

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA VERIFICACIÓN DE LA PRESIÓN
DE AJUSTE Y EL DIFERENCIAL DE CIERRE DE VÁLVULAS DE ALIVIO CON
ACCIONAMIENTO POR RESORTE DIRECTO Y PILOTADA DE 3" DE SERVICIO
EN LÍQUIDOS**

**CORTÉS RODRÍGUEZ ÁNGEL ERNESTO
VELANDIA ÁLVAREZ JUAN SEBASTIÁN**

**Proyecto integral para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO**

**Director
Rodríguez Avendaño Diego Fernando
Ingeniero Mecánico**

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2022**

NOTA DE ACEPTACIÓN

Diego Fernando Avendaño
Firma del director

Luis Fernando Ruiz
Firma del jurado

Leonel Terán
Firma del jurado

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario Posada García Peña

Consejero Institucional

Dr. Luis Jaime Posada García Peña

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. Alexandra Mejía Guzmán

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. Ricardo Alfonso Peñaranda Castro

Secretario General

Dr. José Luis Macías Rodríguez

Decana Facultad de Ingenierías

Ing. Naliny Patricia Guerra Prieto

Director de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo de grado a Dios por darme salud y la oportunidad de poder finalizar mi carrera profesional, también a mis padres Wendys Rodríguez y Ángel Cortés junto con mis hermanos Camilo Cortés Y Carlos Cortés que han estado ayudándome durante toda mi vida. Tambien a Nathalia Murillo por su apoyo incondicional que fue de gran ayuda para finalizar este proyecto, a mis amigos y personas cercanas que contribuyeron con su conocimiento, experiencia, alegrías, preocupaciones y pasatiempos a que este proyecto saliera adelante y por ultimo y no menos importante a nuestro director Diego Avendaño; muchas gracias por todo su tiempo y colaboración Profesor Diego.

(Cortes Rodríguez Ángel Ernesto)

Quiero dedicar este proyecto de trabajo de grado a Dios y toda mi familia que siempre estuvieron pendientes y dispuestos a ayudar en todo paso de este hermoso trayecto de cursar esta hermosa carrera de ingeniería mecánica, en especial dedicársela a mis padres Enrique Velandia y Carolina Alvarez, y mis abuelos Fernando Alvarez y Mariela Bautista quienes fueron los que estuvieron pendientes de mi en este proceso, me cuidaron y aconsejaron en cada paso. También quiero dedicarle este proyecto a mi novia Juliana Rojas por darme apoyarme y motivarme de manera incondicional en los momentos más difíciles de la realización de este proyecto, a mis amigos que estuvieron pendientes y listos para ayudar en cualquier momento. Y un especial agradecimiento a nuestro director de tesis Diego Avendaño, quien nos guió, enseñó y aconsejó durante el proceso de realizar este proyecto.

(Velandia Álvarez Juan Sebastián)

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	13
INTRODUCCIÓN	16
1. GENERALIDADES DE LOS DISPOSITIVOS DE ALIVIO DE PRESIÓN	18
1.1 Terminología	21
1.1.1 Términos dimensionales	22
1.1.2 Términos de operación	22
1.2 Válvulas de alivio de presión	26
1.2.1 Válvula accionada por resorte directo.	26
1.2.2 Válvula de alivio de presión operada por piloto	31
1.3 Proceso de verificación	37
1.3.1 Descripción del proceso de verificación.	38
2. ALTERNATIVAS DE SOLUCION Y DISEÑO CONCEPTUAL	41
2.1 Modo de funcionamiento	41
2.2 Diagrama de caja negra	41
2.3 Diagrama de caja gris	43
2.4 Alternativas de diseño	43
2.5 Alternativa 1	44
2.6 Alternativa 2	45
2.7 Alternativa 3	46
2.8 Criterios para la selección de la alternativa	47
2.9 Sistemas y subsistemas	53
3. DISEÑO	55
3.1 Subsistema de acople	55
3.2 Subsistema de alimentación del agua	71
3.2.1 Comprobación del cálculo hidráulico	99
3.3 Subsistema de control	117
3.4 Estructura de seguridad	123
3.5 Estructura de soporte	124
3.5.1 Calculo viga soporte tanque	127
3.5.2 Cálculo de fuerzas	139
3.5.3 Soldadura	145
4. MANUALES	150

4.1	Instalación	150
4.1.1	Montaje del sistema estructural	150
4.1.2	Montaje del sistema de alimentación (hidráulico)	157
4.1.3	Montaje sistema de acople.	169
4.2	Operación	174
4.2.1	Pre operación del banco de pruebas	176
4.2.2	Operación del banco de pruebas	176
4.3	Mantenimiento	179
5.	ANÁLISIS DE COSTOS	185
6.	CONCLUSIONES	189
	BIBLIOGRAFÍA	190
	ANEXOS	193

LISTA DE IMÁGENES

	Pág.
Figura 1. Tipos de dispositivos de alivio de presión	18
Figura 2. Esquema disco de ruptura y válvula operada por resorte	20
Figura 3. Esquema de combinación de válvula de seguridad y disco de ruptura	21
Figura 4. Diagrama de operación de las válvulas de seguridad frente a los sistemas de presión	25
Figura 5. Esquema componentes principales válvula operada por resorte	27
Figura 6. Esquema del funcionamiento de una válvula operada por resorte	28
Figura 7. Gráfica del proceso de apertura y cierre de una válvula de seguridad	30
Figura 8. Esquema de los componentes de una válvula operada por piloto	32
Figura 9. Esquema de los componentes de la válvula operada por piloto con pistón	34
Figura 10. Esquema de los componentes de la válvula operada por piloto con diafragma	35
Figura 11. Grafica del proceso de apertura y cierre de un piloto de acción rápida	36
Figura 12. Grafica del proceso de apertura y cierre de una válvula pilotada	37
Figura 13. Esquema de operación proceso de verificación	40
Figura 14. Diagrama de caja negra del proceso del banco de pruebas	42
Figura 15. Diagrama de caja gris del proceso interno del banco de pruebas	43
Figura 16. Diagrama asociativo entre los sistemas del banco de pruebas	53
Figura 17. Diagrama de los sistemas y subsistemas del banco de pruebas	54
Figura 18. Diagrama del proceso de diseño para el banco de pruebas	55
Figura 19. Esquema del sistema de acople y la representación de las fuerzas actuantes en el mismo	56
Figura 20. Esquema y cotas cilindro de acople	58
Figura 21. Esquema fuerzas aplicada en cilindro de pared gruesa	66
Figura 22. Ensamblaje esquemático del sistema de acople banco de pruebas	69
Figura 23. Husillo de presión Norelem 07143-06053	70
Figura 24. Esquema hidráulico subsistema de alimentación	72
Figura 25. Isométrico esquema sistema hidráulico	74
Figura 26. Diagrama unifilar arranque simple motor-bomba	119
Figura 27. Esquema de control arranque simple motor-bomba	121

Figura 28. Esquema estructura alámbrica con cotas	125
Figura 29. Esquema estructura alámbrica con cotas perspectiva 2	125
Figura 30. Estructura alámbrica banco de pruebas	126
Figura 31. Estructura alámbrica con nodos del banco de pruebas	127
Figura 32. Esquema transformación cargas distribuidas	128
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre viga nodos 5-7	129
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre viga nodo 5-7 carga puntual.	130
Figura 35. Viga nodos 5-7 con nodos extra	132
Figura 36. Viga nodos 5-7 sección 5-A	132
Figura 37. Viga nodos 5-7 sección A-B	134
Figura 38. Viga nodos 5-7 sección B-7	136
Figura 39. Viga 5-7 en software EngiLab con la carga	138
Figura 40. Gráfica fuerza cortante viga 5-7	138
Figura 41. Gráfica momento flector viga 5-7	139
Figura 42. Diagrama momento flector viga 48-49	141
Figura 43. Esquema estructura alámbrica software SAP 2000	142
Figura 44. Estructura con perfil 70x70	144
Figura 45. Estructura con perfil 70x70 vista 2	145
Figura 46. Factor geometría de la soldadura para perfil cuadrado	146
Figura 47. Soldadura, unión de los perfiles	150
Figura 48. Montaje sistema hidráulico	169
Figura 49. Ensamble sistema de acople	171
Figura 50. Ensamble final	173
Figura 51. Diagrama proceso de operación banco de pruebas	175
Figura 52. Imagen del pulsador normalmente abierto con iluminación led	177
Figura 53. Pulsador normalmente cerrado rojo	178
Figura 54. Válvula reguladora de presión	179

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Datos de entrada	41
Tabla 2. Tabla comparativa de las ventajas y las desventajas de la alternativa 1	45
Tabla 3. Tabla comparativa de las ventajas y las desventajas de la alternativa 2	46
Tabla 4. Tabla comparativa de las ventajas y las desventajas de la alternativa 3	46
Tabla 5. Tabla de criterios descritos para las alternativas	48
Tabla 6. Tabla de los códigos representativos para la matriz de priorización	52
Tabla 7. Matriz de priorización	52
Tabla 8. Tabla de dimensiones cilindro elevador Enerpac	63
Tabla 9. Tabla de datos de las bombas hidráulicas manuales Enerpac	63
Tabla 10. Tabla de datos de selección de bomba y accesorios incluidos Enerpa	64
Tabla 11. Tabla resumida de las juntas de caucho planas seleccionadas para el disco de acople	65
Tabla 12. Datos de entrada subsistema de alimentación	72
Tabla 13. Datos del tubing seleccionado	76
Tabla 14. Tabla de rugosidad promedio	83
Tabla 15. Tabla de longitud equivalente válvulas y accesorios	86
Tabla 16. Tabla de factor de fricción válvulas y accesorios	87
Tabla 17. Coeficiente de resistencia para ampliación súbita	92
Tabla 18. Datos de la interpolación para expansión súbita de tubería a manguera	93
Tabla 19. Datos de la interpolación para hallar el coeficiente de la resistencia	93
Tabla 20. Datos para la extrapolación para determinar el coeficiente de resistencia de la expansión súbita de la manguera al disco de acople	95
Tabla 21. Datos para la extrapolación para determinar el coeficiente de resistencia de la expansión súbita del disco de acople a la válvula a probar	97
Tabla 22. Medidas de tubería de succión y descarga seleccionada	100
Tabla 23. Peso teórico para la tubería seleccionada de succión y descarga	101
Tabla 24. Datos de la manguera seleccionada	102
Tabla 25. Compilación de los elementos que componen el sistema de alimentación	109

Tabla 26. Tabla de los componentes y descripciones para diagrama unifilar arranque simple motor-bomba	118
Tabla 27. Tabla de los componentes y descripciones para esquema de control arranque simple motor-bomba	120
Tabla 28. Compilación de elementos que componen el sistema de control	122
Tabla 29. Valores de momento flector para sección 5-A	133
Tabla 30. Valores de fuerza cortante para sección A-B	135
Tabla 31. Valor de momento flector para sección A-B	136
Tabla 32. Valores de momento flector para la sección B-7	137
Tabla 33. Tamaño de espesor mínimo de soldadura resistente a cortante	149
Tabla 34. Lista de perfiles montaje estructura	151
Tabla 35. Ensamble tubería de succión	157
Tabla 36. Ensamble bomba	158
Tabla 37. Ensamble manómetro anterior a la bomba	158
Tabla 38. Ensamble tubería manómetro anterior a la bomba	159
Tabla 39. Ensamble motor	160
Tabla 40. Ensamble tubería de descarga	161
Tabla 41. Ensamble manómetro siguiente a la bomba	162
Tabla 42. Ensamble tubería manómetro siguiente a la bomba	163
Tabla 43. Ensamble válvula de alivio de presión	164
Tabla 44. Ensamble tubería válvula de alivio de presión	165
Tabla 45. Ensamble tubería de descarga 2	166
Tabla 46. Ensamble manómetros de medición	167
Tabla 47. Ensamble tubería manómetros de medición	168
Tabla 48. Ensamble cilindro elevador	169
Tabla 49. Ensamble bomba manual	170
Tabla 50. Ensamble manguera y disco de acople	170
Tabla 51. Ensamble manguera a bomba	171
Tabla 52. Ensamble husillos de presión	172
Tabla 53. Ensamble manguera de presión	172
Tabla 54. Ensamble manguera de presión 2	173

Tabla 55. Relación de fallas y actividades operario	181
Tabla 56. Tabla mantenimiento por subsistemas banco de prueba	182
Tabla 57. Tabla mantenimiento componentes banco de prueba	184
Tabla 58. Tabla de los costos ingenieriles	185
Tabla 59. Tabla de los costos de materiales y componentes del banco de prueba	186
Tabla 60. Costos de fabricación	188
Tabla 61. Tabla de costos totales	188

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1. Planos	194
ANEXO 2. Catálogo bomba de la empresa hawk	195
ANEXO 3. Catálogo motor de la empresa hawk	197
ANEXO 4. Catálogo válvula reguladora de la empresa hawk	198
ANEXO 5. Catálogo conector macho de la empresa superlok	199
ANEXO 6. Catálogo conector t de la empresa superlok	200
ANEXO 7. Catálogo conector hembra de la empresa superlok	201
ANEXO 8. Catálogo válvula de aguja de la empresa superlok/mako	202
ANEXO 9. Catálogo válvula de alivio de presión de la empresa superlok/mako	203
ANEXO 10. Catálogo válvula check de la empresa superlok/mako	204
ANEXO 11. Catálogo filtro de agua sl160 de la empresa cintropur/h2agua	205
ANEXO 12. Catálogo tubing de la empresa pisa	206
ANEXO 13. Catálogo manguera de la empresa alfaomma	207
ANEXO 14. Catálogo perfil estructural cuadrado tubular de la empresa colmena	208
ANEXO 15. Ficha técnica acero estructural astm a500 grado c de la empresa acesco	209
ANEXO 16. Catálogo cilindro de accion sencilla de la empresa enerpac	210
ANEXO 17. Ficha técnica del vidrio termoendurecido de la empresa vitelsa	211
ANEXO 18. Cotización del conjunto elevador de la empresa enerpac	212
ANEXO 19. Cotización juntas toricas para el disco de acople de la empresa internacional de empaques	213
ANEXO 20. Catálogo acero inoxidable 316 de la empresa thyssenkrupp	214
ANEXO 21. Catálogo del conjunto cilindro y bombas de simple acción de la empresa enerpac	215
ANEXO 22. Catálogo husillos de presión de la empresa kipp	216
ANEXO 23. Catálogo bomba manual ligera de la empresa enerpac	217
ANEXO 24. Catálogo juntas planas de la empresa tecnopeg	220
ANEXO 25. Catálogo contactores industriales de la empresa chint	221
ANEXO 26. Ficha técnica relé térmico de sobrecarga de la empresa schneider	222

ANEXO 27. Catálogo válvulas 6400 de la empresa nacional safety valves	223
ANEXO 28. Catálogo válvulas de seguridad de apertura total de la empresa vyc industrial	224
ANEXO 29. Catálogo de válvulas pilotadas svp 7200 de la empresa ast	225
ANEXO 30. Catálogo valvulas pilotada 76 series de la empresa sarasin-rsbd	226
ANEXO 31. Reporte resultados estructura alambrica sin material en software sap 2000	227
ANEXO 32. Reporte resultados viga 41-53 en software engilab frame	263
ANEXO 33. Reporte resultados viga 47-46 en software engilab frame	267
ANEXO 34. Reporte resultados viga 48-49 en software engilab frame	271
ANEXO 35. Recomendaciones	275

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño de un banco de pruebas el cual facilite el proceso de verificación de la presión de ajuste y diferencial de cierre para válvulas de alivio de presión de una medida de 3", además de seguir con los lineamientos mencionados en la normativa aplicable y de realizar una correcta verificación. Con esto se busca ofrecer una herramienta adecuada que contribuya a reducir posibles errores y accidentes que se producen a la hora de realizar el proceso de verificación de estos dispositivos y con esto reducir accidentes en las empresas por la falta de verificación de las válvulas de seguridad.

Se realizó primero una contextualización acerca de los dispositivos de alivio de presión y su funcionamiento, además de una recopilación de las normas aplicables al diseño. Con esto se realizó una interpretación de los datos encontrados y se determinaron los parámetros de diseño para el proyecto; con esto se plantearon 3 alternativas de posible solución y una evaluación de las mismas por medio de una matriz de priorización. Seguido de esto se prosiguió con el diseño detallado de los componentes que conforman la máquina. Finalmente se realizaron los manuales de: instalación, operación y mantenimiento, junto con un análisis financiero.

Palabras clave: verificación, válvulas de alivio, presión de ajuste, hidráulica.

INTRODUCCIÓN

En los sistemas hidráulicos y el diseño de recipientes o contenedores capaces de soportar presiones máximas y mínimas a las cuales se operan los fluidos, se implementa el uso de dispositivos de seguridad de alivio de presión confiables; con la finalidad de redirigir un volumen del fluido de trabajo. Estos dispositivos actúan como último recurso que se activa automáticamente al alcanzarse una presión determinada, que varía dependiendo de la aplicación. De esta manera se previene cualquier tipo de riesgo que se pueda generar (por ejemplo, sobrepresiones en circuitos hidráulicos y oleodinámicos que puedan afectar elementos y/o componentes del sistema)[1].

Al ser estos dispositivos de seguridad el último recurso de los sistemas para la protección, es de vital importancia que se encuentren en un correcto estado físico y de funcionamiento; motivo por el cual se realizan mantenimientos y pruebas. Más aun teniendo en cuenta que las válvulas de alivio de presión pueden —y de por sí lo hacen— fallar[2]; por lo tanto, es de gran importancia tomar en consideración las posibles fallas que se mencionan a continuación[3]:

- Fuga en el asiento
- Parloteo (vibración)
- Apertura prematura
- No apertura de la válvula
- Apertura de la válvula por debajo de la presión de ajuste
- No cierre de la válvula
- Falla del fuelle (*bellows*)
- Falla del resorte

Estas fallas pueden terminar en casos catastróficos o en grandes pérdidas económicas para las industrias, tal y como sucedió en el caso donde hubo una falla de alivio de presión de un turbogenerador G-960 que emitió una alarma debido a las altas temperaturas en la turbina, lo que conllevó a la despresurización del sistema por medio de la válvula de seguridad. Cuando la planta se puso en marcha de nuevo, la válvula perdió calibración y el sistema se despresurizaba en una

presión menor a la que se trabajaba anteriormente. Por esta razón, hubo una pérdida de producción y la empresa tuvo que realizar el desmontaje de las válvulas para revisar las condiciones y la respectiva calibración[4].

Adicionalmente, en las noticias de la página CSB se encuentra otro caso en el que una válvula hizo la respectiva despresurización de un sistema que contaba con propileno. En el estudio de este suceso se cree que por electricidad estática creada por el vapor que escapaba y el líquido se creó la ignición del gas y, por lo tanto, un incendio que destruyó un estimado de 8,000 cilindros de gas (el incendio tomó 5 horas hasta que se pudo tomar control). La investigación del accidente puso de presente que las presiones de ajuste de las válvulas estaban incorrectas a los estándares de esta industria y que en los climas calientes el propileno se comienza a escapar[5].

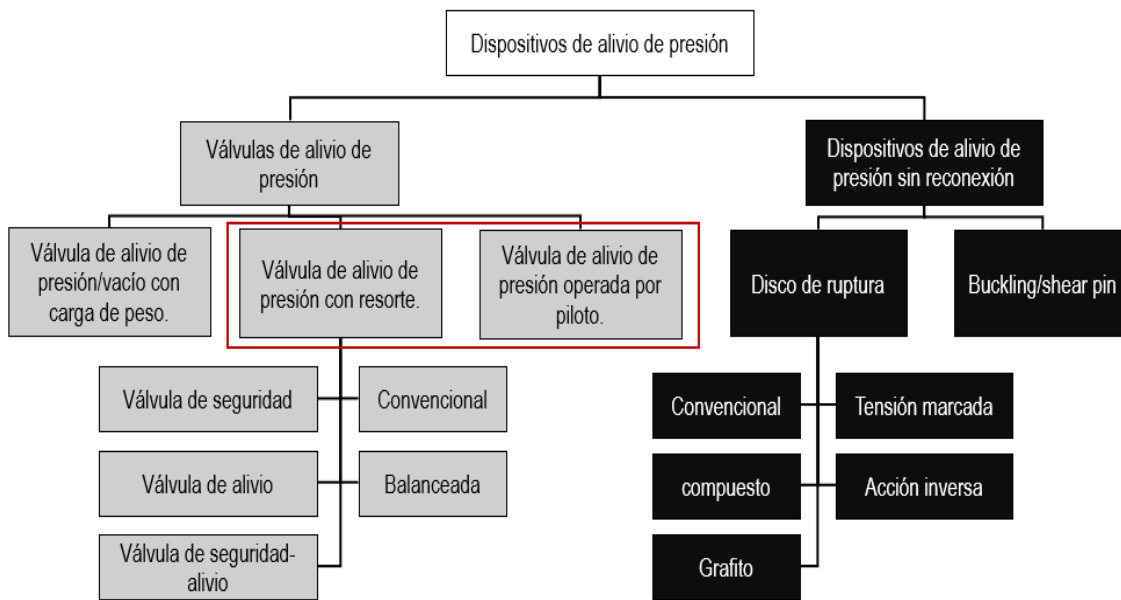
Así pues, y teniendo en cuenta que existen diferentes casos en los que se han presentado grandes accidentes donde la causa principal fue el mantenimiento o la incorrecta calibración de estos dispositivos, se hace evidente la importancia de los bancos de prueba para la calibración y mantenimiento, ya que de esta forma se verifican los correctos parámetros de trabajo según la ubicación de la válvula, para que así estas realicen su respectiva labor de manera correcta.

1. GENERALIDADES DE LOS DISPOSITIVOS DE ALIVIO DE PRESIÓN

Un dispositivo de alivio presión es un elemento mecánico diseñado para abrirse en circunstancias de sobrepresión al ser accionado por la presión estática de entrada. Esto sucede cuando otros sistemas de control no logran cumplir adecuadamente con los límites del proceso; para así evitar fallos catastróficos. En la Figura 1 se muestran los dispositivos de alivio de presión.

Figura 1.

Tipos de dispositivos de alivio de presión.



Nota. Los tipos de dispositivos de alivio de presión usados en sistemas hidráulicos y oleodinámicos son las válvulas de alivio de presión accionadas por resorte y las válvulas de alivio de presión operadas por piloto, las cuales pertenecen al grupo de las válvulas de alivio de presión. Tomado de: Crabtree. M. The concise valve handbook: Actuation, maintenance and safety relief Volume II. pp 188.

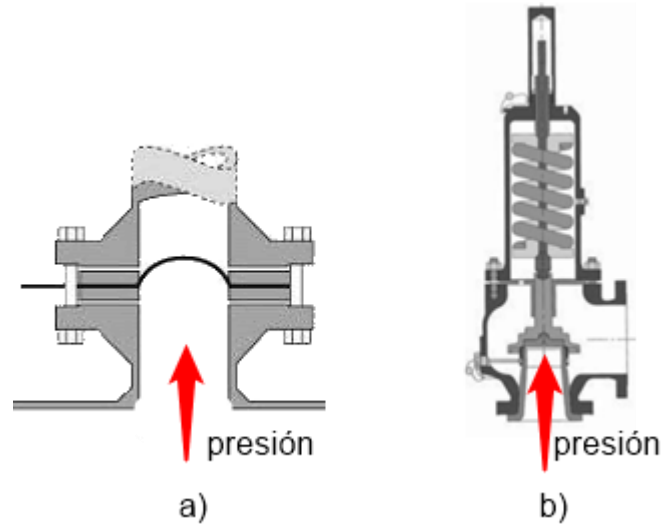
Según la Figura anterior se pueden subdividir los dispositivos de alivio de presión en dos grupos principales:

- **Válvulas de alivio de presión:** (también llamados dispositivos de alivio de presión con reconexión) su nomenclatura varía dependiendo de diferentes autores y normas estandarizadas. Permiten un continuo funcionamiento del proceso desde etapas de funcionamiento ordinario o durante las sobrepresiones; la amplia variedad de válvulas de alivio de presión responde a las demandas del mercado frente a la necesidad de realizar una correcta selección de estos dispositivos, considerando su aplicación y los códigos de selección como las normas internacionales[6].
- **Dispositivos de alivio de presión sin reconexión:** estos dispositivos están diseñados para ser accionados por la presión del fluido del proceso y permanecer abiertos después de la operación, y se requiere un reinicio o reemplazo manual después de su funcionamiento. A este grupo pertenecen los discos de ruptura, pernos de pandeo (los cuales ofrecen costos menores frente a las válvulas de alivio de presión) y los dispositivos de tornillo de fusible (*fusible plug device*)[6][7].

