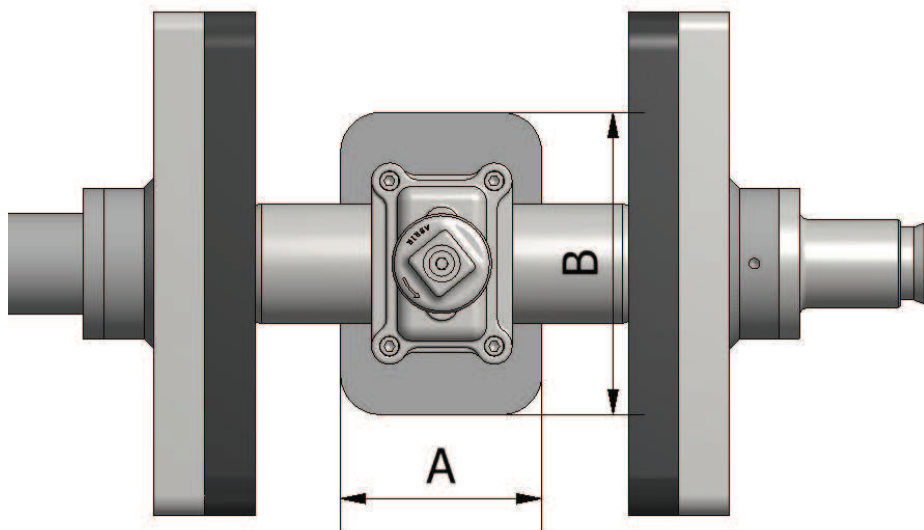


Figura 2.14 Vista Superior del Soporte Inferior Regulable

2.7.2.2 Módulo 2: Cierre del elemento

El cierre del elemento se realizará por medio de un sistema oleo-hidráulico en el cual destacan un pistón, válvulas, una bomba, un tanque de líquido hidráulico y ductos de presión, que conforman el sistema de cierre del elemento. Estos elementos del sistema serán seleccionados para que generen la fuerza debida

para no soltar el elemento de prueba durante la evaluación a la presión máxima de prueba en el elemento más grande a evaluar.

Las placas de acero serán una fija y otra móvil (la del pistón). La placa fija podrá ajustarse a otras posiciones fijas para realizar la prueba a diferente gama de elementos de forma que se cumpla:

Tabla 2.25 Longitudes de prueba máximos y mínimos

Longitudes de Prueba	
Longitud Máxima entre Placas	630 mm
Longitud Mínima entre Placas	296 mm

La longitud máxima de prueba se determinó de acuerdo al Anexo 3, en el que se puede ver que la longitud del elemento más grande (el cuerpo superior e inferior del hidrante de 4 pulgadas de diámetro nominal), mientras que la longitud mínima se determinó de manera análoga, siendo ésta la longitud de la válvula de extremos lisos de diámetro nominal 2 pulgadas.

Tanto la placa de cierre móvil, como la fija debido al peso de sus extremos producirán fuerzas que tiendan a provocar flexión, por lo que se deberán construir guías solidarias al bastidor para contrarrestar éstas. Estas guías ayudarán a que las placas estén en posición paralela al piso y se deslicen fácilmente al realizar el cierre.

Ahora, las placas de acero que cierran al elemento deben tener una medida de acuerdo al tamaño de la válvula más grande a probar, que según el Anexo 3, es de 12 pulgadas (300 mm) por lo que se estima que al menos deben alcanzar:

Tabla 2.26 Especificaciones de la placa de cierre

Especificaciones de las Placas de Cierre	
Ancho A	500 mm
Altura H	500 mm

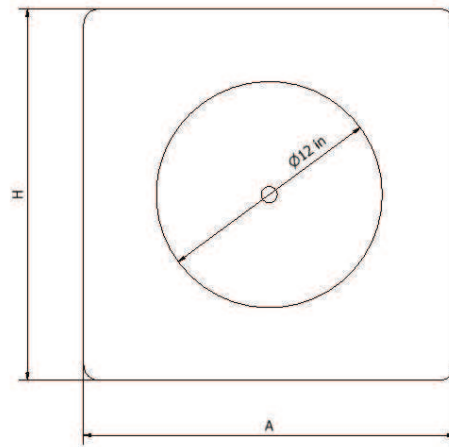


Figura 2.15 Placa de cierre

Para evitar las fugas se ha determinado un sello de caucho. Por la experiencia se conoce que las planchas de caucho se doblan y suelen romperse con elementos de diámetro pequeños, por lo que para las válvulas de 2, 3 y 4 pulgadas (50, 80 y 100 mm diámetro nominal), al ser las más comunes (Anexo 3) y para cerrar de mejor manera a éstas, se ha determinado usar un adaptador de acero que aloje O-rings de caucho que se correspondan al diámetro de los elementos. El resto de elementos, es decir los más grandes, usarán una plancha de caucho vulcanizado que evitará las fugas en los elementos.

2.7.2.3 Módulo 3: Carga y descarga de agua

Las funciones principales de este módulo son llenar el elemento con agua hasta que no quede aire al interior del mismo, llevarle hasta la presión de prueba y una vez que se acabe la inspección, descargar el agua.

Los elementos a seleccionar para el sistema de carga son bomba de agua, válvulas de control, ductos de agua, tanque de agua e instrumentos de control que permitirán al sistema llegar a la presión más alta necesaria para evaluar al elemento de prueba más grande, según la norma.

Se utilizará una bomba con suficiente caudal como para simular las condiciones de trabajo normales de la válvula, es decir al momento de cargar la misma se permitirá que exista un tiempo de recirculación de agua con un flujo abundante y

constante que elimine la presencia de aire de la misma manera que sucede en las condiciones normales de trabajo.

En la descarga del agua, usualmente queda un resto de líquido en el elemento, que al ser retirado se desperdicia, por lo que para que el tanque pueda aprovechar el mismo y mantener el área de la prueba seco, se sugiere usar un dispositivo para recuperar este líquido, recogéndolo por debajo de la máquina y llevándolo al tanque, el mismo que para facilitar el proceso podría encontrarse bajo el equipo de prueba.

2.7.2.4 Módulo 4: Soporte del equipo

Es el bastidor del equipo, que da la estabilidad al mismo para soportar los esfuerzos producidos en las pruebas a los elementos. Debido a ello el bastidor debe ser construido de un material adecuado y diseñado de acuerdo a la necesidad particular del equipo.

Se establece por esto que el bastidor sea construido de estructura metálica con perfiles comunes, de preferencia.

2.7.3 INFORME FINAL DE ESPECIFICACIONES

El equipo de pruebas hidrostáticas para hidrantes y válvulas ha puntualizado criterios a tomar en cuenta en el diseño junto con las especificaciones técnicas del equipo generales de la Tabla 2.1, estos criterios son:

Tabla 2.27 Especificaciones para el Diseño del Equipo

ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO DEL EQUIPO	
Especificaciones del Soporte Inferior Regulable	
Regulación Horizontal	Carro con guías solidarias al bastidor
Regulación Vertical	Mecanismo de tornillo de potencia
Recorrido Máximo	125 mm
Longitud A	250 mm
Ancho B	300 mm
Especificaciones de los elementos hidráulicos del sistema de cierre	
Fuerza de Cierre	La necesaria para mantener sellado el elemento más grande a la presión máxima de prueba
Especificaciones de las Placas de Cierre	
Longitud mínima de prueba entre placas	296 mm
Longitud máxima de prueba entre placas	630 mm
Ancho A	500 mm
Altura H	500 mm
Fuerzas de gravedad y laterales en los extremos de las placas	Para evitarlas se harán guías solidarias al bastidor que faciliten el cierre
Especificaciones de los Sellos de Cierre	
Adaptadores de Acero con O-rings de Caucho	Para válvulas de 2, 3 y 4 pulgadas
Plancha de Caucho	Para válvulas grandes e hidrantes
Especificaciones de los elementos hidráulicos del sistema de carga	
Presión de carga mínimo	El necesario para realizar la prueba a la presión más alta, al elemento más grande
Eliminación del aire en las válvulas.	Se genera un caudal abundante y constante, simulando la operación normal del elemento de manera que se elimina el aire presente
Descarga de agua	Sistema de recuperación del agua al tanque, tanto la usada en la prueba como la que se escapa al retirar el elemento
Especificaciones del soporte del equipo	
Estructura Metálica	De preferencia con perfiles comunes en el mercado

Esto ya permite tener una idea general más concreta del equipo, la que se presenta en la figura 2.14:

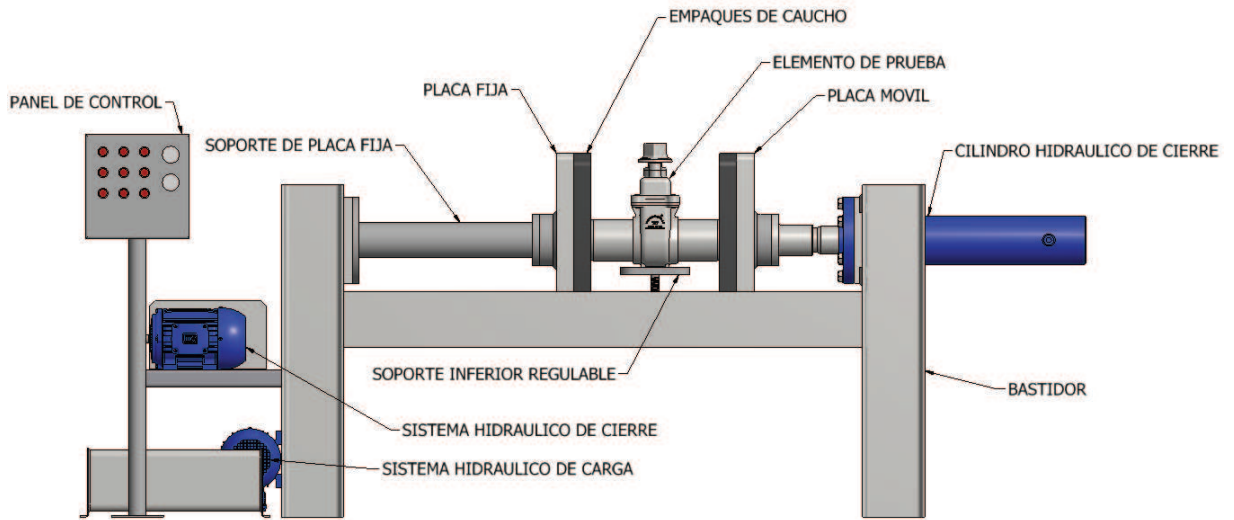


Figura 2.16 Esquema General del Equipo de Pruebas

CAPITULO 3

DISEÑO, SELECCIÓN Y SIMULACIÓN MECÁNICA DE LOS COMPONENTES

3.1 CONSIDERACIONES INICIALES

En el presente capítulo se dará forma definitiva al equipo en su parte mecánica por lo que a cada módulo se le determinará por completo, ya sea por diseño o selección de sus componentes.

El módulo 1, que se refiere al soporte regulable que ayudará al elemento a sostenerse hasta que sea evaluado en el equipo, será determinado al final puesto que éste debe aprovechar al bastidor para su movimiento horizontal y no debe representar de ningún modo un obstáculo para el diseño del resto de componentes del equipo.

Además se contempla que al diseñar se calcularán varios elementos, por lo que es importante usar una herramienta que ayude a la selección de los mismos o que al menos permita comprobar que el elemento seleccionado es el adecuado. Para estos fines el método de elementos finitos ayudará a lo largo de este capítulo, mediante la simulación de las características necesarias, en el complemento que tiene para este fin el software Inventor de Autodesk.

3.2 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

3.2.1 DEFINICIÓN²¹

Este método consiste, en esencia, en la división del dominio del problema en trozos o elementos a cuyo conjunto se le denomina “malla”. Esta malla define un espacio de funciones de aproximación en el que se busca la mejor solución posible. Por lo tanto, todo análisis mediante elementos finitos comienza por la definición de una determinada malla de elementos finitos que va a tener importancia fundamental en lo buena o mala que sea la solución encontrada.

²¹ ZURITA, Jesús. *Generación de malla y adaptabilidad en el método de elementos finitos*, Introducción a las técnicas de mallado. Salamanca: [Versión Digital], pág 1

3.2.2 MALLA²²

Se entiende por malla al conjunto de nudos y elementos que forman el conjunto de la pieza a estudiar. La conectividad de una malla es la descripción de los nudos que componen cada uno de los elementos que la forman.

La información que almacena una malla puede ser de tres tipos:

- Información Geométrica

Naturaleza de los elementos (segmentos, triángulos, tetraedros, etc.)

Número y coordenadas de los nudos.

Número, clase y conectividad de los elementos.

- Información sobre la interpolación por elementos finitos.

Número de nudos que definen el elemento.

Tipo de aproximación geométrica.

- Informaciones físicas.

Tipo de material o subregión a la que pertenece el elemento.

Sistemas de referencia elementales.

Condiciones de contorno “esenciales” conocidas.

Condiciones de contorno “naturales” conocidas.

3.2.3 ELEMENTOS FINITOS EN AUTODESK INVENTOR²³

3.2.3.1 Convergencia con refinamiento de malla

Cuando se va a simular un fenómeno se modifica o se acepta las condiciones por defecto para el criterio de convergencia. El solucionador de Análisis de Esfuerzo

²² ZURITA, Jesús. *Generación de malla y adaptabilidad en el método de elementos finitos*, Introducción a las técnicas de mallado. Salamanca: [Versión Digital], pág 5

²³ AUTODESK INVENTOR SERVICES & SUPPORT. *Convergence with mesh refinement*. Disponible en URL: <http://usa.autodesk.com/adsk/servlet/item?siteID=123112&id=12953291&linkID=9242016>

usa estas condiciones para determinar cuándo detener la solución. Los resultados de estos procesos de refinamiento iterativos serán presentados en una gráfica de convergencia.

3.2.3.1.1 Descripción general

Para realizar un análisis por elementos finitos se usa el módulo de análisis de esfuerzos de Inventor, que permite que el cuerpo a analizar sea discretizado en una malla de elementos finitos. El juego de ecuaciones correspondiente, basadas en la teoría de la elasticidad, es resuelto durante el análisis para determinar el comportamiento de la estructura bajo las condiciones de borde asignadas.

De manera predeterminada el programa utiliza un tamaño de elemento promedio del 10% de la longitud de la caja que delimita el modelo y limita el tamaño mínimo del elemento a un 20% del tamaño promedio. La creación de esta malla es inteligente y coloca elementos más pequeños en las partes más complejas. También existe la opción de controlar manualmente el tamaño de la malla para ciertos bordes o superficies. Se verifica la convergencia de los resultados usando la combinación de una selección manual apropiada de tamaño de los elementos y el refinamiento automático que se describe en la siguiente sección.

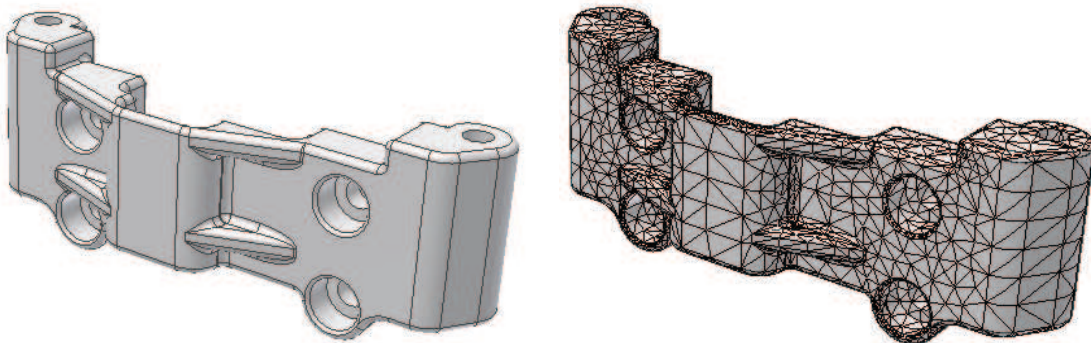


Figura 3.1 Ejemplo de discretización de un cuerpo en una malla de elementos finitos

El modelo discreto de elementos finitos tiene errores de aproximación dado a que la estructura actual es continua. Los refinamientos apropiados de la malla pueden ayudar a reducir estos errores y obtener mejores aproximaciones del modelo matemático.

La iteración que usan los elementos finitos, al redefinir la malla e ir resolviendo el conjunto de ecuaciones, dan por resultado la convergencia del proceso.

El eficiente solucionador (solver) de Análisis de Esfuerzo de Inventor genera resultados rápidos y con un grado aceptable de precisión al realizar refinamientos de malla ya adaptados (h-p) a través de las soluciones de las iteraciones. El refinamiento h cambia el tamaño de los elementos locales y usualmente produce una malla más fina, mientras que el refinamiento p aumenta el orden de las ecuaciones de los elementos seleccionados.

Los refinamientos adaptados (h-p) son procedimientos cíclicos, recuperan información de las soluciones intermedias y posteriormente se ajustan a la malla local para mejorar la precisión. Este refinamiento progresivo es totalmente automatizado en el módulo de Análisis de Esfuerzos del programa de diseño Inventor, por lo que el usuario no interactúa directamente con el código del programa facilitando el diseño con un enfoque práctico y útil.

3.2.3.1.2 Convergencia y resultados

Inicialmente una tolerancia de terminación de convergencia es establecida (por ejemplo, resultados menores al 10%) y los procesos de resolución iterativos empiezan a realizarse. La solución al problema se dice que converge, y los ciclos iterativos se detienen cuando se alcanza esta condición. Este criterio puede ser usado como una medida de error.

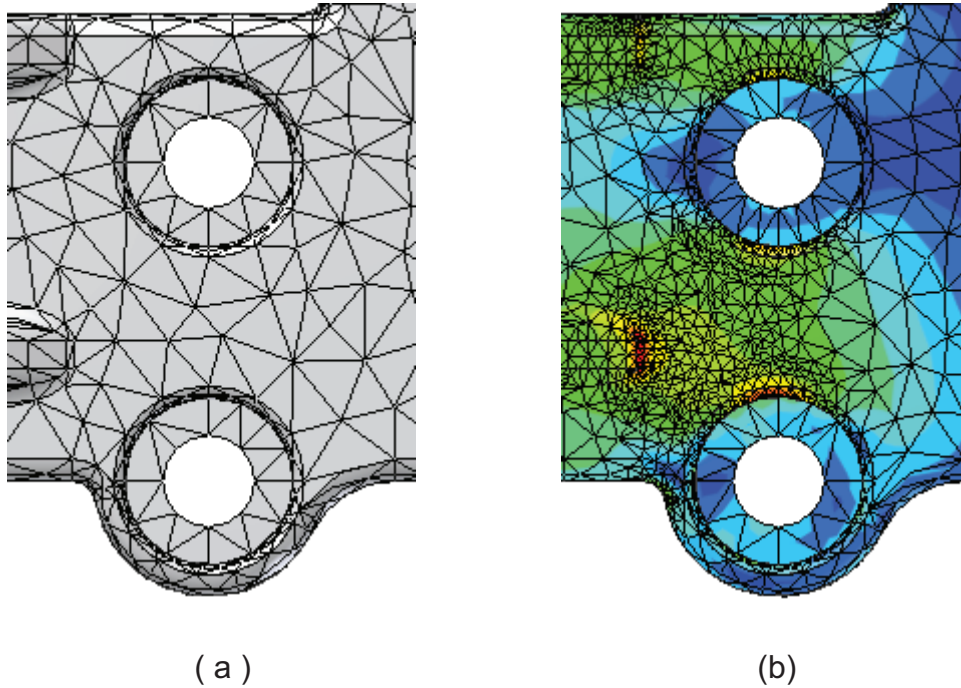


Figura 3.2 (a) Malla original; (b) Malla después del refinamiento adaptado h-p

3.2.3.1.3 Divergencia y sus causas

Por otro lado, si la diferencia entre los resultados intermedios se incrementa sin límite, se dice que la solución diverge. Los ciclos iterativos se detienen después de llegar al número asignado de refinamientos. La divergencia usualmente ocurre en áreas de geometría aguda que contengan ángulos cóncavos y también puede ocurrir en las condiciones de borde dependiendo del modelo de elementos finitos. Las singularidades de esfuerzo, o lugares de esfuerzo teórico infinito debidos a cargas puntuales y restricciones también pueden causar divergencia.

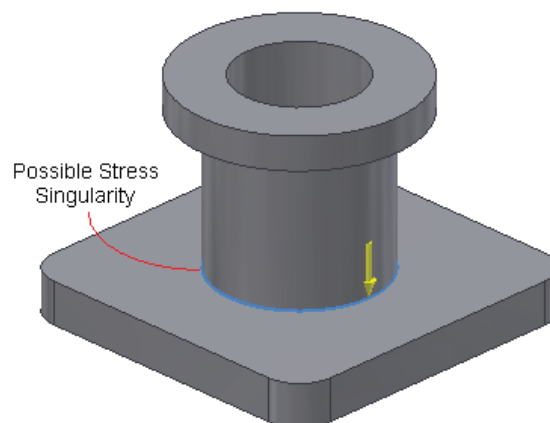


Figura 3.3 Ejemplo de singularidad de esfuerzo

Al evaluar los resultados es importante que el comportamiento del modelo de elementos finitos concuerde con las expectativas de la parte física. Es adecuado verificar las restricciones adecuadas, condiciones de contacto, propiedades del material, etc. Los errores al modelar en estas áreas usualmente llevan a los resultados incorrectos a pesar de su convergencia.

El Análisis de Esfuerzo de Inventor usa métodos numéricos avanzados que limitan el redondeo y los acondicionamientos inadecuados (errores truncados). De todas formas algunos modelos de elementos finitos pueden amplificar estos pequeños errores consiguiendo efectos significativos.

3.2.3.1.4 Gráficas de convergencia

Cuando el máximo número de refinamientos de h es mayor que cero se puede crear una gráfica XY de convergencia. Por ejemplo, en la siguiente imagen se observa una típica tendencia de convergencia para partes y ensambles. En este ejemplo el esfuerzo de Von Mises se especificó como los resultados a converger y está graficado versus la solución por paso. La tasa de convergencia global se muestra en la parte superior de la gráfica.

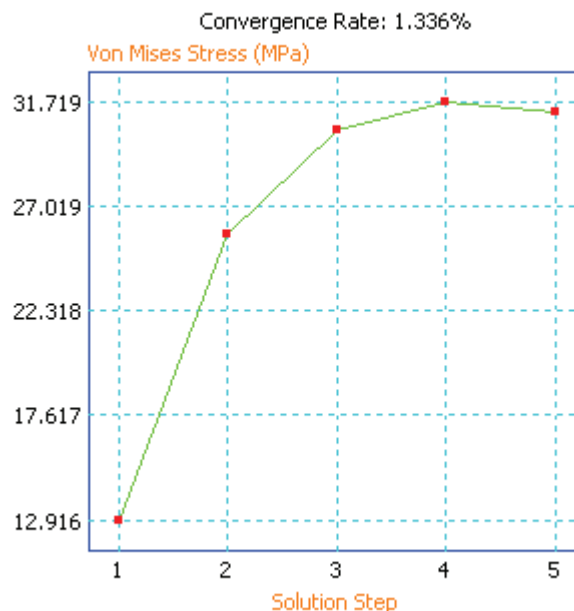


Figura 3.4 Gráfica de convergencia

Para el análisis de partes las soluciones a los pasos 1, 2 y 3 representan los aumentos polinómicos respectivos, mientras que los que le siguen (4, 5... n) representan las combinaciones h-p de refinamiento para h=1, 2,..., (n-3), respectivamente.

Para el análisis de ensambles, las soluciones a los pasos 1 y 2 representan los aumentos polinómicos respectivos, mientras que los que le siguen (3, 4... n) corresponden a las combinaciones h-p de refinamiento para h=1, 2,..., (n-2), respectivamente.

3.2.3.1.5 *Cálculo del factor de seguridad*

El solucionador de Análisis de Esfuerzo de Inventor usa el criterio de Von Mises para el cálculo del factor de seguridad que se muestra al simular el elemento propuesto y determinar los esfuerzos permisibles del mismo de una manera visual y didáctica debido a la gama de colores que expresan el fenómeno y se ordenan en una tabla que muestra el equivalente de color con esfuerzo o factor de seguridad detallando en los nodos que se desee. El factor de seguridad es calculado mediante la división del esfuerzo de Von Mises máximo para el límite de fluencia.

3.3 MÓDULO 2: CIERRE DEL ELEMENTO

3.3.1 PRESIÓN DE PRUEBA Y FUERZA DE CIERRE

La fuerza de cierre necesaria para sostener el elemento se determina de acuerdo a la presión interna de éste y el área en la que actúa esta presión sobre las placas de cierre. Conviene aplicar un factor de seguridad a esta fuerza de manera que se garantice un cierre seguro.

El elemento que se va a probar que realiza la mayor fuerza de empuje contra las placas es el de mayor diámetro, es decir la válvula de 12 pulgadas, usando ésta se puede encontrar:

$$F_{placas} = P_p \cdot A_t = P_p \cdot \frac{\pi \cdot D_{el}^2}{4} \quad (3.1)$$

Donde:

F_{placas} es la fuerza que produce la presión interna del elemento sobre las placas

P_p es la presión de la prueba.

A_t es el área de la sección donde actúa la presión interna del elemento sobre la placa.

D_{el} es el diámetro interno real del elemento que se está probando

Usando la formula anterior, se obtiene la tabla 3.1 para encontrar las fuerzas que se requerirán para probar cada elemento, la presión interna de la prueba es la máxima establecida en la norma C500-09²⁴, es decir el doble de la presión nominal de trabajo, que es 200 psi (1.379 MPa) para válvulas menores a 12 pulgadas de diámetro nominal²⁵.

Las normas para hidrantes indican presiones de trabajo menores, entonces las fuerzas requeridas para las válvulas son determinantes en el diseño.

El diámetro interno real se obtiene al restar 2 espesores de pared mínimos según la norma AWWA C500²⁶ del valor del diámetro externo real encontrado en el Anexo 3.

Tabla 3.1 Fuerzas de cierre mínimas

DN [in]	Diámetro externo real	Espesor de pared	Diámetro interno real	Presión de la prueba	Fuerza de cierre mínima	
	[mm]	[mm]	[mm]	[psi]	[lbf]	[kgf]
2	63.5	7	49.5	400	1193.1	542.3
3	90	9.4	71.2	400	2468.6	1122.1
4	110	10.2	89.6	400	3909.3	1777.0
6	160	10.9	138.2	400	9300.3	4227.4
8	200	12.7	174.6	400	14844.7	6747.6
10	250	16	218	400	23141.7	10519.0
12	315	17.3	280.4	400	38285.9	17402.7

²⁴ AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Metal-Seated Gate Valves for Water Supply Service*. ANSI/AWWA C500-09. Denver: AWWA, 2009, pág. 24

²⁵ AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Metal-Seated Gate Valves for Water Supply Service*. ANSI/AWWA C500-09. Denver: AWWA, 2009, pág. 1

²⁶ AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Metal-Seated Gate Valves for Water Supply Service*. ANSI/AWWA C500-09. Denver: AWWA, 2009, pág. 10, Tabla 2

De la tabla 3.1 se observa que se requiere de una fuerza de cierre de al menos, 17 402.7 kgf para sostener al elemento, se seleccionará un sistema hidráulico que proporcione al menos 20 000 kgf, de esta manera se tendrá un 15% de capacidad adicional, incluso al probar el elemento más crítico.

3.3.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

3.3.2.1 Presión requerida

Una vez establecida la fuerza de cierre requerida de 20 000 kgf podemos encontrar que la combinación de presión y diámetro interno del cilindro hidráulico permiten alcanzar esa fuerza:

$$F_{cierre} = P_h \cdot A_c = P_h \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \quad (3.2)$$

Donde:

F_{cierre} es la fuerza de cierre seleccionada en el ítem 3.3.1.

P_h es la presión máxima del sistema hidráulico.

A_c es el área de la sección donde actúa la presión del sistema hidráulico sobre el pistón.

D_c es el diámetro interno del cilindro hidráulico.

En el Anexo 4 se tienen diámetros internos típicos para cilindros adecuados para la aplicación. Se selecciona un cilindro del tipo bridado por su común aplicación en equipos similares, como prensas hidráulicas, y con la fórmula 3.2 se elabora una tabla para encontrar la presión que permite alcanzar la fuerza de cierre requerida:

Tabla 3.2 Diámetro interno de cilindros - Presión requerida para alcanzar la fuerza de cierre

Diámetro Interno [mm]	Diámetro Interno [in]	Presión requerida [psi]
50	1.97	14457.40
60	2.36	10039.86
70	2.76	7376.22
80	3.15	5647.42
90	3.54	4462.16
100	3.94	3614.35
120	4.72	2509.97
130	5.12	2138.67

Se observa que los cilindros de diámetro de 100, 120, 130 mm requieren presiones dentro de los rangos comunes en sistemas hidráulicos, se selecciona el diámetro 120 mm por la relativa facilidad de encontrar componentes hidráulicos para presiones alrededor de los 3000 psi.

Usando el diámetro del pistón elegido se puede calcular la presión del sistema hidráulico para cada una de las fuerzas de cierre requeridas por cada válvula:

Tabla 3.3 Presión del sistema para diferentes fuerzas de cierre usando un cilindro de 120 mm

DN [in]	Diámetro del pistón	Fuerza de cierre mínima	Presión del sistema
	[mm]	[kgf]	[psi]
2	120	542.3	68.2005067
3	120	1122.1	141.1170728
4	120	1777.0	223.4783338
6	120	4227.4	531.6445179
8	120	6747.6	848.5888605
10	120	10519.0	1322.886096
12	120	17402.0	2188.503075

3.3.2.2 Recorrido

Analizando el Anexo 3 se puede notar que la diferencia de longitudes de la válvula más pequeña y la más grande es de 247 mm:

$$X = A_{m\acute{a}x} - A_{m\acute{i}n} = 543 - 296 = 247 \text{ mm} \quad (3.3)$$

Entonces se elige un recorrido del cilindro adecuado de 250 mm, porque al usar un cilindro de 250 mm de recorrido se puede probar todas las válvulas sin cambiar la contra placa.

Para las pruebas de hidrantes y sus cuerpos inferiores se deberán diseñar soportes para la contra placas con las longitudes adecuadas.

3.3.2.3 Pandeo

Adicionalmente se debe considerar el diámetro del vástago para evitar el pandeo a la longitud totalmente extendida, en el Anexo 4 se observa un grafico que permite determinar la longitud de carrera en la que se produce el pandeo, en función de la fuerza de empuje y los diámetros del vástago y del pistón.