La Figura 2 muestra ambos tipos de dispositivos de alivio de presión:

Figura 2.

Esquema disco de ruptura y válvula operada por resorte



Nota. a) disco de ruptura. b) válvula de alivio de presión convencional. Tomado de: Tecnovent. (8 agosto 2009). “Discos de ruptura”, [En línea]. Disponible:

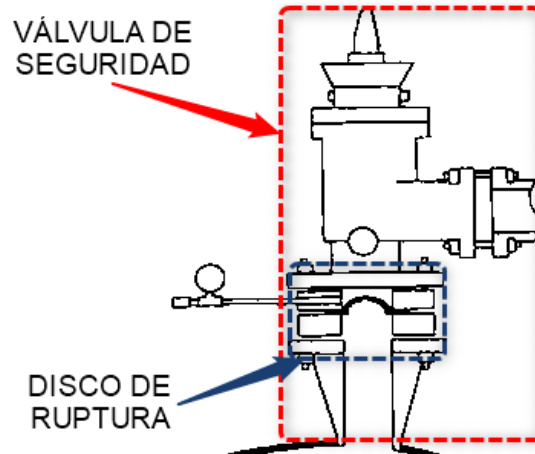
<http://www.tecnovent.com/sobrepresiones/discos/discos.htm> [Acceso: Nov. 10, 2021]

b) Hellemans, M. (2009). *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*. Elsevier. pp 34.

Complementando la información anterior, estos sistemas pueden ser combinados para ofrecer mejores prestaciones, ya que se mezclan ambos tipos de soluciones. La Figura 3 muestra la combinación de ambos sistemas.

Figura 3.

Esquema de combinación de válvula de seguridad y disco de ruptura.



Nota. Combinación de válvula de seguridad y disco de ruptura usada más frecuentemente en aplicaciones con fluidos polimerizables, por el aumento del factor de seguridad, y disminución de un costo operativo y de mantenimiento, por la creación de un sello para la presión en la entrada de la válvula dado por el disco.[6]
Tomado de: Malek, M. (2006). *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*. McGraw Hill. pp 74.

1.1 Terminología

Para la comprensión de estos dispositivos y su funcionamiento es necesario definir algunos términos específicos, presentes en su operación. Dichos términos son usados para describir el funcionamiento de las válvulas de alivio de presión y sistema a proteger, estos términos se definen a partir de la norma Española NTP 510 “Válvulas de seguridad: selección”, de la norma oficial mexicana NOM-093-SCFI-1994 y del libro “The Safety Relief Valve Handbook Design and Use

of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards” de Marc Hellemans[8][7][9]:

1.1.1 Términos dimensionales

- **Área de descarga real:** es el área menor entre el área de cortina, zonas de descarga o área de flujo.
- **Área de cortina:** área que se crea gracias al levantamiento del disco sobre el asiento. (Ver Figura 6.)
- **Área efectiva de descarga o flujo:** área mínima de sección transversal entre la entrada y el asiento en la zona más estrecha. Es un área calculada con base formulas flexibles.
- **Tamaño de entrada:** tamaño nominal del tubo de entrada de la válvula.
- **Tamaño de salida:** tamaño nominal de salida de la válvula.
- **Elevación:** recorrido del disco contando desde su boquilla en la posición cerrada hasta la respectiva altura de apertura cuando la válvula está aliviando.
- **Diámetro de la boquilla o agujero:** el diámetro mínimo de la boquilla.
- **Área de orificio:** es la misma área real.
- **Diámetro del asiento:** diámetro de contacto más pequeño entre la pieza fija (boquilla) y las partes móviles de la válvula que contienen presión (pistón).

1.1.2 Términos de operación

- **Acumulación:** se refiere al evento en el que la presión se incrementa por encima de la máxima presión de trabajo permitida durante la descarga de presión del dispositivo de alivio. Se expresa en un porcentaje o en unidades de la presión predeterminada.
- **Contrapresión:** presión estática que se encuentra en la salida de la válvula de alivio debido a la presión existente en el sistema de descarga. Esta puede ser constante o variable, generada o sobrepuesta.
- **Purga o presión diferencial de cierre:** diferencia entre la presión de ajuste y la presión de cierre de la válvula. Se expresa en porcentaje de la presión de ajuste o en unidades de presión (esta presión está basada en las normas por el tipo de proceso).

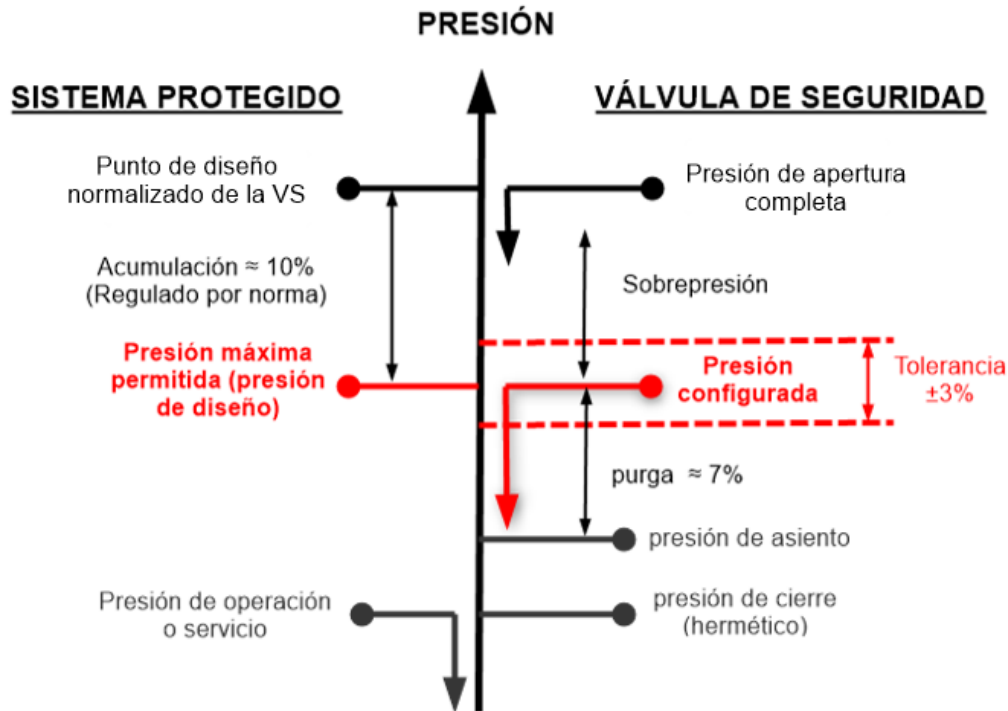
- **Presión de cierre:** presión en donde el disco de la válvula restablece su contacto con el sello; en otras palabras, cuando el levantamiento del disco es igual a cero.
- **Presión de fuga:** el valor de presión en el que las primeras gotas empiezan a salir cuando la válvula de alivio se encuentra en fase de prueba.
- **Coefficiente de descarga:** también llamado factor K. Es la relación entre la capacidad de alivio medida y la teórica.
- **Presión del domo:** presión sobre el domo en una válvula operada por piloto que suele ser la misma que la presión de entrada. Es la presión que se ejerce sobre el elemento móvil. Es la fuerza que mantiene la válvula cerrada.
- **Cámara de reunión:** cámara situada por encima del asiento con el fin de generar una apertura rápida.
- **Acción modular:** la característica de apertura y cierre gradual de algunas válvulas.
- **Acción pop (*pop action*):** la característica de apertura y cierre inmediato de algunas válvulas.
- **Máxima presión de trabajo permitida (MAWP, por sus siglas en inglés):** como lo dice el término, es la presión máxima que se puede permitir basado en la posición, temperatura, el espesor de la cámara.
- **Presión máxima de operación (MOP por sus siglas en inglés):** máxima presión esperada en el sistema durante el proceso normal de operación.
- **Presión de apertura:** valor en el que la presión llega y se alcanza el punto donde el disco está completamente suelto de la boquilla, o el punto en el que la descarga se determina que es continua (se determina de manera ya sea visual, al sentir la válvula o por el respectivo sonido).
- **Presión primaria:** presión en la entrada de una válvula de alivio.
- **Capacidad de descarga:** cantidad de flujo medible a un porcentaje de sobrepresión permitida (unidades flujo masico (kg/s) o volumétrico (m^3/s)).
- **Presión de alivio:** suma de la presión de ajuste más la sobrepresión.
- **Presión de ajuste:** presión a la entrada de la válvula a la cual esta comienza a tener un flujo constante de descarga de líquido.
- **Presión de operación o diseño:** presión manométrica a la cual opera el recipiente normalmente. Debe existir un margen entre esta presión y la máxima presión de trabajo permisible.

- **Presión de reconexión o resellado:** valor de la presión estática decreciente a la que no se detecta ninguna fuga.
- **Presión de primer escape o presión de fuga:** presión de entrada a la válvula a la cual se presentan las primeras burbujas de fuga.
- **Sobrepresión:** presión que sobrepasa la presión de ajuste del dispositivo, normalmente se presenta como porcentaje de la presión de ajuste. Esta puede ser igual a la acumulación, pero este término hace referencia a la válvula.
- **Zona de presión primaria:** zona de entrada a la válvula, formada por la tobera y el disco.
- **Zona de presión secundaria:** zona salida de la válvula y área de descarga, está formada por el cuerpo, bonete y capucha.
- **Presión de prueba en frío:** se refiere a la presión estática a la cual se ajusta la válvula para operar montada en un banco de pruebas, esta incluye factores de corrección que compensan las diferencias del medio de prueba, temperatura y/o la contra presión.

La Figura 4 muestra las características de operación de las válvulas de seguridad y el sistema protegido según el comportamiento de la presión.

Figura 4.

Diagrama de operación de las válvulas de seguridad frente a los sistemas de presión.



Nota. Comparativa de la terminología usada en los sistemas protegidos y en las válvulas de seguridad. Tomado de: Hellemans, M. (2009) *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*. Elsevier. Pp 83

En el diagrama anterior se tiene una explicación en la que se presentan como comparativa las presiones del sistema protegido versus la válvula de presión. El sistema protegido es el conjunto de tuberías y demás dispositivos que se encuentran en el sistema hidráulico. Teniendo en cuenta esto se comienza analizando el diagrama con la presión que va incrementando según la flecha en el medio, así se da el inicio con la presión de operación normal del sistema protegido en la válvula. Dicha válvula debe tener un sello perfecto que, en términos de presión, se llama presión de cierre, y este es hermético.

Al ir aumentando la presión, la válvula llega a un segundo estado de presión llamado presión de asiento en la que ya se comienza a generar una fuerza mayor en los componentes de la válvula,

debido a la presión. Esta presión se encuentra en un valor aproximado del 7% por debajo de la presión configurada. Al aumentar más la presión igual o un poco por encima de este 7% se alcanza la presión máxima permitida en el diseño del sistema hidráulico, y es un punto muy importante ya que, incluso siendo esta la presión máxima, la válvula debe permitir todavía el funcionamiento normal sin llegar a producir la respectiva apertura (o al menos no la completa). Esta presión máxima es en la que la válvula de seguridad debe estar configurada y tiene un rango que oscila aproximadamente en un 3%.

Después de sobrepasar esta presión máxima se alcanza la sobrepresión, que es en donde la válvula comienza su apertura y se realiza la apertura completa de la válvula, en donde la presión alcanza el nombre de presión de apertura completa y en el sistema se conoce como el punto normalizado de diseño para la válvula de seguridad.

1.2 Válvulas de alivio de presión

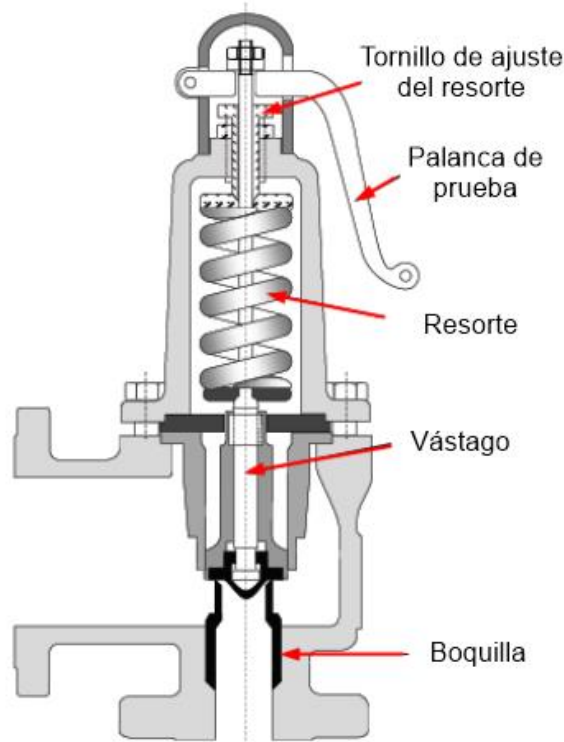
Como se muestra en la Figura 1, existen diferentes clasificaciones de las válvulas de seguridad. Teniendo en cuenta esta clasificación cabe resaltar que el presente trabajo de grado se orienta a la verificación de válvulas de alivio de presión accionada por resorte directo y operadas por piloto. Con esta idea en mente, se presenta a continuación la descripción del funcionamiento y sus variables, para lo cual se debe tener en cuenta que el término válvulas de alivio de presión (PRV, por sus siglas en inglés) es un término más general de los dispositivos que funcionan por la presión del sistema que protegen y una reconexión luego de normalizarse las condiciones de funcionamiento en el sistema[7].

1.2.1 Válvula accionada por resorte directo.

Esta válvula es comúnmente usada en refinerías y procesos petroquímicos, donde se suelen manejar materiales o fluidos inflamables o tóxicos. La Figura 5 muestra la válvula de seguridad accionada por resorte. El diseño básico de este tipo de válvula contiene un cuerpo de válvula de ángulo recto, donde la entrada o boquilla en la parte inferior realiza la conexión al sistema de presión, y el resorte proporciona la fuerza de cierre sobre el disco de asiento[1].

Figura 5.

Esquema componentes principales válvula operada por resorte.



Nota. Esquema válvula operada por resorte.
Tomado de: Crabtree. M. (2018) *The concise valve handbook: Actuation, maintenance and safety relief Volume II*, Momentum press. Pp 194

El funcionamiento se puede dividir en dos etapas:

- **Apertura:** ocurre cuando la presión estática en la entrada supera la presión de ajuste de la válvula, entrando en sobrepresión, y la fuerza del fluido levanta el asiento del resorte, el cual empezará a ejercer mayor fuerza al asiento; es por esto que se requiere cada vez mayor presión para vencer la fuerza del resorte donde la apertura se regula también con el disco de ajuste que permite una apertura más o menos rápida; además, se logra la apertura con valores de sobrepresiones relativamente bajos gracias a la relación directamente proporcional de la

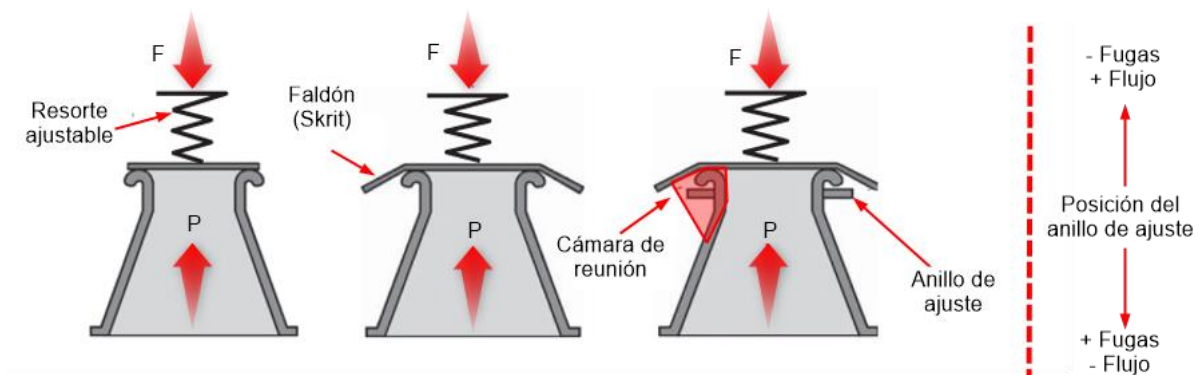
presión y el área de contacto del fluido en la falda ($F=P \cdot A$), compensando la fuerza extra que adquiere el resorte al comprimirse mejorando la sustentación[10].

- **Asentamiento:** etapa donde el asiento regresa a su posición una vez balanceada la presión del sistema, ya que la presión disminuye a un punto inferior a la presión establecida de la válvula llamada presión de reajuste, donde este movimiento debe ser rápido, por lo que se debe garantizar una presión de reajuste cercana a la presión del sistema[10] [11].

Adicionalmente, se puede añadir un reborde o falda (*skirt*) en el asiento del resorte para incorporar un área adicional de contacto para la entrada de presión, logrando una velocidad de apertura mayor y permitiendo redirigir el fluido hacia abajo con un menor flujo. También se usa uno o dos anillos de ajuste de presión en la tobera o boquilla y en la parte superior de la válvula, pero el más común es el de la tobera, y se añade con la finalidad de regular la fuerza de apertura y cierre de la misma, donde el conjunto del anillo, boquilla y soporte de disco es denominado cámara de reunión. La Figura 6 muestra el conjunto cámara de reunión[12].

Figura 6.

Esquema del funcionamiento de una válvula operada por resorte.



Nota. Esquema básico del proceso de funcionamiento de una válvula operada por resorte con la representación de las fuerzas que actúan sobre la misma. Tomado de: Hellemans, M. (2009) *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*. Elsevier. pp 80.

Como se mencionó anteriormente en este tipo de válvulas se puede graduar la compresión que realiza el resorte mediante el tornillo de ajuste del resorte que permite modificar la presión a la que se levanta el disco del asiento. Según Hellemans “Las válvulas de alivio generalmente alcanzan la elevación completa del asiento con una sobrepresión del 10 % o 25%”[13].

1.2.1.a. Tipos de válvulas accionadas por resorte directo

Como se puede ver en la Figura 1 hay cinco tipos de válvulas accionadas por resorte directo que, si bien cada uno de ellos tiene aspectos diferentes, conservan el mismo principio de funcionamiento. De este modo, las diferencias se encuentran más que todo en su aplicación y ciertos componentes internos que se explican a continuación:

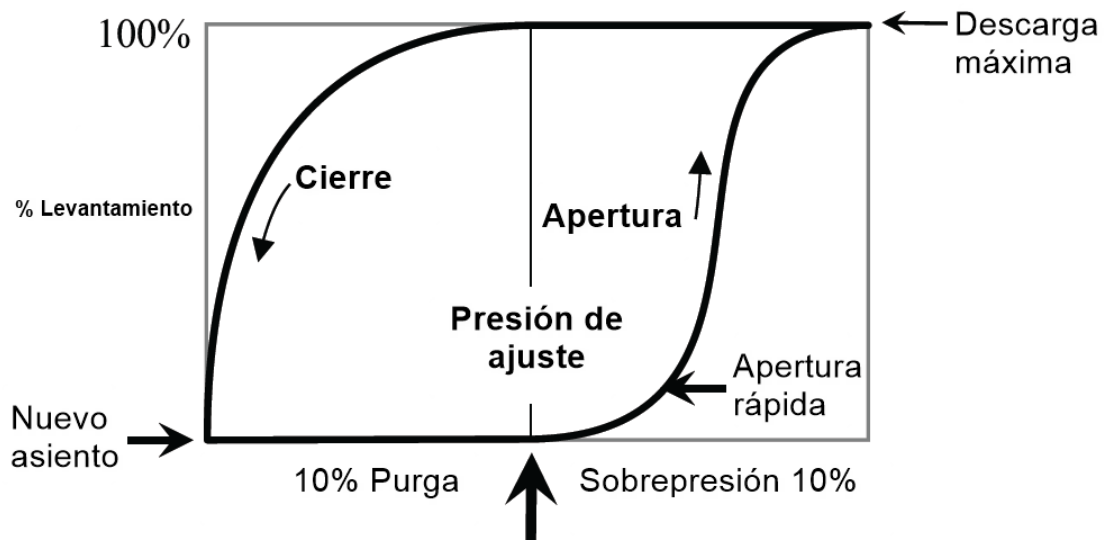
- **Válvula de seguridad, válvula de alivio y válvulas de seguridad de alivio:** estos tres tipos son similares en diseño y funcionamiento, pero su diferencia principal radica en sus aplicaciones. Estos tipos hacen parte de las PRV.

Las válvulas de seguridad (SV, por sus siglas en inglés), se caracterizan por su apertura rápida, en inglés *pop action*. Se usan normalmente con fluidos compresibles.[7] Esta apertura rápida se da al agregar una falda o una capucha al disco que permite, con una sobrepresión mínima, una apertura completa. Generalmente también se cuenta con una palanca de elevación de apertura manual para garantizar la libertad de las piezas de trabajo o en caso de que se quiera mantener abierta la válvula permanentemente. Durante la fase de cierre, ya que se tiene un faldón, no se dará el cierre con la presión de ajuste sino con una menor a esta; en consecuencia, se prolonga el tiempo de apertura[1][14].

La Figura 7 muestra la relación entre la apertura y presión de las válvulas de seguridad.

Figura 7.

Gráfica del proceso de apertura y cierre de una válvula de seguridad.



Nota. La gráfica muestra el proceso de apertura y cierre comenzando desde el punto con el nombre “Nuevo asiento”, donde al ir aumentando la presión se pasa por la respectiva fase de purga, llegando al punto de la “Presión de ajuste” donde comienza la descarga; hasta alcanzar la descarga máxima donde se encuentra la apertura máxima de la válvula. Una vez disminuida la presión en el sistema, se llega de nuevo a la presión de ajuste donde comienza a cerrarse la válvula hasta llegar de nuevo al asiento. Tomado de: Crabtree. M. (2018) *The concise valve handbook: Actuation, maintenance and safety relief Volume II*, Momentum press. Pp 198

Las válvulas de alivio (RV, por sus siglas en inglés) se usan principalmente en sistemas de líquidos con capacidades más bajas, y su funcionamiento —a diferencia de las válvulas de seguridad— es gradual, generalmente proporcional a la presión.[14] Se utilizan principalmente en fluidos incompresibles[7].

Por último, con respecto a las válvulas de alivio de seguridad (SRV, por sus siglas en inglés) se puede decir que su comportamiento dependerá del tipo del fluido: si es gas se comporta como una válvula de seguridad con características de apertura rápida y si es líquido como una válvula de alivio con apertura gradual[1][14].

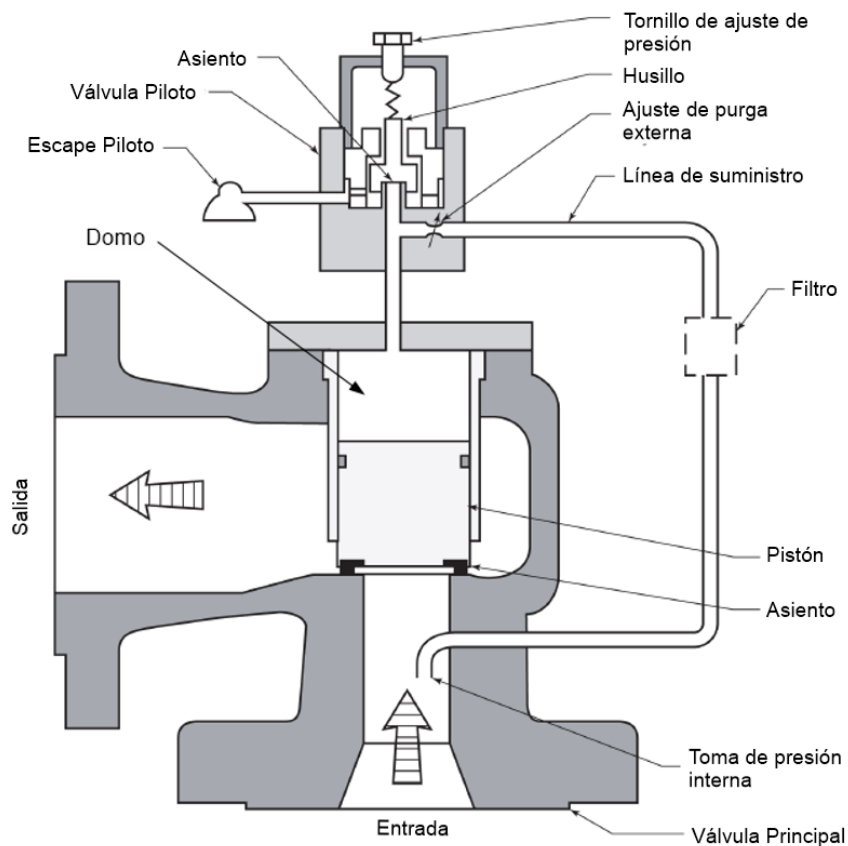
- **Convencionales:** “Son aquellas en las que sus características operativas (presión de cierre, apertura y capacidad de alivio) se ven directamente afectas por cualquier cambio de contra presión en el sistema”[1][7]. Sus aplicaciones más comunes se ven en refinerías y procesos petroquímicos con materiales inflamables. Se debe tener en cuenta que si hay contra presión en el sistema ha de contemplarse el efecto sobre la presión de ajuste[1].
- **Balanceada:** a diferencia de las otras válvulas, esta cuenta con un arreglo de pistón o un fuelle que minimiza el efecto de la contra presión. Sus aplicaciones son similares a las de la válvula convencional, pero estas, debido a este arreglo, funcionan correctamente bajo mayores niveles de contrapresión. Esta contra presión se da al tener conectado a la salida de la válvula un sistema de recolección.[1][7].

1.2.2 Válvula de alivio de presión operada por piloto

Una válvula de alivio de presión operada por piloto es una válvula que cuenta con dos válvulas en sí misma, una principal que proporciona la capacidad y se combina con una válvula piloto que la domina o controla[1][10][12]. La principal diferencia entre una válvula operada por piloto y operada por resorte se encuentra en que la pilotada usa la presión del sistema para mantener la válvula cerrada y no un resorte[7].

Figura 8.

Esquema de los componentes de una válvula operada por piloto.



Nota. Imagen representativa de los componentes de la válvula operada por piloto. Tomado de: API STANDARD 520, PART I—SIZING AND SELECTION. Norma API 520, 2014. (USA). pp 19.

Su funcionamiento se puede dividir en dos etapas[1][10][12]:

- **Apertura:** se da cuando la presión de entrada aumenta hasta el punto en que vence la fuerza del resorte de la válvula piloto. Cuando se comprime el resorte de la válvula se eleva el conjunto del asiento y este sella la entrada de presión al domo o cúpula de la válvula principal, y la presión acumulada en el domo se libera a través del escape del piloto; a medida que la presión en el domo disminuye, la presión que actúa en la parte inferior del pistón lo eleva y con esto libera la sobrepresión del sistema.
- **Asentamiento:** se da cuando la presión del sistema de entrada se reduce hasta el punto en el que es vencida por la fuerza del resorte de la válvula piloto. Cuando el conjunto del asiento

baja, redirige la presión hacia el domo de la válvula principal lo que genera el cierre de esta válvula.

El área en la parte superior del pistón (zona del domo) es más grande que el área inferior del pistón (zona de entrada), ya que la presión en la parte superior con esta área más grande genera una fuerza de cierre mayor que la fuerza que se genera en la parte inferior, como mencionó el autor Hellemans “La superficie en la parte superior del pistón en el que actúa la presión del sistema es aproximadamente un 30% mayor que la zona del asiento. Así que la fuerza de cierre aumenta a medida que aumenta la presión”[10]. En este dispositivo se puede manipular la presión de apertura cambiando la posición del ajustador en la válvula piloto[1][10][12].

Por otro lado, una de las razones principales por las que se usa este tipo es porque puede resistir contrapresiones mayores que cualquier otra válvula y lo logra sin usar componentes internos que pueden romperse fácilmente[10].

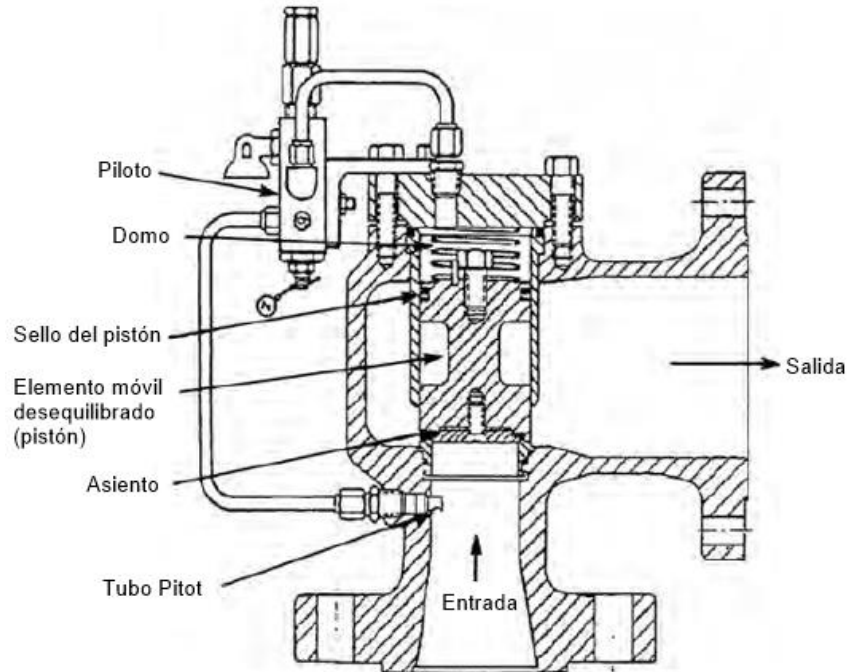
1.2.2.a. Tipos de válvulas y pilotos

En las válvulas operadas por piloto se tiene en cuenta que hay diferentes tipos en la válvula y en el piloto. En las válvulas hay dos tipos principales las de diafragma y pistón. En las piloto se pueden clasificar según su acción: acción rápida o acción modular, y según su flujo: flujo o no flujo[12].

- **Válvula de pistón:** esta utiliza un pistón interno como elemento móvil desequilibrado. Se suele usar para presiones de 5 a 10.000 Psig[12].

Figura 9.

Esquema de los componentes de la válvula operada por piloto con pistón.

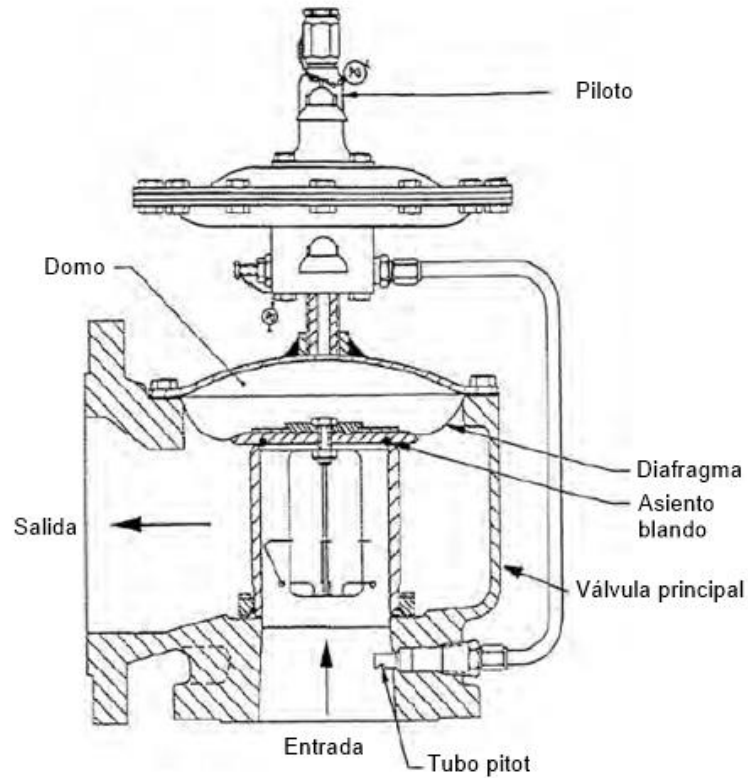


Nota: Imagen representativa de los componentes de la válvula operada por piloto con pistón como elemento móvil. Tomado de: Mohammad. M. (2006) *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*. McGraw Hill. Pp 32

- **Válvula de diafragma:** es similar al tipo de pistón, con la diferencia que utiliza un diafragma flexible en vez de un pistón, esto con la finalidad de eliminar la fricción deslizante ya que esta fricción reduce la posibilidad de aplicar la válvula en presiones más bajas. Se pueden usar para presiones de 0,108 psig a 50 psig[12].

Figura 10.

Esquema de los componentes de la válvula operada por piloto con diafragma.

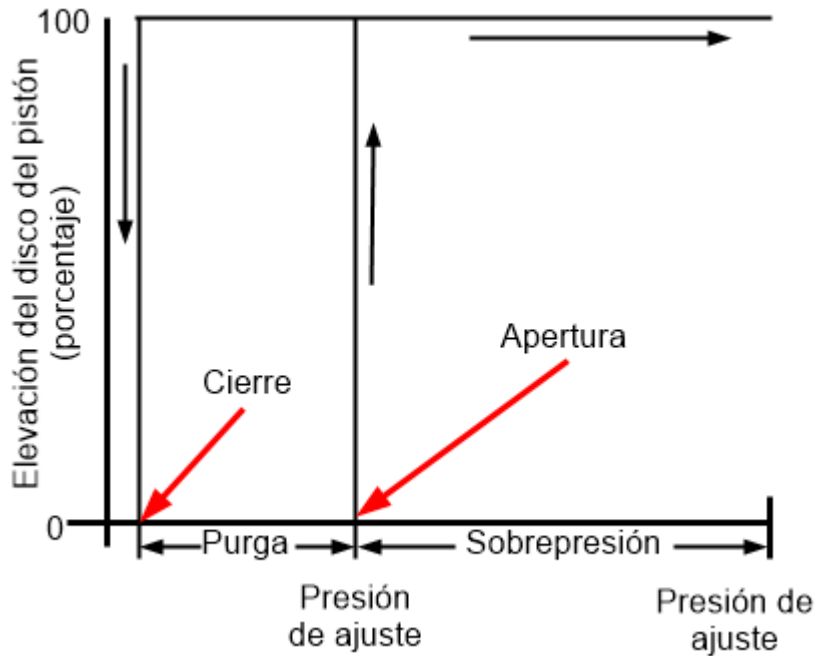


Nota: Imagen representativa de los componentes de la válvula operada por piloto con diafragma. Tomado de: Mohammad. M. (2006) *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*. McGraw Hill. Pp 33

- **Piloto de acción rápida:** Este piloto tiene la característica de que realiza la apertura completa de la válvula principal a la presión establecida sin necesidad de sobre presión como se muestra en la Figura 11[12].

Figura 11.

Grafica del proceso de apertura y cierre de un piloto de acción rápida.

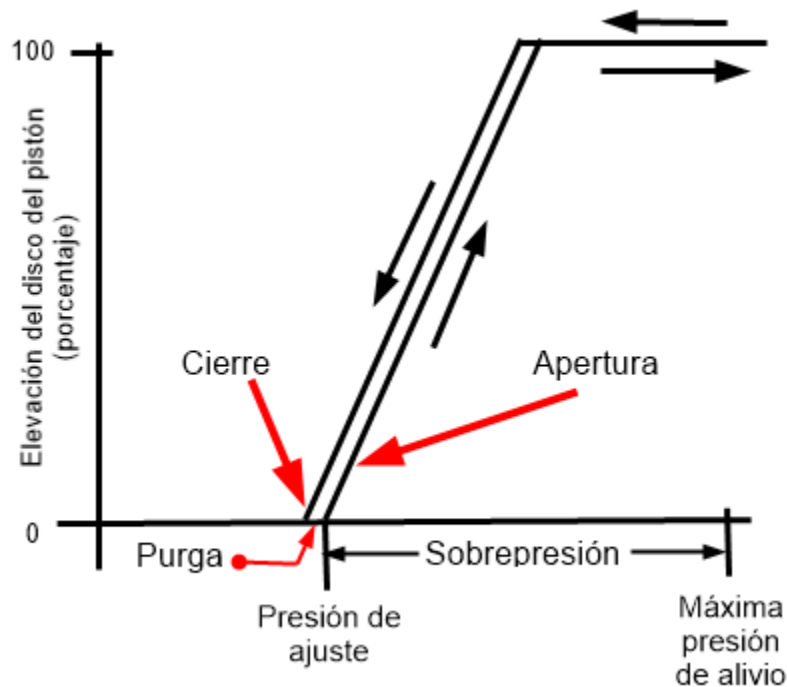


Nota: La grafica muestra la rápida apertura y cierre que proporciona este tipo de piloto de acción rápida al dominar la válvula principal obteniendo líneas verticales. Tomado de: Mohammad. M. (2006) *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*. McGraw Hill. Pp 34.

- **Piloto de acción modular:** Este piloto tiene la característica de que realiza la apertura de la válvula principal de manera gradual dependiendo de la necesidad. El comportamiento de esta se muestra en la Figura 12[12].

Figura 12.

Grafica del proceso de apertura y cierre de una válvula pilotada.



Nota: La gráfica muestra la apertura progresiva que se obtiene al usar el tipo de piloto de acción modular al dominar la válvula principal obteniendo líneas inclinadas que dependen del aumento de presión. Tomado de: Mohammad. M. (2006) *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*. McGraw Hill. Pp 36.

- **Piloto de flujo:** Este tipo permite el flujo continuo del fluido de trabajo a través de la válvula piloto cuando la válvula principal está abierta[12].
- **Piloto de no flujo:** Este tipo de piloto no permite el flujo del fluido de trabajo a través de la válvula piloto cuando la válvula principal está abierta[12].

1.3 Proceso de verificación

Con el objetivo de mantener un sistema hidráulico seguro se deben realizar inspecciones con regularidad a las válvulas de alivio, estas pueden llevar a la realización de pruebas que se llevan a cabo en un laboratorio especializado o en el sitio donde se encuentra instalada la válvula, con la finalidad de asegurar características de funcionamiento de este dispositivo, como lo son la presión

de apertura y el caudal de salida; además, se deben ejecutar inspecciones para verificar la posible existencia de daños físicos[15]. De estas pruebas no es recomendable realizar algunas en banco ya que a pesar de proveer el rendimiento lo más cercano posible no se logra duplicar exactamente las condiciones del campo, por ejemplo realizando la prueba en banco el fluido de trabajo es limitado por ende no es pertinente medir el caudal de salida, pero al usar de manera adecuada un banco de pruebas se puede alcanzar una buena indicación de la presión de apertura de la válvula y su hermeticidad.[16].

1.3.1 Descripción del proceso de verificación.

Según la norma NOM-093-SCFI, ASME PTC 25 y el libro Pressure Relief Devices simplified ASME and API code se obtienen algunos aspectos previos, requisitos mínimos del banco y la descripción del proceso a seguir para realizar la verificación de las presiones en las válvulas[8][16][17].

Aspectos previos:

- La válvula antes de comenzar debe estar limpia e ingresar en óptimas condiciones (sin grietas, daños en la estructura)
- Hay que asegurar la limpieza del fluido de prueba, al igual que el interior del recipiente.
- Purgar abundantemente el sistema (recipientes, tuberías y conexiones).
- Asegurar el correcto elemento de unión y ensamblaje entre la entrada de la válvula y el banco de pruebas.

Requisitos mínimos recomendados para el banco, con el fin de realizar esta prueba, son los siguientes:

- Un recipiente como un banco de pruebas con:
 - Salida con conexión para la válvula que se va a probar. (Debe ser como mínimo del mismo diámetro de la válvula que se va a probar).
 - El manómetro de la prueba debe estar calibrado y tener una escala del doble de la presión de ajuste respectivo de la válvula.

- Contar con un volumen adecuado en el recipiente de prueba (mínimo de 0,06m³).
- Una bomba de avance positivo para dar con la presión necesaria.
- Válvulas para el control del sistema.

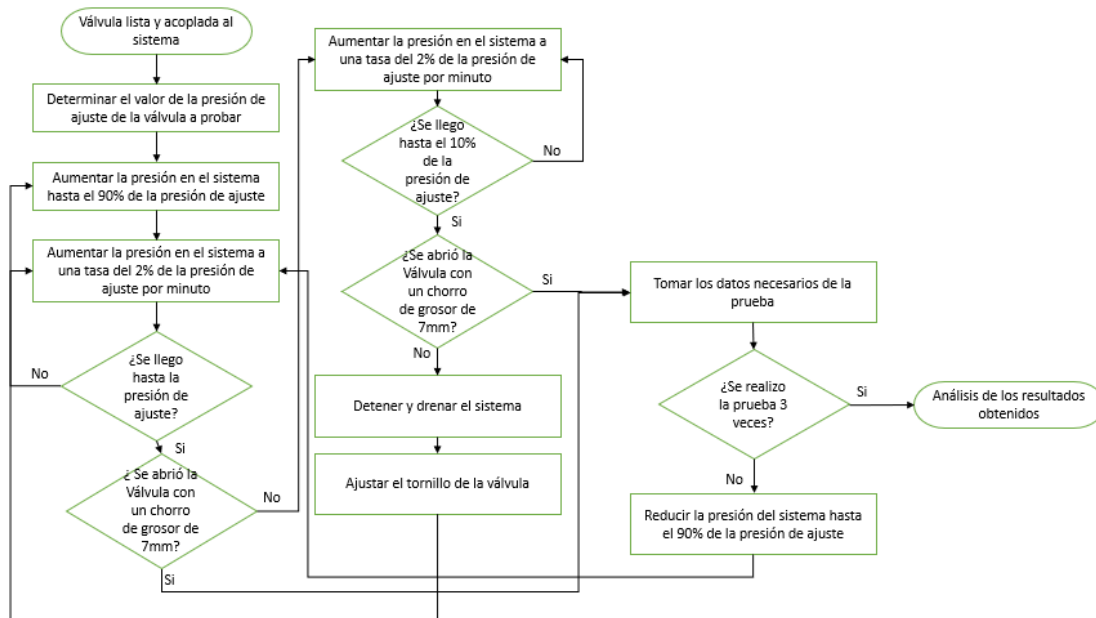
Con esto también la norma ASME PTC 25 nos menciona las especificaciones y la norma ASME/ANSI PTC 19.2-1 987 la selección de elementos de medición de presión.

Procedimiento:

- Aumentar la presión de entrada a la válvula a un valor del 90% de la presión especificada como presión de ajuste.
- Incrementar la presión lentamente hasta alcanzar la presión establecida o un 10% por encima, lo que ocurra primero. La tasa de incremento es del 2% por minuto o una tasa que permita la adecuada lectura de los respectivos puntos de presión que se estudian en la respectiva prueba. Si la válvula no se abre se debe detener y drenar el sistema. Seguido a esto, realizar el ajuste al tornillo de la válvula y apretar la tuerca del tornillo de compresión después de cada ajuste del tornillo.
- Para válvulas en agua la presión de ajuste se determina cuando existe una descarga continua del fluido de prueba y esta se da cuando se alcanza un grosor aproximado de 7 milímetros.
- Una vez se pueda ver la medida aproximada de grosor previamente mencionada, se toma la medida del manómetro que debería estar dentro de los márgenes de la válvula. En caso de que el dato registrado esté por fuera de los parámetros esto será causa de rechazo de la prueba.
- La prueba debe realizarse en 3 ocasiones para asegurar que la lectura de los resultados se repita.

Figura 13.

Esquema de operación proceso de verificación.



Nota: La Figura muestra el esquema del proceso para la verificación de la presión de ajuste.

Cabe resaltar que para el procedimiento de verificación el fluido de prueba depende del tipo de servicio de la válvula. Al ser de servicio en líquidos el servicio de prueba será el agua. La característica principal de usar agua es que esta permite una simulación aproximada de las cualidades de la válvula en servicio[16].

2. ALTERNATIVAS DE SOLUCION Y DISEÑO CONCEPTUAL

2.1 Modo de funcionamiento

En el modo de funcionamiento se parte de las ideas y los parámetros que se obtuvieron de los catálogos para luego tenerlos en cuenta en el diseño que se desea alcanzar. Teniendo en cuenta las propiedades físicas y de funcionamiento de las válvulas de alivio, se relacionan con las características del proceso de verificación descrito anteriormente con la finalidad de obtener las variables necesarias para realizar el diseño del banco. En la Tabla 1 a continuación se muestran las variables para el diseño:

Tabla 1.

Datos de entrada.

Datos de entrada		
Fluido de prueba: Agua	Peso específico (γ)	9792 N/m ³
	Densidad (ρ)	998,2 Kg/m ³
	Viscosidad dinámica (η)	0,001003 Ns/m ²
Presión salida		2500 Psig
Capacidad de tanque mínima		0,06m ³

Nota. Se muestran los valores determinados pertinentes para tomar como valores de entrada para crear las alternativas del diseño. Las propiedades del agua se toman a temperatura ambiente.

Con estos parámetros y características se determinan las posibles alternativas que den solución a la necesidad y se evalúan según los parámetros necesarios para obtener las soluciones que mejor satisfagan el problema.

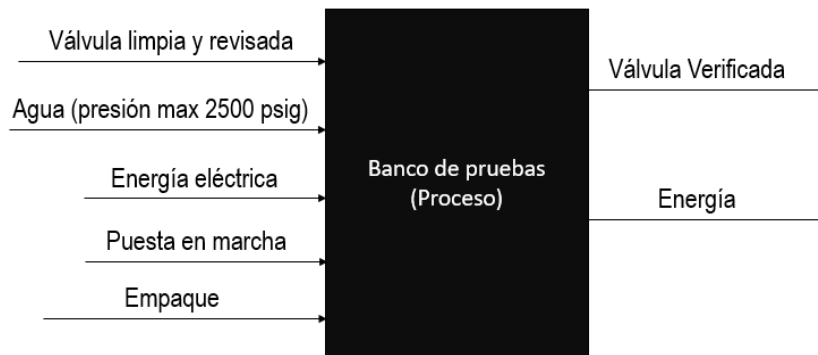
2.2 Diagrama de caja negra

El diagrama de caja negra como se menciona en el manual: “Engineering Statistics Handbook” [18] es la relación funcional entre las entradas del sistema y las salidas del sistema, como se puede observar en el diagrama de la Figura 14 (diagrama caja negra del banco). Es por medio de este que

se comienza a determinar cuáles son las variables con las cuales se va a contar para poder dar inicio al proceso, que son de carácter necesarias para poder llegar a la parte de las salidas del sistema. Este diagrama beneficia el proceso del diseño conceptual, ya que permite dimensionar que es lo que va a realizar el banco.

Figura 14.

Diagrama de caja negra del proceso del banco de pruebas.



Nota. En el diagrama se evidencia las entradas que se conocen para el proceso que se plantea realizar dentro del banco de pruebas, donde seguidamente se obtienen las salidas una vez finalizado el proceso. Sin tener en cuenta el funcionamiento del banco.

Como se observa en la Figura 14 se cuenta con 5 elementos de entrada, la válvula limpia y revisada; siendo este el elemento de prueba, el cual será anclado al banco y se probarán algunas de sus características (presión de ajuste y diferencial de cierre), pero además es un elemento que debe tener una limpieza y revisión previa con la finalidad de que entre al sistema en óptimas condiciones para la correcta prueba. El agua; es el fluido de prueba. Energía eléctrica, necesaria para la alimentación del banco en elementos tales como la bomba. Puesta en marcha, es señal de inicio del sistema para comenzar la prueba. El empaque o junta tórica, elemento para ayudar a un acople adecuado para evitar fugas.