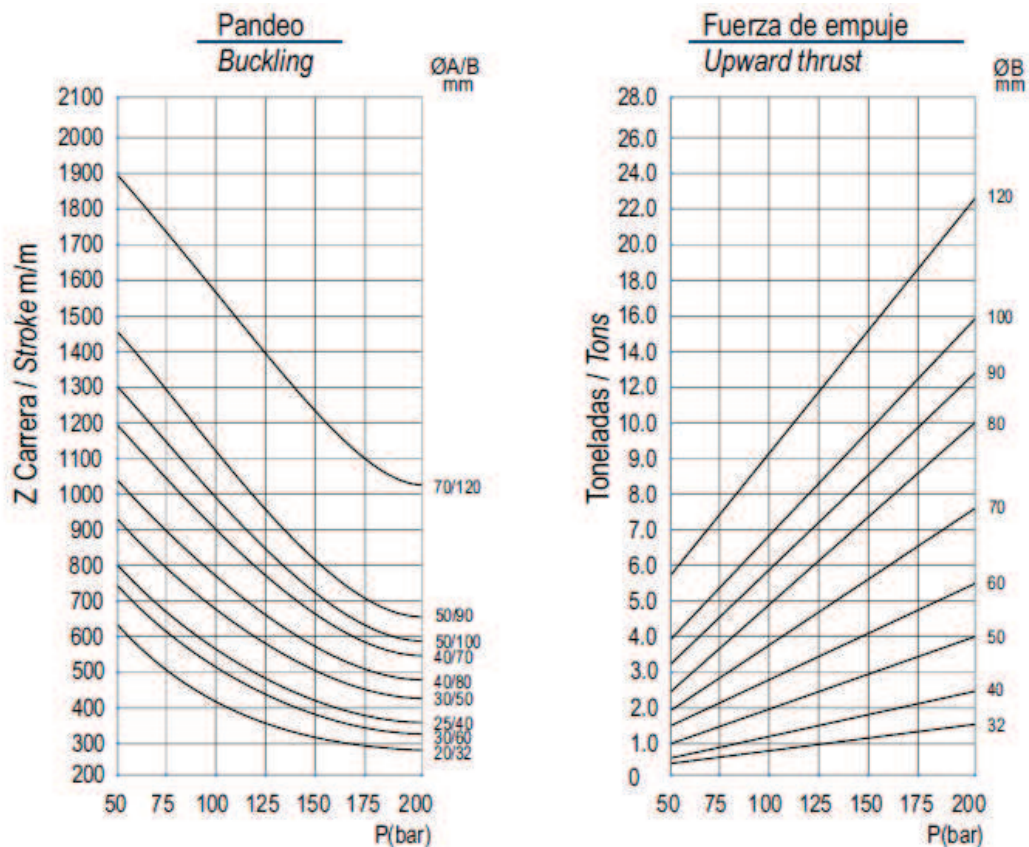


Figura 3.5 Relaciones de las especificaciones del cilindro para Pandeo y Fuerza de empuje²⁷

²⁷ FLOWFIT, *Hydraulic Cylinders*, Section 6A: Manufacturing of Hydraulic Cylinders. pág. 380

Al analizar primero el gráfico derecho de la figura 3.5, se encuentra que la presión requerida para lograr 20 toneladas con un cilindro de 120 mm es de alrededor de 180 bar (2610 psi) esto es congruente con lo encontrado anteriormente. Al usar esta información en el gráfico izquierdo de la figura 3.5, se observa que a 180 bar y con un cilindro 70/120 se tiene el límite de pandeo de alrededor de 1180 mm de recorrido.

Por esto se define que un diámetro de vástago de 70 mm es seguro contra el pandeo en el recorrido seleccionado de 250 mm.

3.3.2.4 Caudal de la bomba hidráulica

Una vez definidos los parámetros anteriores, la única variable del sistema hidráulico que falta es el caudal de la bomba. Al estar ya definida una presión requerida de 2510 psi, el caudal es la única variable restante, ya que la potencia se puede calcular partiendo de este valor. Es importante recalcar que el caudal de la bomba no necesariamente debe ser el que ésta suministra a la presión máxima, ya que al desplazarse el cilindro sin carga la presión solo será la suficiente para vencer las cargas de fricción que impidan el movimiento libre de la placa.

La fórmula que permite encontrar el flujo en función de la velocidad requerida es²⁸:

$$Q \frac{\text{gal}}{\text{min}} = 3.117 \cdot v \frac{\text{ft}}{\text{s}} \cdot A_c \text{ in}^2 \quad (3.4)$$

Para el pistón elegido de 120 mm se tiene un área de:

$$A_c = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 120^2}{4} = 11309.73 \text{ mm}^2 = 17.53 \text{ in}^2$$

Como un estimado basado en la experiencia, se toma una carrera del pistón de 10 segundos como aceptable para la presente aplicación, esto resulta una velocidad de:

$$v = \frac{x}{t} = \frac{250 \text{ mm}}{10 \text{ s}} = 25 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0.98 \frac{\text{in}}{\text{s}} = 0.082 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

²⁸ <http://www.numberfactory.com/nf%20fluid%20power%20formulas.htm>

Aplicando la ecuación 3.4:

$$Q = 3.117 \cdot 0.082 \cdot 17.53$$

$$Q = 4.48 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

Este es el flujo que se necesita que la bomba proporcione a una carga baja que permita solamente vencer las cargas de fricción al desplazar la placa, hasta cerrar el elemento.

3.3.2.5 Selección de la bomba hidráulica

Con ayuda del Anexo 5 se encuentra la siguiente lista de bombas de paletas adecuadas para la aplicación, estas bombas presentan las siguientes ventajas:

- Alto caudal a baja presión; significa que se puede seleccionar una bomba que nos proporcione altas velocidades de cierre hasta llegar al elemento que se va a probar.
- Como se puede ver en la siguiente tabla, todos los modelos alcanzan las presiones altas que se requieren.

Tabla 3.4 Modelos Bombas Vickers de Paletas²⁹

MODELO	Máximo desplazamiento geométrico	Velocidad nominal	Presión máxima
	cm ³ /r (in ³ /r)	r/min	bar (psi)
20V	45 (2.8)	1800	207 (3000)
25V	67 (4.1)	1800	172 (2500)
35V	121 (7.4)	1800	172 (2500)
45V	193 (11.7)	1800	172 (2500)

Para tener un margen de seguridad se propone utilizar la bomba del modelo 20V código 5, ésta proporciona suficiente presión (207 bar, 3000 psi), para alcanzar las fuerzas de cierre necesarias.

²⁹ EATON VICKERS. *Vane Pumps V Series – Low Noise Vane Pumps*. 560. Noviembre 2011, pág. 5

Además de alcanzar la fuerza de cierre debemos asegurar que ésta alcance el caudal suficiente para dar la velocidad de la placa, definida anteriormente (4.48 gal/min) esto se lo realiza en la figura 3.6, donde se puede ver el caudal en función de la velocidad y la presión de carga, con las siguientes consideraciones:

- Se pretende usar un motor estándar de 1800 rpm.
- Es conservador asumir que al desplazar las placas la presión no subirá por encima de los 100 psi debido a que, realizando un cálculo rápido con la ecuación 3.1, se obtiene que la fuerza del cilindro a ésta presión es:

$$F_{cierre} = P_h \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} = 100 \text{ psi} \cdot \frac{\pi \cdot 4.72 \text{ in}^2}{4} = 1753 \text{ lbf} = 780 \text{ kgf}$$

Del Anexo 5 se tiene:

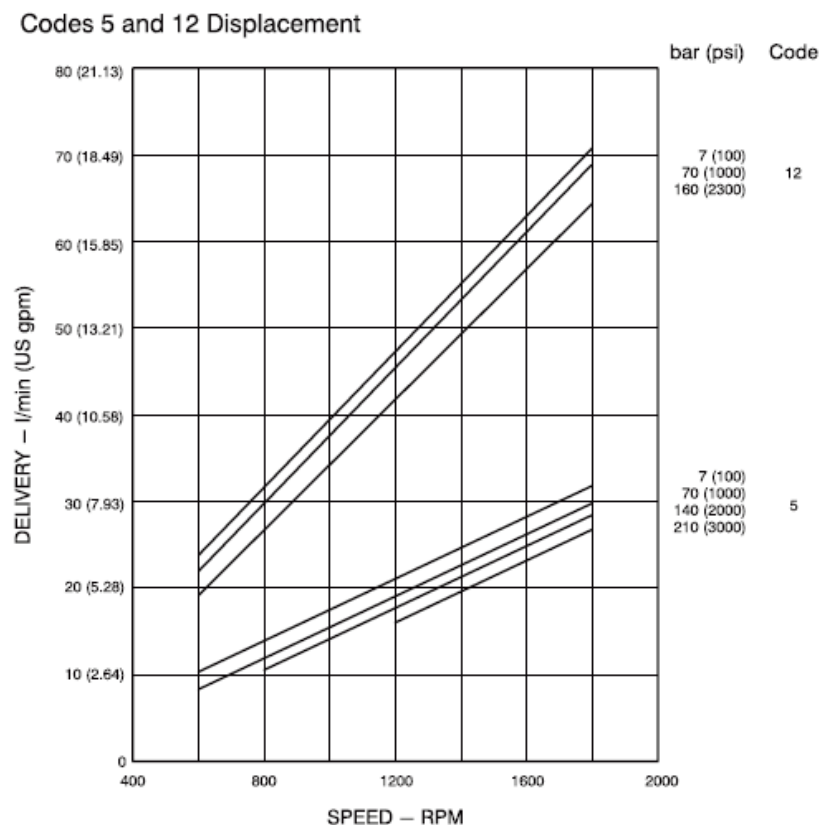


Figura 3.6 Flujo en función de la presión y velocidad para la bomba EATON VICKERS 20V³⁰

³⁰ EATON VICKERS. *Vane Pumps V Series – Low Noise Vane Pumps*. 560. Noviembre 2011, pág. 12

Tomando en cuenta la figura 3.6 y las consideraciones anteriores se tiene que a 7 bar (100 psi) y 1800 rpm la bomba proporciona 7.93 gal/min.

Al comparar este flujo con el encontrado en el literal 3.1.2.4 de 4.48 gal/min se puede asegurar que la bomba es adecuada para el trabajo.

Usando la figura 3.7, del Anexo 5, se obtiene la potencia requerida para lograr este flujo:

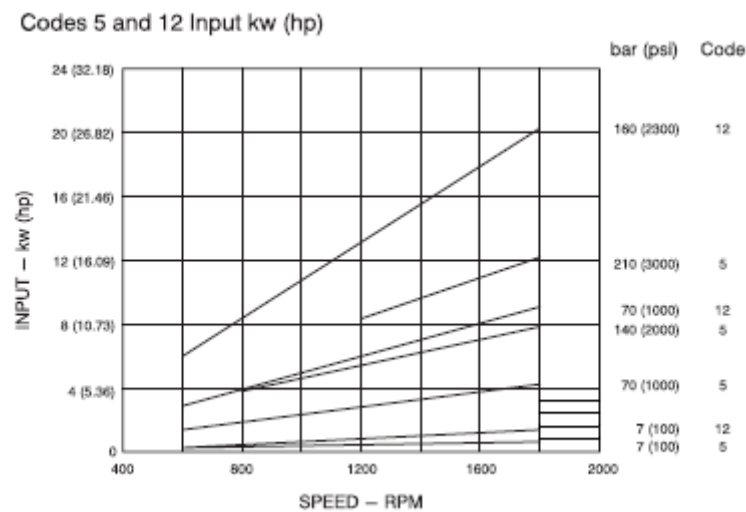


Figura 3.7 Potencia requerida para la bomba EATON VICKERS 20V ³¹

Se tiene que a 100 psi y 1800 rpm se requiere de una potencia un poco menor a 1 hp, por lo que se debe asegurar acoplar un motor de 1 hp y 1800 rpm a esta bomba para asegurar su funcionamiento.

3.3.2.6 Volumen requerido del tanque

Para estimar el volumen requerido del tanque, se considera adecuado dimensionar el tanque con una capacidad de 2 a 4 veces el flujo de la bomba en gal/min³², es decir para la bomba seleccionada que proporcionará 7.93 gal/min, considerando que el cilindro hidráulico no tendrá ciclos de trabajo prolongados, se elige un volumen de:

³¹ EATON VICKERS. *Vane Pumps V Series – Low Noise Vane Pumps*. 560. Noviembre 2011, pág. 12

³² HYDRAULIC & PNEUMATICS, Chapter 6: *Hydraulic Reservoirs*, 2006. Disponible en URL: <http://hydraulicspneumatics.com/other-technologies/chapter-6-hydraulic-reservoirs>

$$3 \times 7.93 \approx 24 \text{ gal}$$

3.3.2.7 Resumen de las características del sistema hidráulico

Tabla 3.5 Resumen de las características del sistema hidráulico

Resumen del sistema hidráulico	
Fuerza de cierre máxima	20000 kgf (44092 lbf)
Presión máxima requerida	17.3 MPa (2510 psi)
Tipo de cilindro	Doble acción brida frontal
Diámetro del cilindro	120 mm (4.72 in)
Diámetro del vástago	70 mm (2.76 in)
Recorrido del cilindro	250 mm (9.84 in)
Caudal de la bomba	16.96 l/min (4.48 gal/min)
Potencia del motor	1 hp
Volumen del tanque	24 gal

3.3.3 DISEÑO DE LAS PLACAS Y GUÍAS DE CIERRE

Las placas de cierre deben ser guiadas de tal manera que se evite las desviaciones de las mismas al cargar los elementos, además de soportar y guiar las placas, éstas también deben permitir un acceso fácil para posicionar el elemento en el trabajo normal del equipo.

Se propone usar 3 ejes circulares como guías de las placas de cierre, las mismas que estarán soportadas en bocines de bronce, según el esquema de la figura 3.8 y 3.9, este sistema es común en prensas que tienen placas de presión que deben ser guiadas en el sentido deseado, evitando así cargas excéntricas sobre el pistón hidráulico y logrando mantener el paralelismo entre ellas.

Esta propuesta no tiene simetría alrededor de la carga, por esto se debe realizar cálculos estructurales en la placa, bocines y guías para los estados de carga más extremos, de manera de garantizar el funcionamiento de éstas, la omisión de la guía superior izquierda tiene como propósito facilitar el montaje del elemento de prueba en el equipo.

Las restricciones y cargas usadas en la simulación de elementos finitos no deben considerar ninguna transferencia de momento al vástago del pistón, el adaptador

a este debe ser diseñado con pasador para garantizar la vida de los sellos y superficies del soporte del mismo.

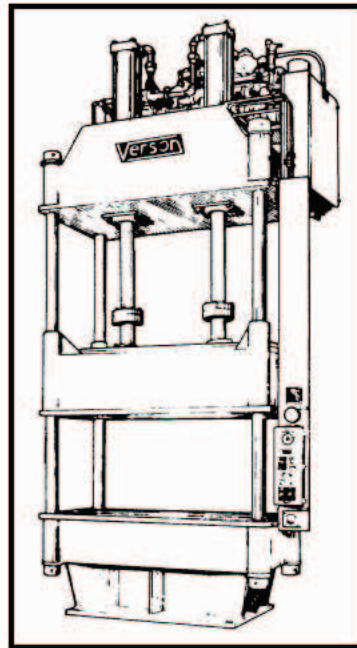


Figura 3.8 Sistema de guiado en prensas hidráulicas³³

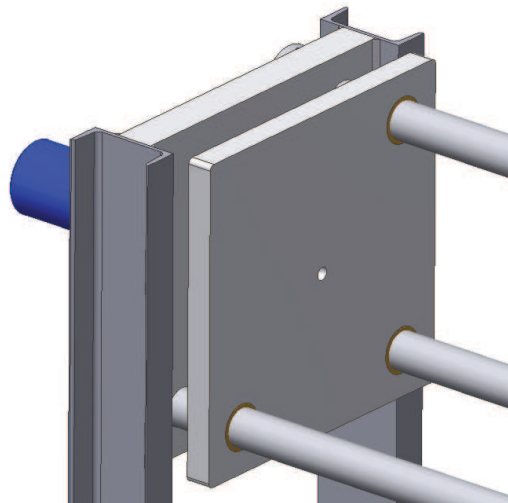


Figura 3.9 Esquema de placas y guías de cierre

Se comienza por realizar un estudio por elementos finitos de la placa, aplicando los 3 soportes de las guías, aplicando la carga máxima de 20000 kgf en la parte trasera donde viene el acople del cilindro hidráulico. Se analizan dos condiciones de carga para determinar la validez del diseño mostrados en la figura 3.9, el caso

³³ Hydraulic Presses © 1993, 1999 Rev 9 Dec 1999 C07.doc Smith & Associates, 530 Hollywood Drive, Monroe, Michigan 48162-2943

de carga 1 corresponde a una prueba a una válvula de 12 pulgadas sin asegurar que está colocada inadecuadamente fuera del centro de las placas, el caso de carga 2 corresponde a una negligencia en la operación del equipo donde el operador aplica una carga relativamente concentrada en la esquina no soportada de la placa.

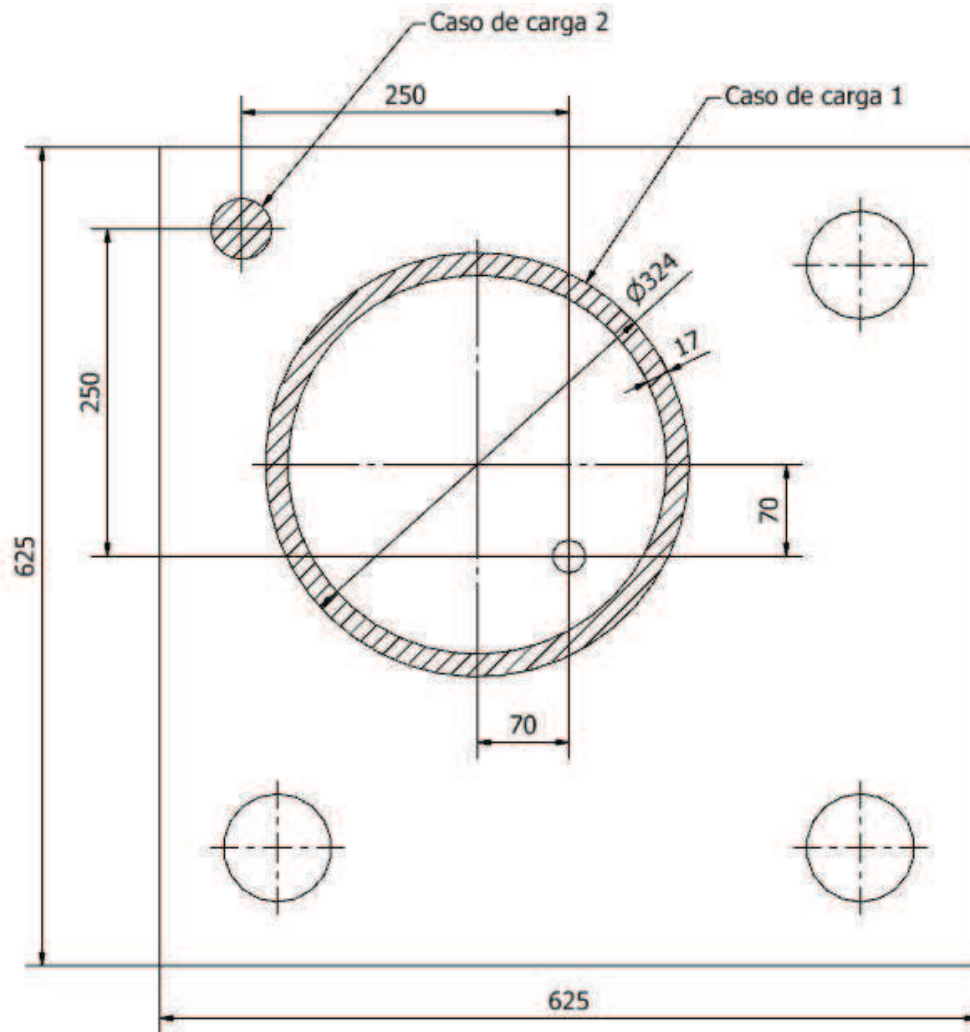


Figura 3.10 Distribución de la carga para el análisis

Los resultados del análisis de elementos finitos se realizó con el software Autodesk Inventor para cada caso de carga en esta placa, y se muestran a continuación. El material usado es una plancha de 50 mm de acero al carbono grado ASTM A-36, que se elige principalmente por su fácil obtención y buena soldabilidad.

Tabla 3.6 Propiedades del Acero ASTM A-36³⁴

Resistencia a la tracción acero ASTM A-36 [A]		
Placas, Perfiles [B], Barras:	58 - 80	[400 - 550]
Último esfuerzo de tensión, ksi [MPa]	36	[250] C
Esfuerzo de fluencia, ksi [MPa]		
Placas y Barras [D,E]:	20	
Elongación en 8 in. [200 mm], min, %	23	
Elongación en 2 in. [50 mm], min, %		
Perfiles:		
Elongación en 8 in. [200 mm], min, %	20	
Elongación en 2 in. [50 mm], min, %	21 B	

[A] Ver orientación de la probeta en pruebas de tensión, sección de la especificación A 6/A 6M

[B] Para perfiles de patín ancho que se encuentran sobre 426 lb/ft [634 kg/m], los 80 ksi [550 MPa] de esfuerzo máximo de tensión no aplican mientras que la mínima elongación en 2 in. [500 mm] es de 19%.

[C] Esfuerzo de fluencia 32 ksi [220 MPa] para placas sobre 8 in. [200 mm] de espesor.

[D] Las placas de piso no requieren que se determine la elongación.

[E] Para placas más anchas que 24 in. [600 mm], se reduce 2 puntos del porcentaje de elongación

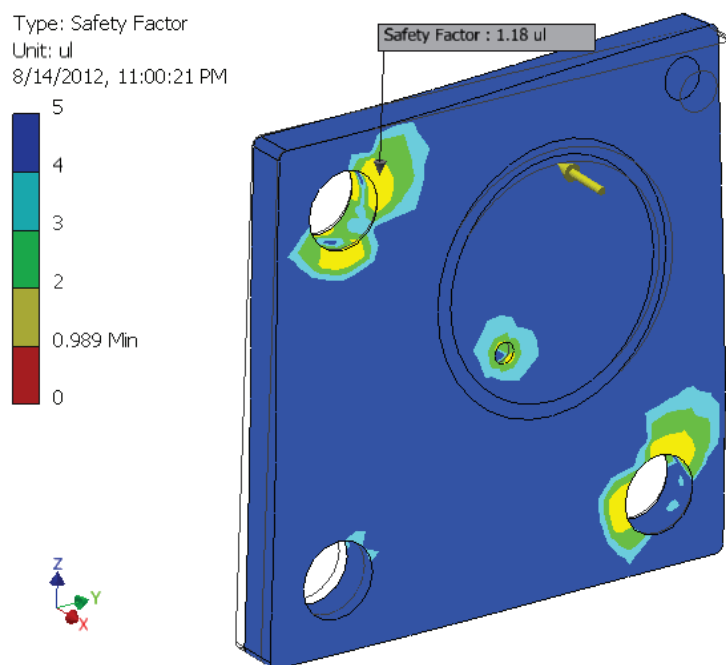


Figura 3.11 Resultados caso de carga 1

³⁴ AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *Specification For Carbon Structural Steel*. ASME/ASTM SA-36/SA-36M. USA:ASTM, 2001, pág. 161

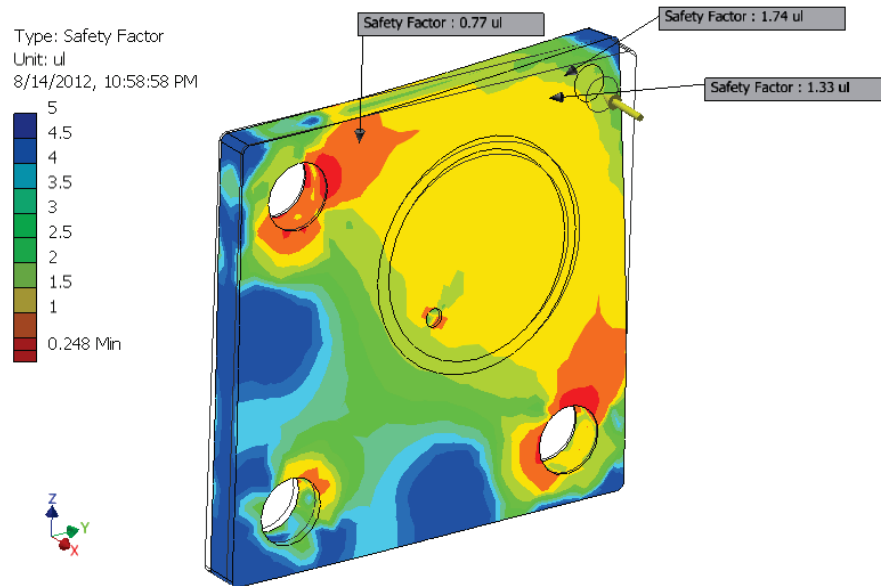


Figura 3.12 Resultados caso de carga 2

De los resultados en la figura 3.10 se determinan 4 conclusiones importantes:

- Los factores de seguridad no son satisfactorios para ninguno de los dos casos de carga.
- Aumentar el espesor de la plancha para reducir los esfuerzos no es práctico ya que el peso de la placa con 50 mm es alto (> 140 kg)
- Existe mucho material sobrante alrededor de la guía inferior izquierda.
- Cuando la carga está totalmente fuera del centro, se tienen esfuerzos muy altos en todos los apoyos.

Debido a estas consideraciones, se propone un rediseño de la placa, el mismo que descarta la posibilidad de poner cargas excesivamente descentradas, y elimina el material sobrante que éstas significan. Este rediseño se presenta en la figura 3.13.

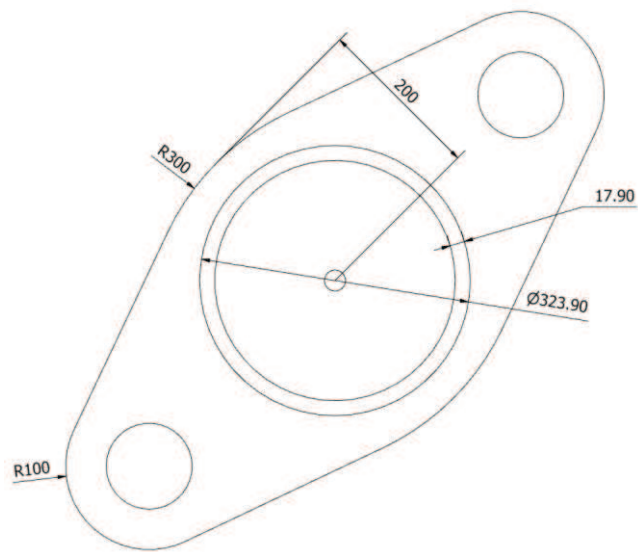


Figura 3.13 Rediseño de las placas de cierre

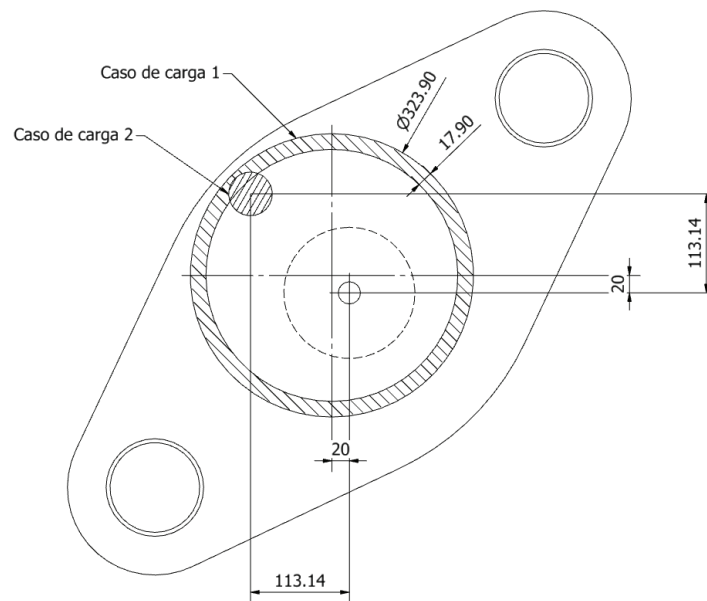


Figura 3.14 Cargas en la placa rediseñada

Se eliminó el peso de una manera considerable, también se redujo el espacio en el que se podría aplicar una carga descentrada, los resultados de la simulación para ambos casos de carga son:

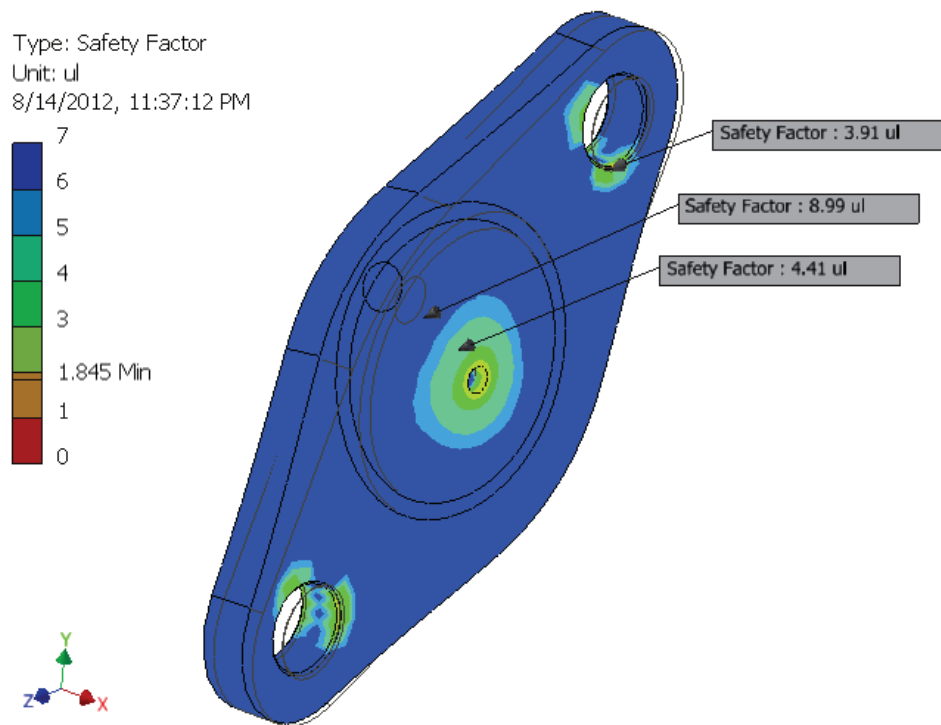


Figura 3.15 Resultados en la placa de cierre rediseñada, caso de carga 1

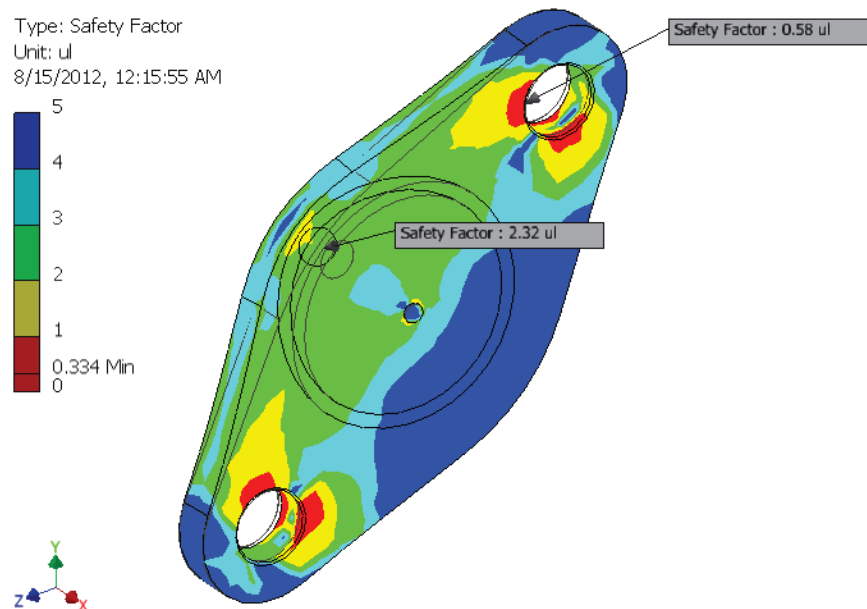


Figura 3.16 Resultados en la placa de cierre rediseñada, caso de carga 2

De estos resultados se interpreta que el diseño es adecuado para el caso de carga 1 donde el factor de seguridad es superior a 2 excepto en la singularidad producida en el centro donde se reduce a 1.8, sin embargo en el caso de carga 2,

se observa esfuerzos elevados en el área de las guías y cojinetes, estas partes se reforzaran como se muestra en la figura 3.16, las dimensiones exactas y simulación de esfuerzos se determinaran después de realizar el diseño de las guías y los cojinetes.