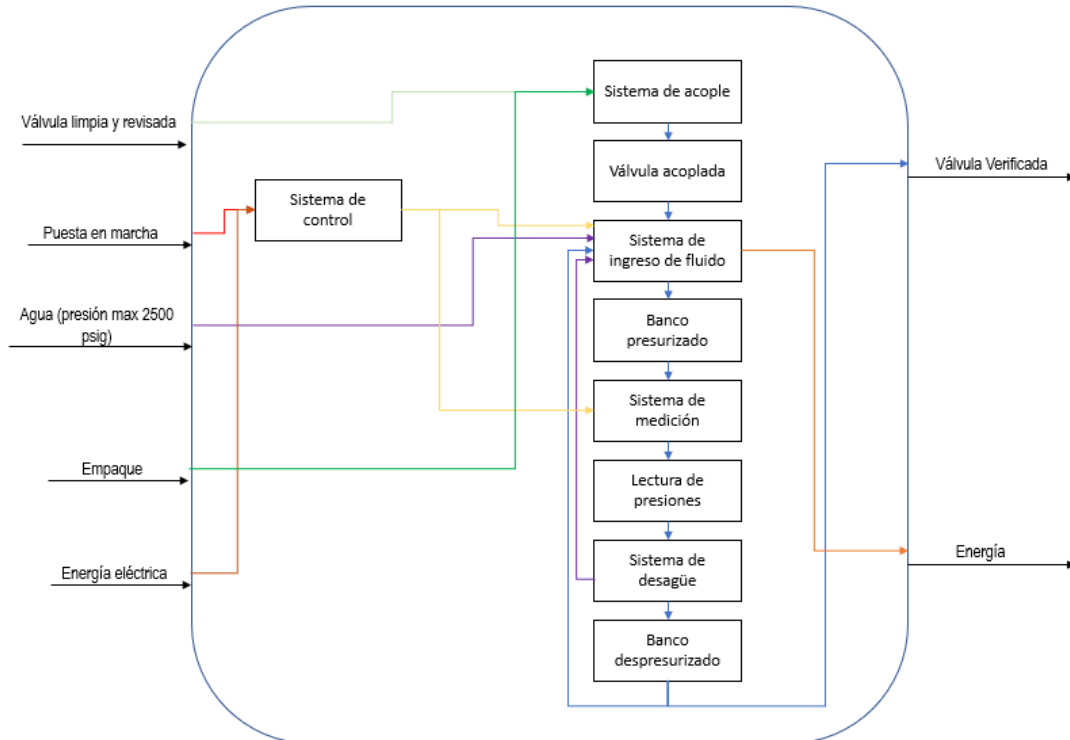
Como salida se contemplan solamente 2 elementos, La válvula verificada; la cual es la finalidad del banco de pruebas. Energía, que se considera como la usada por el banco en su funcionamiento.

2.3 Diagrama de caja gris

Teniendo como base el diagrama de caja negra y ya que se conocen ciertos aspectos específicos dentro del proceso del banco, se puede crear un diagrama de caja gris. Sin embargo, esta información no alcanza a ser tan detallada[19].

Figura 15.

Diagrama de caja gris del proceso interno del banco de pruebas.



Nota. El diagrama de caja gris relaciona las entradas y salidas junto con una información no tan específica del proceso interno del funcionamiento del banco.

Este diagrama de caja gris muestra la relación de las entradas y salidas, pero a su vez tiene en cuenta información que se tiene acerca del proceso del banco, esta información extra no alcanza a ser tan detallada, pero da una idea más amplia acerca del funcionamiento.

2.4 Alternativas de diseño

En la presurización del sistema se plantea el uso de una bomba de avance positivo la cual debe garantizar una presión máxima de 2500 Psi con la tubería respectiva para la conducción correcta

del fluido contemplando la presurización y despresurización del sistema, este sistema de alimentación del fluido a la válvula a probar va a contar con sus respectivos elementos de medición y control como manómetros y válvulas. Adicionalmente, en el sistema de sujeción, la mordaza debe asegurar la fuerza contraria ejercida por la presión del fluido más un factor de seguridad de 3 debido a que hay vida de personas en riesgo. En la parte de seguridad para el operario del banco todas las alternativas van a contar con una cabina en la que se ubica la válvula para evitar el derrame del fluido y la expulsión del mismo a alta presión, de tal manera que se logre realizar las respectivas inspecciones visuales de la válvula.

2.5 Alternativa 1

En el acople de la válvula al banco, teniendo en cuenta el diagrama de proceso en la sección de acople y funcionamiento, se opta por un sistema de sujeción de la válvula al banco por medio de 3 uñas que en este caso serían la mordaza móvil, ya que pueden variar entre altura y separación según las dimensiones de las válvulas. La mordaza fija en esta alternativa sería la base donde se ubica la válvula; por medio de estas mordazas se aplica una fuerza manual con ejes roscados y tuerca, y cada uña de la mordaza móvil mantiene su posición gracias a un eje guía.

Por otro lado, en este banco para la sección de toma de medición de las presiones se realiza por medio de manómetros analógicos con la escala respectiva en la cual el operario tiene que realizar una lectura del instrumento en instantes específicos para determinar los valores necesarios para la prueba. En la parte del sistema del control para la presurización y despresurización del banco se plantea el uso de válvulas manuales reguladoras de flujo y de presión.

Tabla 2.

Tabla comparativa de las ventajas y las desventajas de la alternativa 1.

Ventajas	Desventajas
Menor costo	Toma de presiones no muy exacta e imprecisa
Facilidad operación	Dificultad de elevar la presión en valores exactos
Sistema simple	Complejidad de manejo alta
	Calibración de los manómetros más frecuente debido a los golpes de ariete

Nota. Se muestran las ventajas y desventajas encontradas para la alternativa 1.

2.6 Alternativa 2

En el acople de la válvula al banco, teniendo en cuenta el diagrama de proceso en la sección de acople y funcionamiento, se opta por un sistema de sujeción accionado por una bomba hidráulica manual en el cual está conectada la base donde la válvula se ubica, lo que vendría siendo la mordaza móvil en esta alternativa, las uñas pueden acercarse o alejarse horizontalmente de la válvula de forma manual y conformarían la mordaza fija, lo que quiere decir que no cuentan con ningún desplazamiento vertical ya que es la base la que eleva la válvula para generar la fuerza contra las uñas. Para la sección en donde se toma la medición de las presiones se plantea usar manómetros digitales que traen ventajas en las lecturas de las mediciones y por ultimo los componentes reguladores de flujo y de presión serán válvulas dominadas manualmente para la presurización y despresurización del sistema.

Tabla 3.

Tabla comparativa de las ventajas y las desventajas de la alternativa 2.

Ventajas	Desventajas
Mayor precisión y exactitud en la adquisición de las presiones	Dificultad de elevar la presión en valores exactos
Comodidad en la lectura de las presiones	Costo medio
Facilidad en el acople de la válvula al banco	
Complejidad de manejo media	

Nota. Se muestran las ventajas y desventajas encontradas para la alternativa 2.

2.7 Alternativa 3

En el acople de la válvula al banco, teniendo en cuenta el diagrama de proceso en la sección de acople y funcionamiento, se opta por un sistema de sujeción hidráulico de 3 uñas que realizan el movimiento horizontal y vertical para tanto acercarse a la válvula como realizar la fuerza de ajuste; por lo tanto, en esta alternativa la mordaza móvil vuelve a ser las uñas, pero con la diferencia de que esta vez se mueven de forma hidráulica. Para la toma de mediciones y recolección de los resultados se plantea el uso de manómetros digitales, sensores y en la sección de control usar electro válvulas dominadas mediante un PLC con el fin de dar un mejor manejo y reducir errores al momento de realizar la prueba en el banco.

Tabla 4.

Tabla comparativa de las ventajas y las desventajas de la alternativa 3.

Ventajas	Desventajas
Toma de datos aún más precisa y exacta	Costo alto
Reporte de los resultados con posibilidad de agregarlos al computador	Complejidad en conexiones electrónicas
Menor posibilidad de error en la toma de los resultados	Mayor costo de mantenimiento y sistema complejo

Nota. Se muestran las ventajas y desventajas encontradas para la alternativa 3.

2.8 Criterios para la selección de la alternativa

Con las alternativas anteriormente planteadas, se realiza la evaluación de estas por medio de la matriz de priorización en la cual se determinan unos criterios de evaluación dependiendo de la necesidad y a estos se les da un porcentaje dependiendo de la importancia o peso de estos, seguido se evalúan las alternativas con relación a cada criterio con una calificación de 1 a 5 dependiendo de cada criterio y finalmente se determina la calificación de cada alternativa por criterio y una calificación final para conocer la alternativa con mejor puntaje.

A continuación, se muestran los criterios de evaluación y una breve explicación:

En la selección de la alternativa se realizará la respectiva evaluación de las anteriores 3 mencionadas por medio de una matriz de priorización. Para esto se definirán los criterios de evaluación para seleccionar la alternativa que obtenga un mayor puntaje. A continuación, se describen los criterios de la matriz los que dentro de la matriz se les asignará un valor entre 1 a 5:

- **Mantenimiento:** en este criterio se evalúa qué tan complejo y concurrente debe hacerse el mantenimiento, en este caso el valor 5= no muy complejo y poco concurrente; y el valor 1= muy complejo y concurrente
- **Precisión y exactitud:** con este aspecto se evalúa qué tan precisos y exactos son los valores que se muestran en las mediciones de la presión durante la prueba. En este, el valor 5= muy preciso y exacto; y el valor 1= no preciso e inexacto.
- **Costo:** en este campo se evaluará el costo de adquisición de los componentes del banco donde 5= económico y 1= costoso.
- **Fiabilidad:** este criterio evalúa qué tan fiable es el equipo, en otras palabras, cómo es su consistencia de trabajo en el tiempo. El valor 5= fiable y 1= no fiable
- **Complejidad operación:** este criterio evalúa qué tan complicado o simple es para el operario la manipulación del banco al momento de realizar la prueba. Donde 5= fácil operación y 1= difícil operación

Tabla 5.*Tabla de criterios descritos para las alternativas.*

Criterios	Alternativas		
	1	2	3
Mantenimiento	Frente a los componentes con los que cuenta esta alternativa versus las otras dos, se considera que este cuenta con un mantenimiento de complejidad media baja, pero con una necesidad de calibración más concurrente frente a los otros dos bancos ya que los manómetros son analógicos y sufren más debido a los fenómenos hidráulicos.	En esta alternativa el puntaje compite con la alternativa 1 donde el valor es 3 ya que, aunque el mantenimiento de los manómetros cambia de forma positiva al ser digitales, de todas formas, el sistema de acople cambia a uno hidráulico que requiere un mantenimiento más concurrente y complejo en comparación con el de la alternativa 1.	El mantenimiento de la alternativa 3 es mucho más complejo en comparación con los otros dos ya que cuenta con un sistema de acople hidráulico más complejo lo que se traduce en un mantenimiento más complejo y concurrente.

Tabla 5. Continuación.

<p>Precisión y exactitud</p>	<p>Ya que esta alternativa no cuenta con manómetros digitales, la precisión y exactitud no es tanta en comparación con estos y la toma de datos en base a estos manómetros hace que el error humano aumente un poco más y es por tal motivo que recibe un 3 siendo el valor más bajo frente a los demás.</p>	<p>Gracias a los manómetros digitales la precisión y la exactitud de esta alternativa se incrementa, lo que se traduce también en una mayor comodidad para el operario a la hora de leer las respectivas presiones por lo tanto recibe un valor de 4.</p>	<p>Por medio de los manómetros digitales y el control dominado por el PLC se logran resultados muy precisos y exactos en las presiones y como beneficio se pueden obtener en computador lo que permite recopilar unos valores mucho más exactos.</p>
<p>Costo</p>	<p>Como los componentes de este banco son todos manuales y de operación sencilla los costos logran disminuir en comparación con las otras alternativas por lo tanto se le da un valor de 5 donde es muy económico dentro de la comparación.</p>	<p>Como ahora se tiene en la alternativa un sistema hidráulico, manómetros digitales y mejores válvulas de control el costo de la alternativa aumenta y por tal motivo se le da un valor de 3 para su evaluación.</p>	<p>Como esta alternativa cuenta con más componentes electrónicos y de automatización el costo del banco se incrementa, adicionalmente se cuenta con un sistema hidráulico más complejo que también contribuye al aumento del costo y por tales motivos recibe un valor de 1.</p>

Tabla 5. Continuación.

<p>Fiabilidad</p>	<p>Como la función principal del banco se demuestra por medio de las mediciones de las presiones, este al ser afectado fuertemente por el golpe de ariete pierde eficiencia en su objetivo ya que las medidas se comienzan a dar de forma errónea y más consecutivo que en las otras opciones su ventaja en la fiabilidad está en el sistema de acople por eje roscado y tuerca ya que este acople puede permanecer en un correcto funcionamiento por periodos de tiempo muy prolongados. Por lo tanto, recibe un valor de 3</p>	<p>Ya que el sistema de acople es hidráulico no muy complejo, hay electro válvulas y adicionalmente los manómetros son digitales ofreciendo muy buen nivel de mantenimiento; pues se alcanza el nivel de fiabilidad más alto entre las alternativas siendo un valor de 5 dentro de la matriz. Estos componentes garantizan de muy buena manera el trabajo del banco en el tiempo.</p>	<p>El sistema de acople de esta alternativa es más complejo y adicionalmente cuenta con elementos electrónicos como sensores que con el tiempo hacen del banco menos fiable ya que su duración no es muy prolongada.</p>
-------------------	--	---	--

Tabla 5. Continuación.

<p>Complejidad operación</p>	<p>Esta alternativa recibe el valor de 2 en este criterio ya que la complejidad es elevada. Esto se corrobora al imaginarse el proceso del técnico al hacer la prueba; como las válvulas son manuales y los manómetros analógicos, el operario tiene que estar pendiente de diferentes válvulas de control para la presurización luego para la toma de datos de las presiones por medio de los manómetros, que en ciertos valores intermedios pueden no ser muy exactos, y finalmente otra vez acomodar las válvulas para la despresurización y recirculación del fluido.</p>	<p>La operación de este banco es más o menos intermedia en un valor de 3, esto se debe a que las electroválvulas de presurización y despresurización dan una mayor facilidad de activación y de desactivación y por lo tanto la concentración del operario disminuye en comparación con la alternativa 1.</p>	<p>Esta alternativa al tener un sistema mas digital en la parte del control e instrumentación facilita en gran manera la operación del técnico hacia el banco por lo tanto el operario tiene que concentrarse más que todo en que la prueba se realice de manera correcta activando por medio del PLC las válvulas para presurizar el sistema y despresurizar y las presiones ya quedan registradas y listas para extraerse por medio de computador si se desea.</p>
----------------------------------	---	---	--

Nota. Se muestra la explicación del porqué de la ponderación de cada alternativa según el criterio de evaluación.

Tabla 6.

Tabla de los códigos representativos para la matriz de priorización.

Opciones	
Alternativa 1	
Alternativa 2	
Alternativa 3	
Criterios	
Mantenimiento	C1
Precisión y exactitud	C2
Costo	C3
Fiabilidad	C4
Complejidad operación	C5

Nota. Se muestra la abreviatura de los criterios para la matriz de priorización.

Tabla 7.

Matriz de priorización.

	Criterios															
Alternativas	C1	Peso	Total	C2	Peso	Total	C3	Peso	Total	C4	Peso	Total	C5	Peso	Total	Total
Alternativa 1	3		0,6	3		0,6	5		1,25	3		0,45	2		0,4	3,3
Alternativa 2	3	20%	0,6	4	20%	0,8	3	25%	0,75	5	15%	0,75	3	20%	0,6	3,5
Alternativa 3	2		0,4	5		1	1		0,25	4		0,6	4		0,8	3,05

Nota. Se realiza la ponderación de las alternativas según los criterios, teniendo en cuenta el peso de cada criterio y la calificación de la alternativa en ese criterio.

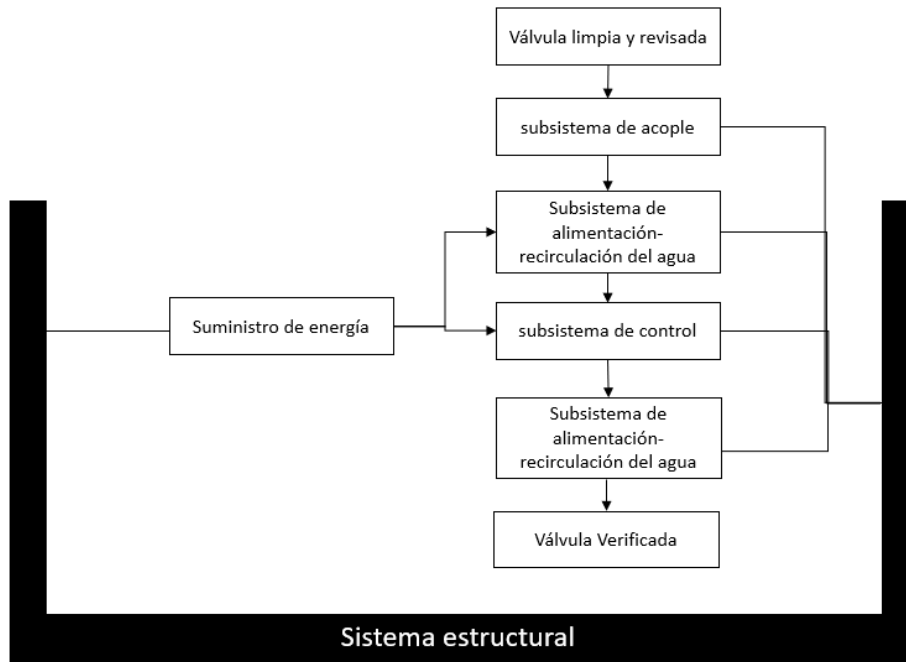
Como conclusión de la matriz de priorización, se determina que la alternativa que se acomoda de mejor manera a los criterios planteados es la alternativa 2 ya que combina no solo una gran precisión y un costo moderado, si no también cuenta con una complejidad de operación media y así se obtiene una prueba satisfactoria y cómoda para el operario.

2.9 Sistemas y subsistemas

Al tener de manera más clara los sistemas que conforman el banco de pruebas y el proceso de verificación, se realiza a continuación un diagrama que tiene en cuenta y relaciona los siguientes sistemas para el proceso:

Figura 16.

Diagrama asociativo entre los sistemas del banco de pruebas.

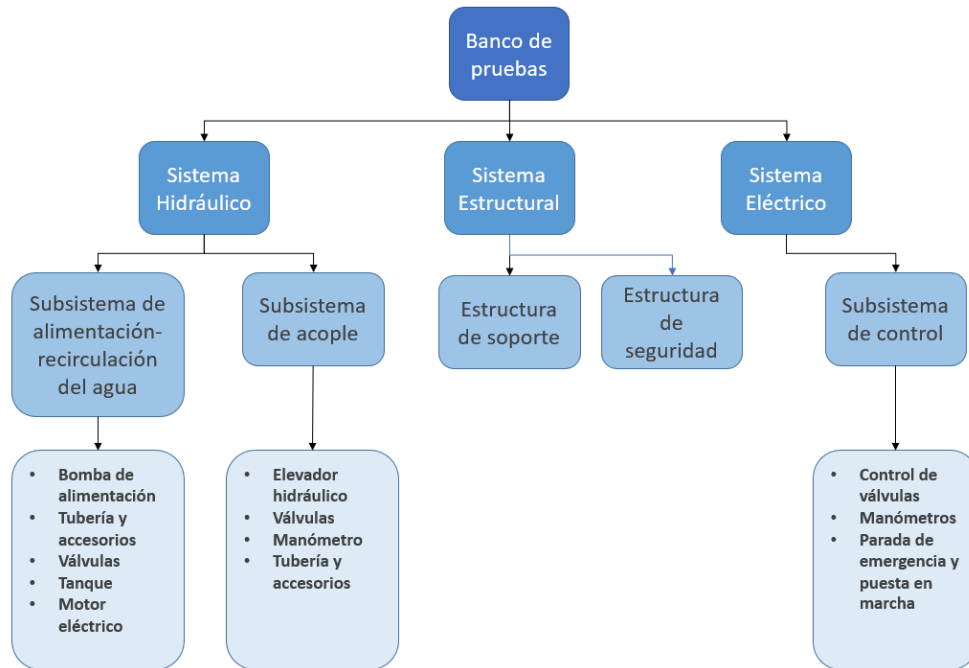


Nota. La imagen muestra la relación entre los sistemas que componen el banco, donde todos se encuentran inmersos en el sistema estructural.

Teniendo en cuenta la alternativa seleccionada a continuación se establece un diagrama de los sistemas y los subsistemas que conformarían el banco de pruebas:

Figura 17.

Diagrama de los sistemas y subsistemas del banco de pruebas.



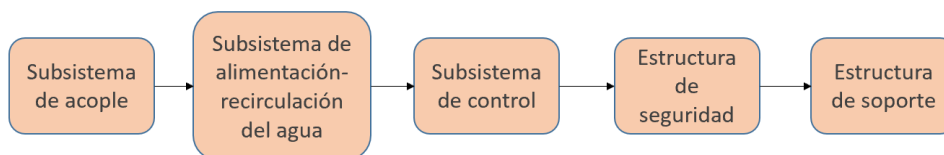
Nota. La imagen muestra la relación entre la finalidad del proyecto (banco de pruebas) sus sistemas, subsistemas y elementos.

3. DISEÑO

Al contar ya con los diferentes sistemas y subsistemas del banco, es posible obtener un diagrama en el cual se obtenga la ruta de diseño a seguir en el cual se comenzará con el diseño del subsistema de alimentación-recirculación:

Figura 18.

Diagrama del proceso de diseño para el banco de pruebas.



Nota. La imagen muestra el proceso planteado para realizar el diseño del banco de pruebas.

3.1 Subsistema de acople

Para el subsistema de acople se definió en la alternativa que se va a usar una bomba hidráulica manual. Teniendo lo anterior en cuenta se conocen como valores de entrada la presión máxima a la que puede estar sometida una válvula a probar en el banco la cual tiene un valor de 2500 Psi. Adicionalmente, se conoce el diámetro de la válvula que es de 3 pulgadas y el peso, el cual después de revisar en 3 catálogos comerciales de las empresas Nacional Safety Valves (anexo 27), VYC industrial (anexo 28) y AST (anexo 29) para las válvulas de resorte y pilotadas, se encontró que el peso máximo es de 114 kg. Por lo tanto, la bomba junto con el cilindro elevador debe vencer esta fuerza debido al peso de la válvula más el peso del disco donde se ubica la válvula.

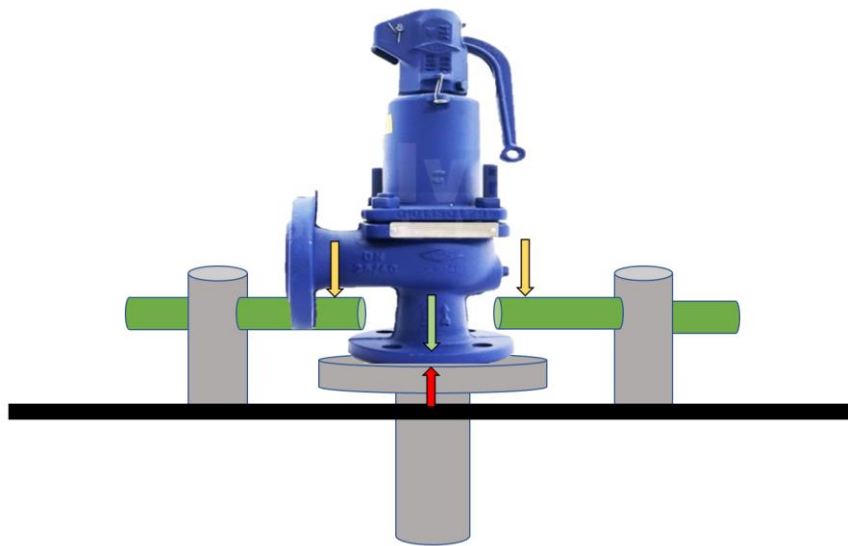
Por otro lado, otra fuerza que puede presentarse es en el momento en el que la válvula a probar se encuentra instalada y el banco comienza a presurizarse para comenzar con la prueba, en este momento cuando el fluido sale de la boquilla del disco de acople con una medida de ½” a la respectiva entrada de la válvula de 3” el fluido comienza a realizar una fuerza debido a la presión en el área restante entre la salida del disco y la entrada de la válvula ya que se realiza esta presión

sobre todas las superficies en contacto y suponiendo que se realiza a la máxima presión (2500Psi), el disco conectado al cilindro elevador va a sufrir esta fuerza debido a la presión de este suceso.

Con lo anterior mencionado, se realiza el cálculo de fuerzas actuantes para la selección de la bomba y el cilindro elevador respectivo que podrá soportar la fuerza. Para ejemplificar las fuerzas actuantes en el sistema de acople como se observa en el esquema de la Figura 19.

Figura 19.

Esquema del sistema de acople y la representación de las fuerzas actuantes en el mismo.



Nota. Esquema del subsistema de acople donde se ven ejemplificadas las fuerzas actuantes una vez el cilindro de acople aprisiona la válvula a probar. Tomado de: Indiamart. (2007). Stainless Steel Safety Relief Valve. Indiamart. <https://www.indiamart.com/proddetail/safety-relief-valve-18856738233.html>

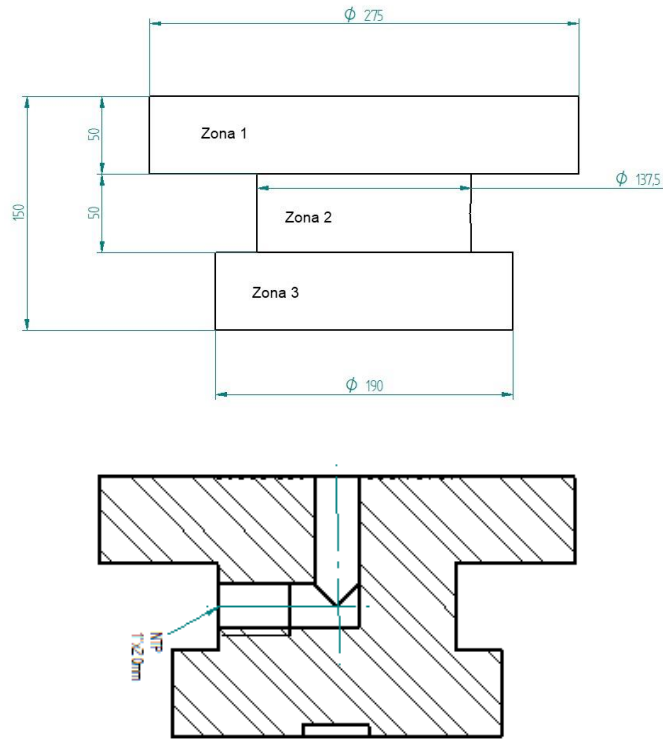
En el esquema del sistema de acople la fuerza representada por la flecha roja es la proveniente del sistema hidráulico por medio de la bomba manual que se va a encargar de elevar la válvula que se vaya a probar y aprisionarla contra las uñas las cuales tienen la posibilidad del desplazamiento horizontal. Al realizarse el apriete contra las uñas, las uñas van soportar la fuerza del cilindro elevador por tal motivo se genera la fuerza de reacción que se representa con las flechas amarillas

y por último la flecha verde representa la suma de las fuerzas debido a el peso de la válvula, el peso del disco y la fuerza ejercida por la presión de bombeo donde se ubica la válvula.

Para comenzar, se calcula la masa del disco de acople y seguido a esto el peso. Para este disco las dimensiones del diámetro donde se apoya la válvula es de 275mm ya que después de revisar la norma de las bridas (Norma ASME B16.5) se encontró que para una válvula de 3" de clase 1500, la de mayor tamaño para esta clase, las medidas de la brida son de un diámetro de 10.5in[20] aproximadamente 267mm. Con base en esta medida se realiza el diseño del disco para poder calcular el volumen y así con la densidad del material seleccionado (acero inoxidable 316), debido a su excelente resistencia a la corrosión[21], calcular la masa del disco y luego su peso. Con esto en mente se tiene en cuenta el requisito mínimo del banco en el que se menciona que debe existir una salida con conexión para la válvula que se va a probar (Debe ser como mínimo del mismo diámetro de la válvula que se va a probar). Las dimensiones del disco se pueden evidenciar en la Figura 20 ya que el disco cuenta con 3 secciones de diferentes diámetros, pero con las mismas alturas, se calculan los respectivos volúmenes para sumarlos.

Figura 20.

Esquema y cotas cilindro de acople.



Nota. La Figura muestra el esquema del cilindro de acople mostrando las zonas para el cálculo del volumen y las cotas junto con los orificios internos en la vista en corte.

$$D_1 = 275\text{mm} = 0.275\text{m} \quad r_1 = 0.1375\text{m} \quad h_1 = 0.05\text{m}$$

Ecuación 1.

Volumen sección disco de acople.

$$V = \pi \times r^2 \times h_1$$

$$V_1 = \pi \times (0.1375\text{m})^2 \times 0.05\text{m}$$

$$V_1 = 2.9698 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Para calcular el volumen de las siguientes 2 secciones del disco de acople se utiliza la ecuación 1 variado los respectivos valores.

$$D_2 = 137.5\text{mm} = 0.1375\text{m} \quad r_2 = 0.06875\text{m} \quad h_2 = 0.05\text{m}$$

$$V_2 = \pi \times (0.06875\text{m})^2 \times 0.05\text{m}$$

$$V_2 = 7.4244 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

$$D_3 = 190\text{mm} = 0.190\text{m} \quad r_3 = 0.095\text{m} \quad h_1 = 0.05\text{m} = h_3 = h_2$$

$$V_3 = \pi \times (0.095\text{m})^2 \times 0.05\text{m}$$

$$V_3 = 1.4176 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

Ecuación 2.

Sumatoria volúmenes disco de acople

$$V_t = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V_t = 2.9698 \times 10^{-3} \text{m}^3 + 7.4244 \times 10^{-4} \text{m}^3 + 1.4176 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

$$V_t = 5.1298 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

La densidad del acero inoxidable es:

$$\rho_{Al306} = 7.98 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} = 7980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Al multiplicar la densidad por el volumen se obtiene la masa total del disco de acople (m_{DA}):

Ecuación 3.

Masa disco de acople

$$m_{DA} = V_t \times \rho_{Al306}$$

$$m_{DA} = 5.1298 \times 10^{-3} \text{m}^3 \times 7980 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{DA} = 40.9361 \text{ Kg}$$

Al multiplicar esta masa por la gravedad se obtiene el peso del disco de acople (W_{DA}):

Ecuación 4.

Peso disco de acople

$$W_{DA} = m_{DA} \times g$$

$$W_{DA} = 40.9361 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{DA} = 401.5833 \text{ N}$$

La siguiente fuerza proviene del peso de la válvula, dentro de los catálogos comerciales se encontró que la válvula más pesada, dentro de las pilotas y las operadas por resorte, pesa 114 kg al realizar la multiplicación por la gravedad se obtiene el peso (W_{SRV} : peso de la válvula de alivio de seguridad):

Ecuación 5.

Peso válvula de alivio

$$W_{SRV} = m_{SRV} \times g$$

$$W_{SRV} = 114 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{SRV} = 1,118.34 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza ejercida por la presión de bombeo se debe determinar el área de contacto donde se aplica esta presión. Cuando se presenta este caso el fluido retorna contra el disco de acople, pero el área de contacto será solo la del disco sin tener en cuenta el área del conducto por donde el fluido sale para llenar la válvula. Por lo tanto, se debe calcular esta área restando el área de la cara del disco menos el área por donde el fluido entra a la válvula:

$$r_{v\acute{a}lvula} = 1.5 \text{ in} = 0.0381 \text{ m}$$

$$r_{conducto} = 0.5 \text{ in} = 0.0127 \text{ m}$$

Ecuaci3n 6.

Área.

$$A = \pi \times r^2$$

$$A_{v\acute{a}lvula} = \pi \times (0.0381\text{m})^2$$

$$A_{v\acute{a}lvula} = 4.5604 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{conducto} = \pi \times (0.0127\text{m})^2$$

$$A_{conducto} = 5.0671 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{contacto} = A_{v\acute{a}lvula} - A_{conducto}$$

$$A_{contacto} = 4.5604 \times 10^{-3} \text{ m}^2 - 5.0671 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{contacto} = 4.0537 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Ya que se conoce la presi3n y el 3rea se puede calcular la fuerza (F_{GA} : Fuerza presi3n bombeo) correspondiente con la formula:

Ecuaci3n 7.

Presi3n.

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

Despejando:

$$F = P \times A$$

$$P = 2,500 \text{ Psi} = 1.7237 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$F_{GA} = 1.7237 \times 10^7 \text{ Pa} \times 4.0537 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F_{GA} = 69,873.6269 N$$

Ya con las respectivas fuerzas que afectan al cilindro elevador, se procede a sumarlas para saber cuánto debe soportar el mismo (F_{SA} : Fuerza sistema de acople):

$$F_{SA} = W_{SRV} + W_{DA} + F_{GA}$$

$$F_{SA} = 1,118.34 N + 401.5833 N + 69,873.6269 N$$

$$F_{SA} = 71,393.5502 N$$

Con la fuerza total a la que está sometido el sistema de acople, se realizan respectivas investigaciones y se ha encontrado conjuntos de bombas hidráulicas manuales con sus respectivas mangueras, conexiones y el cilindro elevador del fabricante Enerpac. De acá se selecciona el cilindro RC-106 con una carrera de 156 mm y un diámetro de embolo de 1.50 in. (Tabla 8) (Anexo 16). Junto con el cilindro va la respectiva bomba hidráulica manual de referencia P-392 con una presión nominal de trabajo de 13 bar para la primera etapa y de 700 bar para la segunda etapa (Tabla 9), al ser esta bomba de 2 etapas se reducen los movimientos de bombeo en un 78% respecto de las bombas de solo una etapa (anexo 23).

Tabla 8.

Tabla de dimensiones cilindro elevador Enerpac

Diámetro interno del cilindro E (pulg)	Diámetro del émbolo F (pulg)	Base a conexión de entrada de avance H (pulg)	Diám. de la silleta J (pulg)	Extensión de la silleta desde el émbolo K (pulg)	Rosca interna del émbolo O (pulg)	Longitud de la rosca del émbolo P (pulg)	Orificios de montaje en la base			Rosca del collar W (pulg)	Longitud de la rosca del collar X (pulg)	Peso (libras)	Número de modelo
							Circulo de pernos U (pulg)	Rosca V (pulg)	Profundidad de la rosca Z (pulg)				
1.13	1.00	0.75	2)	2)	2)	2)	1.13	0.22	—	—	—	2.2	RC50 ²⁾
1.13	1.00	0.75	1.00	0.25	3/4"-16UN	0.56	1.00	3/4"-20UNC	0.56	1 1/2"-16UN	1.13	2.3	RC51
1.13	1.00	0.75	1.00	0.25	3/4"-16UN	0.56	1.00	3/4"-20UNC	0.56	1 1/2"-16UN	1.13	3.3	RC53
1.13	1.00	0.75	1.00	0.25	3/4"-16UN	0.56	1.00	3/4"-20UNC	0.56	1 1/2"-16UN	1.13	4.1	RC55 ¹⁾
1.13	1.00	0.75	1.00	0.25	3/4"-16UN	0.63	1.00	3/4"-20UNC	0.56	1 1/2"-16UN	1.13	5.3	RC57
1.13	1.00	0.75	1.00	0.25	3/4"-16UN	0.63	1.00	3/4"-20UNC	0.56	1 1/2"-16UN	1.13	6.1	RC59
1.69	1.50	0.75	—	—	#10-24UN	0.25	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.06	4.0	RC101 ⁴⁾
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.13	5.1	RC102 ¹⁾
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.06	7.2	RC104
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.13	9.8	RC106 ¹⁾
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.06	12	RC108
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.13	14	RC1010 ¹⁾
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.06	15	RC1012
1.69	1.50	0.75	1.38	0.25	1"-8UN	0.75	1.56	5/16"-18UNC	0.50	2 1/4"-14UN	1.06	18	RC1014

Nota. Valores de geometría y peso del cilindro elevador seleccionado. Tomado de: Catálogo. Cilindros de acción sencilla de la serie RC-TRIO. Enerpac. Madrid.

Tabla 9.

Tabla de datos de las bombas hidráulicas manuales Enerpac

Tipo de bomba	Cantidad de aceite utilizable (cm ³)	Modelo	Presión nominal de trabajo ²⁾ (bar)		Desplazamiento de aceite por carrera (cm ³)		Fuerza máxima de bombeo (kg)
			1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa	
una etapa	327	P-141	-	700	-	0,90	32,7
	901	P-391	-	700	-	2,47	38,6
dos etapas	327	P-142 ¹⁾	13	700	3,62	0,90	35,4
	901	P-202	13	700	3,62	0,90	28,6
	901	P-392 ¹⁾	13	700	11,26	2,47	42,2
	2540	P-802	27	700	39,33	2,47	43,1
	2540	P-842 ³⁾	27	700	39,33	2,47	43,1

Nota. Valores de geometría y peso del cilindro elevador seleccionado. Tomado de: Catálogo. Bombas hidráulicas Enerpac. Enerpac. Madrid.






Con estos dos elementos seleccionados se termina de escoger el conjunto de mangueras por medio del tercer catálogo. Para este el conjunto tiene como referencia SCR-102H el cual viene con un numero de modelo de manguera HC-7206, un número de modelo de manómetro GF-10P, un número de modelo de adaptador de manómetro GA-2 (Tabla 10) y una placa base JBI10.

(anexo 23). Esta placa base cuadrada con medidas de 9”x9” (22.86x22.86 mm) ira soldada a la estructura.

Tabla 10.

Tabla de datos de selección de bomba y accesorios incluidos Enerpac

2 Selección de bombas (para ver descripciones completas de los productos, consulte la sección de bombas de este catálogo)						Accesorios incluidos		
Bomba manual P-142	Bomba manual P-392	Bomba manual P-80	Bomba de pedal P-392FP	Bomba neumática- Serie ATP XA-11	Bomba sin cable de la serie XC ²⁾³⁾ XC-1202MB	No. de modelo de la manguera	No. de modelo del manómetro	No. de modelo del adaptador para manómetro
								
SCR-55H	-	-	-	-	-	HC-7206	GP-10S	GA-4
-	SCR-102H	-	SCR-102FP	SCR-102XA	SCR-102XCB	HC-7206	GF-10P	GA-2
-	SCR-106H	-	SCR-106FP	SCR-106XA	SCR-106XCB	HC-7206	GF-10P	GA-2
-	SCR-1010H	-	SCR-1010FP	SCR-1010XA	SCR-1010XCB	HC-7206	GF-10P	GA-2
-	SCR-154H	-	SCR-154FP	SCR-154XA	SCR-154XCB	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	SCR-156H	-	SCR-156FP	SCR-156XA	SCR-156XCB	HC-7206	GP-10S	GA-2
-	SCR-252H	-	SCR-252FP	SCR-252XA	SCR-252XCB	HC-7206	GF-20P	GA-2
-	SCR-254H	-	SCR-254FP	SCR-254XA	SCR-254XCB	HC-7206	GF-20P	GA-2
-	SCR-256H	-	-	SCR-256XA	SCR-256XCB	HC-7206	GF-20P	GA-2
-	-	SCR-2514H	-	SCR-2514XA ¹⁾	-	HC-7206	GF-20P	GA-2
-	-	SCR-506H	-	SCR-506XA ¹⁾	-	HC-7206	GF-50P	GA-2

Para ser utilizado con cilindro de una capacidad de (l)	Silletas			Placas base	Bloques de montaje	Horquillas de anillo	
	Lisas	Acanaladas ¹⁾	Inclinables			Base ²⁾	Émbolo
							
5	A53F ²⁾	A53G ²⁾	-	-	RB5 ²⁾ , AW51 ³⁾ , AW53 ²⁾	REB5 ²⁾	REP5 ²⁾
10	A12 ³⁾ , A102F ³⁾	A102G ³⁾	CATS12 ³⁾	JBI10	RB10, AW102	REB10	REP10 ³⁾
15	-	A152G	CATS12	-	RB15	REB15	REP10
25	A29 ³⁾	A252G	CATS52	JBI25	RB25	REB25	REP25
30	A29 ³⁾	A252G	CATS52	-	RB25	-	REP25
50	-	-	CATS100	JBI50	-	-	-
75	-	-	CATS100	-	-	-	-
95	-	-	CATS100	-	-	-	-

Nota. Valores de geometría y peso del cilindro elevador seleccionado. Tomado de: Catálogo. Bombas hidráulicas Enerpac. Enerpac. Madrid.

Ya que se conoce la presión de la bomba (P_{BH} : presión bomba hidráulica manual) y el diámetro del cilindro elevador (D_{CE} : diámetro cilindro elevador) se puede calcular la fuerza máxima que podría entregar el sistema de acople (F_{CE} : fuerza cilindro elevador) para corroborar que este soporte la fuerza total que se calculó anteriormente (F_{SA}):

$$P_{BH} = 700 \text{ bar} = 7 \times 10^7 \text{ Pa} \quad D_{CE} = 1.50 \text{ in} = 0.0381 \text{ m} \quad A_{CE} = \pi \times \left(\frac{D_{CE}}{2}\right)^2$$

Usando la ecuación 6 se calcula el área.

$$A_{CE} = \pi \times \left(\frac{0.0381}{2}\right)^2 = 1.1401 \times 10^{-3} m^2$$

$$F_{CE} = 7 \times 10^7 Pa \times 1.1401 \times 10^{-3} m^2$$

$$F_{CE} = 79,807 N$$

$$F_{CE} > F_{SA}$$

Para mejorar el acople y evitar fugas en el asiento de la válvula a probar con el disco de acople se agregan juntas de sección cuadrada de diferentes diámetros ya que las bridas de la válvula pueden variar. Por tal motivo se seleccionan las siguientes juntas planas (Tabla 11) (anexo 24) que cuentan con una buena función para evitar que haya fugas en mecanismos que contengan presión interna[22]:

Tabla 11.

Tabla resumida de las juntas de caucho planas seleccionadas para el disco de acople.

Código	Diámetro interior (mm)	Altura H (mm)
SR-029	37,82	1,68
SR-033	50,52	1,68
SR-037	63,22	1,68
SR-042	82,27	1,68
SR-044	94,97	1,68
SR-046	107,67	1,68
SR-048	120,37	1,68
SR-050	133,07	1,68

Nota. La Tabla muestra las medidas de las diferentes juntas tóricas seleccionadas y menciona que con 1500 Psi se cumple con un buen sello. Tomado de: TecnoPeg. (2017). O’rings. TecnoPeg. <https://www.tecnopeg.com/o-ring/>

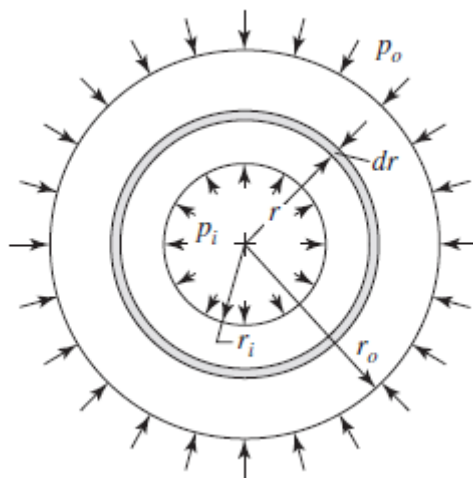
Con estas juntas se reduce más la posibilidad de fugas debido a la presión, al ubicar la válvula a probar en el banco de pruebas.

Una vez determinadas estas partes del sistema de acople se procede a evaluar si el disco de acople contiene los diámetros correctos para comprobar que este no falle debido a la presión interna que genera el flujo de agua, esto se determinará mediante el cálculo de esfuerzos en cilindros presurizados de pared gruesa[23].

Para el cálculo de estos esfuerzos como se muestra en la Figura 21 se debe tener en cuenta la presión interna y externa, y los radios interno y externo en el cilindro. Como en este caso no se cuenta con presión externa este valor es 0.

Figura 21.

Esquema fuerzas aplicada en cilindro de pared gruesa



Nota. La imagen representa las variables a tomar en cuenta en el cálculo de los esfuerzos en un cilindro de pared gruesa. Tomado de: Budynas, R. Nisbett, K. (2008). Análisis de carga y esfuerzo. *Diseño en ingeniería mecánica*. Pp 110.

Ahora, sabiendo que los esfuerzos más grandes se presentan en el radio interior se usaran las siguientes ecuaciones para determinar el esfuerzo tangencial y radial.

Ecuación 8.

Esfuerzo tangencial.

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

Ecuación 9.

Esfuerzo radial.

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

Donde:

σ_t = Esfuerzo tangencial

σ_r = Esfuerzo radial.

r_i = es el radio interno.

r_o = Es el radio externo.

P_i = es la presión interna.

r = es el punto en el radio en el que se mirara el esfuerzo.

Como se mirarán los esfuerzos en el radio interior $r = r_i$, y la presión máxima del banco son 2500 Psig (17.2368 MPa) se determinan los esfuerzos con estos valores en las ecuaciones.

$$\sigma_t = \frac{(0.0127 \text{ m})^2 * 17.2368 \text{ MPa}}{(0.06875 \text{ m})^2 - (0.0127 \text{ m})^2} * \left(1 + \frac{(0.06875 \text{ m})^2}{(0.0127 \text{ m})^2} \right)$$

$$\sigma_t = 18.4547 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{(0.0127 \text{ m})^2 * 17.2368 \text{ MPa}}{(0.06875 \text{ m})^2 - (0.0127 \text{ m})^2} * \left(1 - \frac{(0.06875 \text{ m})^2}{(0.0127 \text{ m})^2}\right)$$

$$\sigma_r = -17.2368 \text{ MPa}$$

Teniendo los esfuerzos radial y tangencial se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises con la ecuación en coordenadas polares.

Ecuación 10.

Esfuerzo de Von Mises en coordenadas polares.

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} * ((\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2) + 3(\tau_{r\theta}^2 + \tau_{rz}^2 + \tau_{z\theta}^2) \right]^{1/2}$$

El esfuerzo σ_z es igual a 0 ya que en esta dirección no se tienen fuerzas y los cortantes son iguales a 0 ya que este caso de esfuerzos en cilindros presurizados de pared gruesa solo cuenta con esfuerzos normales.

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} * ((\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta)^2 + (-\sigma_r)^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} * ((18.4547 \text{ MPa} - (-17.2368 \text{ MPa}))^2 + (18.4547 \text{ MPa})^2 + (-(-17.2368 \text{ MPa}))^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma = 30.9157 \text{ MPa}$$

Ahora se usa este valor del esfuerzo de Von Mises junto con el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 316 laminado en frío (anexo 20) para determina el factor de seguridad.

Ecuación 11.

Factor de seguridad.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma}$$

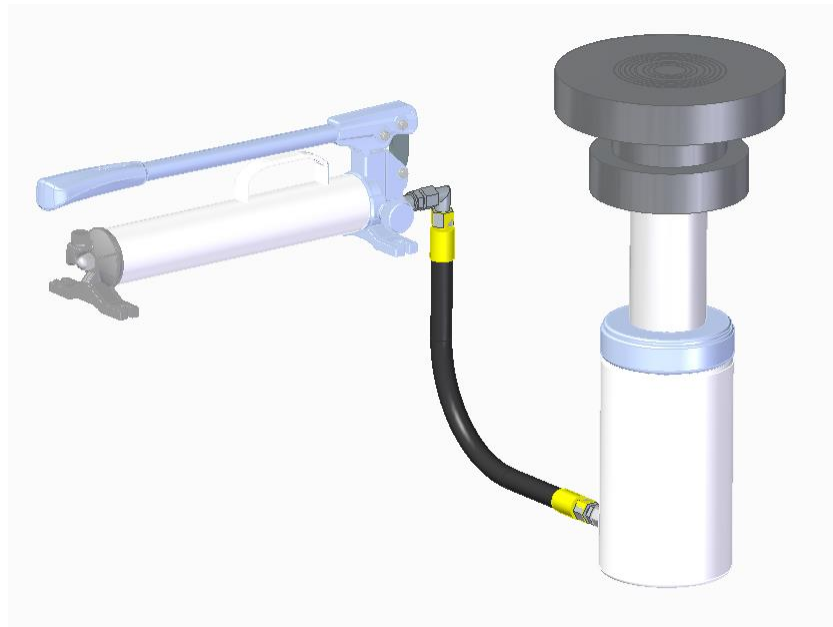
$$F.S = \frac{240 \text{ MPa}}{30.9157 \text{ MPa}}$$

$$F.S = 7,7630$$

Una vez verificado el disco de acople soporta la presión máxima a la que va a ser sometido, se realiza un ensamblaje en el programa SolidEdge en el que se representa la unión de los respectivos componentes seleccionados y diseñados:

Figura 22.