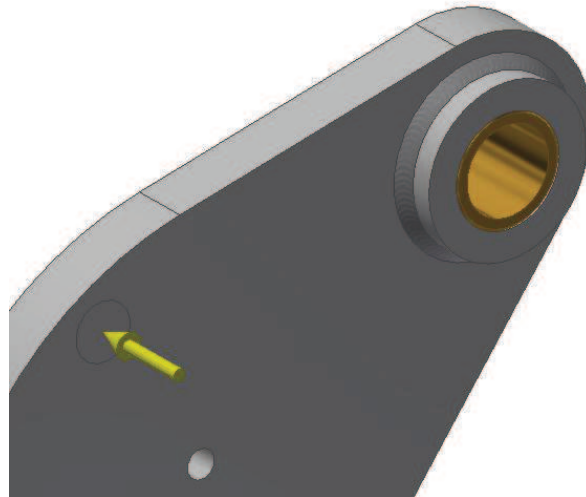


Figura 3.17 Refuerzos en el área de las guías-cojinetes

El programa de elementos finitos también proporciona las reacciones producidas en los soportes de las guías, estos valores permiten determinar un diámetro seguro para las mismas, estos valores son:

Tabla 3.7 Reacciones en los soportes

Guía	Ry (N)	Rz (N)	My (N.mm)	Mz (N.mm)	R (N)	M (N.mm)
A	1906	-1917	1.071E+07	-1.195E+07	2701	1.605E+07
B	-1906	1914	1.192E+07	-1.068E+07	2701	1.600E+07

Las reacciones encontradas se verifican mediante dos diagramas de cuerpo libre presentados a continuación, para simplificar los cálculos estos diagramas se realizan en los planos marcados a y b respectivamente.

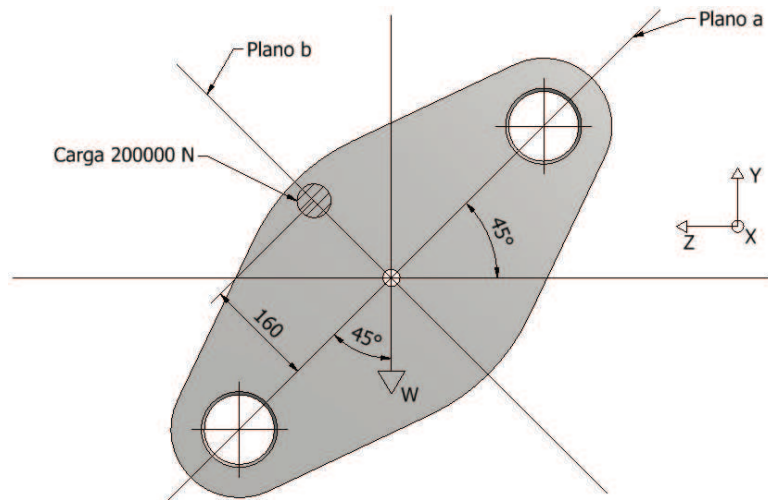


Figura 3.18 Esquema para diagramas de cuerpo libre de la placa de cierre

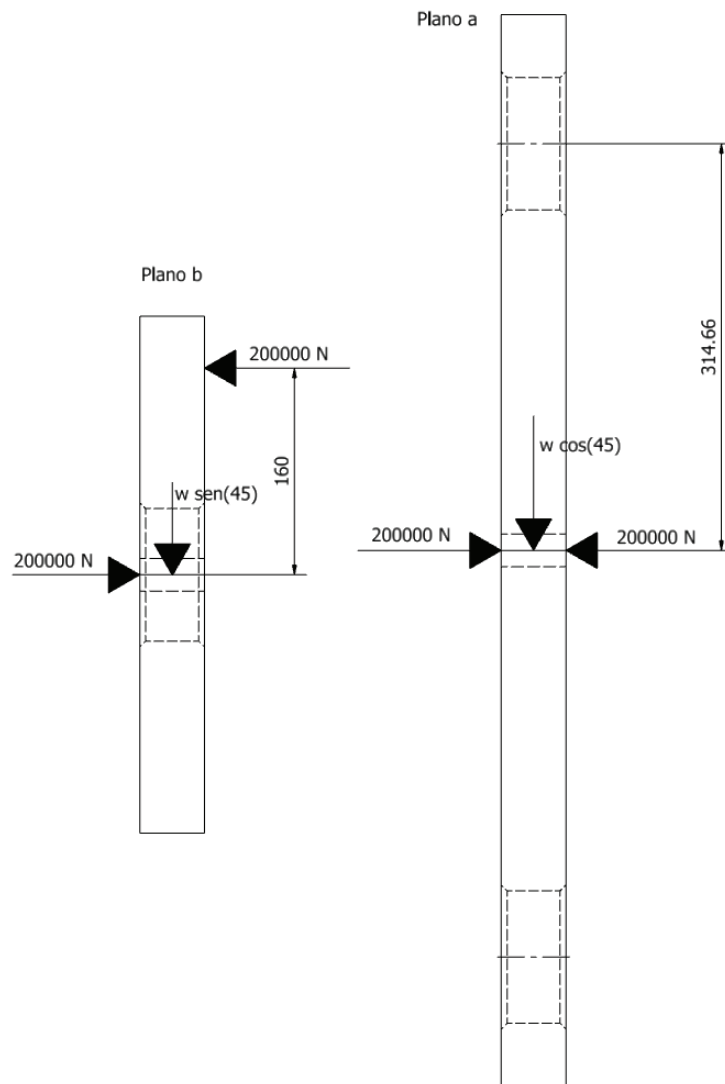


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre para los planos indicados

De los diagramas anteriores podemos ver que el momento que se produce se puede calcular, para cada una de las guías como:

$$M = \frac{F_{cierre} d_f}{2} = \frac{200000 \cdot 160}{2} = 1.6 \times 10^7 \text{ N.mm} \quad (3.5)$$

Este momento es igual al encontrado con la simulación de la placa de cierre. Las reacciones producidas por el peso (w) presentan mayor dificultad de calcular debido a la naturaleza indeterminada del problema, debido a que su magnitud está en un orden muy inferior al momento producido por la carga descentrada, no se verificará su valor con un cálculo manual y se procede a usar las reacciones obtenidas por la simulación. (Tabla 3.6)

Para determinar las dimensiones de los ejes guías, se considerará el caso más extremo, este sería si el operador aplicase la carga descentrada con ambas placas en una posición cercana al centro de las guías. Del capítulo 2 se tiene que la longitud máxima necesaria entre placas es de 630 mm (Tabla 2.25), y tomando en cuenta espacios adicionales para los soportes y accesorios, se obtiene el esquema de la figura 3.15.

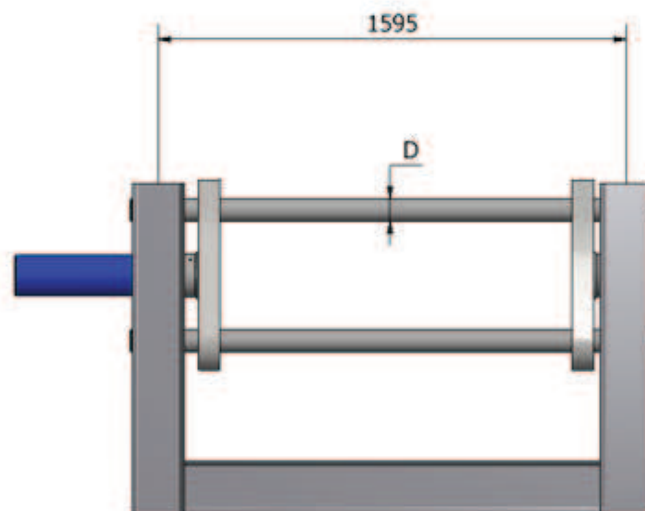


Figura 3.20 Esquema de soportes y guías de cierre

Por lo tanto la longitud entre soportes es de 1595 mm, y asumiendo el caso descrito anteriormente, se supondrá que ambas placas están a solo 10 centímetros del centro y se está aplicando la carga máxima descentrada en las

placas. Tomando en cuenta el sistema de coordenadas en la figura 3.16 y la tabla 3.5, se obtienen los siguientes esquemas:

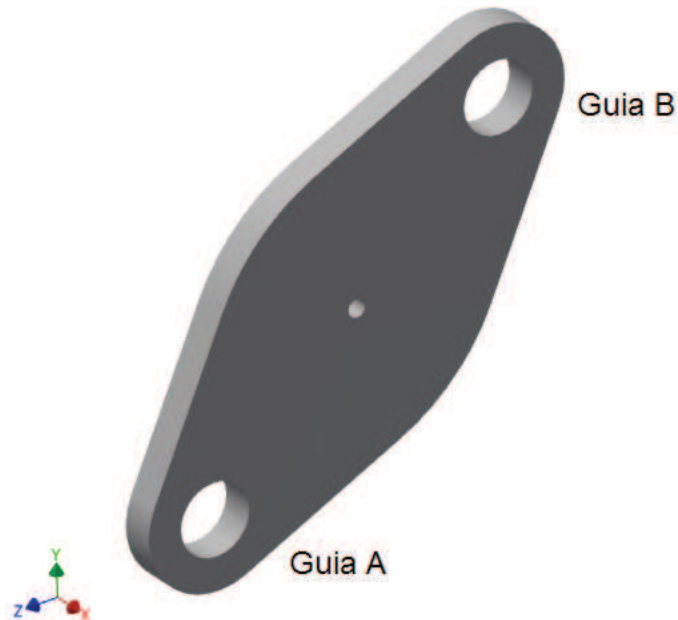


Figura 3.21 Sistema de coordenadas y nomenclatura de las guías

Cabe tomar en cuenta que las reacciones en estas placas, al estar las guías posicionadas simétricamente, producen momentos en sentido contrario para la guía A.

Plano x-y

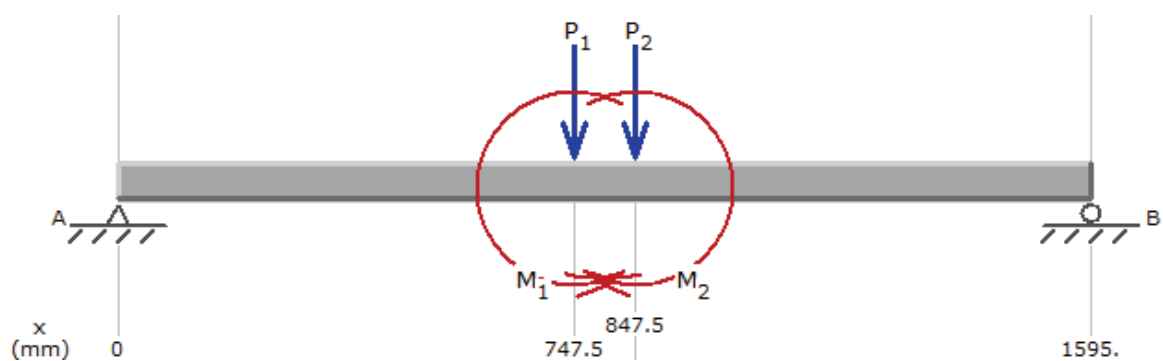


Figura 3.22 Esquema de carga

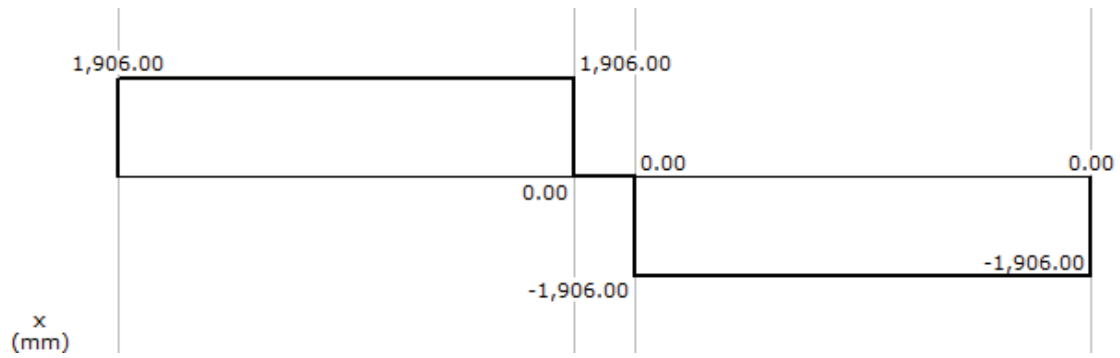


Figura 3.23 V - Fuerza Cortante

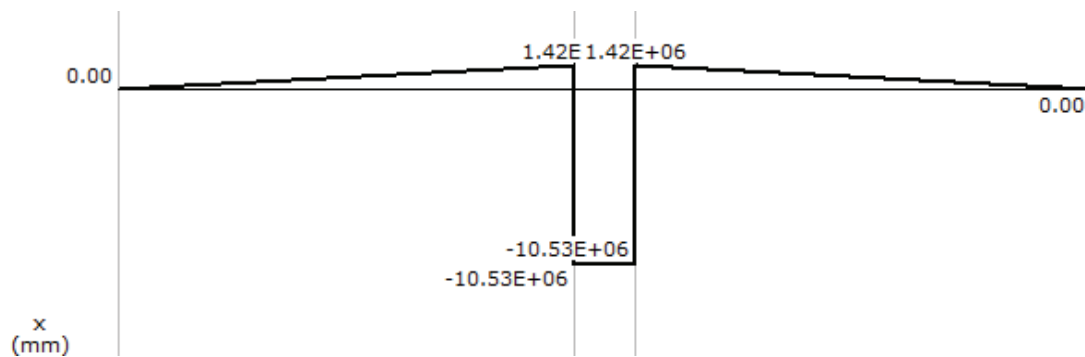


Figura 3.24 M - Momento Flector

El momento flector máximo es de:

$$M_{x-y} = -10.53 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Plano x-z

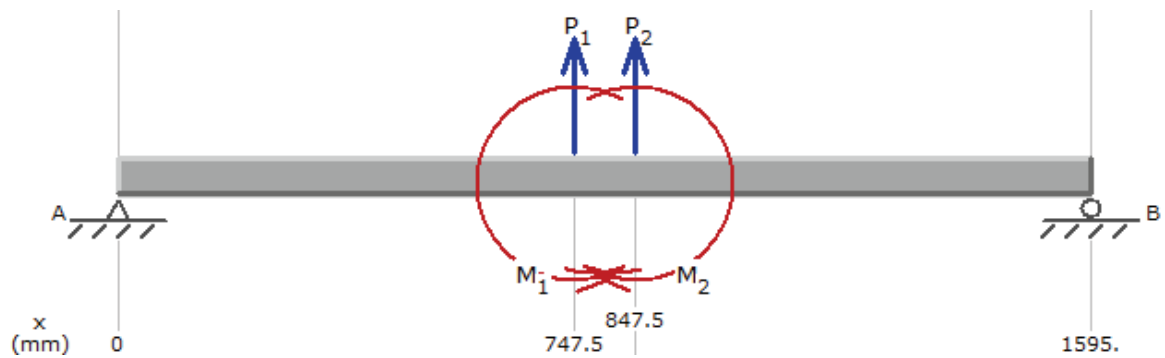


Figura 3.25 Esquema de carga

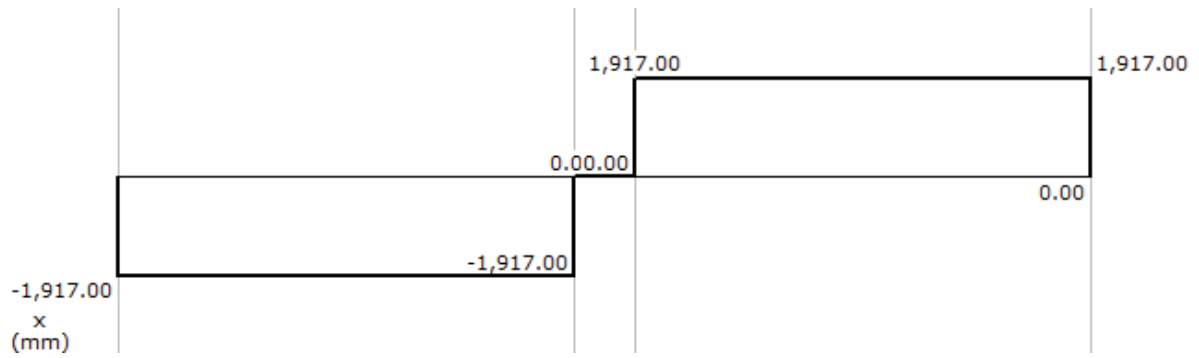


Figura 3.26 V - Fuerza Cortante

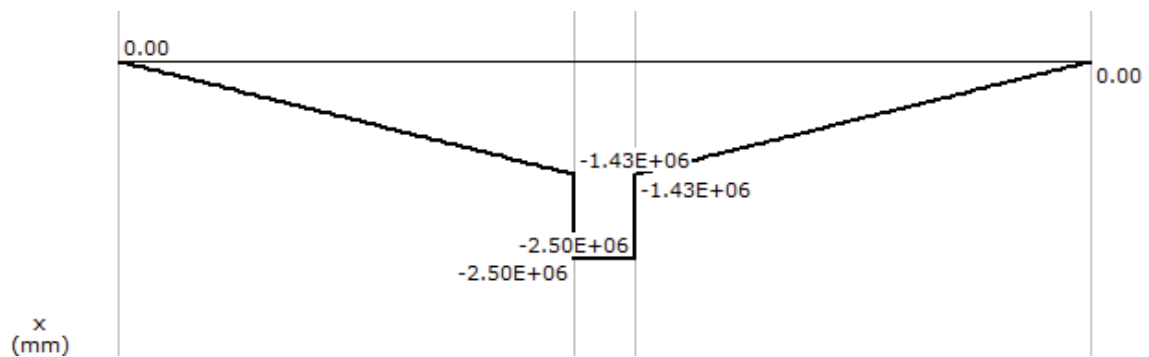


Figura 3.27 M - Momento Flector

El momento flector máximo es de:

$$M_{x-z} = -2.5 \times 10^6 \text{ N.m}$$

La magnitud del momento máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{x-y}^2 + M_{x-z}^2} \quad (3.6)$$

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(10.53 \times 10^6)^2 + (-2.5 \times 10^6)^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1.08 \times 10^7 \text{ N.m}$$

El esfuerzo producido es:

$$\sigma_m = \frac{M_{m\acute{a}x}c}{I} \quad (3.7)$$

Al ser una guía redonda se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot M_{m\acute{a}x} \quad (3.8)$$

Adicionalmente se espera que las guías soporten una carga axial que es producida por el cilindro hidráulico, que intentará separar los soportes de las mismas, por esto el esfuerzo de tracción es:

$$\sigma_t = \frac{\frac{F_{cierre}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_{cierre}}{\pi \cdot d^2} \quad (3.9)$$

Usando acero al carbono de transmisión SAE 1018 según el catálogo Ivan Bohman (Anexo 6)³⁵ se tiene un esfuerzo de fluencia de 31 kgf/mm² o 304 MPa y un diámetro de 3 pulgadas o 75 mm, aplicando las ecuaciones 3.7 y 3.8, usando la magnitud del momento máximo calculado y la fuerza de cierre estimada:

$$\sigma_m = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot M_{m\acute{a}x} = 261.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot F_{cierre}}{\pi \cdot d^2} = 22.6 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal máximo es:

$$\sigma_n = \sigma_m + \sigma_t = 283.91 \text{ MPa} \quad (3.10)$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_n} = \frac{304 \text{ MPa}}{283.91 \text{ MPa}} = 1.07 \quad (3.11)$$

Este factor de seguridad es muy bajo, se establece que para esta condición de carga extrema se obtenga un valor que se aproxime a 1.5, esto permite que la guía sea segura para esta condición, pero que no esté extremadamente sobre diseñada para la operación normal del equipo.

³⁵ BOHMAN, Iván. *Catálogo de Aceros*, pág. 38

Tomando en cuenta estas consideraciones, se reitera el cálculo con la siguiente medida disponible del catálogo de Ivan Bohman, ésta es 3 ¼ pulgadas o 82.55 mm:

$$\sigma_m = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot M_{m\acute{a}x} = 195.56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot F_{cierre}}{\pi \cdot d^2} = 18.68 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_n} = \frac{304 \text{ MPa}}{214.24 \text{ MPa}} = 1.42 \quad (3.11)$$

Dado el resultado, se decide utilizar ejes de Acero SAE 1018 de 3 ¼ pulgadas o 82.55 mm, esta dimensión se compara con una simulación de la guía obtenida con el modelo y las mismas cargas mostradas anteriormente y se obtiene:

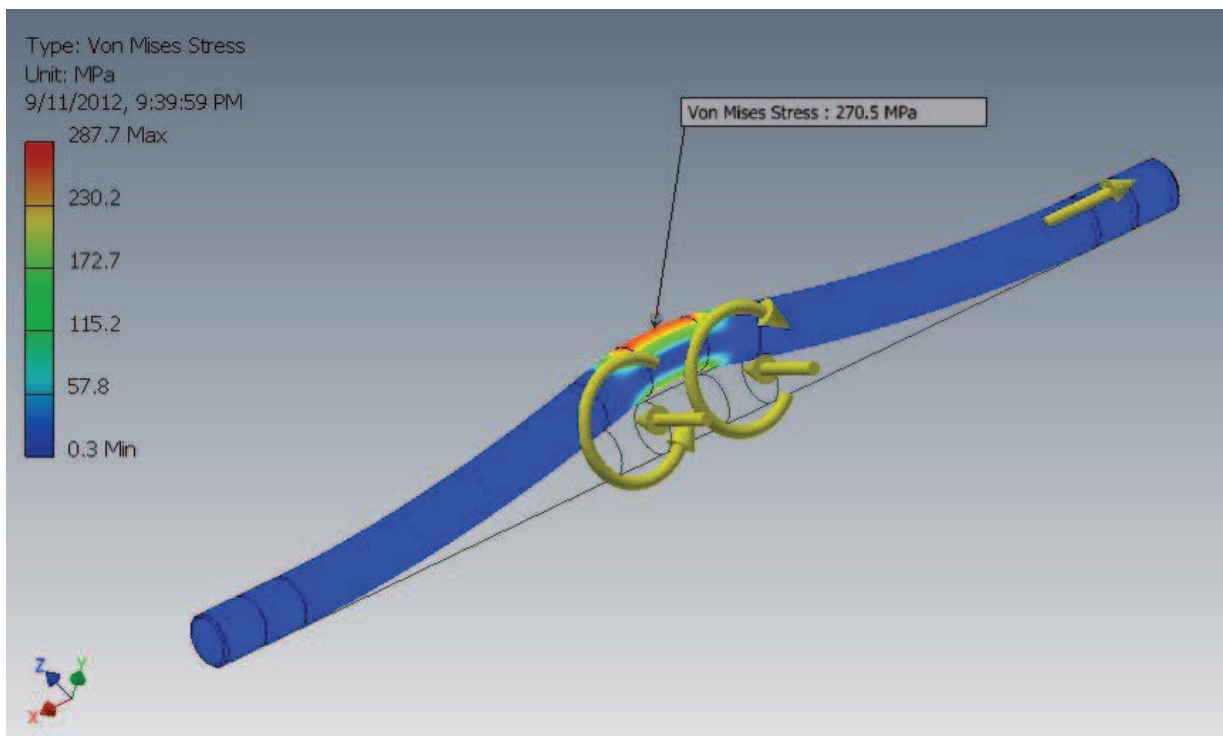


Figura 3.28 Esfuerzo en el eje debido al caso de carga 2

Entonces el factor de seguridad para el caso de carga 2 es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_n} = \frac{304}{270.5} = 1.12 \quad (3.11)$$

El programa calcula automáticamente las reacciones, obteniendo de esta manera la siguiente tabla:

Tabla 3.8 Reacciones obtenidas por la simulación

PLACA	Ry (N)	Rz (N)	My (N.mm)	Mz (N.mm)	R (N)	M (N.mm)
Cilindro	1830	-2086	-2.48E+06	1.03E+06	2775	2.69E+06
Lado Fijo	1983	-1746	2.21E+06	-9.09E+05	2642	2.39E+06

Estos valores servirán para la simulación del soporte del equipo.

Debido a que el caso de carga que se está analizando es un caso extremo, se acepta este factor de seguridad con el fin de no sobredimensionar el eje para la operación normal que tendrá momentos que son de un orden de magnitud inferior. El resultado para el caso de carga 1 (válvula de 12 pulgadas descentrada) se presenta en la siguiente figura:

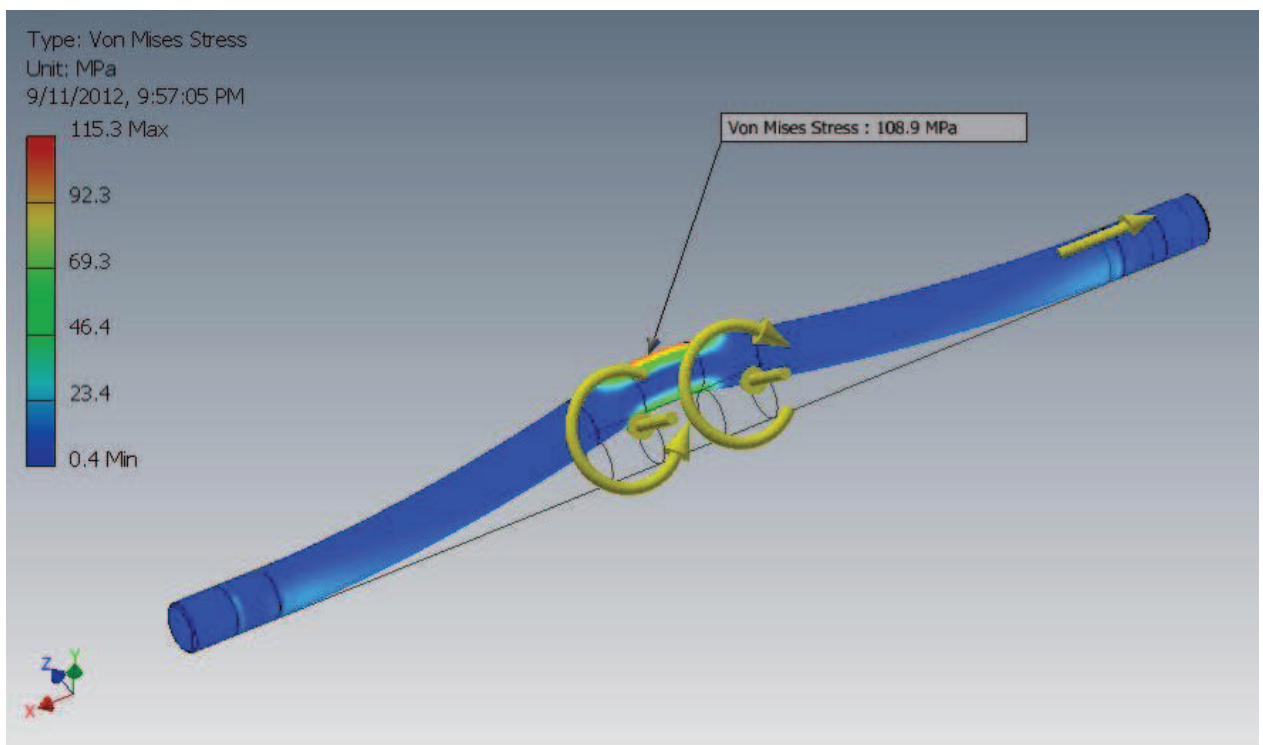


Figura 3.29 Esfuerzo en el eje debido al caso de carga 1

Entonces el factor de seguridad para el caso de carga 1 es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_n} = \frac{304}{108.9} = 2.79 \quad (3.11)$$

3.3.4 DISEÑO DEL SOPORTE PARA LA PLACA FIJA

Al seleccionar un recorrido del cilindro de 250 mm (Tabla 3.4), es necesario poder regular la posición de la placa opuesta para los diferentes tamaños de los elementos de prueba. En el caso de las válvulas, una sola posición permite realizar las pruebas en todas, en el rango de 2 a 12 pulgadas de diámetro nominal.

En el esquema se muestra la alternativa propuesta para la posición de prueba de las válvulas, se requiere diseñar el diámetro d_c para evitar el pandeo en el soporte.

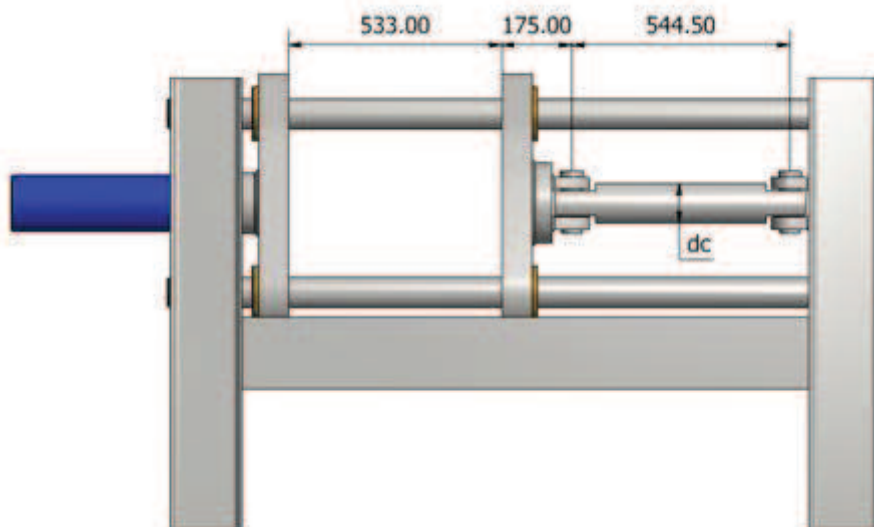


Figura 3.30 Esquema del equipo con el soporte para la placa fija

Se propone usar pasadores a los extremos de una columna circular que soportará la reacción de la carga proporcionada por el cilindro. Del procedimiento mostrado en el ejemplo 4-17 de la página 179 del libro de Diseño Mecánico de Joseph

Shigley en su octava edición³⁶, se tiene que para una columna con extremos de pasador.

$$P_{cr} = nP = 3 \cdot 200000 = 800000 \text{ N} \quad (3.12)$$

donde P es la carga máxima y n es el factor de seguridad seleccionado.

$$d = \frac{64P_{cr}l^2}{\pi^3 CE}^{1/4} = \frac{64(800000 \text{ N})(544.5 \text{ mm})^2}{\pi^3 1 (207 \times 10^3 \text{ MPa})}^{1/4} = 39.22 \text{ mm} \quad (3.13)$$

La relación de esbeltez para un tamaño disponible aproximado es:

$$\frac{l}{k} = \frac{l}{d/4} = \frac{544.5 \text{ mm}}{\frac{40 \text{ mm}}{4}} = 54.45 \quad (3.14)$$

Para verificar que se trate de una columna de Euler, usando Acero 1018 se puede ver:

$$\frac{l}{k} = \frac{2\pi^2 CE}{S_y}^{1/2} = \frac{2\pi^2(1)(207000 \text{ MPa})}{304 \text{ MPa}}^{1/2} = 115.94 \quad (3.15)$$

al no tratarse de una columna de Euler se tiene que usar la formula de JB Jhonson, que el libro de diseño de Joseph Shigley propone³⁷.

$$d_c = 2 \frac{P_{cr}}{\pi S_y} + \frac{S_y l^2}{\pi^2 CE}^{1/2} \quad (3.16)$$

$$d_c = 2 \frac{800000 \text{ N}}{\pi 304 \text{ MPa}} + \frac{304 \text{ MPa} (544.5 \text{ mm})^2}{\pi^2 1 207000 \text{ MPa}}^{1/2} = 59.4 \text{ mm}$$

Entonces se decide usar la siguiente medida disponible en el catálogo de Ivan Bohman para acero de transmisión 1018, 2 ½ pulgadas o 63.5 mm [Anexo 6].