Ensamblaje esquemático del sistema de acople banco de pruebas.



Nota. La imagen representa muestra el esquema del conjunto de los elementos del sistema de acople. Tomado de: Fuente propia con software SolidEdge.

Una vez el conjunto de elevación del sistema acople levanta la válvula se requiere de unas uñas que retengan la válvula para que se genere el ajuste y no haya fugas durante la prueba. Para esto se ubican tres columnas cada una a 120 grados, estas se encargan de sostener las uñas que pueden variar su profundidad dependiendo de las dimensiones de la brida de la válvula. La sujeción de las uñas una vez adecuada la profundidad se realiza por medio de un husillo de presión de la marca Norelem de referencia 07143-06053 [24] (Figura 23)

Figura 23.

Husillo de presión Norelem 07143-06053



Nota. Husillo de presión para el ajuste de la profundidad de las uñas del sistema de acople. Tomado de: Norelem. Husillo de presión. <https://cutt.ly/1TuHtBG> .

Para el cálculo de las columnas que sostienen las uñas y las uñas se debe tener en cuenta la fuerza máxima que entrega el conjunto elevador (79,807 N) y se divide en 3 (F_{VU}) para distribuirla en las respectivas 3 uñas que están en contacto con la válvula a probar.

$$F_{VU} = \frac{F_{CE}}{3} = \frac{79,807 \text{ N}}{3}$$

$$F_{VU} = 26,602.3333 \text{ N}$$

Estos valores se tendrán en cuenta para el análisis de vigas de la sección estructural que se muestra más adelante.

3.2 Subsistema de alimentación del agua

En el diseño del primer subsistema de alimentación de agua se deben determinar los valores de entrada pertinentes, como lo es la presión máxima del banco (2500 Psi), los componentes mínimos que se mencionaron anteriormente en la explicación de las normas los cuales deben estar incluidos en un banco de pruebas para estas válvulas, las propiedades del fluido de prueba (agua).

La presión máxima que alcanzará el banco de prueba será de 2500 Psig, del fluido de prueba que en este caso es agua se necesitan los datos de la densidad (ρ), peso específico (γ) y viscosidad dinámica (η) valores que se determinan a temperatura ambiente de tablas de propiedades del agua a diferentes temperaturas[25][26]. Con respecto a los componentes mínimos necesarios para el banco las normas mencionan:

- Una capacidad mínima de volumen de fluido de prueba que es de 0.06 m^3 .
- Manómetros de prueba calibrados y con la escala necesaria.
- Una bomba para alcanzar la presión necesaria.
- Válvulas para el manejo del banco.

Con esto se recopilan estos datos en la Tabla 12.

Tabla 12.

Datos de entrada subsistema de alimentación.

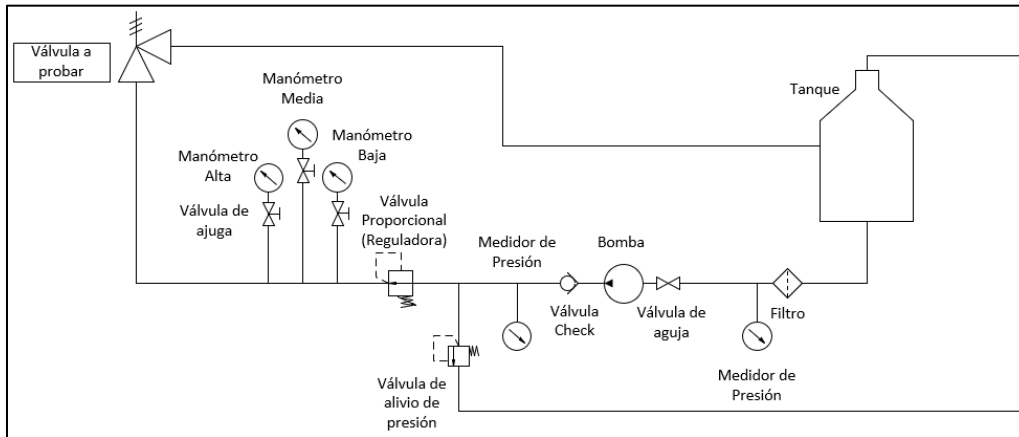
Datos de entrada		
Agua	γ (N/m ³)	9792
	ρ (Kg/(m ³))	998.2
	η (Ns/m ²)	0.001003
Presión salida (Psig)		2500
Capacidad de tanque mínima (m ³)		0.06

Nota. La Tabla muestra la recopilación de los datos de entrada a tener en cuenta para el diseño del sistema. Las propiedades del agua de terminan a temperatura ambiente.

Teniendo en mente los datos de entrada se plantea el esquema hidráulico de la Figura 24 en el cual se pueden observar los elementos con los que contara esta línea hidráulica.

Figura 24.

Esquema hidráulico subsistema de alimentación.



Nota. La imagen muestra el esquema hidráulico planteado para el diseño del sistema de alimentación con los componentes requeridos.

En el esquema de la Figura 24 se puede observar los elementos como el tanque de almacenamiento del fluido de prueba, un filtro para proteger tanto a la bomba como al sistema de impurezas solidas

que puedan afectar el funcionamiento o dañar los diferentes componentes de la línea y la válvula que se va a probar, una manómetro previo a la bomba, una válvula de aguja que tiene la finalidad de poder facilitar el desmontaje de la bomba para sus mantenimientos, la bomba que es la encargada de impulsar y aumentar la presión del fluido de prueba, una válvula check para la protección de la bomba y evita que el fluido a presión se devuelva, los manómetros cercanos a la bomba uno antes y otro después tienen la finalidad de conocer el estado de la bomba, una válvula proporcional que tiene la función de regular la presión en la línea como sea necesario, una derivación T en la cual un camino conduce a una válvula de alivio de presión que se encarga de proteger al sistema por si llega a presentarse un escenario de sobrepresión y el camino principal por el cual se encuentran a continuación 3 manómetros; uno de baja, media y alta esto haciendo referencia a su rango de lectura de presión y finalmente la salida hacia la válvula a ser probada. La recolección del fluido cuando se abra la válvula que se va a probar será por un orificio en la placa superior del banco que dirigirá el fluido a una tubería que lo lleve al tanque de almacenamiento.

Para el cálculo de esta línea hidráulica se parte de la ecuación general de la energía.

Ecuación 12.

Ecuación general de la energía.

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2 * g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2 * g}$$

Ya que esta ecuación además de tener en cuenta las cargas por elevación, presión y velocidad, también tiene en cuenta las pérdidas en la línea y la energía agregada por dispositivos mecánicos.

Donde:

P: Presión ya sea en el punto 1 (inicio) o punto 2 (final)

γ : Peso específico del fluido

Z: Elevación ya sea en el punto 1 (inicio) o punto 2 (final)

v: Velocidad del flujo ya sea en el punto 1 (inicio) o punto 2 (final)

g : La gravedad

h_A : Energía que se agrega con dispositivos mecánicos.

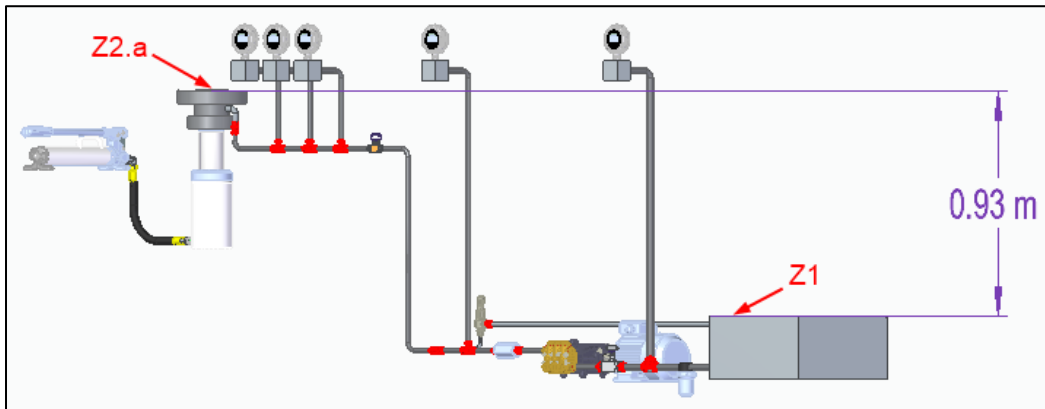
h_R : Energía que se remueve por medio de un dispositivo mecánico.

h_L : Pérdidas de energía por la fricción en las tuberías o pérdidas menores.

De estas variables de la ecuación se conocen algunas, como lo son la presión en el punto 1 que sería en el tanque de almacenamiento de agua la cual se asume como 0 y en el punto 2 que sería en la válvula que se va a probar la cual debe ser de 17,237,500 Pa (2500 Psig), el peso específico del fluido que en este caso es agua se saca de la Tabla 12, es igual a 9792 N/m^3 , la velocidad del flujo en el punto 1 se asume como 0 ya que el área de la superficie del depósito es grande en comparación de la sección de salida, la gravedad que se toma como 9.81 m/s^2 y h_r que es igual a 0 al no haber ningún dispositivo mecánico que remueva energía.

Figura 25.

Isométrico esquema sistema hidráulico.



Nota. La imagen muestra el isométrico del esquema hidráulico planteado para Referenciar los puntos de la ecuación general de la energía, donde se debe tener en cuenta que no se muestra el punto Z_2 sino el punto $Z_{2.a}$, el cual es hasta el disco de acople y Z_2 es hasta la válvula a probar. Tomado de: Fuente propia con software SolidEdge.

Con esto nos queda la ecuación de la siguiente manera:

$$Z_1 + h_A - h_L = \frac{17,237,500Pa}{9792 \frac{N}{m^3}} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2 * (9.81 \frac{m}{s^2})}$$

Para determinar Z_2 que sería la altura en donde estaría el agua en la válvula que se va a probar, se tiene una altura de 1.43m que va desde el suelo hasta la base del disco de acople el punto de la base del disco de acople se representada en la Figura 25 como $Z_{2.a}$ y a esto se le suma 0.1984 m que es la altura máxima que se encontró en el catálogo sarasin-RSBD (anexo 30) para la válvula de 3" máximo 2500 Psig, medida desde la base de la válvula hasta la mitad de la boquilla de salida.

$$Z_2 = 1.43m + 0.1984m$$

$$Z_2 = 1.6284m$$

Para determinar la altura Z_1 se necesita seleccionar primero el tanque de almacenamiento y para esto se necesita conocer el volumen de agua necesario para mantener la tubería, manguera de conexión al disco de acople y la cámara de la válvula, con esto en mente y a solicitud de la empresa Calibration Service S.A.S se selecciona un tubing de ½", con estos se procede a seleccionar un tubing de ½" que soporte las 2500 Psig que soportara el banco, en el catálogo "Tubing de instrumentación PISA" (anexo 12) se selecciona uno ASTM A213 de ½" (0.0127m) que aguanta una presión máxima de 2600 Psig y un espesor de 0.035" (0.000889m).

Tabla 13.

Datos del tubing seleccionado

Presión de trabajo recomendada (Factor de seguridad 4:1)								
Tubing	Espesor en pulgadas							
O.D.	0,028	0,035	0,049	0,065	0,083	0,095	0,109	0,120
1/16	16800							
1/8	8600	10900						
3/16	5500	7000	10300					
1/4	4000	5100	7500	10300				
5/16		4100	5900	8100				
3/8		3300	4800	6600				
1/2		2600	3700	5100	6700			
5/8			3000	4000	5200	6100		
3/4			2400	3300	4300	5000	5800	
7/8			2100	2800	3600	4200	4900	
1				2400	3200	3700	4200	4700
1 1/4					2500	2900	3300	3700

Presiones de trabajo en psig

Nota. La imagen muestra las medidas de tubing seleccionado. Tomado de: Catalogo pisa.

Con el diámetro exterior y el espesor de la tubería se calcula el diámetro interior:

$$D_{Int\ 1/2} = D_{Ext\ 1/2} - (2 * espesor)$$

Donde:

$D_{Ext\ 1/2}$: Es el diámetro exterior de la tubería de 1/2".

$D_{Int\ 1/2}$: Es el diámetro interior de la tubería de 1/2".

$$D_{Int\ 1/2} = 0.0127m - (2 * 0.000889m)$$

$$D_{Int\ 1/2} = 0.010922m$$

Con el diámetro interior de la tubería y asumiendo una longitud de tubería de 2.9135 m, de 1,1940m por la línea de manómetro anterior a la bomba, de 1,0963m por la línea de manómetro siguiente a la bomba y de 0,2963 m para los tres manómetros de medición de la prueba (baja, media y alta). Estas medidas para que los manómetros se encuentren a una altura adecuada para la visibilidad del operario, según la Figura 24 se observan 5 manómetros: 2 cercanos a la bomba y 3 de medición.

$$Longitud_{Total} = 2.9135m + 1,0963m + 1,1940m + (0,2963m * 3)$$

$$Longitud_{Total} = 6.0927m$$

Se puede determinar la cantidad de agua necesaria para la tubería. Para esto se determina el volumen de agua que se necesitaría la tubería de ½”, la manguera y la válvula a probar.

Para conocer la cantidad de agua necesaria para la tubería de ½” ($V_{At 1/2}$) se calcula el volumen de esta, se toma el diámetro interior de la tubería y la longitud de esta tubería.

Ecuación 13.

Volumen de un cilindro.

$$V_{At 1/2} = \pi * \left(\frac{D_{int 1/2}}{2}\right)^2 * h$$

Donde:

h: es la altura del cilindro

D: es el diámetro del cilindro

$$V_{At 1/2} = \pi * \left(\frac{0.010922m}{2}\right)^2 * 6.0927m$$

$$V_{At 1/2} = 5.7083x10^{-4}m^3$$

Para el volumen de agua para la manguera (V_{am}) se usará una manguera suministrada por la empresa Calibration Service S.A.S de 0.2m de longitud y ½” (0.0127m) de diámetro interior, se seguirá el mismo proceso que con la tubería de ½”.

$$V_{Am} = \pi * \left(\frac{D_{int\ man}}{2}\right)^2 * h$$

$$V_{Am} = \pi * \left(\frac{0.0127m}{2}\right)^2 * 0.2m$$

$$V_{Am} = 2.5335x10^{-5}m^3$$

Para el volumen de agua para la válvula (V_{av}) se usará la medida de la distancia máxima desde la base hasta la mitad de la boquilla de salida ya mencionada de 0.19843 m y las 3" (0,0762m) de medida que tiene la válvula a ser probada.

$$V_{Av} = \pi * \left(\frac{D_{int\ disc}}{2}\right)^2 * h$$

$$V_{Av} = \pi * \left(\frac{0.0762m}{2}\right)^2 * 0.19843m$$

$$V_{Av} = 9.0491x10^{-4}m^3$$

Y este valor del volumen de agua necesario para la válvula se multiplica por 3 para que el tanque tenga una capacidad amplia para cuando se realice la prueba.

$$V_{AT} = V_{At1/2} + V_{Am} + (3 * V_{Av})$$

$$V_{AT} = 5.7083x10^{-4}m^3 + 2.5335x10^{-5}m^3 + (3 * 9.0491x10^{-4}m^3)$$

$$V_{AT} = 3.3109x10^{-3}m^3$$

El volumen de agua total necesario da $3.3109x10^{-3}m^3$ lo cual es menor que los $0.06 m^3$ que la norma menciona como capacidad mínima, por ende, se selecciona un tanque de almacenamiento para la medida mencionada por la norma. Se selecciona el tanque de la empresa Changzhou Treering Plastics Coque[27] cuenta con unas medidas $0.5m \times 0.5m \times 0.25$ de longitud, profundidad y altura respectivamente. y con esto se determina que Z_2 es igual a la altura del tanque más la altura de la base de la estructura que es igual a $0.25m$, con esto Z_2 es igual a $0.5m$.

La velocidad del flujo en el punto 2 (v_2) se determina con el caudal y el área circular de la zona interior de la válvula que sería una circunferencia de 0.0762m (3"). Como el caudal no es una variable de la que dependa el diseño se selecciona uno en el cual la válvula se llene rápidamente, este caudal es de $1.1667 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (70 L/min).

Ecuación 14.

Caudal.

$$Q = v * A$$

Donde:

V: Es la velocidad del fluido.

A: Es el área.

De la ecuación 15 se despeja la velocidad.

Ecuación 15.

Velocidad con respecto a caudal.

$$v = \frac{Q}{A}$$

Se tiene que el área será el de la válvula de 3" la que depende del diámetro de esta ($D_{int\ 3}$).

$$v = \frac{Q}{\pi * \left(\frac{D_{int\ 3}}{2}\right)^2}$$

$$v_2 = \frac{1.1667 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi * \left(\frac{0.0762 \text{ m}}{2}\right)^2}$$

$$v_2 = 0.2558 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora, para determinar las pérdidas por fricción y pérdidas menores h_L se procede primero con las pérdidas por fricción debido a la tubería, para esto se debe calcular primero el número de Reynolds ya que dependiendo si el flujo es laminar o turbulento cambia la forma de calcular esta pérdida. El número de Reynolds se calcula de la siguiente manera.

Ecuación 16.

Numero de Reynolds.

$$N_R = \frac{v * D * \rho}{\eta}$$

Donde:

v: Es la viscosidad Cinemática

v: Velocidad promedio del flujo

D: Diámetro del tubo

ρ : Densidad del fluido

η : Viscosidad dinámica

Se sabe que:

Ecuación 17.

Viscosidad cinemática.

$$v = \frac{\eta}{\rho}$$

Donde:

η = Viscosidad dinámica.

ρ = Densidad del fluido.

v: Es la viscosidad Cinemática

$$v = \frac{0.001003 \frac{Ns}{m^2}}{998.2 \frac{Kg}{m^3}}$$

$$\nu = 1.0048 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

El número de Reynolds se calculó de la siguiente manera:

Ecuación 18.

Numero de Reynolds simplificada.

$$N_R = \frac{v * D}{\nu}$$

Donde:

ν : Es la viscosidad Cinemática

v : Velocidad promedio del flujo

D : Diámetro del tubo

Donde D es el diámetro interior de la tubería de 1/2" y v se calcula con el caudal y el diámetro interior de esta con la ecuación...

$$v_{t \ 1/2} = \frac{Q}{\pi * \left(\frac{D_{int \ 1/2}}{2}\right)^2}$$

$$v_{t \ 1/2} = \frac{1.1667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{0.010922m}{2}\right)^2}$$

$$v_{t \ 1/2} = 12.4527 \frac{m}{s}$$

Se calcula el Numero de Reynolds con la ecuación 18 para la tubería de 1/2" ($N_{R \ 1/2}$)

$$N_{R\ 1/2} = \frac{12.4527 \frac{m}{s} * 0.010922m}{1.0048x10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$N_{R\ 1/2} = 135,358.6678$$

El número de Reynolds al ser mayor que 4000 se considera que el flujo es turbulento y las pérdidas por fricción de la tubería se calculan de la siguiente manera.

Ecuación 19.

Pérdidas por fricción.

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

f: Factor de fricción

L: Longitud de corriente de flujo (m)

D: Diámetro de la tubería (m)

v: Velocidad promedio del flujo (m/s)

h_L: Pérdida por fricción.

El factor de fricción se calculó de la siguiente manera.

Ecuación 20.

Factor de fricción.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 * \frac{D}{\epsilon}} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Donde:

D: Diámetro de la tubería

ϵ : Rugosidad promedio

N_R : Numero de Reynolds

La rugosidad promedio depende del material de la tubería y se determina según la Tabla 14, ya que es ASTM A213 que es un acero inoxidable se toma un valor ϵ igual a 4.6×10^{-5} m

Tabla 14.

Tabla de rugosidad promedio.

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (ft)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo estirado; cobre, latón, acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil —revestido	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil —sin revestir	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien hecho	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Nota: La imagen muestra el valor para la rugosidad de la tubería según el material de la misma. Tomado de: Mott, R. y Untener, J. (2015) *Mecánica de fluidos séptima edición*. Pag 185

Al ser la tubería de $\frac{1}{2}$ " se remplazan los valores en la ecuación 20 donde el diámetro es el interior de la tubería (Dint $\frac{1}{2}$), el Numero de Reynolds es el $N_{R \frac{1}{2}}$ y la rugosidad la determinada de la Tabla anterior.

$$f_{1/2} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 * \frac{0.010922m}{4.6 \times 10^{-5}m}} + \frac{5.74}{135,358.6678^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{1/2} = 0.02985$$

Ya conociendo el valor del factor de fricción se puede sustituir en la ecuación de las pérdidas. Se toma como longitud la longitud de la tubería. Y se remplazan estos valores en la ecuación 19 para determinar la pérdida por fricción (h_{Lf})

$$h_{Lf} = 0.02985 * \frac{2.9135m}{0.010922m} * \frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{Lf} = 62.9321m$$

Ahora, para el cálculo de las pérdidas menores se deben tener en cuenta todos los cambios de tamaño de sección o por diversas válvulas y accesorios. Guiados por el esquema hidráulico de la Figura 24 se conocen cuáles son las válvulas y accesorios, los cambios de sección son determinados por necesidad de diseño. Estas pérdidas se calculan con la siguiente ecuación.

Ecuación 21.

Pérdidas menores.

$$h_L = K \left(\frac{v^2}{2 * g} \right)$$

Donde:

K: Coeficiente de resistencia

v: Velocidad promedio del fluido en la tubería cercana en donde se produce la pérdida

Guiado por el esquema de la Figura 24 se plantea como primera pérdida menor, una pérdida de entrada ($h_{l_{Ent}}$) en la cual se toma una entrada de tubería que se proyecta hacia el interior en la cual K tiene un valor de 0.78 y la velocidad se mira en el tubo. Con esto se remplaza en la ecuación.

$$h_{L_{Ent}} = 0.78 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L_{Ent}} = 6.1648 m$$

La siguiente pérdida se da por una derivación T ($h_{L_{Ts}}$), para las válvulas y accesorios el coeficiente de descarga se calcula con la siguiente ecuación.

Ecuación 22.

Coeficiente de descarga.

$$K = \left(\frac{L_e}{D} \right) f_t$$

Donde:

Le/D: La relación de longitud equivalente.

Ft: Factor de fricción en la tubería a la que está conectada el dispositivo

Para esta derivación T el valor de la relación de longitud equivalente se determina de la Tabla 15 donde es una T estándar con flujo por la línea principal y da un valor de 20.

Tabla 15.

Tabla de longitud equivalente válvulas y accesorios.

TABLA 10.4 Resistencia en válvulas y accesorios expresada como la longitud equivalente en diámetros de tubería, L_e/D

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo —totalmente abierta	340
Válvula de ángulo —totalmente abierta	150
Válvula de compuerta —totalmente abierta	8
—abierta $\frac{3}{4}$	35
—abierta $\frac{1}{2}$	160
—abierta $\frac{1}{4}$	900
Válvula de retención —tipo oscilante	100
Válvula de retención —tipo bola	150
Válvula de mariposa —totalmente abierta, 2-8 in	45
—10-14 in	35
—16-24 in	25
Válvula de pie —tipo disco de vástago	420
Válvula de pie —tipo disco de bisagras	75
Codo estándar de 90°	30
Codo de 90° y radio largo	20
Codo de 90° para calle	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de 45° para calle	26
Doble de retorno cerrado	50
Te estándar —con flujo por la línea principal	20
—con flujo por la ramificación	60

(Reproducido con autorización de Crane Co. *Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe*, artículo técnico núm. 410, 2011. Todos los derechos reservados).