Para este diámetro de columna se propone usar pasadores de diámetro d_p como indica la figura 3.31.

³⁶ BUDYNAS-NISBETT. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8va Edición. USA: Mc Graw Hill, 2006, pág. 179. ISBN: 0-390-76487-6

³⁷ BUDYNAS-NISBETT. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8va Edición. USA: Mc Graw Hill, 2006, pág. 176 y 179. ISBN: 0-390-76487-6

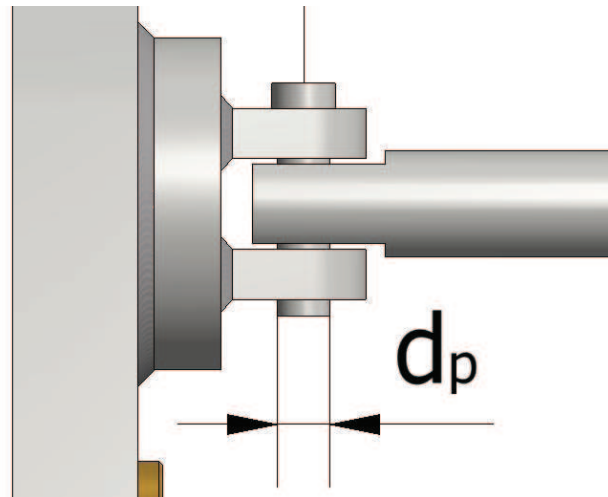


Figura 3.31 Esquema de pasador

El esfuerzo en este pasador se encuentra mediante:

$$\tau_{max} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{4V}{3A} = \frac{4}{3} \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (3.17)$$

Despejando el diámetro y usando Acero de transmisión 1018:

$$d_p = \frac{4}{3} \frac{Vn}{\pi S_{sy}}^{1/2} \quad (3.18)$$

$$d_p = \frac{16(3)100000 N}{3 \pi (304 MP\alpha)}^{1/2} = 40.93 mm$$

Se elije el diámetro adecuado del catálogo de Ivan Bohman (Anexo 6), que en este caso es de 1 ¾ pulgadas o 44.45 mm.

3.3.5 DISEÑO DE LOS COJINETES DE FRICCIÓN

Para transmitir las cargas de la placas a las guías se propone utilizar cojinetes de fricción. El material y dimensiones de estos se calculan usando las ecuaciones propuestas en la guía para cojinetes de S.J. Hudak.³⁸

Un esquema propuesto para estos cojinetes se presenta a continuación:

³⁸ HUDAK, S.J. *Primer for Sleeve Bearing Design*. 1era Edición. 1995, pág. 10

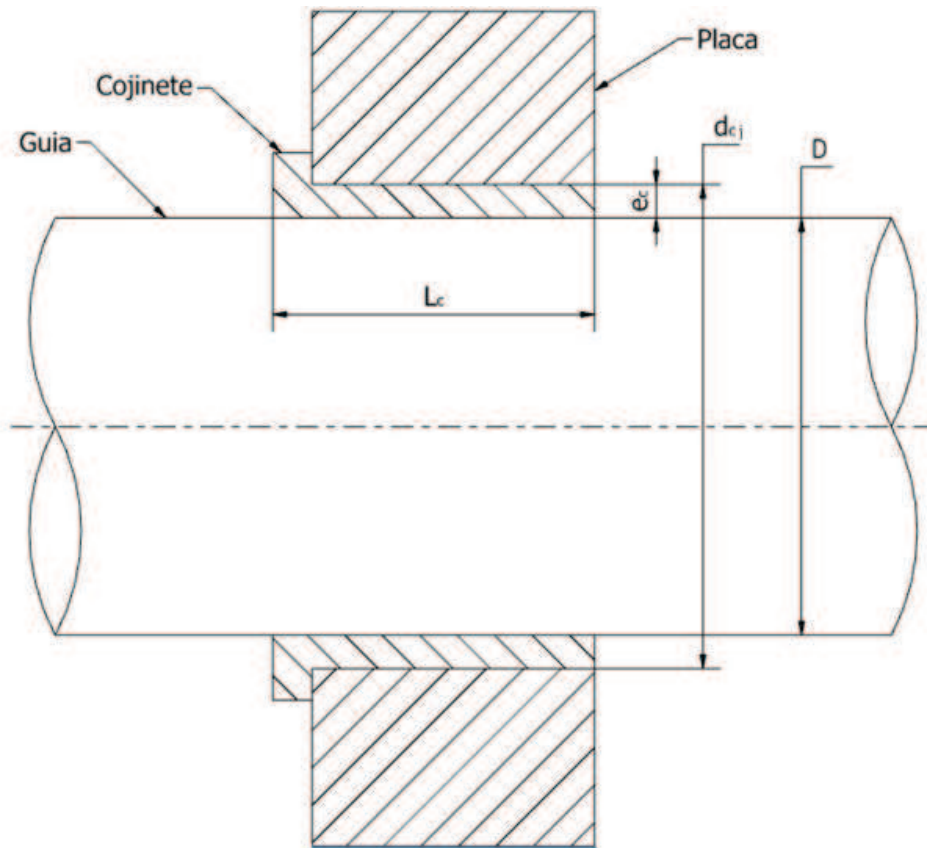


Figura 3.32 Esquema general de un cojinete

La página 10 del libro recomienda aproximar un ancho de pared mediante:

$$\text{Espesor de pared} = 0.08D + \frac{1}{8''} \quad (3.19)$$

Usando la ecuación en mm se encuentra:

$$\text{Espesor de pared} = 0.08D + 3.125 = 0.08 \cdot 82.55 + 3.125 = 9.73 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

También sugiere una longitud del cojinete entre 1 a 1 ½ el diámetro del eje, es decir debe estar entre:

$$L_c = 82.55 \text{ a } 124 \text{ mm}$$

Los parámetros adicionales que se necesitan son la velocidad relativa y la presión media a soportar. En la página 1 de la guía para cojinetes de Hudak se encuentra³⁹:

³⁹ HUDAK, S.J. *Primer for Sleeve Bearing Design*. 1era Edición. 1995, pág. 1

Presión (P) = Carga Total (W)/Área aproximada de cojinete de bronce = PSI

Nota:

P es la unidad de carga en PSI

W es la carga total en libras

PBA es la multiplicación del diámetro por la longitud del cojinete

Velocidad (V) = pies de avance por minuto (longitud de rozamiento)

La carga que existe en el cojinete mientras la placa se está desplazando es igual al peso de cada placa dividido para los dos cojinetes que la soportan. De la sección de diseño de la placa tenemos que ésta tiene una masa de: 114 kg.

Usando las ecuaciones anteriores, asumiendo una primera aproximación para la longitud de 90 mm se puede ver que:

$$P = \frac{w}{A} = \frac{w}{d_c L_c} = \frac{\frac{1140}{2} N}{82.55 \times 90 \text{ mm}^2} = 0.077 \frac{N}{\text{mm}^2} = 11.17 \text{ psi} \approx 77 \text{ kPa}$$

La velocidad se determinó anteriormente, en el apartado 3.3.2.4, como:

$$v = 0.082 \frac{ft}{s} = 4.92 \text{ ft/min} = 25 \frac{mm}{s}$$

Las páginas 6 y 7 indican a la aleación de bronce al plomo y estaño C93700 (SAE 64)⁴⁰ como una alternativa común para propósitos de ingeniería generales (Anexo 7), y lista sus propiedades como:

Tabla 3.9 Propiedades de la aleación Bronce al Plomo-Estaño de los Cojinetes

Presión de trabajo	3000 psi
Carga permisible estática	8600 psi
Velocidades máximas	500 ft/min

Se puede apreciar que se cumple con holgura los requerimientos de presión de trabajo y de velocidad máxima. Para verificar el cumplimiento con la carga permisible estática, se recurre al método de elementos finitos para analizar la condición de carga descrita en la sección 3.3.3 (la condición de carga 2), donde

⁴⁰ HUDAK, S.J. *Primer for Sleeve Bearing Design*. 1era Edición. 1995, pág. 6-7

existe además de la carga producida por el peso de la placa, un momento y una carga producidos por el cierre del cilindro hidráulico.

El esquema de carga y los resultados se presentan en la siguiente figura:

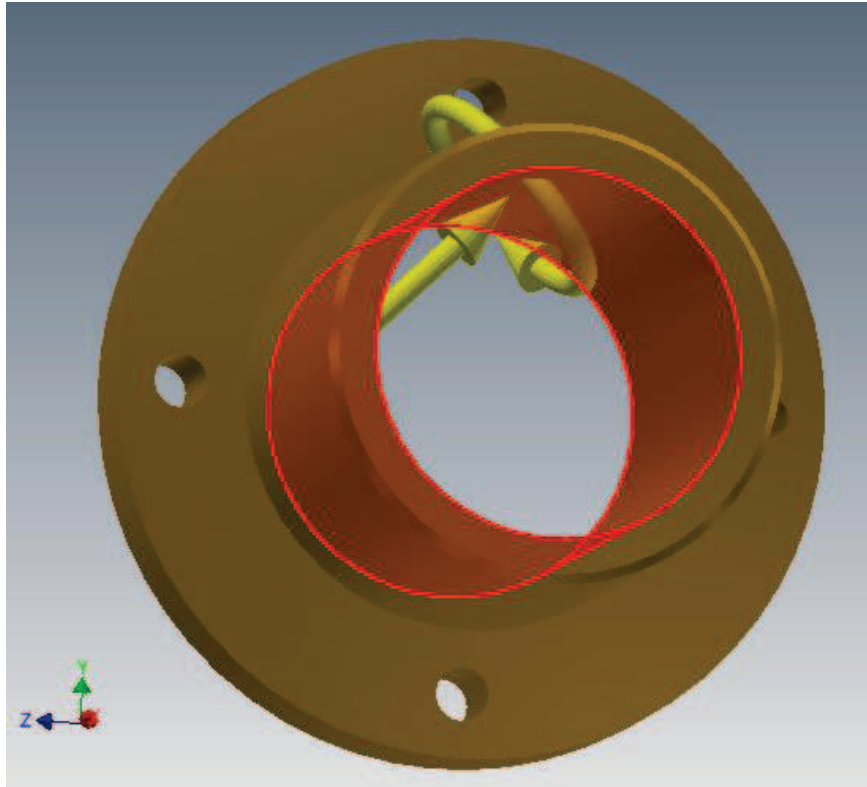


Figura 3.33 Esquema de carga del cojinete

Las cargas son aplicadas en la carga interna y las restricciones en las caras externas, estas son:

- Un momento en la carga interna, igual al encontrado en la simulación de la placa de cierre.
- Una fuerza en la cara interna con magnitud igual a la encontrada en la simulación de la placa de cierre y distribución parabólica para simular el contacto con el eje (bearing load).

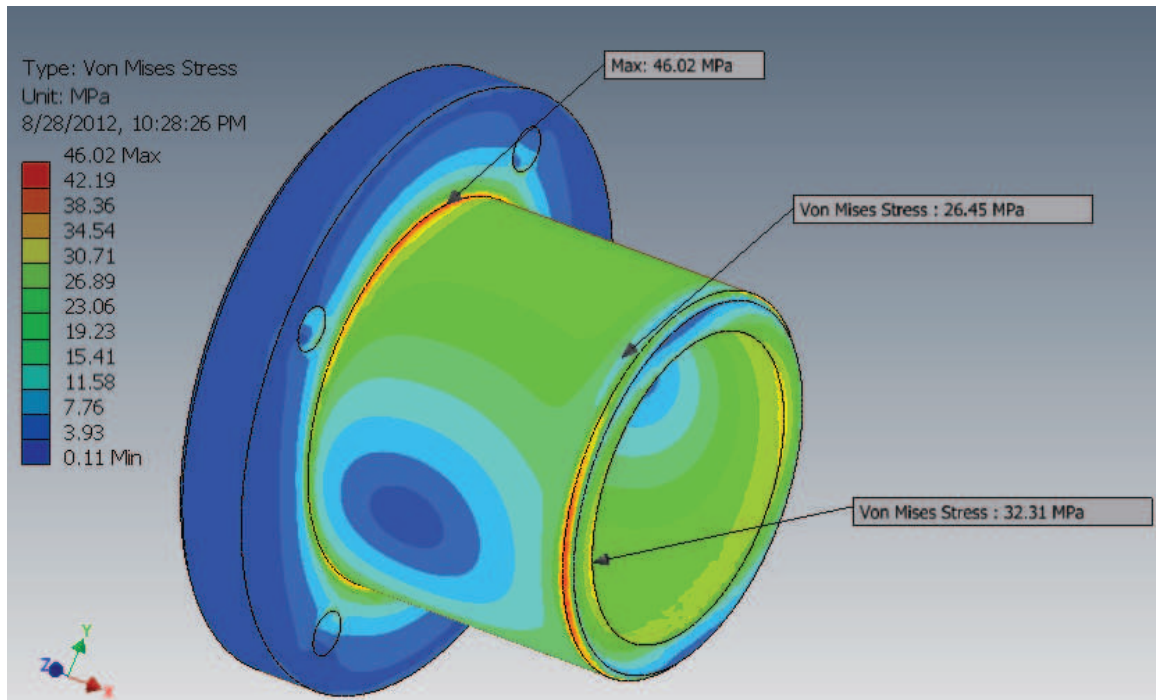


Figura 3.34 Resultados del análisis por elementos finitos del cojinete

Como se puede observar el esfuerzo máximo es de 46.02 MPa (6674 psi) que se encuentra dentro del rango permisible indicado en la tabla 3.9.

Para facilitar el ensamble y reposición de los cojinetes, se decide fijarlos usando 4 pernos M10, esto nos deja con unas dimensiones finales de:

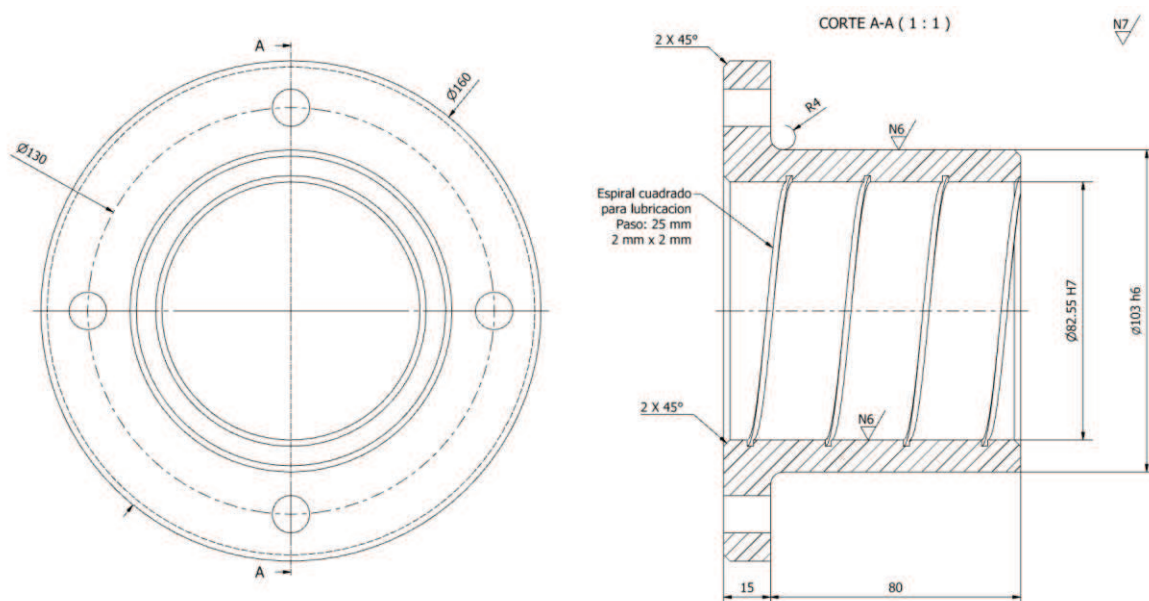


Figura 3.35 Diseño final de los cojinetes

3.3.6 VERIFICACIÓN DE LA LONGITUD DE LA UNIÓN ROSCADA PARA LAS GUÍAS.

Para fijar las guías al bastidor se requiere de tuercas en los extremos de las guías, es necesario asegurar que la longitud roscada sea suficiente para prevenir la falla por corte de los hilos de estas.

Del Anexo 8 se obtiene la fórmula para calcular el área del esfuerzo de tensión del perno (en este caso la guía roscada):

$$A_{st} = \frac{\pi}{4} (D_r - 0.938194p)^2 \quad (3.20)$$

El área de esfuerzo cortante es:

$$A_{ss} = 0.5 \pi D_r - 0.64952p \quad Le \quad (3.21)$$

Donde:

D_r es el diámetro externo de la rosca.

p es el paso de la rosca.

Le es la longitud roscada.

A_{st} es el área del esfuerzo de tensión

A_{ss} es el área del esfuerzo cortante

Para asegurar que la guía no falle por esfuerzo cortante excesivo se debe asegurar que el área cortante sea al menos el doble del área de tensión, usando las ecuaciones 3.20 y 3.21 y tomando en cuenta el Anexo 8, despejando para obtener Le se tiene:

$$Le_{min} = \frac{2A_{st}}{0.5 \pi (D_r - 0.64952p)} \quad (3.22)$$

Probando para la rosca adecuada para el diámetro de guía seleccionado 3 1/4 - UNC - 8 se obtiene que la longitud mínima es:

$$Le_{min} = \frac{2(5352)}{0.5 \pi (82.55 - 0.64952(3.175))} = 84.66 \text{ mm} \approx 85 \text{ mm}$$

3.3.7 VERIFICACIÓN DE LOS REFUERZOS PARA LA PLACA DE CIERRE

De la sección 3.3.3 se determinó que se requiere de refuerzos para la placa de cierre. Habiendo completado el diseño de las guías y bocines, se procede a realizar una simulación de estos refuerzos con propósito de dimensionarlos.

Al analizar los resultados, la dimensiones para los refuerzos son de diámetro 160 mm y espesor 30 mm: estos se soldarán a la placa de cierre. Los resultados de la simulación se presentan a continuación:

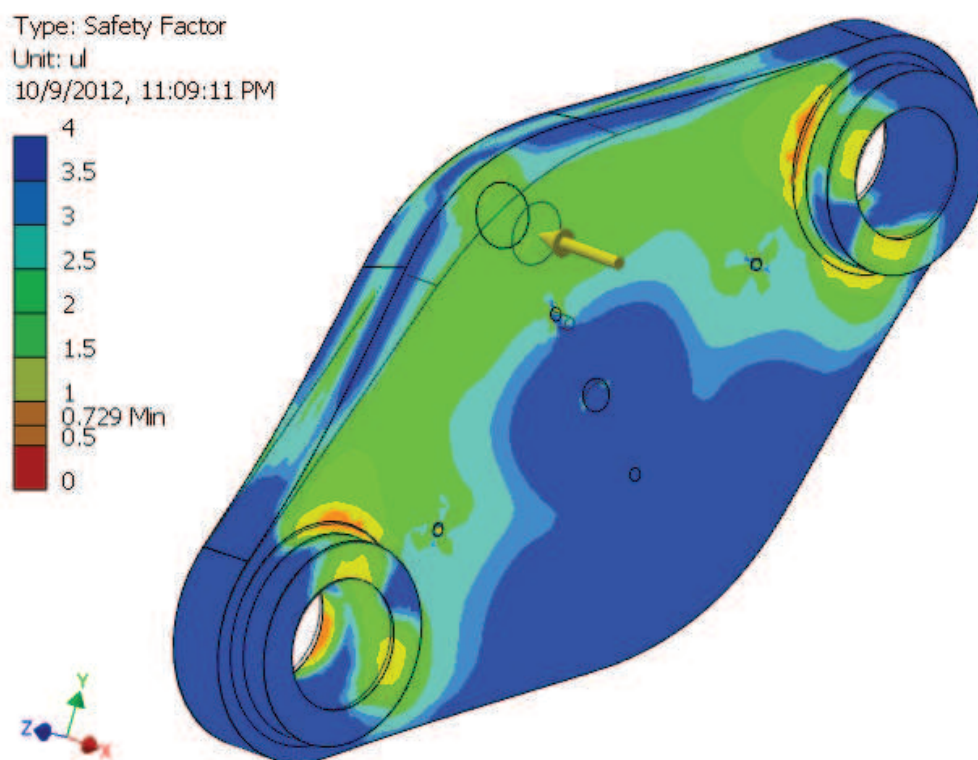


Figura 3.36 Resultados de los esfuerzos en la simulación en la placa de cierre

Se puede observar que existe un área localizada que presenta esfuerzos superiores al límite de fluencia. Ésta no es una singularidad, es un esfuerzo localizado en un material dúctil. Según el libro de Diseño Mecánico de Joseph Shigley: *“En materiales dúctiles el factor de concentración de esfuerzos no se aplica usualmente para predecir el esfuerzo crítico, porque la deformación plástica en la región del esfuerzo es localizada y tiene un efecto endurecedor”*.⁴¹ Sabiendo

⁴¹ BUDYNAS-NISBETT. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8va Edición. USA: Mc Graw Hill, 2006, pág. 106. ISBN: 0-390-76487-6

esto interesa que la región alrededor de la concentración de esfuerzo esté por debajo del límite de fluencia, al ser este el caso, el diseño es satisfactorio.

3.3.8 DISEÑO DE LOS SELLOS PARA LAS PLACAS DE CIERRE

De la experiencia, se ha encontrado que para obtener un sello seguro en las válvulas e hidrantes con extremos lisos, se debe disponer de adaptadores que contengan un sello de caucho, el caucho se inserta en este adaptador y la válvula se presiona contra éste. Los esquemas de los adaptadores usados se muestran en las figuras 3.37 y 3.38.

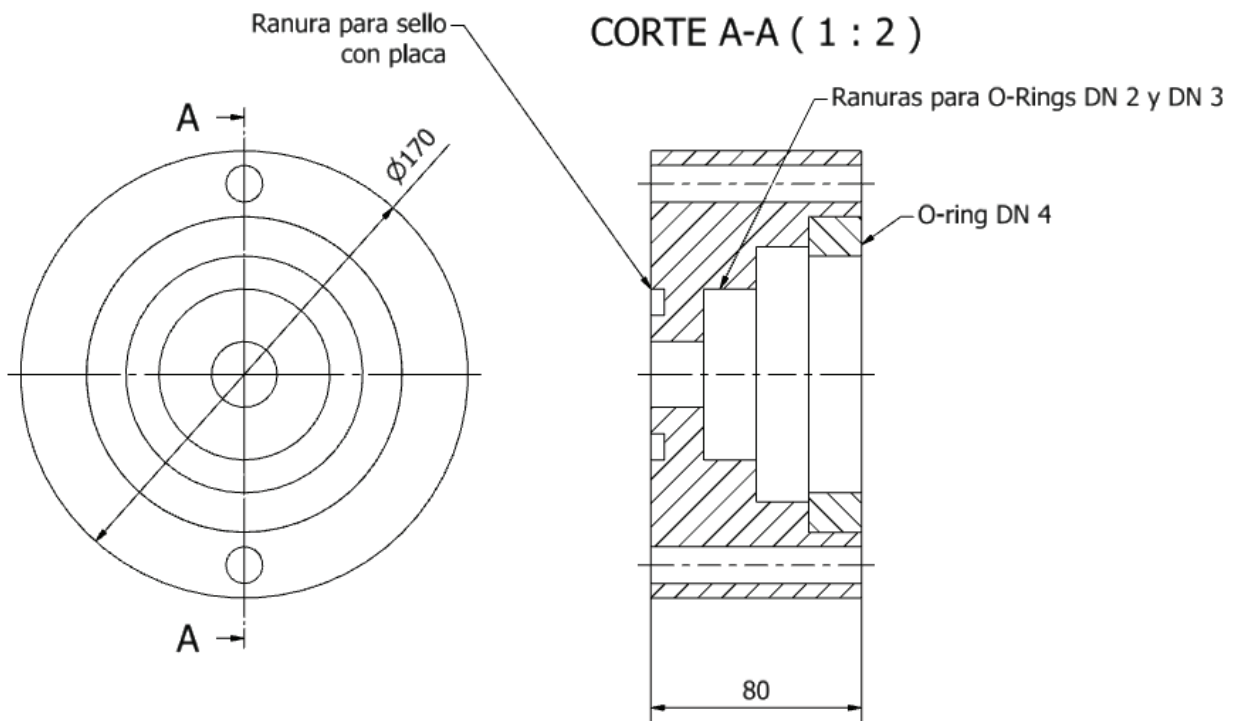


Figura 3.37 Adaptador y O-ring para válvulas DN 2 a DN 4

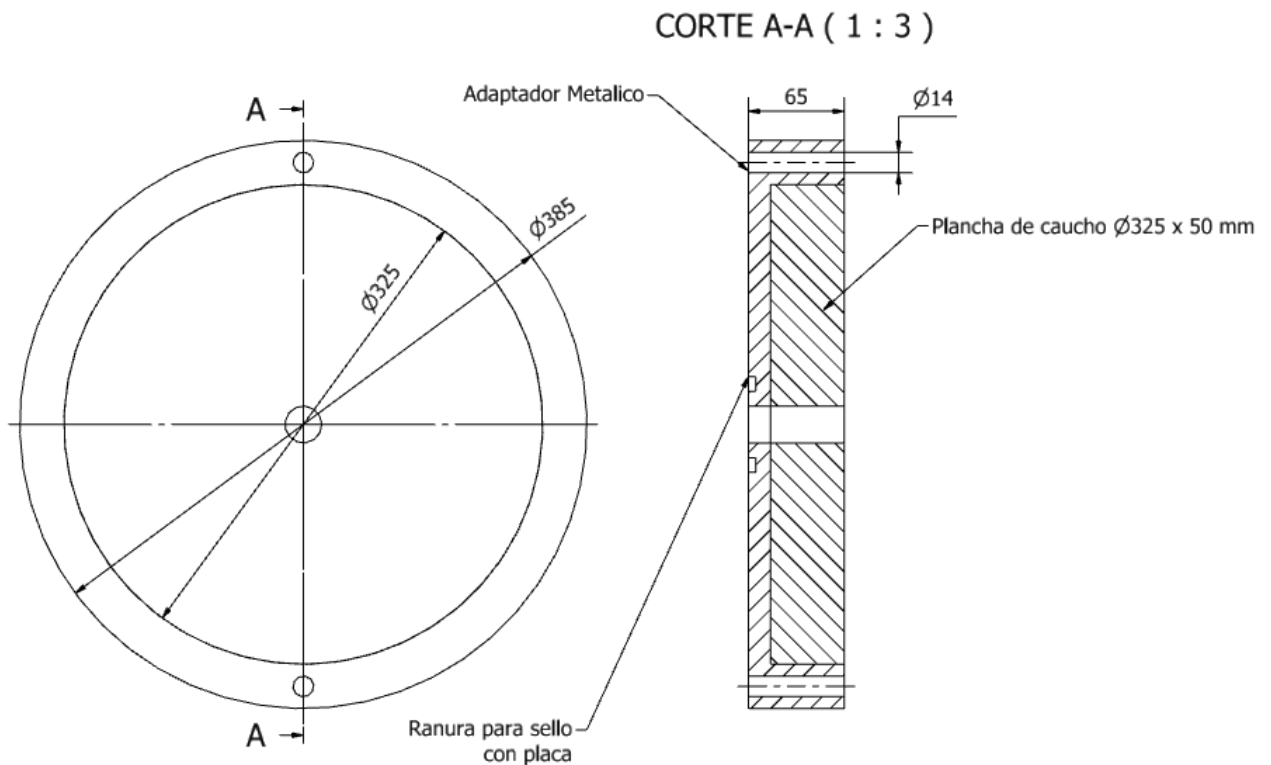


Figura 3.38 Adaptador y plancha de caucho para válvulas DN 6 a DN 12

Se propone fabricar un adaptador para extremos lisos que permita insertar anillos de sección cuadrada para los tamaños NPS de 2, 3 y 4 pulgadas, ya que estos son los tamaños más solicitados, para tamaños mayores, se dispone de un adaptador para una plancha de caucho de 50 mm.

3.4 MÓDULO 3: CARGA Y DESCARGA DE AGUA

El tanque debe ser calculado respecto al caudal necesario para llenar al elemento a probarse en un tiempo prudente. Según las especificaciones del capítulo 2, en la tabla 2.1 el tiempo de llenado debe ser menor a 3 minutos y según la misma tabla, la presión mínima a alcanzar debe ser de 500 psi. Las válvulas más grandes a probar son las de 12 in de diámetro y los hidrantes también tienen un diámetro que se considerará como el volumen a llenar.

3.4.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE CARGA

3.4.1.1 Cálculo y selección de la bomba y el motor

Usando las dimensiones de la tabla 3.1 y de acuerdo al Anexo 3 se tienen las siguientes medidas para la válvula más grande:

Diámetro interno: 280.4 mm

Longitud A: 543 mm

Aproximando el volumen de la válvula a un cilindro se tiene:

$$V = \pi \frac{280.4^2}{4} 543 = 33530.94 \text{ cm}^3 = 33.53 \text{ litros} \approx 35 \text{ litros} \quad (3.23)$$

Tomando como tiempo de llenado para la válvula más grande un tiempo de al menos 1 minuto se puede hallar el caudal de la bomba:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{35 \text{ litros}}{1 \text{ min}} = 35 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 9.25 \text{ gal/min} \approx 10 \text{ gal/min} \quad (3.24)$$

La presión a alcanzar debe ser de 400 psi, que es el límite al que se le lleva en la prueba al elemento, teniendo en cuenta que el valor de 500 psi es un valor referencial. Los 400 psi que se necesitan para la prueba son alcanzados una vez que se llena el elemento, eso permite que el llenado de la bomba se realice a una presión menor, lo cual es típico de las bombas de desplazamiento positivo que transportan un volumen determinado hasta la presión que se desee, a diferencia de las bombas centrífugas que se limitan a una presión menor a la que indica su curva sin llegar a presiones tan altas como es el caso de la prueba hidrostática.

Así pues para la presente aplicación se selecciona una bomba de desplazamiento positivo con al menos las siguientes especificaciones

Caudal: 35 l/min o 10 gal/min

Presión máxima: 400 psi aproximadamente (2760 kPa)

Tipo: Desplazamiento positivo

Para la potencia se usa la fórmula:

$$\begin{aligned} \text{Potencia } kW &= \frac{1}{60000} \cdot Q \text{ l/min} \cdot P_p \text{ kPa} = \frac{1}{60000} \cdot 35 \cdot 2760 \\ &= 1.61 \text{ kW} \quad 3.25 \end{aligned}$$

Estos parámetros son los más importantes para determinar la bomba necesaria para este fin, la misma que se escoge del catálogo de bombas de desplazamiento continuo reciprocantes CAT, que se ha usado de referencia, como se indica en el Anexo 11, pues son las que se suelen usar en este tipo de aplicaciones.