Nota. La imagen muestra el valor de la longitud equivalente según el tipo de accesorio. Tomado de: Mott, R. y Untener, J. (2015) *Mecánica de fluidos séptima edición*. Pag 185.

Y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de $\frac{1}{2}$ " este factor tiene un valor de 0.026

Tabla 16.

Tabla de factor de fricción válvulas y accesorios.

TABLA 10.5 Factor de fricción en la zona de turbulencia completa para tubería de acero comercial, cédula 40, nueva y limpia

Tamaño nominal de la tubería		Factor de fricción, f_f	Tamaño nominal de la tubería		Factor de fricción, f_f
Estados Unidos (in)	Métrico (mm)		Estados Unidos (in)	Métrico (mm)	
½	DN 15	0.026	3, 3½	DN 80, DN 90	0.017
¾	DN 20	0.024	4	DN 100	0.016
1	DN 25	0.022	5, 6	DN 125, DN 150	0.015
1¼	DN 32	0.021	8	DN 200	0.014
1½	DN 40	0.020	10-14	DN 250 a DN 350	0.013
2	DN 50	0.019	16-22	DN 400 a DN 550	0.012
2½	DN 65	0.018	24-36	DN 600 a DN 900	0.011

Nota. La imagen muestra el valor del factor de fricción según el tamaño nominal de la tubería. Tomado de: Mott, R. y Untener, J. (2015) *Mecánica de fluidos séptima edición*. Pag 185.

Con esto se reemplaza en la ecuación 22 del coeficiente de descarga.

$$K = (20) * 0.026$$

$$K = 0.52$$

Ahora se reemplazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{L_{TS}} = 0.52 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s} \right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L_{TS}} = 4.1099m$$

Lo siguiente en la línea es una válvula de compuerta ($h_{L_{Vc}}$), para la cual al mirar la Tabla 15 y ser totalmente abierta tiene un valor de 8 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (8)0.026$$

$$K = 0.208$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{Lvc} = 0.208 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s} \right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{Lvc} = 1.644 m$$

Lo siguiente en la línea es una válvula Check o retención oscilante, para la cual al mirar la Tabla 15 y ser oscilante tiene un valor de 100 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (100)0.026$$

$$K = 2.6$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{Lvch} = 2.6 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s} \right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{Lvch} = 20.5495m$$

Lo siguiente en la línea es codo de 90°, para la cual al mirar la Tabla 15 de 90° y de radio largo tiene un valor de 20 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (20)0.026$$

$$K = 0.52$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las perdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{L\ c90h} = 0.52 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\ c90h} = 4.1099\ m$$

Lo siguiente en la línea es codo de 90°, para la cual al mirar la Tabla 15 de 90° y de radio largo tiene un valor de 20 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (20)0.026$$

$$K = 0.52$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las perdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{L\ c90v} = 0.52 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\ c90v} = 4.1099\ m$$

Lo siguiente en la línea es una válvula proporcional o retención oscilante, para la cual al mirar la Tabla 15 y oscilante tiene un valor de 100 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (100)0.026$$

$$K = 2.6$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las perdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{Lvp} = 2.6 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{Lvp} = 20.5495 \text{ m}$$

En la línea antes de la válvula proporcional se encuentra una derivación T y después de la válvula se encuentran otras 3 derivaciones T estas al estar en las mismas condiciones se calculan igual, para la cual al mirar la Tabla 15 y ser estándar con flujo por la línea principal tiene un valor de 20 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (20)0.026$$

$$K = 0.52$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las perdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{LTd} = 0.52 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{LTd} = 4.1099 \text{ m}$$

Pero como son 4 las T este valor de pérdida menor se multiplica por 4.

$$h_{LTdt} = h_{LTd} * 4$$

$$h_{LTdt} = 4.1099 \text{ m} * 4$$

$$h_{LTdt} = 16.4396 \text{ m}$$

Lo siguiente en la línea es codo de 90°, para la cual al mirar la Tabla 15 de 90° y de radio largo tiene un valor de 20 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ½” este factor tiene un valor de 0.026

$$K = (20)0.026$$

$$K = 0.52$$

Ahora se remplazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{L\ c90} = 0.52 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\ c90} = 4.1099\ m$$

Lo siguiente en la línea es una expansión súbita que va del diámetro interior de la tubería de ½” al diámetro interior de la manguera, es decir de 0,010922 m a 0.0127m. Para este cambio de tamaño de sección se calcula el valor del coeficiente de resistencia mediante la Tabla 17 la cual tiene en cuenta la velocidad media del flujo y la relación entre los diámetros de cambio de tamaño, la velocidad es la que se encuentra en la tubería más pequeña y esta velocidad es igual a 17.0776 m/s y la relación entre los diámetros es:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.0127m}{0.010922\ m}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = 1.1628$$

Tabla 17.

Coefficiente de resistencia para ampliación súbita.

TABLA 10.1A Coeficiente de resistencia —ampliación súbita—. Datos para la figura 10.3

D_2/D_1	Velocidad v_1						
	0.6 m/s 2 ft/s	1.2 m/s 4 ft/s	3 m/s 10 ft/s	4.5 m/s 15 ft/s	6 m/s 20 ft/s	9 m/s 30 ft/s	12 m/s 40 ft/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.2	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
1.4	0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
1.6	0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
1.8	0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
2.0	0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
2.5	0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
3.0	0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
4.0	0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
5.0	0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
10.0	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.82	0.80
∞	1.00	0.98	0.91	0.88	0.86	0.83	0.81

Nota. La imagen muestra el valor del factor de fricción según el tamaño nominal de la tubería. Tomado de: Mott, R. y Untener, J. (2015) *Mecánica de fluidos séptima edición*. Pag 185.

Realizando una doble interpolación, primero para hallar el valor de K para 9 m/s con una relación de diámetros igual a 1.1628 y otra para hallar el valor de K para 12 m/s con una relación de diámetros igual a 1.1628.

Tabla 18.

Datos de la interpolación para expansión súbita de tubería a manguera.

V (m/s)	D2/D1	K
12	1	0
12	1,2	0,08
12	1,1628	0,06512
V (m/s)	D2/D1	K
9	1	0
9	1,2	0,09
9	1,1628	0,07326

Nota. La Tabla muestra los valores tomados de la Tabla 17 para la interpolación y el resultado de la misma.

Teniendo como resultado que el valor de K para 9 m/s y 12 m/s es igual a 0.07326 y 0.06512 respectivamente, ahora se realizó una extrapolación para determinar el K para una relación de diámetros de 1.1628 a 12.4527 m/s.

Tabla 19.

Datos de la interpolación para hallar el coeficiente de la resistencia.

D2/D1	v	K
1,1628	9	0,07326
1,1628	12	0,06512
1,1628	12,4524213	0,06389243

Nota. La Tabla muestra los valores tomados de la Tabla 17 para la interpolación y el resultado de la misma.

Se determina que el coeficiente de resistencia K sería igual a 0.06389. Con esto se reemplaza en la ecuación 21 de pérdida menor, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ½”.

$$h_{L_{Ex1}} = 0.06389 \left(\frac{\left(12.4527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L_{Ex1}} = 0.505 m$$

Lo siguiente en la línea es una expansión súbita que va de la manguera al diámetro del disco de acople, es decir de 0.0127m a 0.0254m. Para este cambio de tamaño de sección se calcula el valor del coeficiente de resistencia mediante de la Tabla 17 la cual tiene en cuenta la velocidad media del flujo y la relación entre los diámetros de cambio de tamaño, la velocidad es la que se encuentre en la tubería más pequeña y esta velocidad es la velocidad en la manguera y la relación entre los diámetros es:

$$v_{t man} = \frac{Q}{\pi * r^2}$$

$$v_{t man} = \frac{1.1667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{0.0127m}{2}\right)^2}$$

$$v_{t man} = 9.21 \frac{m}{s}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.0254m}{0.0127 m}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = 2$$

ahora se realizó una extrapolación para determinar el valor de K para una relación de diámetros de 2 a 12.6306 m/s.

Tabla 20.

Datos para la extrapolación para determinar el coeficiente de resistencia de la expansión súbita de la manguera al disco de acople.

D2/D1	v	K
2	9	0,48
2	12	0,47
2	9,21	0,47930063

Nota. La Tabla muestra los valores tomados de la Tabla 17 para la extrapolación y el resultado de la misma.

Se determina que el coeficiente de resistencia K sería igual a 0.4793. Con esto se reemplaza en la ecuación 21 de pérdida menor, tomando la velocidad del flujo en la manguera

$$h_{L_{Ex2}} = 0.4793 \left(\frac{\left(9.21 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L_{Ex2}} = 2.0722 m$$

Lo siguiente en la línea es un codo de 90° del disco de acople, para la cual al mirar la Tabla 15 de 90° estándar tiene un valor de 30 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de 1" este factor tiene un valor de 0.022

$$K = (30)0.022$$

$$K = 0.66$$

Ahora se reemplazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la manguera.

$$h_{L\ cdisc} = 0.66 \left(\frac{\left(9.21 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\ cdisc} = 2.8534\ m$$

Lo último en la línea es una expansión súbita que va del disco de acople a la entrada de la válvula a probar, es decir de 0.0254m a 0.0762m. Para este cambio de tamaño de sección se calcula el valor del coeficiente de resistencia mediante la tabla de la Tabla 17 la cual tiene en cuenta la velocidad media del flujo y la relación entre los diámetros de cambio de tamaño, la velocidad es la que se encuentre en la tubería más pequeña y esta velocidad es la velocidad de la línea de 1" del disco de acople y la relación entre los diámetros es:

$$v_{t\ disc} = \frac{Q}{\pi * r^2}$$

$$v_{t\ disc} = \frac{1.1667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{0.0254m}{2}\right)^2}$$

$$v_{t\ disc} = 2.3025 \frac{m}{s}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.0762m}{0.0254\ m}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = 3$$

ahora se realizó una extrapolación para determinar el valor de K para una relación de diámetros de 3 a 2.3025 m/s.

Tabla 21.

Datos para la extrapolación para determinar el coeficiente de resistencia de la expansión súbita del disco de acople a la válvula a probar.

D2/D1	v	K
3	1,2	0,78
3	3	0,73
3	2,3025	0,74937631

Nota. La Tabla muestra los valores tomados de la Tabla 17 para la interpolación y el resultado de la misma.

Se determina que el coeficiente de resistencia K sería igual a 0.7494. Con esto se reemplaza en la ecuación 21 de pérdida menor, tomando la velocidad del flujo en la manguera

$$h_{L\text{ Ex3}} = 0,7494 \left(\frac{\left(2.3025 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\text{ Ex3}} = 0.2025 \text{ m}$$

Con esto ya se tienen todas las pérdidas del sistema y se calcula la pérdida total sumando todas estas.

Ecuación 23.

Sumatoria perdidas menores.

$$h_{LT} = h_{Lf} + h_{L\text{ Ent}} + h_{L\text{ Ts}} + h_{L\text{ Vc}} + h_{L\text{ Vch}} + h_{L\text{ C90h}} + h_{L\text{ C90v}} + h_{L\text{ Vp}} + h_{L\text{ Tdt}} + h_{L\text{ C90}} \\ + h_{L\text{ Ex1}} + h_{L\text{ Ex2}} + h_{L\text{ Cdisc}} + h_{L\text{ Ex3}}$$

$$\begin{aligned}
 h_{LT} = & 62.9321m + 6.1648 m + 4.1099m + 1.644 m + 20.5495m + 4.1099 m + 4.1099 m \\
 & + 20.5495m + 16.4396 m + 4.1099 m + 0.505 m + 2.0722 m + 2.8534 m \\
 & + 0.2025 m
 \end{aligned}$$

$$h_{LT} = 150.3483m$$

Conociendo el valor de las perdidas ahora se reemplaza en la ecuación 12 ecuación general de la energía y se despeja la energía agregada (h_a)

$$0.5m + h_A - 150.3483m = \frac{17,237,500Pa}{9792 \frac{N}{m^3}} + 1.09843m + \frac{\left(0.2558 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_A = \frac{17,237,500Pa}{9792 \frac{N}{m^3}} + 1.09843m + \frac{\left(0.2558 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} - 0.5m + 150.3483m$$

$$h_A = 1,911.8457m$$

Teniendo la energía agregada se calcula la potencia necesaria por la bomba con la siguiente ecuación.

Ecuación 24.

Potencia necesaria por la bomba.

$$P_A = h_A * \gamma * Q$$

Donde:

Q: Caudal

γ : Peso específico del fluido

$$P_A = 1,911.8457m * 9792 \frac{N}{m^3} * 1.1667x10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$P_A = 21,840.9875 W$$

Con esto se selecciona la bomba de pistones MPX 5825 de la marca HAWK (anexo 2), se selecciona esta bomba porque cuenta con características como: una presión máxima de trabajo de 3625 Psi, un caudal de 70L/min ($1.1667 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$) y una potencia de 32,3 KW. Las medidas de sus puertos de entrada y salida son de $\frac{3}{4}$ " y $\frac{1}{2}$ " respectivamente.

Tomando una eficiencia de la bomba del 70% se calcula la potencia agregada al fluido.

Ecuación 25.

Eficiencia de la bomba

$$eM = \frac{\text{Potencia suministrada al fluido}}{\text{Potencia añadida a la bomba}}$$

Donde:

eM= es la eficiencia de la bomba

Despejando la potencia suministrada al fluido de la Ecuación 25 se obtiene que:

$$eM * \text{Potencia añadida a la bomba} = \text{Potencia suministrada al fluido}$$

$$70\% * 32.3\text{Kw} = \text{Potencia suministrada al fluido}$$

$$22.61\text{Kw} = \text{Potencia suministrada al fluido}$$

Con lo que se observa que la bomba suministra la potencia necesaria.

Con esto, se seleccionó un motor de la marca Hawk de referencia IEC180 (anexo 3) que tiene a 60 Hz una potencia de 36 KW y 1740 rpm.

3.2.1 Comprobación del cálculo hidráulico

Conociendo los diámetros de entrada y salida de la bomba se realiza la selección de la tubería tanto de la succión como de la descarga, y el cambio en los cálculos de las pérdidas por fricción y pérdidas menores.

La tubería de la zona de succión y de descarga se seleccionó del catálogo de PISA tubing de instrumentación (anexo 12), donde se eligió un tubing de ¾” (0.01905) m de diámetro exterior, un espesor de 0,049” (0.0012446m), un peso de 0,553 Kg/m y una presión máxima de trabajo de 2400 Psig para la succión y para la descarga se eligió un tubing de ½” (0.0127m) de diámetro exterior, un espesor de 0,035” (0.000889 m), un peso de 0,263 kg/m y una presión máxima de trabajo de 2600 Psig, ambas de acero inoxidable 316.

Tabla 22.

Medidas de tubería de succión y descarga seleccionada.

Presión de trabajo recomendada (Factor de seguridad 4:1)								
Tubing	Espesor en pulgadas							
O.D.	0,028	0,035	0,049	0,065	0,083	0,095	0,109	0,120
1/16	16800							
1/8	8600	10900						
3/16	5500	7000	10300					
1/4	4000	5100	7500	10300				
5/16		4100	5900	8100				
3/8		3300	4800	6600				
1/2		2600	3700	5100	6700			
5/8			3000	4000	5200	6100		
3/4			2400	3300	4300	5000	5800	
7/8			2100	2800	3600	4200	4900	
1				2400	3200	3700	4200	4700
1 1/4					2500	2900	3300	3700

Presiones de trabajo en psig

Nota. La imagen muestra los valores de geometría de las tuberías seleccionadas de ½” y ¾”. Tomado de: Catálogo tubing PISA.

Tabla 23.

Peso teórico para la tubería seleccionada de succión y descarga.

Peso teórico en kg/m									
316									
Tubing	Espesor en pulgadas					Espesor en milímetros			
	0,028	0,035	0,049	0,065	0,083	1,00	1,50	2,00	2,50
O.D.									
1/8	0,044	0,051							
1/4		0,122	0,159	0,194					
3/8		0,193	0,257	0,326					
1/2		0,263	0,356	0,456					
3/4			0,553	0,718	0,895				
1"			0,750	0,981	1,230				
6 mm						0,130	0,170		
8 mm						0,180	0,240	0,300	
10 mm						0,230	0,320	0,400	
12 mm						0,280	0,390	0,500	
15 mm						0,350	0,510	0,650	
18 mm						0,430	0,620	0,800	0,970
20 mm							0,690	0,900	1,090
25 mm							0,770	1,150	1,350

Nota. La imagen muestra los valores peso teórico de las tuberías seleccionadas de 1/2" y 3/4". Tomado de: Catalogo tubing PISA.

Para la manguera se usará una de la empresa ALFAGOMMA (anexo 13) de la referencia Flexor 8 con unas medidas de 1/2" (0.0127m) de diámetro interior y un diámetro exterior de 0.78" que soporta una presión de trabajo de 3500 Psig y tiene un peso de 0.2 Kg/m.

Tabla 24.

Datos de la manguera seleccionada.

// FLEXOR 8



SAE 100 R8 - EN 855 R8

Tube: polyester.

Reinforcement: one/two braids of aramid fiber.

Cover: abrasion, ozone and hydrocarbon resistant polyurethane, pin-pricked.

Application: high pressure hydraulic lines, fuel oil, antifreeze solutions, air and water.

Temperature: -40 °C +100 °C (-40 °F +212 °F)
air max T = +70 °C (+160 °F)

Length: random

Item Code	ID (Dash)	ID (mm)	ID (in)	OD (mm)	OD (in)	WP (Mpa)	WP (psi)	BP (Mpa)	BP (psi)	BR (mm)	BR (in)	Weight (kg/m)	Weight (lb/ft)
1000295	4	6,0	1/4"	11,5	0,45	35,0	5000	140,0	20000	50	1,97	0,085	0,06
1000483	5	8,0	5/16"	13,4	0,53	30,0	4300	120,0	17450	55	2,17	0,105	0,08
1000296	6	10,0	3/8"	15,5	0,61	28,0	4000	112,0	16000	60	2,36	0,135	0,10
1000416	8	13,0	1/2"	19,9	0,78	24,5	3500	98,0	14000	80	3,15	0,200	0,14

Nota. La imagen muestra los valores de geometría y peso de la manguera de 1/2" seleccionada. Tomado de: Catalogo Alfacoma.

Ahora conociendo los cambios en los diámetros de las tuberías se calculan las pérdidas por fricción generada en ellas. Se sigue el mismo procedimiento hecho con la tubería anterior mente calculado, primero se calcula el número de Reynolds para cada tubería.

Para la tubería de succión de 3/4" la velocidad se calculó con el caudal de la bomba y el diámetro interior de esta. El diámetro interior se calcula restando dos veces el espesor al diámetro exterior.

$$D_{int\ 3/4} = D_{ext\ 3/4} - (2 * Espesor)$$

$$D_{int\ 3/4} = 0.01905\ m - (2 * 0.0012446\ m)$$

$$D_{int\ 3/4} = 0.01656\ m$$

Conociendo el diámetro interior de la tubería se calcula la velocidad en la misma.

$$v_{t\ 3/4} = \frac{Q}{\pi * \left(\frac{D_{int\ 3/4}}{2}\right)^2}$$

$$v_{t\ 3/4} = \frac{1.1667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{0.01656\ m}{2}\right)^2}$$

$$v_{t\ 3/4} = 5.4169 \frac{m}{s}$$

Y con la ecuación 18 Numero de Reynolds simplificada se determina el valor del número de Reynolds.

$$N_{R\ 3/4} = \frac{5.4169 \frac{m}{s} * 0.01656\ m}{1.0048 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$N_{R\ 3/4} = 89275.34236$$

El número de Reynolds de la tubería de descarga es el mismo de la tubería calculada inicialmente ya que es la misma tubería y el mismo caudal, tiene un valor de:

$$N_{R\ 1/2} = 135,358.6678$$

Para la manguera se determina la velocidad en ella conociendo que su diámetro interior es de ½” (0.0127 m).

$$v_{t\ man} = \frac{Q}{\pi * \left(\frac{D_{int\ man}}{2}\right)^2}$$

$$v_{t\ man} = \frac{1.1667 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{0.0127\ m}{2}\right)^2}$$

$$v_{t\ man} = 9.21 \frac{m}{s}$$

Y con la ecuación 18 Numero de Reynolds simplificada se determina el valor del número de Reynolds.

$$N_{R\ man} = \frac{9.21 \frac{m}{s} * 0.0127\ m}{1.0048 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$N_{R\ man} = 116408.2404$$

El número de Reynolds al ser mayor que 4000 se considera que el flujo es turbulento tanto en la tubería de succión como en la de descarga y manguera, las perdidas por fricción de la tubería se calculan con la ecuación 19 ya mencionada. Primero es necesario determinar el factor de fricción con la ecuación 20 y la rugosidad que depende del material y se saca de la Tabla 14.

Para la tubería de succión, se tienen los datos del diámetro interior y numero de Reynolds, el valor de la rugosidad es igual a 4.6×10^{-5} m ya que es acero comercial.

$$f_{3/4} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 * \frac{0.01656\ m}{4.6 \times 10^{-5}\ m}} + \frac{5.74}{89275.34236^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{3/4} = 0.02738$$

Para la tubería de descarga se tiene el mismo valor del factor de fricción para la tubería ya calculada este es igual a:

$$f_{1/2} = 0.02983$$

Finalmente ara la manguera, se tienen los datos del diámetro interior y numero de Reynolds, el valor de la rugosidad es igual a 3.0×10^{-7} m ya que es de polyester.

$$f_{man} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 * \frac{0.0127\ m}{3.0 \times 10^{-7}\ m}} + \frac{5.74}{116408.2404^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{man} = 0.01747$$

Ya conociendo los valores del valor del factor de fricción se puede sustituir en la ecuación 21 de las pérdidas donde para la tubería de succión se contempla una longitud total de 1,794 m, para la tubería de descarga 3,4098 m y para la manguera 0.2m. conociendo esto se calculan las pérdidas por fricción en cada tubería

$$h_{Lf\ 3/4} = 0.02738 * \frac{0.6\ m}{0.01656\ m} * \frac{\left(5.4169\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81\ \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{Lf\ 3/4} = 1.4836\ m$$

$$h_{Lf\ 1/2} = 0.02983 * \frac{2.3135\ m}{0.010922\ m} * \frac{\left(12.4527\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81\ \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{Lf\ 1/2} = 49.972\ m$$

$$h_{Lf\ man} = 0.01747 * \frac{0.2\ m}{0.0127\ m} * \frac{\left(9.21\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81\ \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{Lf\ man} = 1.1894\ m$$

Se suman las tres pérdidas por fricción para tener la pérdida total por fricción.

$$h_{LfT} = h_{Lf\ 3/4} + h_{Lf\ 1/2} + h_{Lf\ man}$$

$$h_{LfT} = 1.4836\ m + 49.972\ m + 1.1894\ m$$

$$h_{LfT} = 52.645\ m$$

Teniendo en cuenta que con la selección de la tubería se sabe que las pérdidas menores por los elementos en la línea de descarga se mantienen igual y las pérdidas en la línea de succión cambian, es decir que los valores de $h_{L\ Ent}$, $h_{L\ Ts}$ y $h_{L\ Vc}$ cambian por pasar de tubería de ½” a ¾” y los demás valores continúan igual, con esto se calcula la pérdida por entrada con el nuevo diámetro.