El tiempo de llenado es calculado usando el caudal en l/min y calculando el volumen de la válvula más grande, obtenido en la ecuación 3.23. De esta manera, usando la bomba modelo 430 suponiendo el caudal nominal de funcionamiento:

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{35 \text{ l}}{19 \text{ l/min}} = 1.84 \text{ min} \approx 01:51$$

Teniendo en cuenta que la bomba a escoger esté dentro del rango de presiones que se necesita, que el caudal no sea demasiado pequeño para la aplicación y que la potencia no exceda por mucho a la requerida se seleccionaron estas bombas, del Anexo 11⁴²:

Tabla 3.10 Bombas CAT de pistón pre-seleccionadas

Bombas de Pistón							
Modelo	Material del Colector	l/min	psi	hp	kW	RPM	Tiempo de llenado
430	Latón	19	1000	3.4	2.5	1040	01:51
431	Acero Inoxidable	19	1000	3.4	2.5	1040	01:51
820	Latón	38	1000	6.9	5.1	940	00:56
821	Acero Inoxidable	38	1000	6.9	5.1	940	00:56
623	Latón	23	1200	4.9	3.7	850	01:32
621	Acero Inoxidable	23	1200	4.9	3.7	850	01:32
290	Latón	13.2	1200	2.9	2.2	1200	02:40
291	Acero Inoxidable	13.2	1200	2.9	2.2	1200	02:40

⁴² CAT PUMPS, *Pump Catalog*, Plunger and piston pumps. 2011, pág 7,8,10,11 y 15

Tabla 3.11 Bombas CAT de émbolo pre-seleccionadas

Bombas de Émbolo							
Modelo	Material del Colector	l/min	psi	hp	kW	RPM	Tiempo de llenado
2SF29SEEL	Acero Inoxidable	10.8	1200	2.3	1.7	1725	03:14
2SF35SEEL	Acero Inoxidable	13.2	1200	2.9	2.1	1725	02:40
341	Acero Inoxidable	15	1800	5	3.7	1725	02:20
247	Ni-Al-Bronce	13.6	1200	3	2.2	1725	02:35
347	Ni-Al-Bronce	15	1800	5	3.7	1725	02:20
357	Ni-Al-Bronce	19	1500	5.1	3.8	1725	01:51
270	Latón	15.9	1000	2.9	2.2	1725	02:12
240	Latón	13.6	1200	3	2.2	1725	02:35
2SF30ES	Latón	11.4	1500	3.1	2.3	3450	03:05

Fuente: Anexo 11

Al examinar los detalles de estas bombas se prefiere una de potencia ligeramente mayor a la que se calculó, la menor de las escogidas, y que sea la que más pronto llena el elemento más grande. De esta forma la bomba seleccionada es el modelo 270 con colector de latón de caudal 15.9 l/min (4.2 gal/min) y 1000 psi (6.90 MPa) de presión máxima, con potencia de 2.9 hp (2.2 kW), 1725 rpm y un tiempo estimado de llenar el elemento ensayado más grande, de 2 minutos aproximadamente.

Una vez que se tienen las características de la bomba se sabe que se necesita un motor de 3 hp (2.24 kW) que alcance las 1725 rpm (usualmente los motores estándar son de 1800 rpm).

3.4.1.2 Cálculo del tanque

El agua del tanque debe llenar al elemento más grande a ser probado y tener la suficiente cantidad de líquido para compensar el que se pierde en los conductos y las válvulas.

El volumen a llenar de la válvula de 12 in es de 35 litros aproximadamente, por lo que el tanque, para seguridad debería ser al menos tres veces este volumen, es decir 105 litros, que compensa las pérdidas que pueda tener.

Como será un tanque a presión atmosférica, es decir, en contacto con el aire libre, se aproximará su volumen de 105000 cm^3 a 150000 cm^3 , que le daría un margen de seguridad para que el tanque no esté nunca totalmente vacío.

Esto podría resultar de un tanque aproximadamente de:

$$50\text{cm} \cdot 50\text{cm} \cdot 60\text{cm} = 150000 \text{ cm}^3$$

3.4.2 RESUMEN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE CARGA Y DESCARGA DE AGUA

Tabla 3.12 Resumen de las características del sistema de carga y descarga de agua

Resumen del sistema de carga y descarga de agua	
Tipo de bomba	Émbolo
Presión máxima	1000 psi
Caudal de la bomba	15.9 l/min (4.2 gal/min)
Potencia del motor	3 hp (2.24 kW)
Volumen del tanque	150 l

3.5 MÓDULO 4: SOPORTE DEL EQUIPO

El soporte del equipo, que se compone de placas en los extremos de 2 in y la estructura conformada por perfiles laminados en caliente UPN 180 y 140 se valida mediante una simulación, introduciendo las reacciones obtenidas por la simulación de los ejes guía en la tabla 3.8.

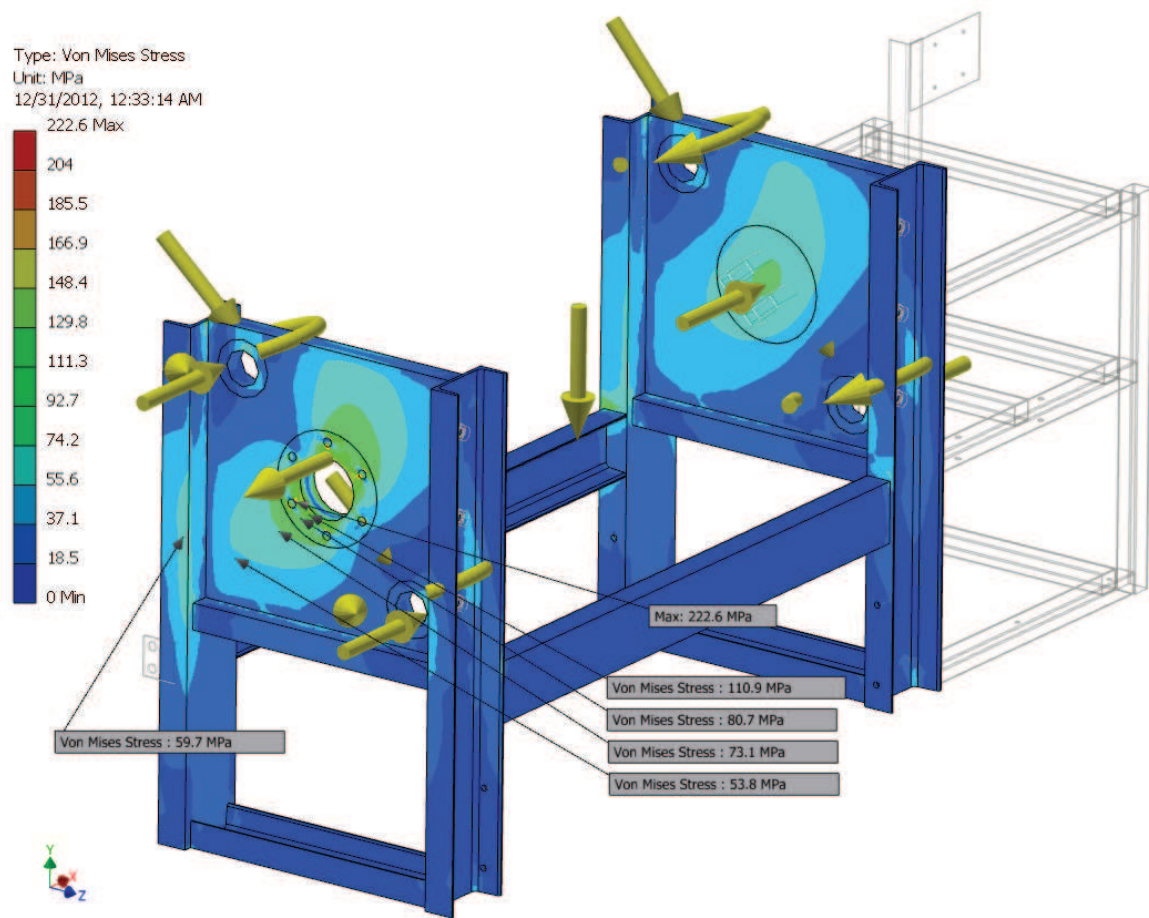


Figura 3.39 Resultados de la simulación del soporte para esfuerzos

Usando una plancha de 50 mm de acero A-36 el esfuerzo más crítico en las placas es de 104.6 MPa, existe un esfuerzo mayor de 222.6 MPa pero este es una singularidad localizada en los agujeros para los pernos. Esto significa un factor de seguridad de:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_n} = \frac{248.21}{110.9} = 2.24 \quad (3.11)$$

El mayor esfuerzo producido en el bastidor es de 34.71 MPa:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_n} = \frac{248.21}{59.7} = 4.16 \quad (3.11)$$

Como se quiere minimizar las deformaciones del bastidor se decide mantener el factor de seguridad sin reducir la sección de los perfiles, en la siguiente figura se pueden ver las deformaciones obtenidas.

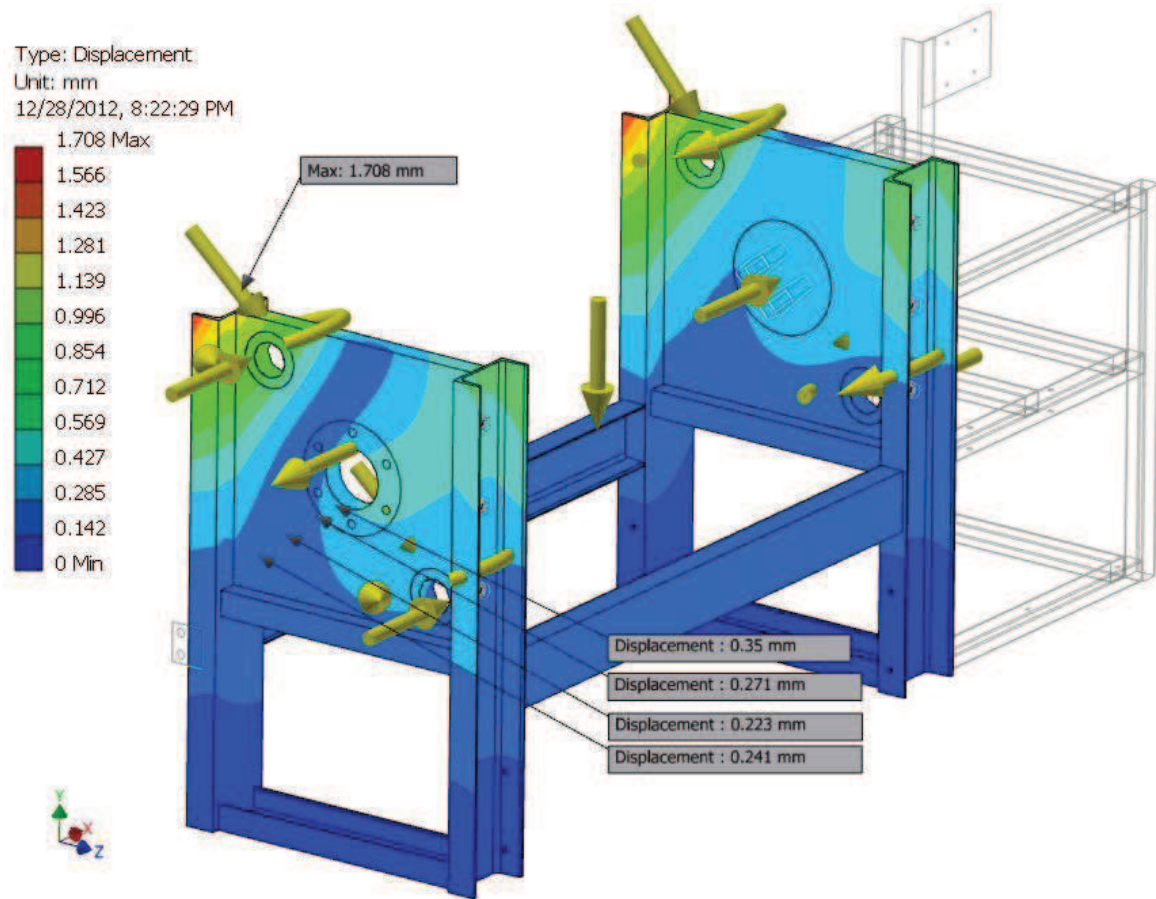


Figura 3.40 Resultados de la simulación del soporte para deformaciones

Se considera que la deformación de 1.708 mm es aceptable.

Adicionalmente se diseña un soporte para el tanque hidráulico, la bomba hidráulica para el sistema de cierre y la bomba de agua para el sistema de carga.

3.6 MÓDULO 1: POSICIONAMIENTO DEL ELEMENTO

Según las dimensiones y condiciones propuestas en el capítulo 2, el diseño del soporte inferior para el elemento se muestra en la figura 3.41:

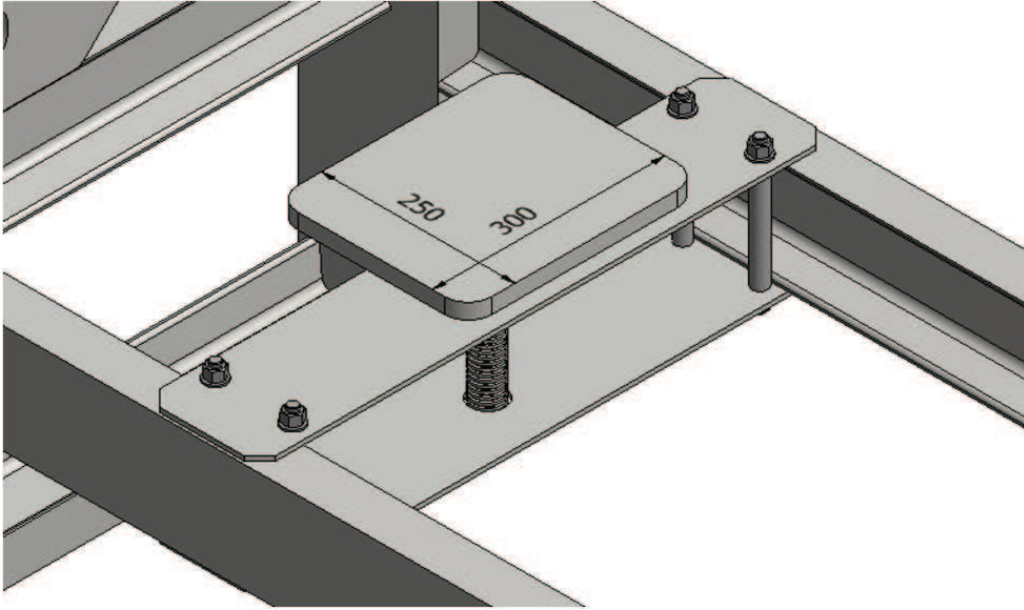


Figura 3.41 Diseño del soporte inferior

El soporte móvil gira sobre un eje roscado para permitir la regulación de la altura, todo el sistema se soporta y se permite deslizar sobre las vigas longitudinales del bastidor, permitiendo que esté centrado dependiendo de la posición de las placas de cierre.

En la figura 3.42 se muestra como el eje roscado se soporta y acopla en un eje roscado interno soldado al inferior de la placa. Este sistema es simple y cumple con el propósito de sostener el elemento a probar mientras se cierran las placas.

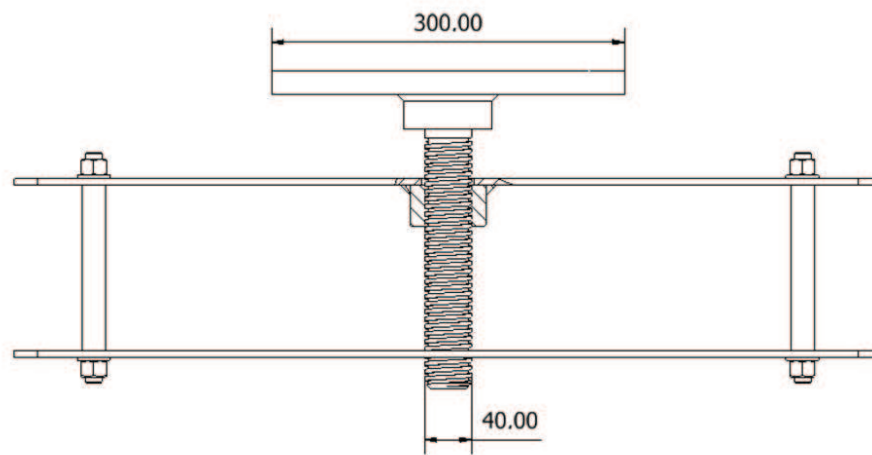


Figura 3.42 Esquema soporte inferior

3.7 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE ELEMENTOS ADICIONALES

El diseño de elementos adicionales se presenta como vistas generales en las figuras subsiguientes de este ítem, y sus detalles se pueden ver en los planos anexos.

Estos elementos incluyen:

- Bastidor anexo para tanque de fluido hidráulico y bombas para el sistema de cierre y el sistema de carga.
- Tanque de fluido hidráulico y sumidero de agua
- Especificación de tubería rígida y mangueras flexibles para los diferentes sistemas.

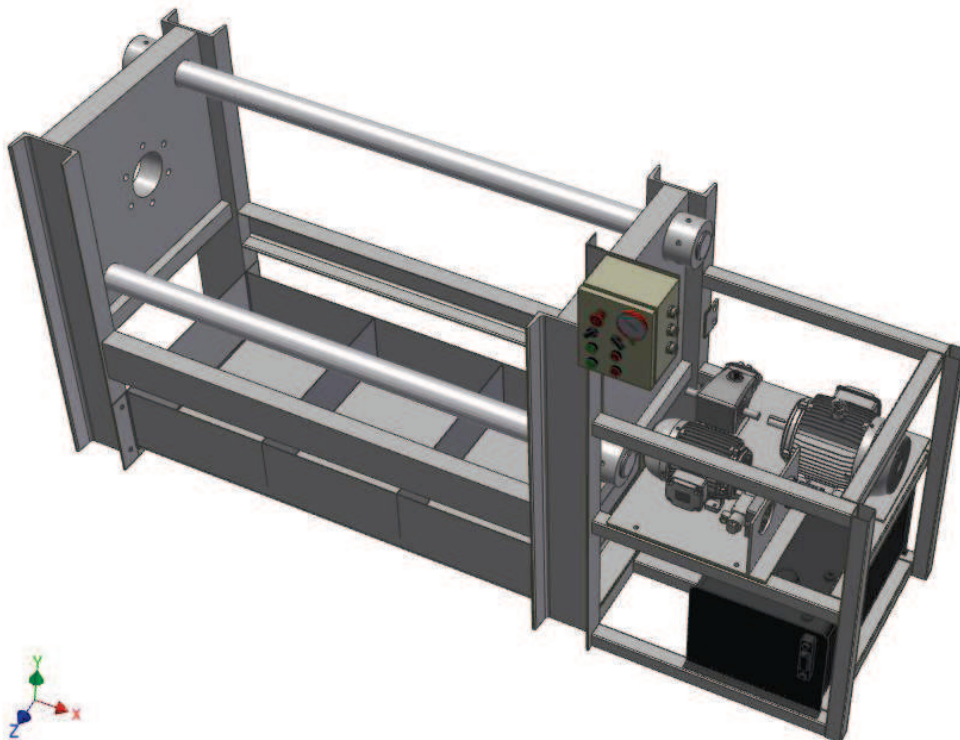


Figura 3.43 Equipo con bastidor anexo

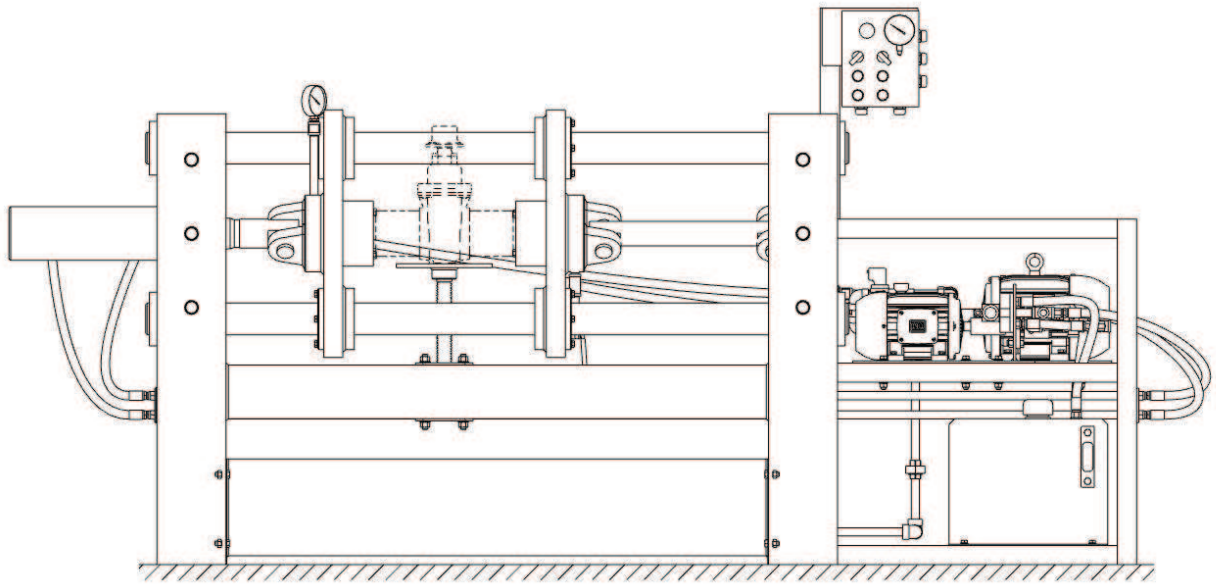


Figura 3.44 Esquema equipo con bastidor anexo

Las dimensiones del bastidor anexo se encuentran en los planos de detalle.

El soporte del grupo de motores y bombas se fabrica usando plancha sobre la estructura de tubo cuadrado que se muestra en la figura 3.44. En la figura 3.45 se presenta un esquema de esta plancha y los resultados de la simulación realizada para validar su espesor se observan en la figura 3.46.

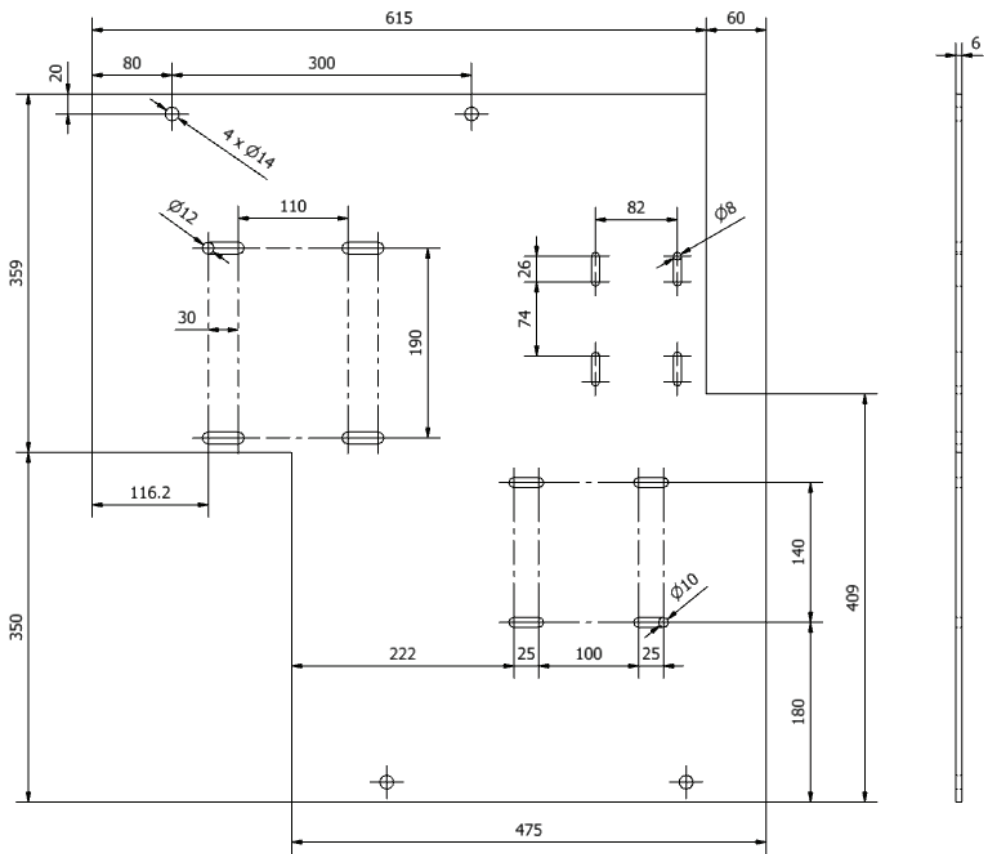


Figura 3.45 Esquema de plancha soporte de motores y bombas

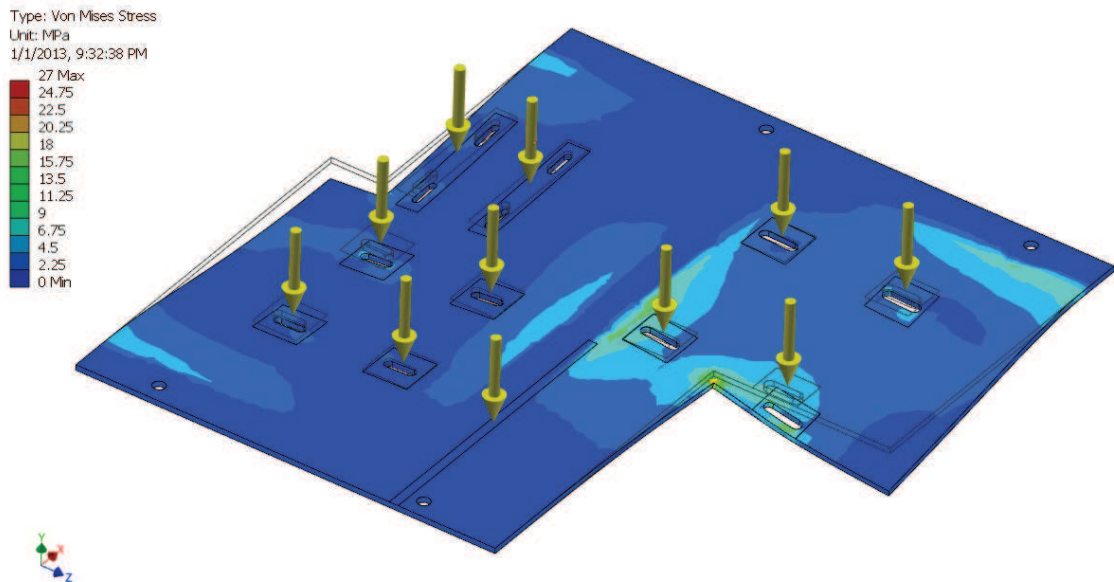


Figura 3.46 Esfuerzo obtenido en la simulación de plancha soporte de motores y bombas

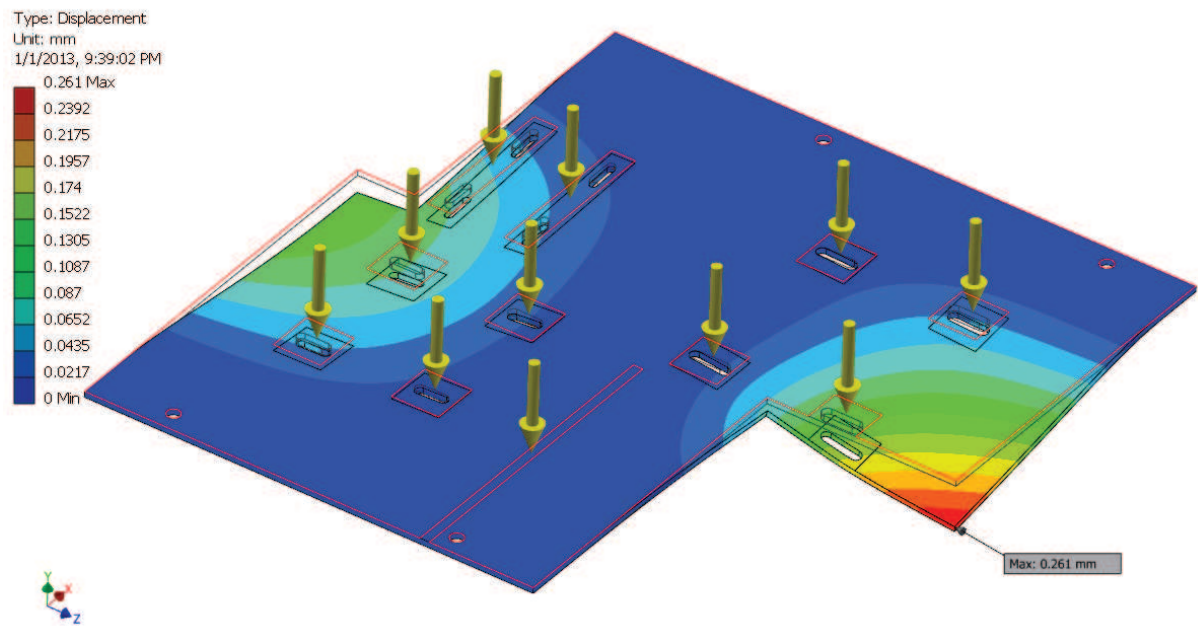


Figura 3.47 Deformación obtenida en la simulación de plancha soporte de motores y bombas.

A pesar de tener esfuerzos bajos, también se desea tener deflexiones imperceptibles en la plancha por esto se selecciona un espesor de 6 mm o 1/4 de pulgada para esta plancha, esto ocasiona una deflexión máxima de 0.261 mm en la simulación mostrada.

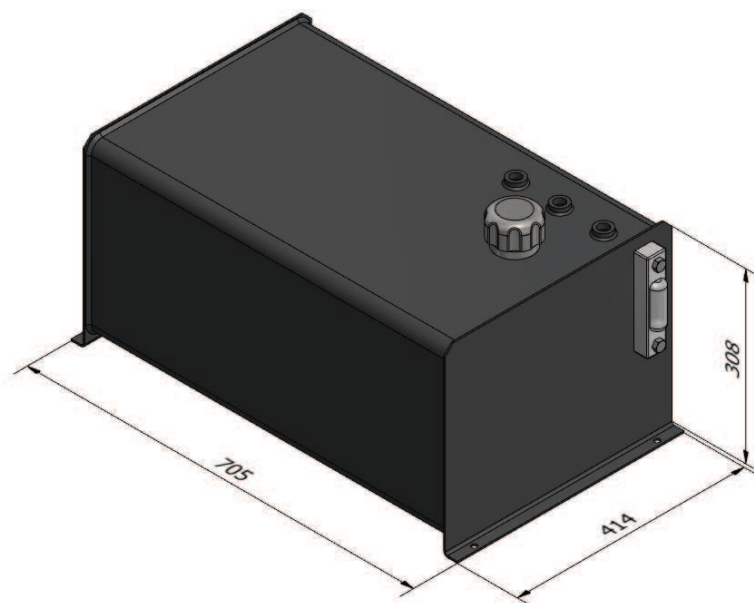


Figura 3.48 Tanque para sistema hidráulico de cierre.

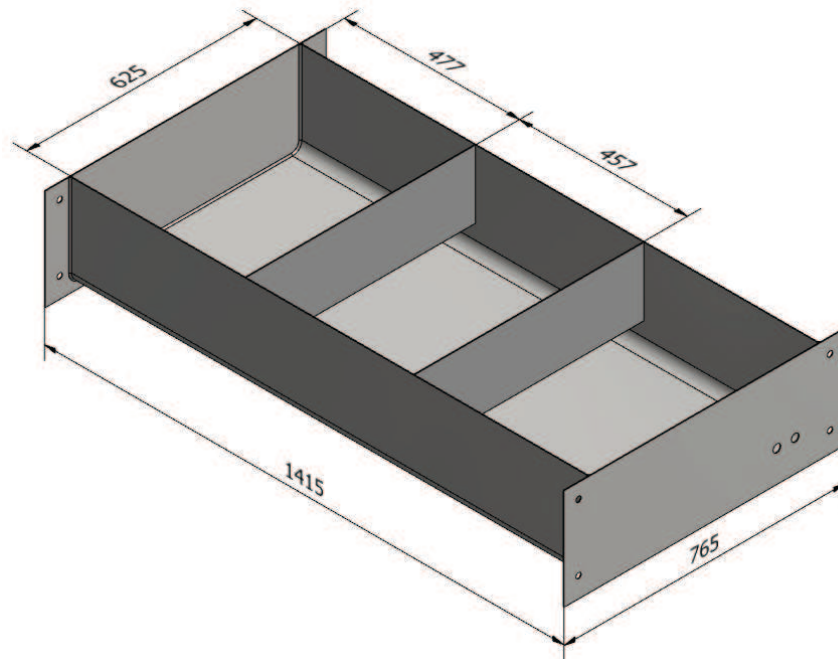


Figura 3.49 Tanque-sumidero para de carga.

El tanque sumidero se construye en chapa de 2 mm y se fabrica para integrarse en la parte inferior del bastidor para poder captar toda el agua que cae después de abrir las placas de cierre al finalizar la prueba.

También se agrega un soporte para el panel de control que contendrá el PLC, los botones y demás elementos eléctricos y electrónicos de control. Una vista general de éste y del conjunto completo se muestra en la figura 3.45 y el detalle de estos se muestra en los planos de detalle.

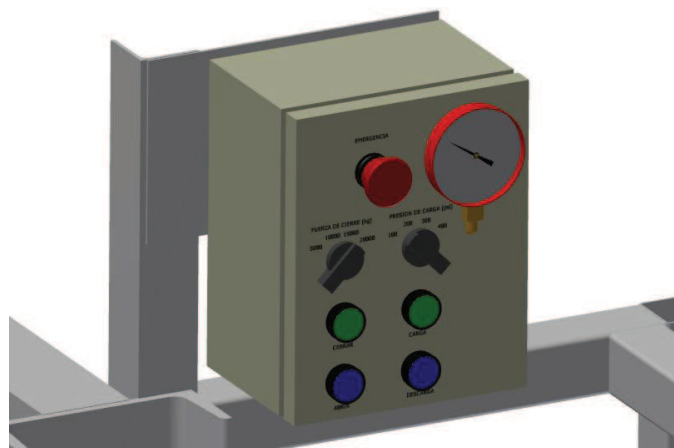


Figura 3.50 Panel de control

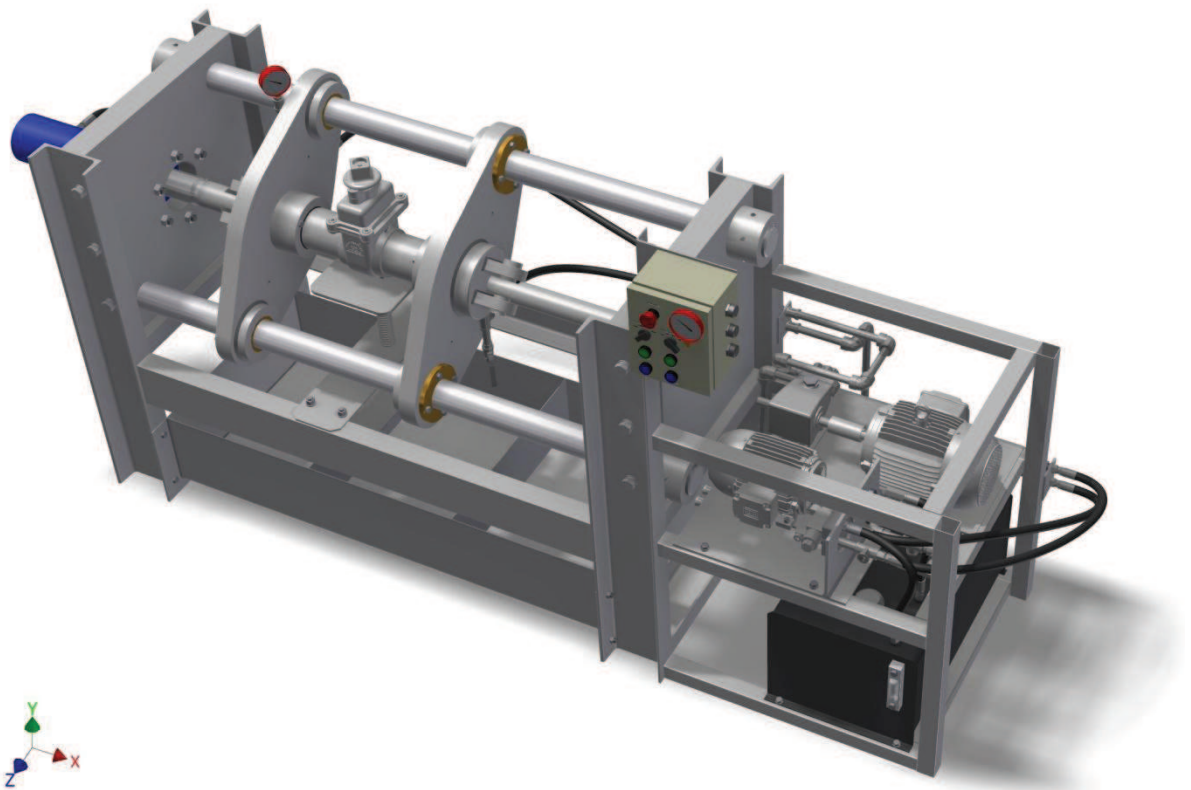


Figura 3.51 Conjunto Completo

CAPITULO 4

SELECCIÓN Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA AUTOMÁTICO Y CONTROL DEL EQUIPO

4.1 INTRODUCCIÓN

Existen diferentes alternativas para el control de un equipo con las características deseadas por lo que se debe seleccionar la alternativa más adecuada según varios criterios como son:

- Evitar errores por mano de obra.
- Reducir el tiempo de puesta a prueba del equipo.
- Evitar el costo excesivo de los componentes de control.

4.2 ALTERNATIVAS DE CONTROL

4.2.1 SEMIAUTOMÁTICO CON ACCIONAMIENTO DE VÁLVULAS MECÁNICO

En esta alternativa se dispone de una palanca para apertura y cierre de las placas, una palanca para la entrada del agua de prueba y una última para la salida de la misma. También serían necesarios botones de encendido y apagado para la bomba de agua y la del líquido hidráulico.

La prueba consistiría en encender ambas bombas para presurizar los sistemas y, una vez puesto el elemento a probar en posición, se procede a cerrar las placas hasta la presión recomendada para cada válvula y manualmente abrir el paso del agua hacia la válvula para cargarla hasta la presión de prueba.

El control de las presiones recae en el operador, ya que éste debe monitorear dos manómetros, uno para el cierre y otro para la prueba, teniendo cuidado de no sobrepasar la presión que se requiere.

Después del tiempo que se tome para realizar la prueba se descarga el agua de prueba, accionando la palanca que activa el retorno al tanque. Una vez que se

termine este proceso se acciona la palanca que abrirá las placas, finalizando la prueba.

4.2.2 SEMIAUTOMÁTICO CON ACCIONAMIENTO DE VÁLVULAS ELECTROMECAÁNICO

Esta alternativa es similar a la anterior. En lugar de palancas de accionamiento se tendrá botones que activarán válvulas electromecánicas. Estos botones deberán ser presionados hasta que se alcance las presiones de prueba y de cierre deseadas.

El control de las presiones recae nuevamente en el operador, pues debe estar alerta de alcanzar la presión de prueba necesaria por la prueba de la válvula a ensayar, monitoreando los dos manómetros, uno para el cierre y otro para la prueba.

4.2.3 AUTOMÁTICO CON SELECTOR DE PRESIONES DE CIERRE Y DE CARGA

Dentro de esta alternativa se contemplan sensores de presión y selectores para elegir la misma, valores que son elegidos de acuerdo a la válvula o hidrante, tanto para el cierre de los mismos como para la carga.

Se dispondrá de un selector de presiones tanto para el cierre como para la carga del agua. Una vez seleccionadas las presiones se usa un pulsador para el cierre y luego para la carga, el mismo que está limitado por la presión antes seleccionada.

Para la descarga se dispondrá tan solo de un botón que haga que el agua de prueba retorne al tanque y para la apertura de las placas se dispondrá de un botón que controle a la válvula de líquido hidráulico y lleve a la placa hasta la posición deseada.

Esta alternativa tendrá un botón de emergencia que regresará todas las válvulas a la posición inicial y apaga todas las bombas, permitiendo que el sistema hidráulico se despresurice y pueda regresar el émbolo manualmente.

4.2.4 AUTOMÁTICO CON SELECTOR DE TIPO DE ELEMENTO PUESTO A PRUEBA

En este modo los selectores indican solamente que tipo de prueba y que elemento se va a probar, el sistema elige las presiones automáticamente de acuerdo al elemento escogido. Una vez determinada estas variables presionamos un botón para dar inicio al proceso. Para la descarga se dispondrá tan solo de un botón que haga que el agua de prueba retorne al tanque y para la apertura de las placas se dispondrá de un botón que controle a la válvula de líquido hidráulico hasta la posición deseada.

Esta alternativa cuenta con el botón de emergencia que regresará todas las válvulas a la posición inicial y apaga todas las bombas, de la misma manera que el anterior.

4.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE CONTROL

Dadas las alternativas ahora se deben considerar los criterios bajo los cuales se seleccionará uno de ellos. Los criterios tomados en cuenta para realizar la evaluación son:

El evitar el uso inadecuado, ya que por algún error humano se puede provocar el daño del equipo, del elemento de prueba o de alguno de sus componentes, además que se desea cuidar del adecuado manejo del equipo para prevenir daños prematuros y mantenimientos fuera de los programados.

El costo de la automatización del equipo bajo la alternativa de control. Un mecanismo de control es más costoso mientras más reduce su manejo a algo simple, controlando algo más complejo.

La flexibilidad de uso. Ya que el diseño del equipo permite que pueda ser usado como una prensa de carga controlada, eso si el nivel de automatización no lo restringe.

En las siguientes tablas se realiza la evaluación de los criterios:

Tabla 4.1 Evaluación de cada criterio

CRITERIO	Evitar el uso inadecuado	Costo	Flexibilidad de uso	$\Sigma+1$	Ponderación
Evitar el uso inadecuado		0.5	1	2.5	0.42
Costo	0.5		0.5	2	0.33
Flexibilidad de uso	0	0.5		1.5	0.25
Suma				6	1
Evitar el uso inadecuado > Costo > Flexibilidad de uso					

Tabla 4.2 Evaluación de las soluciones respecto a evitar el uso inadecuado

Evitar uso inadecuado	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	0	1	0.10
Solución 2	1		0	0	2	0.20
Solución 3	1	1		0.5	3.5	0.35
Solución 4	1	1	0.5		3.5	0.35
Suma					10	1
Solución 4 = Solución 3 > Solución 2 > Solución 1						

Tabla 4.3 Evaluación de las soluciones respecto al costo

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	1	4	0.40
Solución 2	0		1	1	3	0.30
Solución 3	0	0		1	2	0.20
Solución 4	0	0	0		1	0.10
Suma					10	1
Solución 1 > Solución 2 > Solución 3 > Solución 4						

Tabla 4.4 Evaluación de las soluciones respecto a la flexibilidad de uso

Flexibilidad de uso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	0.5	1	3	0.30
Solución 2	0.5		0.5	1	3	0.30
Solución 3	0.5	0.5		1	3	0.30
Solución 4	0	0	0		1	0.10
				Suma	10	1
Solución 1 = Solución 2 = Solución 3 > Solución 4						

Al final se presenta la tabla de conclusiones:

Tabla 4.5 Tabla de conclusiones para la automatización

CRITERIO	Evitar uso inadecuado	Costo	Flexibilidad uso	Σ	Prioridad
Solución 1	0.0417	0.1333	0.0750	0.2500	3
Solución 2	0.0833	0.1000	0.0750	0.2583	2
Solución 3	0.1458	0.0667	0.0750	0.2875	1
Solución 4	0.1458	0.0333	0.0250	0.2042	4

Dado este breve análisis se considera la solución 3, del control mediante un selector de presiones de cierre y carga en el que ambos están manejados por su respectivo botón, como la que se ajusta más a los criterios usados.

Esta opción restringe que la presión exceda a la determinada desde un inicio pero su desventaja respecto a la solución 4, es que se debe conocer previamente las presiones de prueba de válvulas e hidrantes, y capacitar al obrero para que las use al hacer las pruebas.

Además el uso de pulsadores facilita la puesta a punto ya que el operario puede controlar directamente el cierre y la apertura de las placas, mientras que si se usaría un sistema totalmente automatizado sería difícil corregir errores de alineamiento una vez que se inicie la prueba con el botón adecuado.

Mediante la tabla 3.1, en la que se detalla las fuerzas mínimas exactas que deben usarse para el cierre del elemento, se realiza cuatro diferentes niveles de carga, de forma que se pueda cubrir los siete tamaños nominales, sin necesariamente

usar 7 diferentes posiciones del selector. La forma de agrupación se muestra en la siguiente tabla, que muestra los tamaños nominales y la fuerza de cierre que debe seleccionarse para probar cada una de ellas.

Tabla 4.6 Posiciones de fuerza de cierre a escogerse para la prueba

DN [in]	Díámetro del pistón	Fuerza de cierre mínima	Presión del sistema
	[mm]	[kgf]	[psi]
2	120	2000.0	251.52
3	120		
4	120		
6	120	8000.0	1006.09
8	120		
10	120	12000.0	1509.14
12	120	20000.0	2509.97

Análogamente es conveniente dividir a la presión de carga en cuatro diferentes niveles, 100, 150, 200 y 400 psi de manera que se pueda realizar todas las pruebas hidrostáticas detalladas en las normas AWWA, y subir la presión gradualmente para probar prototipos.

4.4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL CONTROL DEL EQUIPO

Es necesario, para tener una idea real de lo que se desea que el control realice sobre el equipo, elaborar un diagrama de flujo para el sistema diseñado. Para realizar este diagrama se debe tomar en cuenta el diseño mecánico del equipo y los requerimientos de control, los mismos que en conjunto establecen el comportamiento del equipo.

Se ha establecido como diagrama de flujo ideal el que se presenta en el Anexo 9.

Una vez que se determina como se desea que el equipo funcione se procede al diseño del sistema de control del equipo.

4.5 DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CARGA Y CIERRE

Para el diseño y posterior simulación de dichos sistemas se ha elegido como herramienta al software FluidSIM 4.2 Hydraulics que permite la creación, simulación y el estudio de sistemas electrohidráulicos.

Este software nos permite usar los elementos hidráulicos, unirlos con otros haciendo sistemas y simular su funcionamiento, además que facilita el control del mismo al tener en sus herramientas elementos electrónicos y la capacidad de relacionar ambos.

4.5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CIERRE

El sistema de cierre, en respuesta a la alternativa escogida, tiene una electroválvula 4/3 (4 entradas y 3 posiciones) que se conecta al grupo motriz (bomba – motor - tanque).

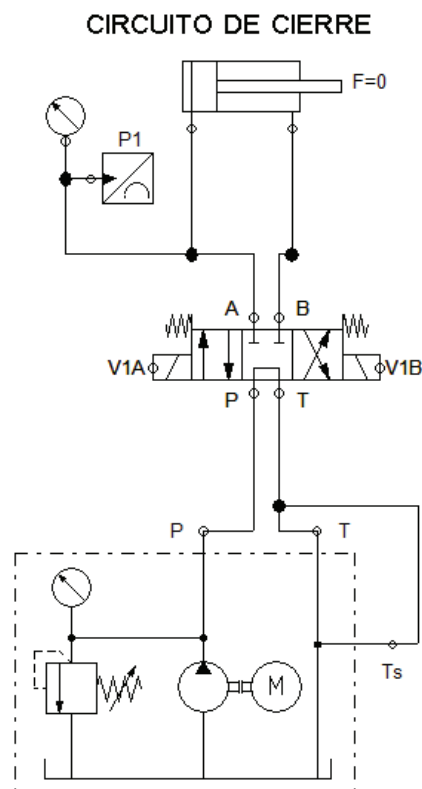


Figura 4.1 Diseño del sistema de cierre

El sensor analógico de presión verificará la presión aplicada, mientras el manómetro permite ver que el sensor esté actuando de la manera correcta. El pistón se mueve a la velocidad que se detalla en el apartado 3.3.2.4 de 25 mm/s y cierra a la válvula con la presión que se determine con el control.

El grupo motriz consta del tanque de líquido hidráulico, que en este caso es el aceite, de la bomba y del motor que mueve a la misma. También consta de una válvula limitadora de la presión que se encarga de que la presión que se inyecta no exceda lo que el sistema soporta.

Tanto la bomba como el motor que debe ser acoplado a la misma y la capacidad del tanque requerido se dimensionaron en el capítulo 3 y se pueden ver en el apartado 3.3.2.7.

La válvula en su posición inicial (central) no deja el paso del líquido hidráulico al sistema. La posición izquierda de la válvula es la carga de líquido al sistema y realiza el cierre, mientras que la derecha descarga el líquido y permite la apertura de las placas.

El pistón adecuado para la aplicación ha sido seleccionado y detallado en el apartado 3.3.2.7.

Tanto el manómetro como el sensor analógico de presión son elementos de control que deben soportar y medir hasta una presión de 17.3 MPa (2510 psi).

4.5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGA

El sistema de carga posee una electroválvula 2/2 (2 entradas y 2 posiciones) que se conecta al grupo motriz (bomba – motor - tanque). El sensor analógico de presión verificará la presión aplicada, mientras el manómetro comprueba que el sensor esté trabajando adecuadamente.

El elemento de prueba alcanzará la presión indicada y la válvula se pondrá en su posición original impidiendo el paso del líquido al elemento. Una vez ensayado el elemento se activa la válvula 2/2 (2 entradas y 2 posiciones) y se descarga el agua de prueba al tanque.

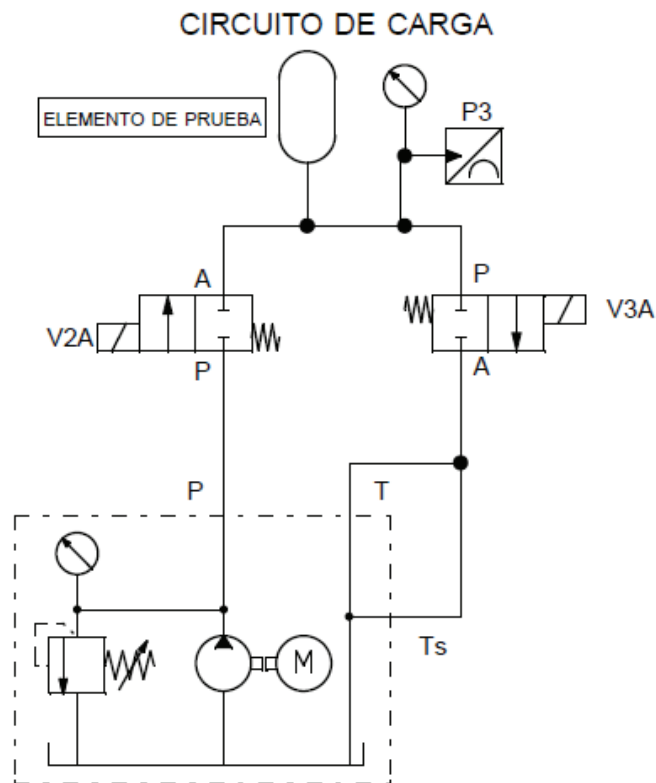


Figura 4.2 Diseño del sistema de carga

La bomba y el motor deben ser seleccionados de acuerdo al tiempo de llenado del elemento de prueba.

El tanque debe ser calculado respecto el caudal necesario para llenar al elemento a probarse en un tiempo prudente, según las especificaciones del capítulo 2, en la tabla 2.1 debe ser menor a 3 minutos y según la misma tabla, la presión mínima a alcanzar debe ser de 500 psi. Las válvulas más grandes a probar son las de 12 in de diámetro y los hidrantes también tienen un diámetro que se considerará como el volumen a llenar.

4.5.3 SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

Los sistemas de cierre y carga son hidráulicos y por medio de un sistema de control electrónico se puede accionar a sus electroválvulas para que según la alternativa de selección de las presiones funcione a través de elementos electrónicos.

La forma más fácil de realizar el vínculo de control con los circuitos hidráulicos es usando el mismo programa FluidSIM que tiene elementos electrónicos que permiten controlar el sistema diseñado. Para esto se ha pensado el uso de pulsadores junto con los selectores de presión, y dentro de lo que respecta a la programación de las acciones, por practicidad se usará un PLC.

Un PLC es un equipo electrónico programable que permite almacenar una secuencia de órdenes en su interior y ejecutarlo de forma cíclica con el fin de realizar una tarea.

Un PLC trabaja en base a la información recibida por los sensores y el programa lógico interno, operando sobre los actuadores de la instalación.

El programa FluidSIM no posee PLC en su paquete de herramientas pero, gracias a su amplia gama de posibilidades para comunicarse con otros programas a través de DDE y OPC, existe la posibilidad de simular el PLC en otro programa y usar los resultados del mismo en FluidSIM teniendo una simulación integral. Por ello antes de detallar el control de estos sistemas se hablará acerca de cómo conectar FluidSIM 4.2 con S7-PLCSIM que es el software que se usa para programar los PLC de SIEMENS.

4.5.3.1 Procedimiento para enlazar el programa FluidSIM con el S7-PLCSIM de SIEMENS.

- a. Instalar FluidSIM y el administrador de SIMATIC de SIEMENS.
- b. Instalar el programa Ez-OPC v5.5 de la página de Festo Didactic (www.festo-didactic.com)

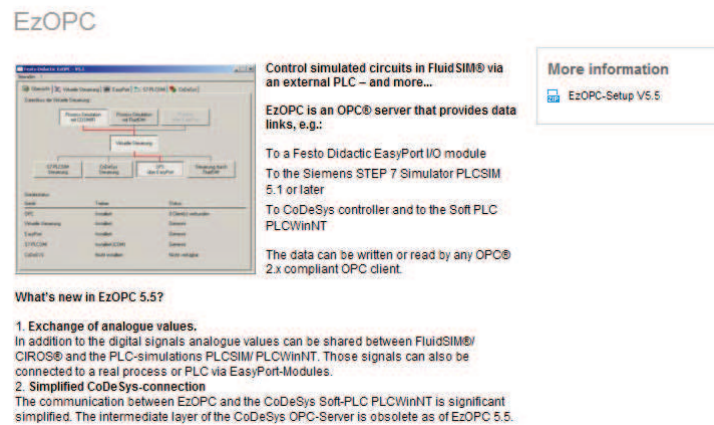


Figura 4.3 Software Ez-OPC v5.5⁴³

c. Al abrir el diagrama de FluidSIM, se debe buscar las tarjetas FluidSIM OUT y FluidSIM IN, usando estas tarjetas, se puede enviar las señales hacia el simulador PLCSIM del programa SIMATIC.

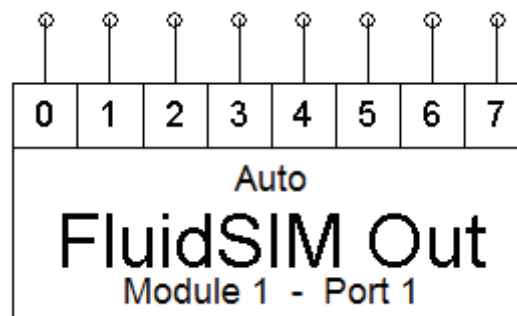


Figura 4.4 Tarjetas FluidSIM que envían las señales al simulador (Captadores)⁴⁴

d. En el menú Opciones-EasyPort/OPC/DDE debemos seleccionar OPC mode como se indica a la figura, esto configura las tarjetas FluidSIM OUT/IN para utilizar el servidor Ez-OPC que se instaló en el paso 2.

⁴³ Software Ez-OPC v5.5

⁴⁴ Software FluidSIM 4.2 Hydraulics

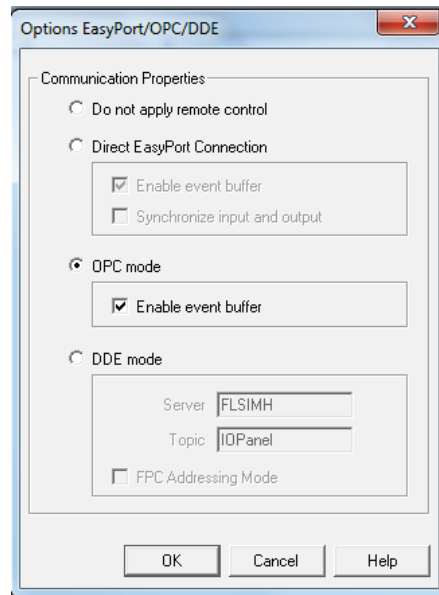


Figura 4.5 Ventana Opciones EasyPort/OPC/DDE⁴⁵

e. El siguiente paso es configurar la tarjeta que insertamos con la dirección de entrada o salida del PLC que se necesita que corresponda a esa tarjeta:

- Doble click en la tarjeta.

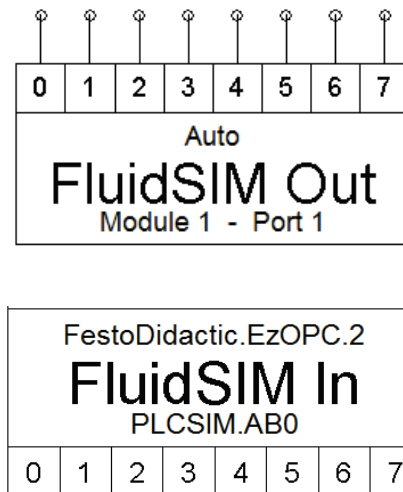


Figura 4.6 Tarjetas FluidSIM captadoras

- Elegir el segundo botón Búsqueda (Browse) para configurar la dirección de la entrada/salida del PLC.

⁴⁵ Software FluidSIM 4.2 Hydraulics

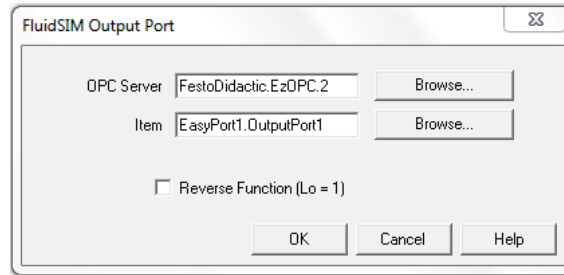


Figura 4.7 Ventana de configuración de la entrada/salida⁴⁶

- Utilizar la ventana para navegar hasta PLCSIM y elegir la dirección deseada, las direcciones tienen el formato:

AB##### para salidas digitales.

EB##### para entradas digitales.

Nota: Es posible que dentro del entorno de PLCSIM, la letra correspondiente para entradas cambie a I y la letra para salidas cambie a Q.

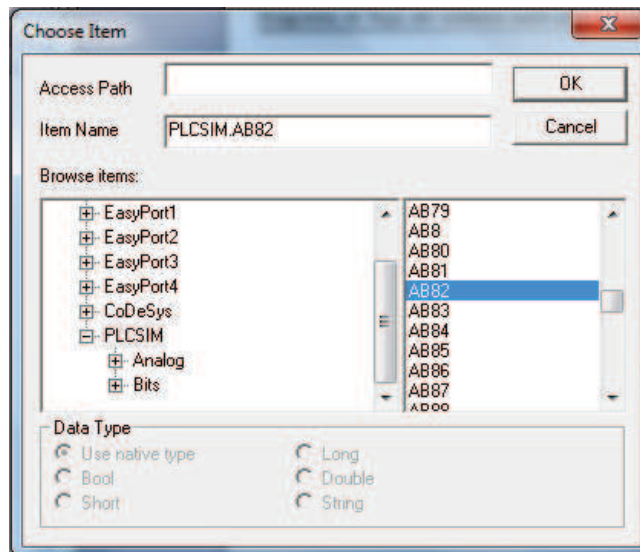


Figura 4.8 Ventana en donde se elige el PLC⁴⁷

Es importante tomar en cuenta que la tarjeta FluidSIM OUT, es para salir del FluidSIM, entonces deben configurarse entradas al PLC y viceversa.

f. Al realizar estos pasos, la ventana del servidor Ez-OPC se abre automáticamente, debe verificarse que la ruta de información sea la indicada en la

⁴⁶ Software FluidSIM 4.2 Hydraulics

⁴⁷ Software FluidSIM 4.2 Hydraulics

figura, en la ficha que dice S7-PLCSIM se debe configurar las mismas direcciones que se configuraron en el paso anterior usando el botón "Define I/O range"

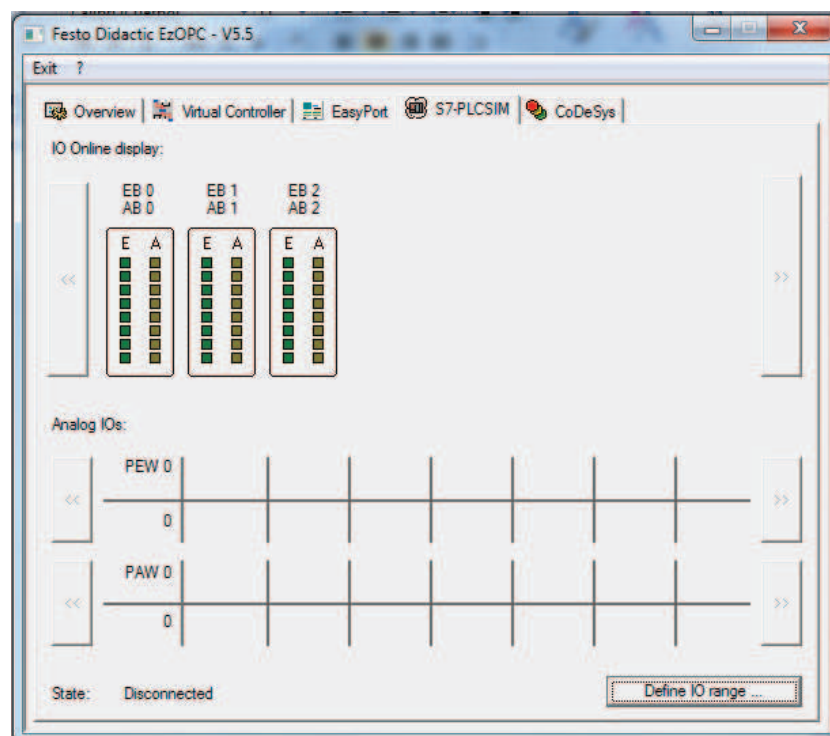
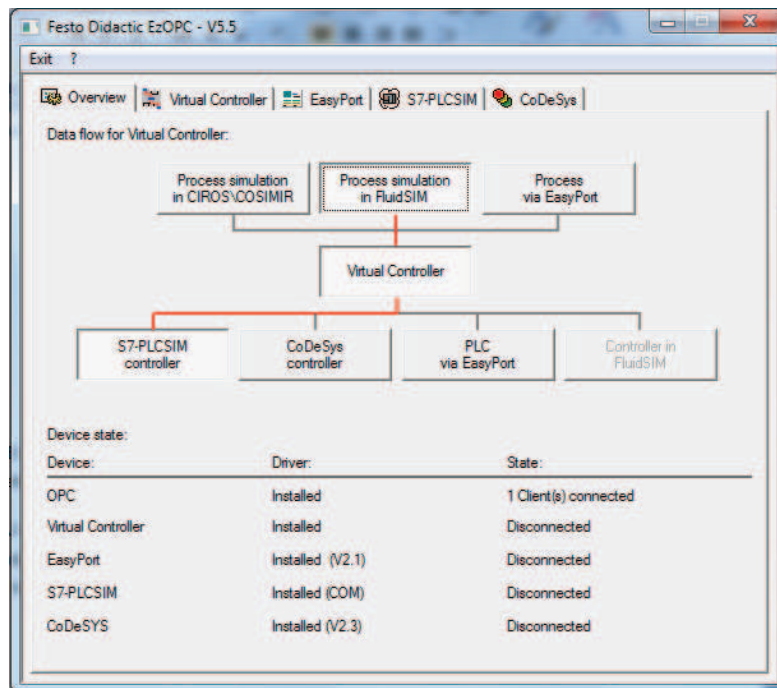


Figura 4.9 Ventanas del software⁴⁸

⁴⁸ Software Ez-OPC v5.5

g. Se procede a iniciar el administrador SIMATIC y crear un nuevo proyecto, después de cargar el proyecto y el programa deseado se puede usar el botón mostrado para iniciar el PLCSIM, en este se configura las entradas y salidas que se configuraron en el paso 5 y 6.

- Inicio de PLCSIM



Figura 4.10 Barra de herramientas al inicio⁴⁹

- PLCSIM con las entradas y salidas configuradas

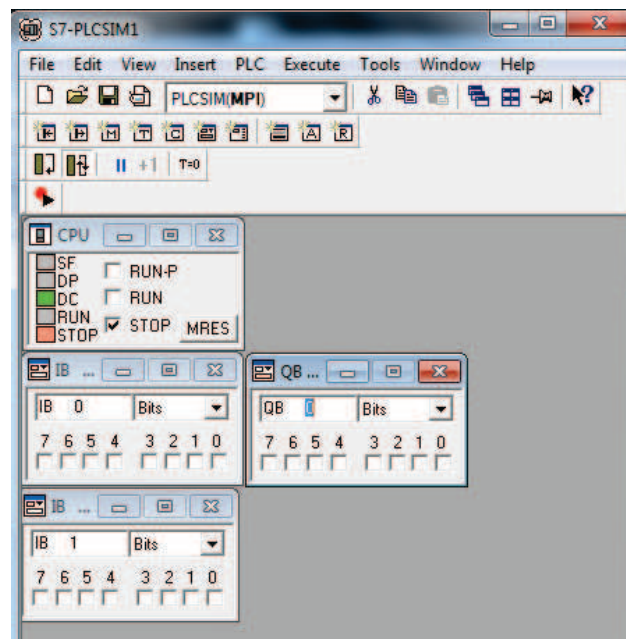


Figura 4.11 Ventana de PLCSIM con las entradas y salidas del PLC configuradas⁵⁰

h. Después de cargar el programa en el PLC usando el botón mostrado en el entorno de programación se procede a iniciar el PLC "RUN".

⁴⁹ Software PLCSIM

⁵⁰ Software PLCSIM

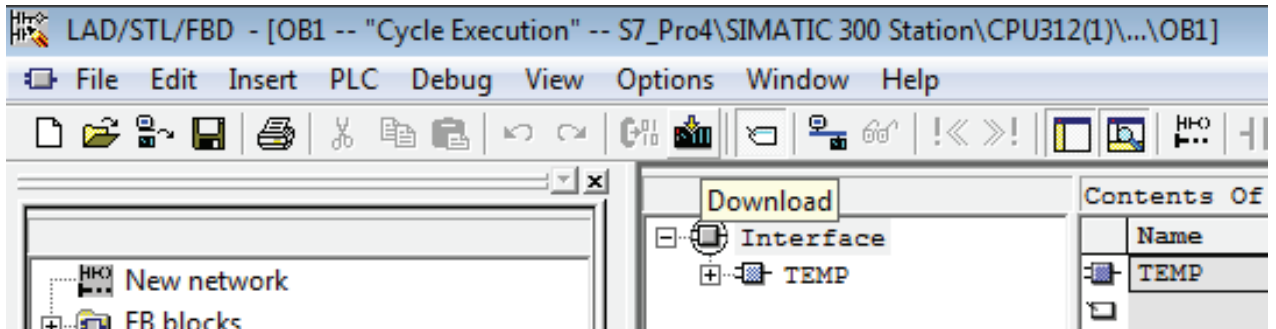


Figura 4.12 Barra de menús PLCSIM

i. Al efectuar una entrada en la tarjeta FluidSIM OUT o una salida en la tarjeta FLUIDSIM IN, los indicadores de las direcciones deben activarse, de la siguiente manera:

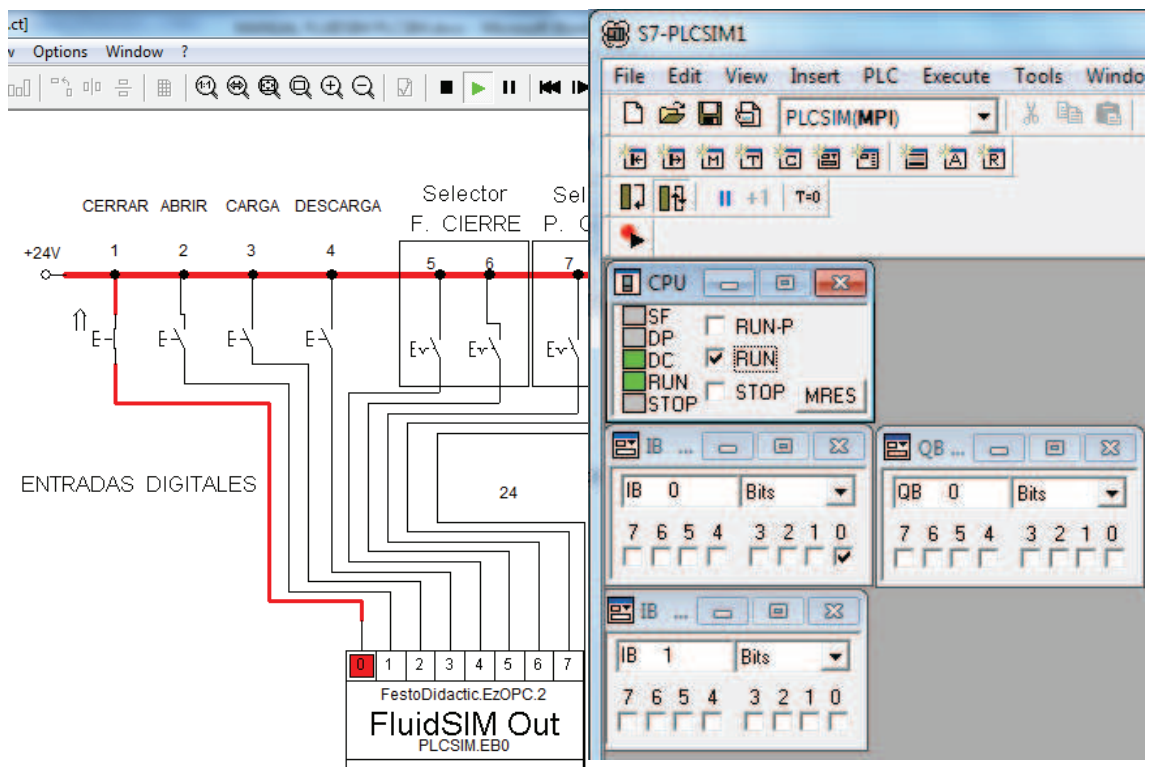


Figura 4.13 Forma de activar FluidSIM con S7-PLCSIM

En el ejemplo, la señal configurada como EB0 corresponde a la entrada IB0 en el PLCSIM, ver nota en el paso 5.

4.5.4 SELECCIÓN DEL CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE (PLC)

Se ha diseñado un diagrama de simulación usando los programas mencionados en el apartado 4.5.3 en el que se puede observar los requerimientos del PLC que manejaría los circuitos electrohidráulicos. (Anexo 10)

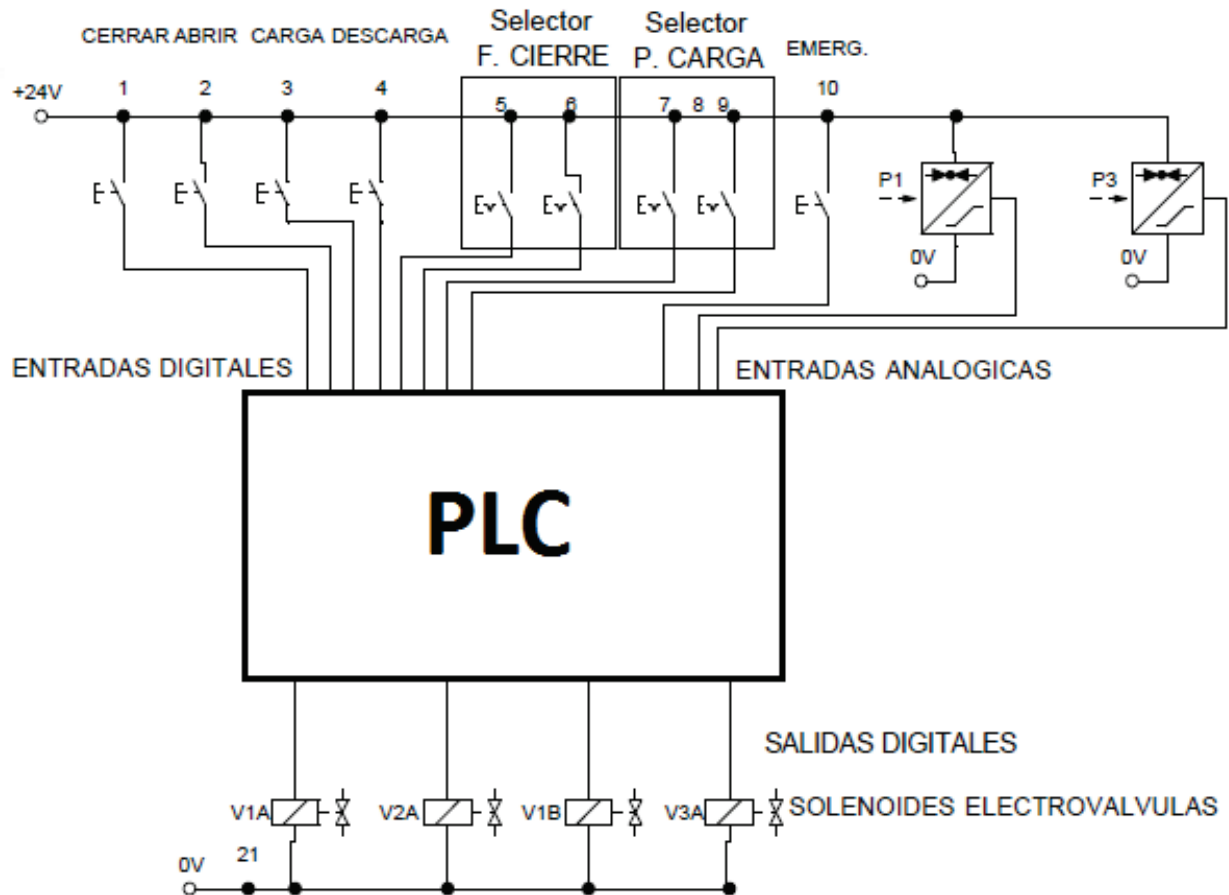


Figura 4.14 PLC ideal para la aplicación

Como se aprecia en la figura 4.14 se requiere un PLC con características:

- 9 entradas digitales.
- 2 entradas analógicas.
- 4 salidas digitales.

Las entradas digitales son las que proporcionan los pulsadores y selectores del circuito eléctrico. Las entradas analógicas necesitan un instrumento que responda con una señal eléctrica a una variación física del fenómeno deseado. En este

caso se usa transmisores de presión que responden variando su voltaje o amperaje cuando la presión varía.

Las salidas digitales llevarán la respuesta que se dará a las electroválvulas ante los diferentes estímulos que las entradas receipten.

A esta necesidad se suman algunos requerimientos prácticos que facilitarán el trabajo de programar el PLC ha escoger, dichos requerimientos son:

- Fácil de programar y compatible con los programas detallados en el apartado 4.5.3.
- Fácil manejo del PLC.
- Costo accesible.

Tomando en cuenta estos puntos se ha llegado a encontrar dos posibles soluciones, que son los PLC de SIEMENS, S7 – 300 y S7 – 1200.

Comparando ambos PLC se tiene que:

- **S7 – 300**

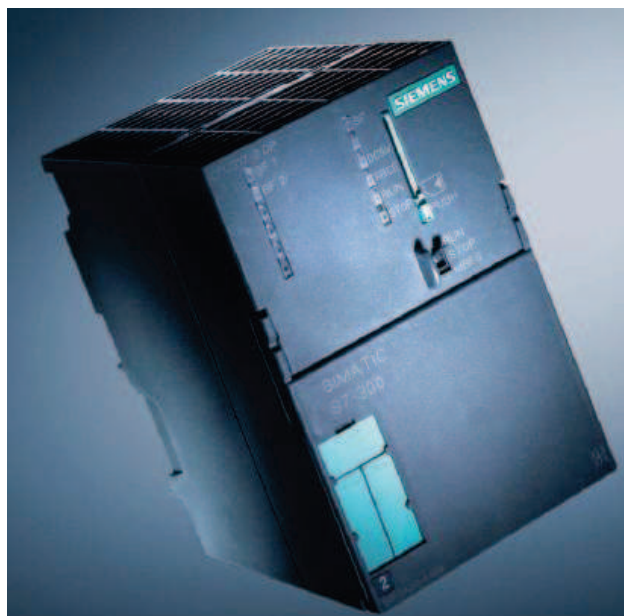


Figura 4.15 SIMATIC S7 – 300⁵¹

⁵¹SIEMENS:

<http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&lang=es&objid=6AG13146BH047AB0&caller=view>

Potentes funciones de diagnóstico.

Micro Memory Card (MMC) con capacidad de almacenar un proyecto entero.

Permite construcción modular

Puertos integrados directamente en los CPUs

Ofrece interface multipunto MPI y Profibus DP.

Programable por STEP 7 v. 5.5 y avanzadas

Modelo sugerido: SIPLUS S7-300

CPU314C para carga mediana -25 ... +70 GRD C

CPU compacta con MPI, 24 ED/16 SD

1 PT100

4 contadores rápidos (60 KHZ)

Puerto RS485 integrado

Fuente alimentación integrada 24 V DC

Memoria central 192 KB ampliable a 8 MB enchufables

Requiere conexión frontal (2X 40P.) y micro memory card

24 Entradas digitales de 24 VDC

16 Salidas digitales de 1A

4 Entradas analógicas de 0 – 30 VDC

2 Salidas Analógicas de 0 – 55 mA, 14 V

Memoria de programa/datos: 192 KB

- S7 – 1200



Figura 4.16 SIMATIC S7 – 1200⁵²

Modular, compacto y aplicación versátil

Interfaz Ethernet y PROFINET integrado

Programación y configuración por STEP 7 v.11

Modelo sugerido: SIMATIC S7-1200

CPU 1214C, CPU compacto, AC/DC/RELE

14 Entradas digitales de 24VDC

10 Salidas digitales tipo relé de 2A

2 Entradas analógicas de 0 - 10V DC

Alimentación: AC 85 – 264 V AC a 47 – 63 HZ

Memoria de programa/datos: 50 KB

⁵²SIEMENS:

<http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&objId=34143572&nodeid0=41886031&load=content&lang=es&siteid=cseus&aktprim=0&objaction=csview&extranet=standard&viewreg=WW>

Tabla 4.7 Tabla comparativa de PLC's

PLC SIEMENS S7 - 300 MODELO: SIPLUS S7 - 300	PLC SIEMENS S7 - 1200 MODELO: SIMATIC S7 - 1200
24 Entradas digitales de 24 VDC	14 Entradas digitales de 24 VDC
16 Salidas digitales de 1 A	10 Salidas digitales de 2 A
4 Entradas analógicas de 0 - 30 VDC	2 Entradas analógicas de 0 - 10 VDC
2 Salidas Analógicas de 0 - 55 mA, 14 V	no tiene
Memoria de programa/datos: 192 KB	Memoria de programa/datos: 50 KB

De acuerdo a la tabla 4.7 y en comparación con la figura 4.14, se puede ver que el S7 – 1200 es más económico, tiene las funciones que se desea y es efectivo al cumplirlas, por encima de un S7 – 300 que es costoso y cuyas funciones son para resolver problemas de mayor complejidad de lo que se quiere lograr, por lo que se estaría desperdiciando el potencial de este PLC.

Con esto se concluye que el PLC SIEMENS S7 – 1200 es el que se usará en el proyecto, junto con el resto de elementos electrónicos que se crea necesarios para construir el circuito controlador, como son los pulsadores, selectores, cables, breakers, etc.

4.5.5 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN EN FLUIDSIM

Después de realizar los circuitos hidráulicos y enlazarlos al PLC se puede observar el comportamiento de los mismos, en los que básicamente se verifican los tiempos, la fuerza de cierre y las presiones de prueba que se alcanza.

4.5.5.1 Simulación de una válvula de 2 pulgadas

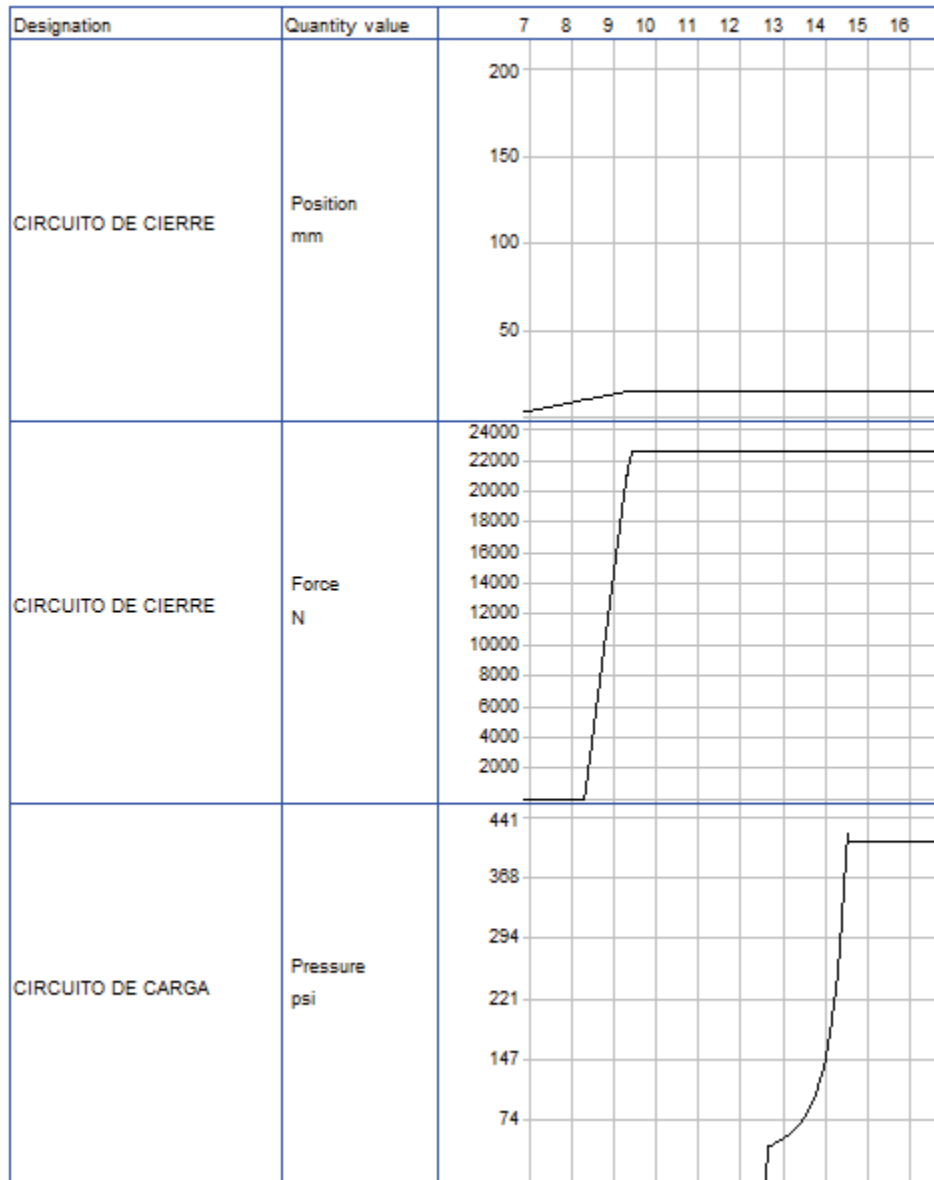


Figura 4.17 Esquema de cierre y llenado para la válvula de 2 pulgadas

En este esquema los dos primeros gráficos corresponden al circuito de cierre en el que se muestra, en el primero, el comportamiento del pistón respecto a la posición y el segundo muestra la fuerza de cierre aplicada a la válvula. El último corresponde a la carga de la válvula.

Se puede ver que la válvula se encuentra a la presión de prueba deseada en la tabla 3.1, que es de 400 psi, que la fuerza de cierre corresponde a la mencionada

en la tabla 3.5 (20 toneladas) y que el llenado de la misma es de aproximadamente 2.06 segundos, valor muy cercano al de la tabla 5.9.

4.5.5.2 Simulación de una válvula de 12 pulgadas

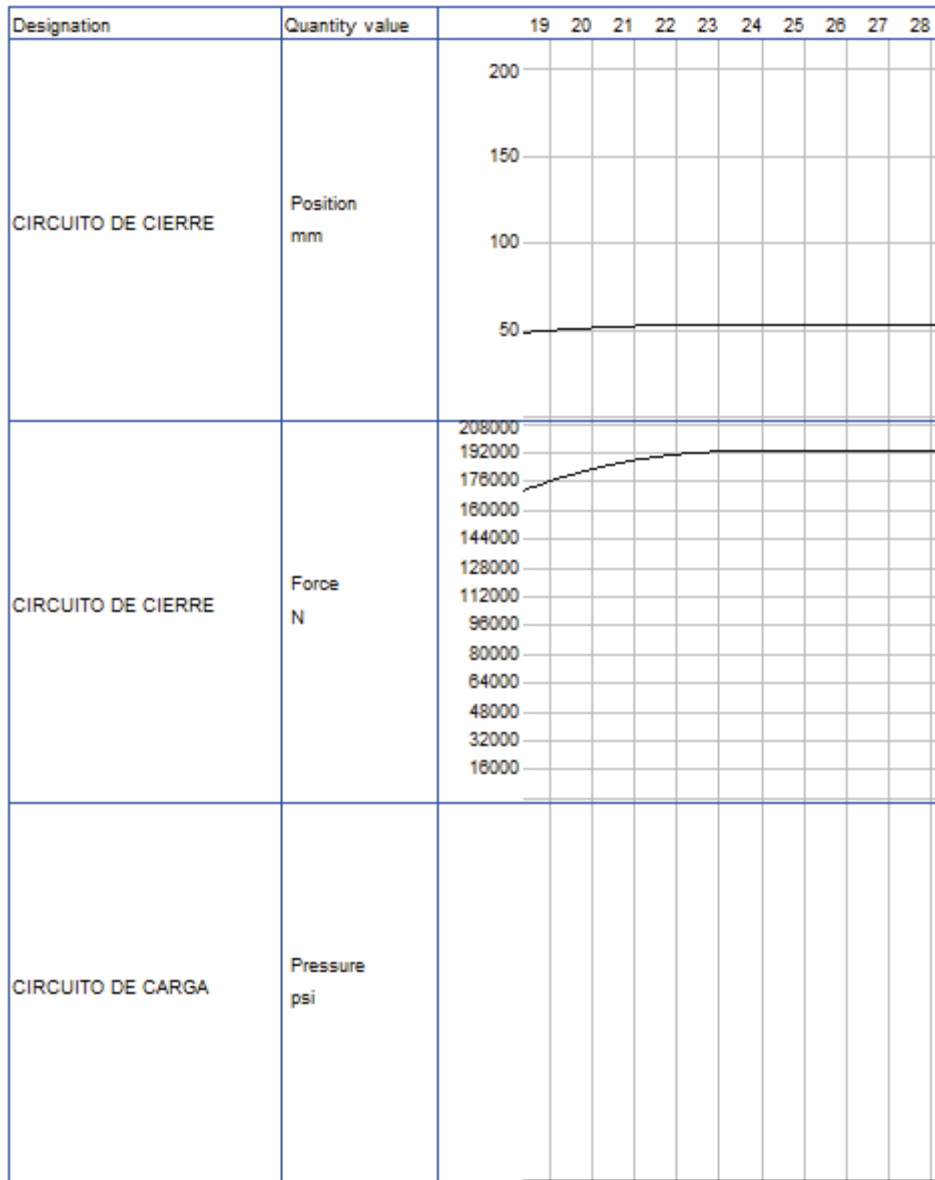


Figura 4.18 Esquema de cierre para la válvula de 12 pulgadas

Este esquema muestra el comportamiento del pistón al cerrar a la válvula de 12 pulgadas. Se puede ver que se alcanza la fuerza de cierre, que es de aproximadamente 20 toneladas según la tabla 3.5.

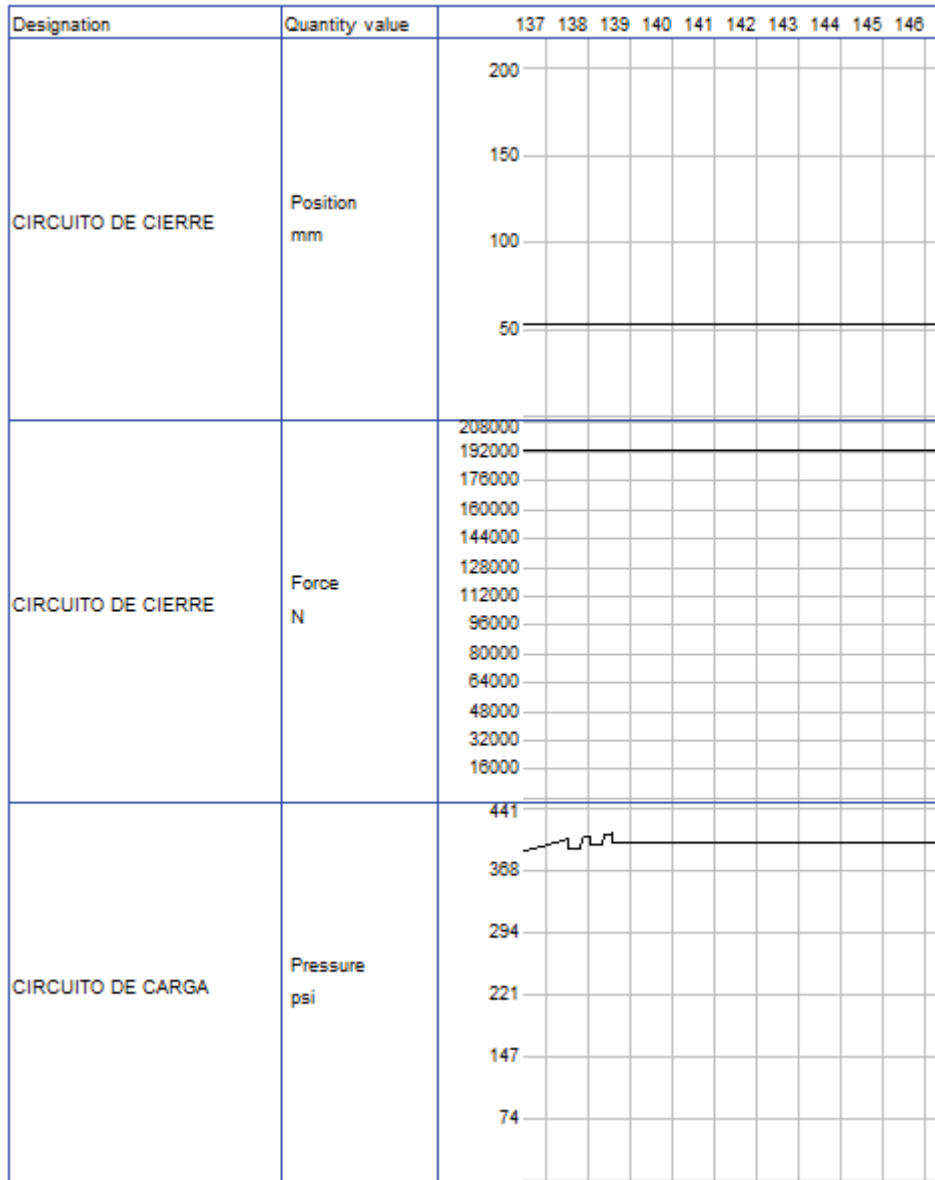


Figura 4.19 Esquema de llenado para la válvula de 12 pulgadas

Se puede observar que una vez que alcanza la fuerza de cierre se llena el elemento hasta la presión de prueba que es 400 psi, según la tabla 3.1, en el tiempo de:

$$\text{tiempo de llenado} = \text{tiempo total} - \text{tiempo de cierre}$$

$$\text{Tiempo de llenado} = 138 \text{ s} - 28 \text{ s} = 110 \text{ s}$$

Tiempo que es bastante cercano al valor calculado de tiempo de llenado de la tabla 5.9, que es de 126.54 s.

CAPITULO 5

CÁLCULO DE COSTOS

Para el análisis de costos se ha tomado en cuenta el diseño del equipo dividiendo los costos por cada módulo constructivo teniendo el detalle de los mismos de la siguiente manera:

- Módulo 1: Posicionamiento del elemento.
- Módulo 2: Cierre del elemento.
- Módulo 3: Carga y descarga de agua.
- Módulo 4: Soporte del equipo.
- Costo de automatización.
- Costo de fabricación de partes.
- Costo de diseño.
- Imprevistos.

También se contempla el calcular el costo de operación aproximado, de manera que se pueda evaluar la influencia de usar el equipo en las diferentes válvulas.

5.1 COSTO DE FABRICACIÓN DEL EQUIPO

5.1.1 MÓDULO 1: POSICIONAMIENTO DEL ELEMENTO

Tomando en cuenta la necesidad requerida se ha diseñado en el capítulo 3 el detalle del módulo en donde para construirlo se usará:

Tabla 5.1 Costos módulo 1: Posicionamiento del elemento

Denominación	Especificación	Proveedor	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Plancha de acero	250x300x20 mm	DIPAC	5.83	kg	1.65	9.61
Plancha (para sujetar entre perfiles)	738x300x6 mm	DIPAC	10	kg	1.65	16.50
Barra de acero transmisión	Ø 25.4x784 mm	BOHMAN	1.93	kg	2.80	5.40
Barra de acero transmisión	Ø 63.5x285 mm	BOHMAN	7.08	kg	2.80	2.44
Tuercas	M14x2	CASTILLO HNOS	8	u	0.67	5.36
					TOTAL	56.71

La plancha de acero constituye la mesa de soporte mientras que la barra de diámetro 75 mm es para elaborar el eje roscado que hará que la mesa sea ajustable.

La barra de acero de transmisión de diámetro 25.4 mm es para fabricar los pernos de sujeción de las planchas de la mesa y las tuercas son para asegurar los mismos. La barra de diámetro 63.5 mm es para construir la rosca que se acoplará al eje roscado.

5.1.2 MÓDULO 2: CIERRE DEL ELEMENTO

El cierre del elemento contempla además de la parte mecánica en sí, la parte hidráulica que permitirá el movimiento a las placas. De esta manera se determinó:

Tabla 5.2 Costos módulo 2: Cierre del elemento

Denominación	Especificación	Proveedor	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Plancha de acero	1115x645x50mm 282 kg 1.65 usd/kg	DIPAC	282	kg	1.65	465.30
Barra de acero de transmisión	Diámetro 3 1/4", Longitud 1860 mm	BOHMAN	2	u	254.52	509.03
Fundición Bronce Plomo Estaño SAE 64	Según plano	FUNDIRECICLAR	20	kg	9	180
Pernos	M10x40	CASTILLO HNOS	16	u	0.19	3.04
Pernos	M20X80	CASTILLO HNOS	6	u	0.97	5.80
Tuerca	M20X80	CASTILLO HNOS	6	u	0.78	4.68
Barra de acero de transmisión	Diámetro 2", Longitud 140 mm	BOHMAN	3	u	6.24	18.72
Barra de acero de transmisión	Diámetro 2 1/2", Longitud 755 mm	BOHMAN	1	u	52.56	52.56
Barra perforada de acero de transmisión ASTM A381	Diámetro 140x80 mm Longitud 460mm	BOHMAN	1	u	198.15	198.15
Cilindro oleo-hidráulico	Doble efecto con brida Frontal, Recorrido: 250 mm, Diámetro interno: 120 mm	GERCASA	1	u	1669.76	1669.76
Motor Eléctrico	1 HP; 1800 RPM	INGELCOM	1	u	224.59	224.59
Bomba hidráulica	Q: 8 GPM@1800 RPM, Presión Max: 2500 psi	HIDROMAG	1	u	365	365
Transmisor de Presión	Tipo tabaco conexión 1/4" G, 0 a 250 Bar manométrico, 4-20 mA, 1/4, -40 a 80 °C, DANFOSS	VÍA INDUSTRIAL	1	u	387.22	387.22
Válvula solenoide 4/3	110VAC 60HZ Vickers	NEUMAC	1	u	380	380
Manómetro analógico	Presión Máx.: 3000 psi, de Glicerina	VÍA INDUSTRIAL	2	u	9.54	19.08
Válvula de alivio de presión	Ajustable	NEUMAC	1	u	125	125
Visor de nivel de aceite	Nivel de aceite y temperatura	NEUMAC	1	u	25	25
Mangueras hidráulicas	1/2 in	NEUMAC	8	m	6.27	50.13
Conector macho	FITTING MP 0808	NEUMAC	12	u	2.98	35.76
Conector hembra	FJX-08-08 1/2 X 3/4 FEM JIC	NEUMAC	12	u	3.98	47.76
Soporte de válvula (Manifold)	Válvula solenoide 4/3	NEUMAC	1	u	180	180
Tanque	20 Galones	NEUMAC	1	u	300	300
Filtro de aceite	Estándar	NEUMAC	1	u	25	25
Cromado de ejes guía	Cromado fuerte (0.012 mm)	GALVANO	156.63	kg	5	783.13
					TOTAL	6054.71

El conjunto mecánico contempla los ejes guías y las placas de cierre, junto con el resto de elementos como la barra de bronce perforada es para los bocines de las placas, las barras de acero de transmisión son para el adaptador del pistón, la barra que soporta a la placa fija y los pasadores de la misma. Las tuercas y tornillos permiten la sujeción entre elementos contruidos.

El conjunto hidráulico contiene los elementos necesarios para la elaboración del circuito hidráulico explicado en el capítulo 4.

5.1.3 MÓDULO 3: CARGA Y DESCARGA DE AGUA

Para inyectar el agua se eligió convenientemente los elementos adecuados para la elaboración del sistema hidráulico que se detalla en el capítulo 4.

La plancha de tool descrita en la tabla 5.3 servirá para la construcción de un tanque tipo sumidero a presión atmosférica bajo el equipo evitando así el desperdicio de agua y el regar el líquido en el área de trabajo.

Tabla 5.3 Módulo 3: Carga y descarga de agua

Denominación	Especificación	Proveedor	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Motor Eléctrico	3 HP; 1800 RPM	INGELCOM	1	u	379.69	379.69
Bomba hidráulica	Qmax: 4.2 GPM, Presión Max: 1000 psi	NEUMAC	1	u	1230	1230
O-rings para válvula DN. 2 in	Según Plano	CAUMETAL	10	u	1.25	12.50
O-rings para válvula DN. 3 in	Según Plano	CAUMETAL	10	u	1.5	15
O-rings para válvula DN. 4 in	Según Plano	CAUMETAL	10	u	1.75	17.50
Plancha de caucho vulcanizado	D. 325x50mm	CAUMETAL	1	u	50	50
Transmisor de presión	Tipo tabaco conexión 1/4" G, 0 a 40 Bar manométrico, 4-20 mA, 1/4, -40 a 80 °C, DANFOSS	VÍA INDUSTRIAL	1	u	361.66	361.66
Plancha de tool	2440x1220x2 mm	DIPAC	1	u	53.12	53.12
Válvula de alivio de presión	Ajustable	NEUMAC	1	u	125	125
Manómetro analógico	Presión Máx.: 500 psi, de Glicerina	VÍA INDUSTRIAL	2	u	9.54	19.08
Válvula solenoide 2/2	110VAC 60HZ	ASSISTECH	2	u	52	104
Fundición Dúctil 65-45-12	2 adaptadores según Plano	FUNDIRECICLAR	48.1	kg	3	144.30
Fundición Dúctil 65-45-13	2 adaptadores según Plano	FUNDIRECICLAR	18.94	kg	3	56.82
Mangueras Hidráulicas	1/2 in	NEUMAC	8	m	6.27	50.13
Conector Macho	FITTING MP 0808	NEUMAC	12	u	2.98	35.76
Conector Hembra	FJX-08-08 1/2 X 3/4 FEM JIC	NEUMAC	12	u	3.98	47.76
					TOTAL	2702.32

5.1.4 MÓDULO 4: SOPORTE DEL EQUIPO

Para dar rigidez y sostener al resto de módulos funcionales del equipo se determina el diseño del soporte del equipo detallado en el capítulo 3. De esta manera se ha seleccionado:

Tabla 5.4 Módulo 4: Soporte del equipo

Denominación	Especificación	Proveedor	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Perfiles	UPN 180 1.82 usd/kg	DIPAC	1	u	239.45	239.45
Perfiles	UPN 140 1.82 usd/kg	DIPAC	1	u	174.83	174.83
Plancha de acero	1250x625x50 mm 307 kg 1.65 usd/kg	DIPAC	307	kg	1.65	506.55
Plancha de acero	710x675x8 mm 460 kg 1.65 usd/kg	DIPAC	30	kg	1.65	49.50
Pernos	M20x80	CASTILLO HNOS	18	u	0.97	17.40
Tubos cuadrados	50x50x2	DIPAC	2	u	32	64
TOTAL						1051.73

Los perfiles cumplen la función de ser la armadura del equipo mientras que las planchas son en donde se sostendrán el resto de elementos. Los tubos cuadrados y la plancha servirán para la base de las bombas.

5.1.5 COSTO DE AUTOMATIZACIÓN

Una vez definida la parte mecánica, en el capítulo 4 se detalló los requerimientos del sistema de automatización que comandará el equipo. Ahora para que el sistema de automatización sea montado de manera segura y eficaz se debe tener en cuenta los elementos básicos de montaje e instalación como relés, breakers, pulsadores etc. Los elementos elegidos para su elaboración fueron:

Tabla 5.5 Costo de automatización

Denominación	Especificación	Proveedor	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
PLC SIEMENS	S7-1200; 14 DI, 2 AI, 10 DO	INGELCOM	1	u	478.84	478.84
Pulsadores de Marcha	Color Negro CSW-BF5-1	INGELCOM	5	u	4.88	24.38
Selectores de Perilla	4 Posiciones	INGELCOM	2	u	7.88	15.75
Pulsador de emergencia	Girar para soltar	INGELCOM	1	u	9.00	9.00
Cable flexible	GPT-TW #16 AWG	INGELCOM	100	m	0.22	22.20
Relé de Interface	24 VDC/AC	INGELCOM	4	u	20.00	80.00
Bornera 1 Polo	44 A AWG 8-14	INGELCOM	8	u	1.39	11.10
Riel PLC	530 mm	INGELCOM	1	u	49.50	49.50
Riel DIN	35 mm	INGELCOM	1	m	3.12	3.12
Canaleta Ranurada	40x40	INGELCOM	1	m	5.85	5.85
Breaker	SIEMENS 3VTR 160 Amperios	INGELCOM	1	u	90	90
Gabinete Eléctrico	De acuerdo a la necesidad	INGELCOM	1	u	200	200
					TOTAL	989.73

También se requiere la ayuda de un ingeniero eléctrico para asesorar la construcción del sistema de automatización diseñado con los componentes seleccionados.

Un ingeniero electrónico cobra 20 USD por hora y se estima que para el proyecto se necesitará de su asesoramiento por un día laboral, es decir 8 horas, por lo que el costo total del asesoramiento sería: 160 USD.

5.1.6 COSTO DE FABRICACIÓN DE PARTES

Algunos elementos tales como el tanque de agua y los bocines de bronce son para una aplicación específica por lo que deben ser construidos buscando la manera apropiada para ello. Usando los planos se cotizó el trabajo que se realizará sobre el material ya seleccionado en los módulos anteriores:

Tabla 5.6 Costo de fabricación de partes

CÓDIGO PLANO	DETALLE	UNIDAD	COSTO/UNIDAD	TOTAL
P-001	Placa Extremo 1	1	200	200
P-002	Placa Extremo 2	1	150	150
P-003	Placa Cierre	2	80	160
P-004	Guía (Ejes Principales)	2	75	150
P-005	Tuerca	4	30	120
P-006	Bocín	4	45	180
P-007	Refuerzo Placa Cierre	4	10	40
P-008	Soporte Pasador	6	33.34	200.04
P-009	Respaldo PC	2	35	70
P-010	Plancha Soporte Tubería	1	32.5	32.5
P-011	Panel de control	1	32.5	32.5
P-012	Eje Soporte Inferior	1	50	50
P-013	Placa Soporte Inferior 1	1	20	20
P-014	Placa Soporte Inferior 2	2	30	60
P-015	Espárrago Soporte Inferior	4	15	60
P-016	Tuerca Soporte Inferior	1	60	60
P-017	Acople Cilindro	1	60	60
P-018	Pasador	3	20	60
P-019A	Soporte Placa Fija – Válvulas	1	40	40
P-019B	Soporte Placa Fija – Válvulas	1	40	40
P-020	Adaptador O ring DN2 - DN4	2	40	80
P-021	Adaptador O ring DN6 - DN12	2	50	100
P-022	Hidráulico Placa Soporte Inferior	1	60	60
E-TS	Tanque Sumidero	1	100	100
			TOTAL	2125.04

5.1.7 COSTO DE DISEÑO

Tomando en cuenta el tiempo de investigación, diseño, cálculos, elaboración de planos, análisis de la información y demás trámites que se necesitaron en el desarrollo del proyecto se estima un costo de diseño de 3000 USD.

5.1.8 IMPREVISTOS

Durante el proceso de construcción del equipo pueden surgir algunos imprevistos para los cuales se debe estar preparados y afrontarlos. Dado que el equipo es un prototipo se afronta un nivel de imprevistos alto, por lo que se establece que el mismo sea del 10% sobre el costo de los materiales.

5.1.9 COSTO PROYECTO

Los costos de los materiales no incluyen el IVA por lo que el mismo debe ser calculado y sumado al resto de rubros, de allí se obtiene el costo total del proyecto.

Tabla 5.7 Costo total del proyecto

TIPO DE COSTO	COSTO TOTAL (USD)
Módulo 1	56.71
Módulo 2	6054.71
Módulo 3	2702.32
Módulo 4	1051.73
Automatización	989.73
Construcción Partes	2125.04
Subtotal 1	12980.24
IVA (12%)	1557.63
Imprevistos (10%)	1298.02
Subtotal 2	15835.89
Diseño del Equipo	3000.00
Asesoramiento electrónico	160.00
TOTAL	18995.89

5.2 COSTO DE OPERACIÓN DEL EQUIPO

La información que se desea es valiosa en la medida en que se relacione el costo de la operación del equipo por válvula evaluada en el mismo, de manera que se pueden distinguir dos tipos de costos:

- Costos de mano de obra
- Costos de funcionamiento.

Tanto la mano de obra como el funcionamiento dependerán en gran medida del tiempo de prueba de los elementos en el equipo, que son los que se debe calcular y son:

- Tiempo de puesta a punto
- Tiempo de prueba
- Tiempo de desmontaje

5.2.1 CÁLCULO DE TIEMPOS

5.2.1.1 Cálculo del tiempo de puesta a punto y desmontaje

Según las especificaciones éste debe ser menor a tres minutos y dado el diseño del equipo se puede esperar que éste incluso sea menor.

Como ejemplo de cálculo se estimará el tiempo de cierre de la válvula más pequeña con las placas totalmente abiertas.

Velocidad de avance calculada al caudal de diseño hidráulico: 25 mm/s (Tomado del capítulo 3)

Medida entre placas: 695 mm (Distancia medida con soporte placa fija para válvulas)

Longitud de la válvula a probar más pequeña (2 in): 296 mm

Cálculo del tiempo de cierre de la válvula de 2 pulgadas:

$$t_{\text{cierre}} = \frac{695 - 296 \text{ mm}}{25 \frac{\text{mm}}{\text{s}}} \approx 16 \text{ s} \quad (5.1)$$

Análogamente usando el Anexo 3, con las medidas de las válvulas se puede determinar el tiempo de cierre que se usa en cada válvula.

Tabla 5.8 Tiempos estimados para el cierre de cada válvula

DN [in]	Longitud Máxima (A)	Tiempo de cierre
	[mm]	[s]
2	296	16.0
3	344	14.0
4	376	12.8
6	463	9.3
8	496	8.0
10	522	6.9
12	543	6.1

Ahora se estima que la puesta a punto de una válvula de 12 pulgadas, al ser la más pesada y grande, se demorará 30 segundos. Se nota que este tiempo es mucho más grande que el tiempo de acercamiento del pistón.

Si se suma la puesta a punto de la válvula de 12 pulgadas y el tiempo de cierre de la válvula de 2 pulgadas, se tiene un total de aproximadamente 1 minuto.

Por razones prácticas se generalizará este tiempo como el tiempo de puesta a punto para todas las válvulas y además se considerará el mismo valor como tiempo de desmontaje de la válvula.

5.2.1.2 Cálculo del tiempo de prueba

Tomando en cuenta el caudal de carga de agua y los volúmenes aproximados que cada válvula puede tener se calcula el tiempo de llenado para cada válvula, usando como ejemplo a la válvula de 12 pulgadas:

Se calcula la capacidad de agua que contendrá la válvula, aproximando su forma a un cilindro:

$$\text{Volumen válvula} = \frac{\text{diámetro interno real}^2}{2} \cdot \text{longitud máxima} \cdot \pi$$

$$\text{Volumen válvula} = \frac{280.4 \text{ mm}^2}{2} \cdot 543 \cdot \pi = 33530940 \text{ mm}^3$$

Del apartado 3.4.1.1 el caudal teórico de la bomba es 4.2 gal/min (264979 mm³/s)

Por lo que el tiempo de llenado aproximado de dicha válvula es de:

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{33530940 \text{ mm}^3}{264979 \text{ mm}^3/\text{s}} = 126.54 \text{ s}$$

Tabla 5.9 Estimación del tiempo de llenado de cada válvula

DN [in]	Diámetro interno real	Longitud Máxima (A)	Volumen estimado	Caudal teórico de la bomba	Tiempo de llenado
	[mm]	[mm]	[mm ³]	[GPM]	[s]
2	49.5	296	569629	4.2	2.15
3	71.2	344	1369646		5.17
4	89.6	376	2370794		8.95
6	138.2	463	6945235		26.21
8	174.6	496	11875722		44.82
10	218	522	19483787		73.53
12	280.4	543	33530940		126.54

Adicional al tiempo de llenado se debe tener en cuenta el tiempo en el que se examina el elemento evaluado. Este tiempo será el mismo para todos y se estima es de 2 minutos en los que holgadamente se puede verificar si el elemento de prueba tiene o no algún defecto o inconformidad.

Después de obtener el tiempo de llenado y el de comprobación, se debe tomar en cuenta el tiempo de vaciado, que es más rápido que el de llenado porque se libera la presión del sistema. El tiempo para las válvulas más grandes (8 a 12 pulgadas) se estima es de 30 segundos mientras que para las más pequeñas (2 a 6 pulgadas) se estima será de 15 segundos.

Así, por ejemplo, para la válvula de 12 pulgadas, el tiempo en segundos se obtiene:

$$\begin{aligned} & \textit{tiempo de llenado} + \textit{tiempo de prueba} + \textit{tiempo de descarga} \\ & = 126.54 \text{ s} + 120 \text{ s} + 30 \text{ s} = 276.54 \text{ s} \end{aligned}$$

Tomando en cuenta estas estimaciones se tiene un tiempo de prueba por válvula de:

Tabla 5.10 Tiempo estimado de llenado, verificación y descarga de agua

DN [in]	Tiempo de llenado, prueba y descarga de agua
	[s]
2	137.1
3	140.2
4	143.9
6	161.2
8	194.8
10	223.5
12	276.5

5.2.1.3 Total de tiempo de prueba por válvula

Una vez detallado el cálculo de los tiempos se puede sumar a los mismos para tener una idea general del tiempo que en cada válvula se demora el hacer la prueba, así para la válvula de 12 pulgadas:

$$\begin{aligned} & \text{tiempo puesta a punto} + \text{tiempo llenado, prueba y descarga} \\ & + \text{tiempo de desmontaje} = 60 \text{ s} + 276.54 \text{ s} + 60 \text{ s} = 396.5 \text{ s} \end{aligned}$$

Tabla 5.11 Detalle de tiempos

DN [in]	Tiempo de cierre	Tiempo de puesta a punto/desmontaje		Tiempo de llenado	Tiempo de llenado, prueba y descarga de agua	Tiempo total de prueba por válvula		
	[s]	[s]	[min]	[s]	[s]	[s]	[min]	[mm:ss]
2	16.0	60	1	2.15	137.1	257.1	4.29	0:04:17
3	14.0			5.17	140.2	260.2	4.34	0:04:20
4	12.8			8.95	143.9	263.9	4.40	0:04:24
6	9.3			26.21	161.2	281.2	4.69	0:04:41
8	8.0			44.82	194.8	314.8	5.25	0:05:15
10	6.9			73.53	223.5	343.5	5.73	0:05:44
12	6.1			126.54	276.5	396.5	6.61	0:06:37

5.2.2 COSTO DE MANO DE OBRA

Se conoce que la tarifa promedio de un obrero capacitado para operar el equipo es de 450 USD al mes, es decir, por 160 horas, por lo que:

$$\text{Costo} \frac{\text{Obrero}}{\text{hora}} = \frac{450}{160} = 7.50 \frac{\text{USD}}{\text{hr}} \quad (5.2)$$

Ahora dado el peso de los elementos puede ser que se necesite más de un obrero para la puesta a punto y desmontaje del elemento de prueba, sobretodo hidrantes y válvulas grandes.

Tomando en cuenta estos detalles, y usando los resultados del cálculo de tiempos de operación de la sección 5.2.1, se puede calcular un costo aproximado de mano de obra por válvula. Ejemplificando el cálculo del costo para la válvula de 12 pulgadas:

costo puesta punto + costo llenado, prueba y descarga + costo desmontaje

$$\text{costo puesta a punto} = \text{costo desmontaje} = 2 \text{ obreros} \cdot 60 \text{ s} \cdot \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \cdot 7.5 \frac{\text{USD}}{\text{hr}}$$

$$\text{costo puesta a punto/desmontaje} = 0.25 \text{ USD}$$

$$\text{costo llenado, prueba y descarga} = 1 \text{ obrero} \cdot 276.5 \text{ s} \cdot \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \cdot 7.5 \frac{\text{USD}}{\text{hr}}$$

$$\text{costo llenado, prueba y descarga} = 0.576 \text{ USD}$$

Y sumando estos valores se obtiene el costo de mano de obra aproximado para la válvula de 12 pulgadas:

$$0.25 \text{ USD} + 0.576 \text{ USD} + 0.25 \text{ USD} = 1.08 \text{ USD}$$

Análogamente se realiza lo mismo para el resto de válvulas. Los resultados se muestran en la tabla 5.12.

Tabla 5.12 Costo aproximado de mano de obra para equipo

DN [in]	Número de operarios	Tiempo de puesta a punto/desmontaje		Tiempo de llenado, prueba y descarga de agua	Costo mano de obra por válvula
	[u]	[s]	[hrs]	[s]	[USD]
2	1.0	60	0.0167	137.1	0.54
3	1.0			140.2	0.54
4	1.0			143.9	0.55
6	1.0			161.2	0.59
8	2.0			194.8	0.91
10	2.0			223.5	0.97
12	2.0			276.5	1.08

5.2.3 COSTO DE FUNCIONAMIENTO

Para el cálculo del costo de funcionamiento se toma en cuenta el costo del kW-h en el Distrito Metropolitano de Quito actualmente. Para empresas que usan de media a alta tensión el costo del kW-h es de aproximadamente 0.058 USD en el horario normal de trabajo.

Se toma también en cuenta los motores que se ha seleccionado, de 1 HP y 3 HP respectivamente, de manera que:

Para el módulo 2

$$1 \text{ hp} \times \frac{0.746 \text{ kW}}{1 \text{ hp}} = 0.746 \text{ kW} \quad (5.3)$$

Para el módulo 3

$$3 \text{ hp} \times \frac{0.746 \text{ kW}}{1 \text{ hp}} = 2.238 \text{ kW} \quad (5.3)$$

Los motores no estarán funcionando en toda su capacidad durante todo el tiempo de operación, sino que se debe tomar en cuenta un factor de uso de los mismos, que es de aproximadamente el 70% o menos.

Considerando estos detalles y usando los tiempos calculados en la sección 5.2.1, se puede calcular el gasto eléctrico de cada motor:

Para el módulo 2, usando de ejemplo a la válvula de 12 pulgadas:

$$\text{costo funcionamiento} = 0.7 * 0.11 \text{ hrs} * 0.746 \text{ kW} * 0.058 \frac{\text{USD}}{\text{kW} \cdot \text{hr}} = 0.003 \text{ USD}$$

Análogamente para el resto de válvulas se realiza el mismo cálculo.

Tabla 5.13 Costo de funcionamiento por válvula para el módulo 2

DN [in]	Tiempo total de prueba por válvula		Potencia	Costo kW-h	Costo de funcionamiento
	[s]	[hrs]	[kW]	[USD]	[USD]
2	257.1	0.07	0.746	0.058	0.002
3	260.2	0.07			0.002
4	263.9	0.07			0.002
6	281.2	0.08			0.002
8	314.8	0.09			0.003
10	343.5	0.10			0.003
12	396.5	0.11			0.003

Para el módulo 3, haciendo un cálculo similar:

Tabla 5.14 Costo de funcionamiento por válvula para el módulo 3

DN [in]	Tiempo total de prueba por válvula		Potencia	Costo kW-h	Costo de funcionamiento
	[s]	[hrs]	[kW]	[USD]	[USD]
2	257.1	0.07	2.238	0.058	0.006
3	260.2	0.07			0.007
4	263.9	0.07			0.007
6	281.2	0.08			0.007
8	314.8	0.09			0.008
10	343.5	0.10			0.009
12	396.5	0.11			0.010

Resumiendo los costos de funcionamiento, al sumar los costos obtenidos de ambos motores:

Tabla 5.15 Costo de funcionamiento por válvula

DN [in]	Costo de funcionamiento
	[USD]
2	0.009
3	0.009
4	0.009
6	0.009
8	0.011
10	0.012
12	0.013

5.2.4 COSTOS DE OPERACIÓN TOTALES

Sumando los costos obtenidos por consumo de energía eléctrica y los honorarios a la mano de obra calificada que operará el equipo se puede tener una idea del costo de operación del equipo por unidad producida:

Tabla 5.16 Costos de operación por unidad producida

DN [in]	Costo Operación Total
	[USD]
2	0.54
3	0.55
4	0.56
6	0.60
8	0.92
10	0.98
12	1.09

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- En el equipo se puede realizar la prueba hidrostática con total seguridad y rapidez a válvulas e hidrantes cumpliendo las normas establecidas y permitiendo probar diferentes elementos hidráulicos de una manera rápida gracias a su flexibilidad y practicidad al cambiar de uno a otro.
- La automatización diseñada ha permitido que las fuerzas de cierre como las presiones de carga sean controladas, evitando así sobrecargas o cargas menores a las apropiadas que puedan afectar de una u otra forma al desempeño del equipo y al resultado de la prueba.
- Las especificaciones dadas por la casa de la calidad han sido cumplidas en su totalidad alcanzando coherencia tanto en dimensiones como en reducción de tiempos de montaje para prueba así como en el costo previsto y la posibilidad de un desmontaje sencillo para mantenimiento.
- El diseño propuesto permite eliminar la posibilidad de que se aplique una carga muy descentrada que pueda ocasionar la falla en las placas de cierre y/o guías, esto hace posible diseñar placas menos robustas y favorece a que la disposición de las guías permitan un acceso fácil para la puesta a punto de la válvula.
- Los adaptadores de O-rings permiten que se pruebe una variedad de válvulas sin necesidad de realizar un cambio en el equipo para ello, esto aligera la prueba de éstas en serie, sobretodo usando el adaptador de 2 a 4 pulgadas ya que éstas son las válvulas más usadas.
- Los paquetes de simulación corroboraron el cálculo manual, la selección de elementos y aceleraron el proceso de diseño.
- El enlace entre el FluidSIM y el S7-PLCSIM permite la creación de una simulación en la que es posible revisar la lógica del programa y tener una idea real del comportamiento de los circuitos hidráulicos y de cierre antes de su construcción.

- Al utilizar un sumidero bajo el equipo, el consumo de agua se reduce, pues ésta puede reutilizarse hasta que sea conveniente su cambio; esto hace que el diseño además de eficiente sea económico y amigable con el ambiente.
- Al usar un circuito hidráulico controlado y adecuadamente dimensionado disminuye el riesgo de que exista fugas a través de las placas de cierre, problema que es muy común con el equipo manual actual.
- El diseño de O-rings para cada válvula optimiza el resultado de la prueba, pues además de reducir el tiempo de puesta a punto al probar en serie válvulas del mismo tipo, se tiene en cuenta el sellar adecuadamente a las válvulas, sobre todo las de producción más común.
- El costo del equipo contempla la totalidad de su construcción y ensamblaje, así como también se ha detallado el costo de operación del equipo según válvula probada, ya que el detalle de éstos resalta el bajo costo que implica.
- Los tiempos de operación se han reducido tal y como estaba previsto, de manera que se puedan probar más válvulas en menor tiempo y dado que el costo del operario del equipo es el más alto de los costos de operación, se reducen éstos.
- El equipo fue realizado como prototipo digital en software Inventor de Autodesk de manera que la construcción de un prototipo se simplifica puesto que este método de diseño y simulación minimiza los imprevistos y da versatilidad a cambios si éstos son requeridos.

6.2 RECOMENDACIONES

- Dado a que el agua usada en la prueba puede ser reutilizada es conveniente el uso de un filtro en la entrada del agua a la bomba en la carga.
- El obrero debe recibir una capacitación a fondo de manera que entienda el funcionamiento del equipo y los procedimientos de prueba según la norma, para evitar posibles accidentes, daños al equipo o resultados defectuosos de las pruebas realizadas.

- Es importante completar una simulación de los diferentes conjuntos diseñados para comprender el funcionamiento del equipo completo y encontrar posibles inconvenientes que deban ser atendidos.
- Comprar las planchas de acero ya cortadas muy cerca de su forma porque esto permite un ahorro en la mano de obra al elaborar las diferentes partes del equipo.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- GREENE, Richard. *Válvulas: Selección, Uso y Mantenimiento*. 1era Edición en Español. México: Mc Graw Hill, 1989
- AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Metal-Seated Gate Valves for Water Supply Service*. ANSI/AWWA C500-09. Denver: AWWA, 2009
- AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Dry-Barrel Fire Hydrants*. ANSI/AWWA C502-05. Denver: AWWA, 2005
- AMERICAN WATER WORKS ASSOCIATION. *Wet-Barrel Fire Hydrants*. ANSI/AWWA C503-05. Denver: AWWA, 2005
- BUDYNAS-NISBETT. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8va Edición. USA: Mc Graw Hill, 2006. ISBN: 0-390-76487-6
- RIBA, Cales. *Diseño Concurrente*. 1era Edición. Barcelona: Edicions UPC, 2002
- MERIAM, J. *Estática*. 2da Edición. Barcelona: Reverté, 1976
- MILES, Lawrence. *Techniques of Value Analysis and Engineering*. 3era Edición. USA: Miles Value Foundation, 1989
- ZURITA, Jesús. *Generación de malla y adaptabilidad en el método de elementos finitos*, Introducción a las técnicas de mallado. Salamanca: [Versión Digital]
- FLOWFIT, *Hydraulic Cylinders*, Section 6A: Manufacturing of Hydraulic Cylinders
- CAT PUMPS, *Pump Catalog*, Plunger and piston pumps, 2011
- BOHMAN, Iván. *Catálogo de Aceros*
- HUDAK, S.J. *Primer for Sleeve Bearing Design*. 1era Edición. 1995
- EATON VICKERS. *Vane Pumps V Series – Low Noise Vane Pumps*. 560. Noviembre 2011
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *Specification For Carbon Structural Steel*. ASME/ASTM SA-36/SA-36M. USA:ASTM, 2001

CONSULTAS WEB

- CIDTA [Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico del Agua de la Universidad de Salamanca]. *Redes de Abastecimiento de Agua: Componentes Fundamentales de las Redes*, Sección 5: Ventosas, Hidrantes y Desagües. Disponible en URL:
<http://aulavirtual.usal.es/aulavirtual/demos/redes/modulos/Libros/unidad%202/ventosas.PDF>
- GRUPO EIVAR. *Sistema de extinción de incendios*, Sección por Agua: Hidrantes. Disponible en URL: http://www.eivar.com/agua_hidrantes.html
- CAVETTE, Chris. *Fire Hydrant*. How products are made: Volume 4. Disponible en URL: <http://www.madehow.com/Volume-4/Fire-Hydrant.html#b>
- VALVIAS. *¿Qué es una válvula?*. Disponible en URL:
<http://www.valvias.com/basico.php>
- MAVAINSA. *Válvulas*. Disponible en URL:
http://www.mavainsa.com/documentos/5_valvulas.pdf
- FERRER, Santiago. *Válvulas: Tipos, Constituyentes y Denominaciones*. Disponible en URL: <http://www.atmosferis.com/2012/01/valvulas-tipos-constituyentes-y.html>
- CHANT ENGINEERING CO. *Máquinas de Prueba: Hidrostáticas*. Modelo 9727. Disponible en URL: <http://www.chantengineering.com/sp/hydrostatic.php>
- AUTODESK INVENTOR SERVICES & SUPPORT. *Convergence with mesh refinement*. Disponible en URL:
<http://usa.autodesk.com/adsk/servlet/item?siteID=123112&id=12953291&linkID=9242016>
- HYDRAULIC & PNEUMATICS, Chapter 6: *Hydraulic Reservoirs*, 2006. Disponible en URL:
<http://hydraulicspneumatics.com/other-technologies/chapter-6-hydraulic-reservoirs>
- SIEMENS. *Product support*. Disponible en URL:
<http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&lang=es&objid=6AG13146BH047AB0&caller=view>

ANEXOS