Se toma una entrada de tubería que se proyecta hacia el interior en la cual K tiene un valor de 0.78 y la velocidad se mira en la tubería de ¾”. Con esto se reemplaza en la ecuación.

$$h_{L\ Ent\ 3/4} = 0.78 \left(\frac{\left(5.4169 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\ Ent\ 3/4} = 1.1665\ m$$

La siguiente pérdida se da por una derivación T, Para esta derivación T el valor de la relación de longitud equivalente se determina de la Tabla 15 donde es una T estándar con flujo por la línea principal y da un valor de 20 y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de ¾” este factor tiene un valor de 0.024. Con esto se reemplaza en la ecuación del coeficiente de descarga.

$$K = (20) * 0.024$$

$$K = 0.48$$

Ahora se reemplazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de ¾”.

$$h_{L\ Ts\ 3/4} = 0.48 \left(\frac{\left(5.4169 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L\ Ts\ 3/4} = 0.7178\ m$$

Lo siguiente es una válvula de compuerta, para la cual al mirar la Tabla 15 y ser totalmente abierta tiene un valor de 8 de longitud equivalente y el factor de fricción se determinó con la Tabla 16 donde al estar conectado a una tubería de 3/4" este factor tiene un valor de 0.024

$$K = (8)0.024$$

$$K = 0.192$$

Ahora se rempazan los datos en la ecuación 21 de las pérdidas menores, tomando la velocidad del flujo en la tubería de 3/4".

$$h_{L_{Vc\ 3/4}} = 0.192 \left(\frac{\left(5.4169 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{L_{Vc\ 3/4}} = 0.2871\ m$$

Con esto ya se tienen todas las pérdidas del sistema recalculadas y se calcula la pérdida total sumando todas estas con la ecuación 23 sumatoria de perdidas menores.

$$h_{LT} = h_{L_{fT}} + h_{L_{Ent\ 3/4}} + h_{L_{Ts\ 3/4}} + h_{L_{Vc\ 3/4}} + h_{L_{Vch}} + h_{L_{C90h}} \\ + h_{L_{C90v}} + h_{L_{Vp}} + h_{L_{Tdt}} + h_{L_{C90}} + h_{L_{Ex1}} + h_{L_{Ex2}} + h_{L_{Cdisc}} + h_{L_{Ex3}}$$

$$h_{LT} = 52.645m + 1.1665\ m + 0.7178\ m + 0.2871\ m + 20.5495m + 4.1099\ m + 4.1099\ m \\ + 20.5495m + 16.4396\ m + 4.1099\ m + 0.505\ m + 2.0722\ m + 2.8534\ m \\ + 0.2025\ m$$

$$h_{LT} = 130.3178\ m$$

Conociendo el valor de las perdidas ahora se remplaza en la ecuación 12 ecuación general de la energía y se despeja la energía agregada (h_a)

$$0.5m + h_A - 130.3178 m = \frac{17,237,500Pa}{9792 \frac{N}{m^3}} + 1.09843m + \frac{\left(0.2558 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_A = \frac{17,237,500Pa}{9792 \frac{N}{m^3}} + 1.09843m + \frac{\left(0.2558 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} - 0.5m + 130.3178 m$$

$$h_A = 1891.8109 m$$

Teniendo la energía agregada se calcula la potencia necesaria por la bomba con la ecuación 24 potencia necesaria por la bomba.

$$P_A = h_A * \gamma * Q$$

Donde:

Q: Caudal

γ : Peso específico del fluido

$$P_A = 1891.8109 m * 9792 \frac{N}{m^3} * 1.1667x10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$P_A = 21,612.11 W$$

Con esto se confirma que la bomba y el motor seleccionados son adecuados, ahora para la selección de los demás elementos se puede observar en la Tabla 25 los elementos, algunas características importantes de los elementos, Zona, cantidad y la empresa proveedora.

Cabe resaltar que la válvula proporcional cuenta con un caudal de trabajo máximo de 80 L/min, Teniendo capacidad para el caudal con el cual se trabajara (Anexo 4).

Tabla 25.*Compilación de los elementos que componen el sistema de alimentación.*

Elemento	Características	Zona	Cantidad	Empresa
Tanque	Capacidad de 60L, medidas 0,5 m largo, 0,5m profundo, 0,25m alto	Zona de succión	1	Changzhou Treering Plastics Co
Adaptador tanque de agua flanche 3/4 Dicol	Conexión de 3/4"	Zona de succión	1	Wven
SFC Female connector SFC-12-12N	Con conexión a tubing de 3/4" y conexión hembra de 3/4"	Zona de succión, unión entre adaptador del tanque y la tubería (tubing)	1	Mako Products/Superlok

Tabla 25. Continuación.

<p>SMC Male connector SMC-12-12N</p>	<p>Con conexión a tubing de 3/4" y conexión macho de 3/4" NPT</p>	<p>Zona de succión, unión entre tubería y filtro. Unión entre filtro y tubería Unión entre tubería y válvula de ajuga Unión entre válvula de ajuga y tubería. Unión entre tubería y bomba Unión entre tubería y válvula de aguja manómetro Unión entre válvula de aguja manómetro y tubería</p>	<p>7</p>	<p>Mako Products/Superlok</p>
<p>Filtro SL 160</p>	<p>Conexión de 3/4", Caudal medio de 3m³/h</p>	<p>Zona de succión</p>	<p>1</p>	<p>H2agua</p>

Tabla 25. Continuación.

SUT Union Tee SUT-12	Conexiones para tubing de 3/4"	Zona de succión, une la línea principal con el manómetro anterior a la bomba	1	Mako Products/Superlok
Válvula de aguja (Needle valve) SUNV3 F12N	Conexiones para 3/4" hembra NPT, con presión de trabajo de hasta 5000Psig	Zona de succión Manómetro antes de la bomba	2	Mako Products/Superlok
Bomba				HAWK
Motor				HAWK
SMC Male connector SMC-8-8N	Con conexión a tubing de 1/2" y conexión macho de 1/2" NPT	Zona de descarga, Unión entre bomba y tubería Unión entre tubería y válvula check Unión entre válvula check y tubería Unión entre válvula de alivio de presión y tubería Unión entre tubería y válvula reguladora de presión	19	Mako Products/Superlok

		<p>Unión entre válvula reguladora de presión y tubería</p> <p>Unión entre tubería y manguera</p> <p>Unión entre tubería y caja manómetro alta</p> <p>Unión entre tubería y caja manómetro media</p> <p>Unión entre tubería y caja manómetro baja</p> <p>Unión entre tubería y caja manómetro siguiente a la bomba</p> <p>Unión entre tubería y cada válvula de aguja</p> <p>Unión entre cada válvula de aguja y tubería</p>		
--	--	---	--	--

Tabla 25. Continuación.

Válvula check SOCV4 F- 8N	Conexiones de ½” hembra NPT, Máxima presión de trabajo de 3000 Psig	Zona de descarga	1	Mako Products/Superlok
SUT Union Tee SUT-8	Conexiones para tubing de ½”	Zona de descarga, Unión entre la línea principal y manómetro siguiente a la bomba Unión entre la línea principal y válvula de alivio de presión Unión entre la línea principal y manómetro baja Unión entre la línea principal y manómetro media Unión entre la línea principal y manómetro alta	5	Mako Products/Superlok

Tabla 25. Continuación.

Válvula de alivio de presión (SRVH) M8N-F8N con BW (Spring Brown)	Presión de apertura entre 2250 y 3000 Psig, conexión de entrada de ½" macho NPT y salida ½" hembra NPT	Zona de descarga	1	Mako Products/Superlok
SFC Female connector SFC-8-8N	Conexión para tubing de ½" y conexión hembra de ½" NPT	Zona de descarga, Unión entre tubería y válvula de alivio de presión	1	Mako Products/Superlok
Válvula de aguja (Needle valve) SUNV3 F8N	Conexiones para ½" hembra NPT, con presión de trabajo de hasta 5000Psig	Zona de descarga, Antes de cada manómetro	4	
Válvula reguladora de presión VB 85/280	Máxima presión 280 Bar, conexión de entrada y salida hembra de ½" NPT	Zona de descarga	1	Hawk

Tabla 25. Continuación.

SMC Male connector SMC-12-8N	Conexión para tubing de ¾" y conexión para macho de ½" NPT	Zona succión, Unión tubería y manómetro antes de la bomba	1	Mako Products/Superlok
Manómetros	Conexión de ½" NPT			Suministrados por la empresa Calibration Service S.A.S

Nota. La tabla muestra los elementos que conforman el sistema de alimentación, con la cantidad y marca de cada uno. Tomado de: fuente propia.

Para sostener los manómetros se plantea el diseño de unas cajas de acero inoxidable 316, para este cálculo se usará el cálculo de esfuerzos en cilindros a presión de pared gruesa ya que se tomara estas cajas como si fueran cilindros con el diámetro de la longitud de su cara para efectos del cálculo y ya que se tendría en cuenta una menor distancia entre radios en sus esquinas y con esto aguantaría más en estas zonas.

Ahora, sabiendo que los esfuerzos más grandes se presentan en el radio interior se usaran las siguientes ecuaciones para determinar el esfuerzo tangencial con la ecuación 8 y radial ecuación 9.

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 * P_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

Donde:

σ_t = Esfuerzo tangencial

σ_r = Esfuerzo radial.

r_i = es el radio interno.

r_o = Es el radio externo.

P_i = es la presión interna.

r = es el punto en el radio en el que se mirara el esfuerzo.

Como se mirarán los esfuerzos en el radio interior $r = r_i$, este radio es el del interior de la caja que tiene un diámetro de ½” (0.0127m) este radio interior seria de 0.00635 m y el diámetro exterior es de 0.076 m por ende el radio exterior es de 0.038 m, y la presión máxima del banco son 2500 Psig (17.2368 MPa) se determinan los esfuerzos con estos valores en las ecuaciones.

$$\sigma_t = \frac{(0.00635 \text{ m})^2 * 17.2368 \text{ MPa}}{(0.038 \text{ m})^2 - (0.00635 \text{ m})^2} * \left(1 + \frac{(0.038 \text{ m})^2}{(0.00635 \text{ m})^2} \right)$$

$$\sigma_t = 18.2271 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{(0.00635 \text{ m})^2 * 17.2368 \text{ MPa}}{(0.038 \text{ m})^2 - (0.00635 \text{ m})^2} * \left(1 - \frac{(0.038 \text{ m})^2}{(0.00635 \text{ m})^2} \right)$$

$$\sigma_r = -17.2368 \text{ MPa}$$

Teniendo los esfuerzos radial y tangencial se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises con la ecuación en coordenadas polares ecuación 10.

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} * ((\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2) + 3(\tau_{r\theta}^2 + \tau_{rz}^2 + \tau_{z\theta}^2) \right]^{1/2}$$

El esfuerzo σ_z es igual a 0 ya que en esta dirección no se tienen fuerzas y los cortantes son iguales a 0 ya que este caso de esfuerzos en cilindros presurizados de pared gruesa solo cuenta con esfuerzos normales.

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} * ((\sigma_{\theta} - \sigma_r)^2 + (\sigma_{\theta})^2 + (-\sigma_r)^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} * ((18.2271 \text{ MPa} - (-17.2368 \text{ MPa}))^2 + (18.2271 \text{ MPa})^2 + (-(-17.2368 \text{ MPa}))^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma = 35.4708 \text{ MPa}$$

Ahora se usa este valor del esfuerzo de Von Mises junto con el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 316 laminado en frio (anexo 20) para determina el factor de seguridad.

Ecuación 26.

Factor de seguridad.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$F.S = \frac{240 \text{ MPa}}{35.4708 \text{ MPa}}$$

$$F.S = 6.766$$

3.3 Subsistema de control

En el sistema de control se plantea una conexión eléctrica para el encendido y el parado de emergencia del motor conectado a la bomba del sistema hidráulico, para esto se realiza un diagrama unifilar en el que se evidencia los componentes y las conexiones a realizar. Con el fin de identificar los componentes del diagrama unifilar se muestra una tabla la cual los da a conocer previamente:

Tabla 26.

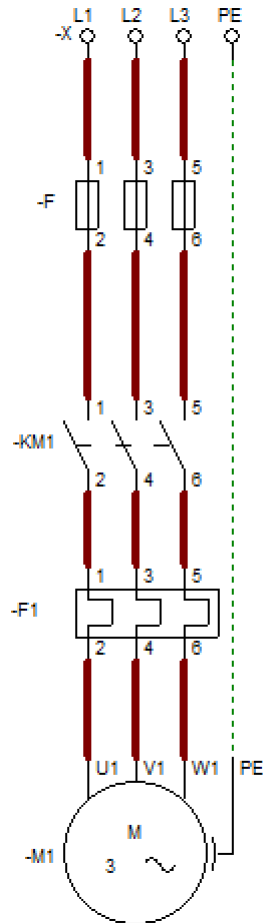
Tabla de los componentes y descripciones para diagrama unifilar arranque simple motor-bomba.

Abreviación	Nombre	Descripción
L1	Línea de alimentación 1	Línea de energía 230/400 V
L2	Línea de alimentación 2	Línea de energía 230/400 V
L3	Línea de alimentación 3	Línea de energía 230/400 V
F	Fusibles	N/A
KM1	Contactador principal (Líneas: 1-2; 3-4; 5-6)	Contactador trifásico
F1	Relé térmico sobrecarga (Líneas: 1-2; 3-4; 5-6)	Relé térmico trifásico
M1	Motor 1	Motor previamente seleccionado para sistema hidráulico
PE	Punto a tierra	N/A

Nota. La tabla muestra los elementos que conforman el sistema de control y la descripción para el diagrama unifilar.

Con los componentes identificados se muestra el respectivo diagrama unifilar (Figura 26) que cuenta con la capacidad de dar arranque al motor trifásico, dar parada al motor y en caso de una sobre carga por temperatura, los relé térmicos de sobrecarga también cuentan con la capacidad de detener el motor.

Figura 26.
Diagrama unifilar arranque simple motor-bomba



Nota. La imagen muestra el diagrama unifilar del arranque del motor.

Una vez se tiene las respectivas conexiones se realiza el esquema de control para lograr el respectivo encendido por medio de pulsadores y así mismo al generarse un sobrecalentamiento el motor también logre detenerse, como se mencionó anteriormente, gracias a los relés térmicos, por tal motivo se muestra la siguiente tabla que contiene la identificación de las variables del esquema de control:

Tabla 27.

Tabla de los componentes y descripciones para esquema de control arranque simple motor-bomba.

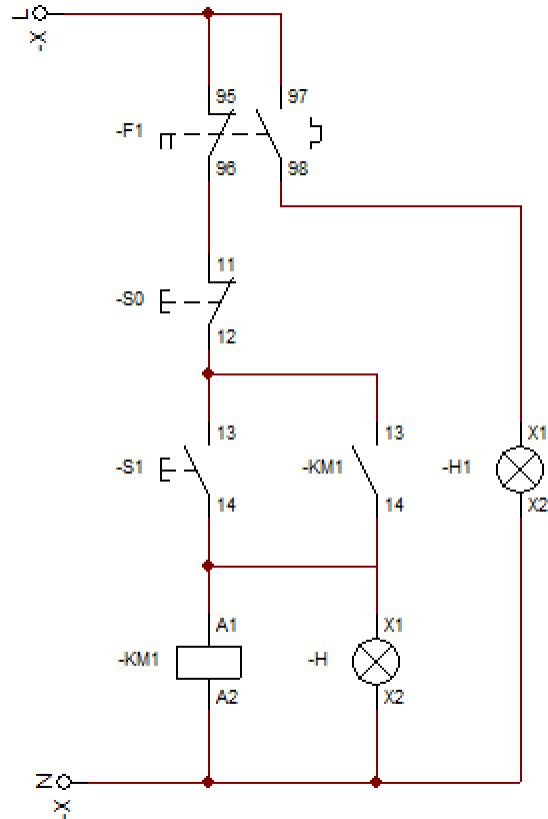
Abreviación	Nombre	Descripción
L	Línea de alimentación	Línea de energía
F1	Accionamiento relé térmico (Líneas: 95-96; 97-98)	Incluida en el relé térmico
KM1	Bobina contactor principal	Incluida en el contactor
KM1	Contacto bobina del contactor principal (Líneas: 13-14)	N/A
S1	Pulsador arranque motor (Líneas: 13-14)	Pulsador manual con led verde incluido
S0	Pulsador parada del motor	Pulsador normalmente cerrado de color rojo
H	Indicador luminoso verde	Indicador del motor en funcionamiento
H1	Indicador luminoso rojo	Indicador del motor detenido por sobrecalentamiento

Nota. La tabla muestra los elementos que conforman el control del arranque del motor.

Conocidas las variables se presenta la imagen del esquema de control:

Figura 27.

Esquema de control arranque simple motor-bomba.



Nota. La imagen muestra el diagrama de control del arranque del motor. Tomado de: fuente propia con CadeSimu.

Al conocer los componentes que se deben tener en cuenta para dar el funcionamiento a este sistema del banco, se procede a seleccionar los componentes en el mercado teniendo en cuenta que el motor cuenta con las siguientes especificaciones (anexo 3):

- Motor eléctrico trifásico de 4 polos 50/60 Hz 1450/1740 rpm
- Potencia a 50Hz y 1450 rpm de 30kW/ a 60Hz y 1740 rpm 36 kW
- Voltaje de alimentación 230/400 V

En forma de resumen se crea la Tabla a continuación con los elementos seleccionados:

Tabla 28.*Compilación de elementos que componen el sistema de control.*

Nombre	Referencia	Características	Marca
Contactador trifásico NCI-80 ^a (anexo 25)	NC1-4-80-00-24	4 polos, Potencia 400 Vac, 50CV/37kW	Chint
Relé térmico sobrecarga EasyPact TVS (anexo 26)	LRE32	Frecuencia 50Hz/60Hz, Voltaje trabajo <=690 Vac	Schneider Electric
Pulsador normalmente abierto verde	1NO 1NC Interruptor 22 Mm - Verde	Voltaje trabajo 6- 380V, Modo de contacto: 1 NO 1 NC,	Luan
Indicador luminoso led rojo	Indicador luminoso led rojo	Voltaje trabajo 230V, grado de protección IP20	Vatioled 2.0
Pulsador normalmente cerrado rojo	Pulsador normalmente cerrado rojo	Frecuencia de trabajo 50/60 Hz, Voltaje 240-600V	Vistronica

Nota. La Tabla muestra los elementos que conforman el sistema de control con sus características principales y marca. Tomado de: Mercadolibre. Interruptor de botón pulsador normalmente abierto. Mercadolibre. [shorturl.at/ijoKU](https://www.mercadolibre.com.co/shorturl.at/ijoKU). VatioLED. Indicador luminoso LED rojo 230V. VatioLED. [shorturl.at/iqPT](https://www.mercadolibre.com.co/shorturl.at/iqPT). Mercadolibre. Interruptor pulsador normalmente cerrado rojo 22mm. Mercadolibre. [shorturl.at/diDE0](https://www.mercadolibre.com.co/shorturl.at/diDE0)

3.4 Estructura de seguridad

En la estructura de seguridad se debe tener en cuenta el posible riesgo al que el operario está expuesto ya que al poder alcanzar presiones tan elevadas hay riesgos como la expulsión del fluido a una gran velocidad, al igual que posibles elementos internos de la válvula. Adicionalmente, el operario según las normas para la prueba de estas válvulas, debe ser capaz de ver un grosor específico del chorro de agua saliendo de la válvula por lo tanto la estructura de seguridad debe ser transparente para facilitar este paso del proceso.

El operario una vez ubica la válvula al banco, se acomoda en la sección derecha del banco donde se encuentran los manómetros de presión para comenzar la lectura y graduación respectiva de la presión por medio de la válvula proporcional. Con estas ideas en mente, se establece que la sección de acople y la sección de control se pueden dividir por medio de una estructura de seguridad transparente que proteja del líquido y reduzca la posible afectación física del operario al existir la posibilidad de un elemento ser expulsado de la válvula hacia él.

Por tal motivo se realiza un marco en un perfil cuadrado para crear la respectiva división, las medidas de altura más elevadas que se tienen para estas válvulas son de 1 metro por tal motivo el marco va a contar con esta altura y un ancho de 1 m debido a las dimensiones del disco de acople y las uñas del mismo sistema.

Se selecciona el vidrio templado debido a su buena resistencia a los golpes ya que es aproximadamente 4 veces más resistente que el vidrio recocido del mismo espesor y configuración, como información para el peso (P_{VT}) de este vidrio se conoce que la densidad es de 2500 Kg/m³ (anexo 17), al tener unas dimensiones de 1m x 0,860m x 10mm es posible calcular el respectivo peso de este vidrio una vez calculado el volumen (V_{VT}) ya que va a ser soportado por la estructura.

$$\rho_{VT} = 2,500 \frac{Kg}{m^3}$$

$$V_{VT} = 1 m \times 1 m \times 0.01m$$

$$V_{VT} = 0.01 \text{ m}^3$$

$$m_{VT} = V_{VT} \times \rho_{VT}$$

$$m_{VT} = 2,500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.01 \text{ m}^3$$

$$m_{VT} = 25 \text{ Kg}$$

$$P_{VT} = m_{VT} \times g$$

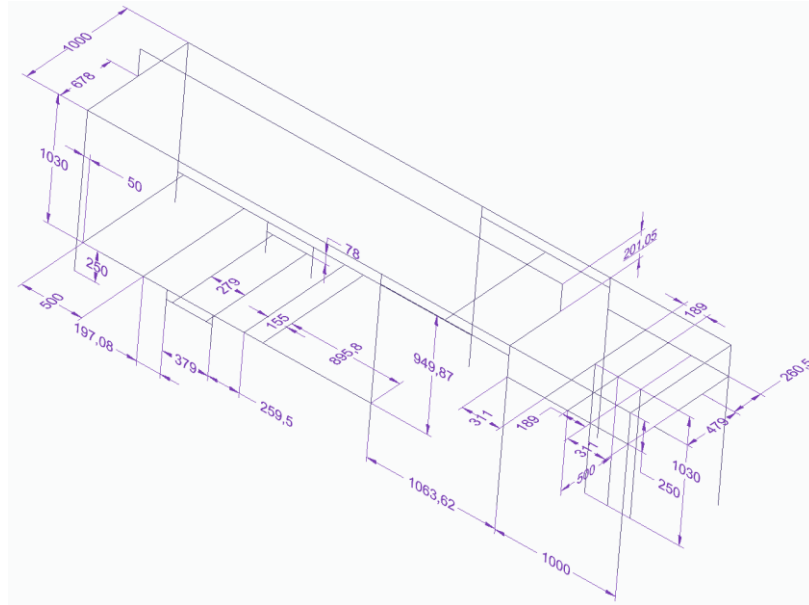
$$P_{VT} = 25 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

3.5 Estructura de soporte

Para dar soporte al subsistema de alimentación-recirculación del agua, subsistema de control, subsistema de acople y la estructura de seguridad se plantea una estructura alámbrica la cual contribuirá al análisis de las respectivas vigas. Una vez se tienen los esfuerzos y momentos máximos en las respectivas vigas alámbricas es posible determinar el perfil adecuado con base a estos esfuerzos. Se presenta primero la imagen (Figura 28 y 29) de la estructura alámbrica junto con las cotas de la misma y se prosigue con la representación de las fuerzas actuantes en las vigas de la estructura (Figura 30).

Figura 28.

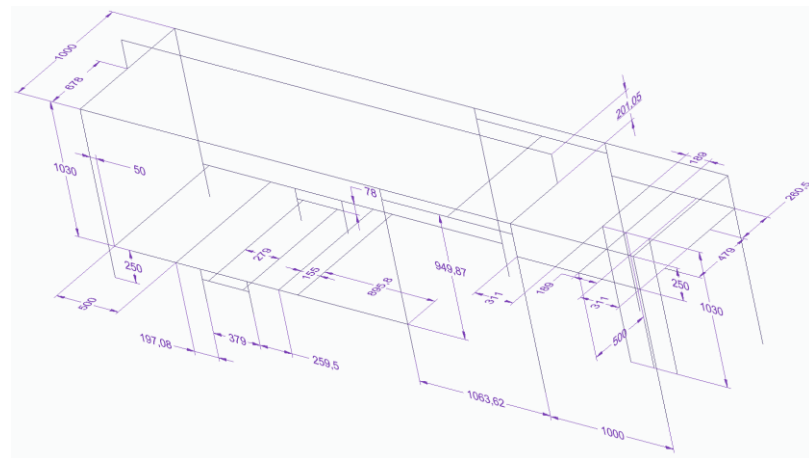
Esquema estructura alámbrica con cotas.



Nota. La imagen muestra la estructura alámbrica planteada con las cotas determinadas con los componentes de los demás sistemas y decisión propia.

Figura 29.

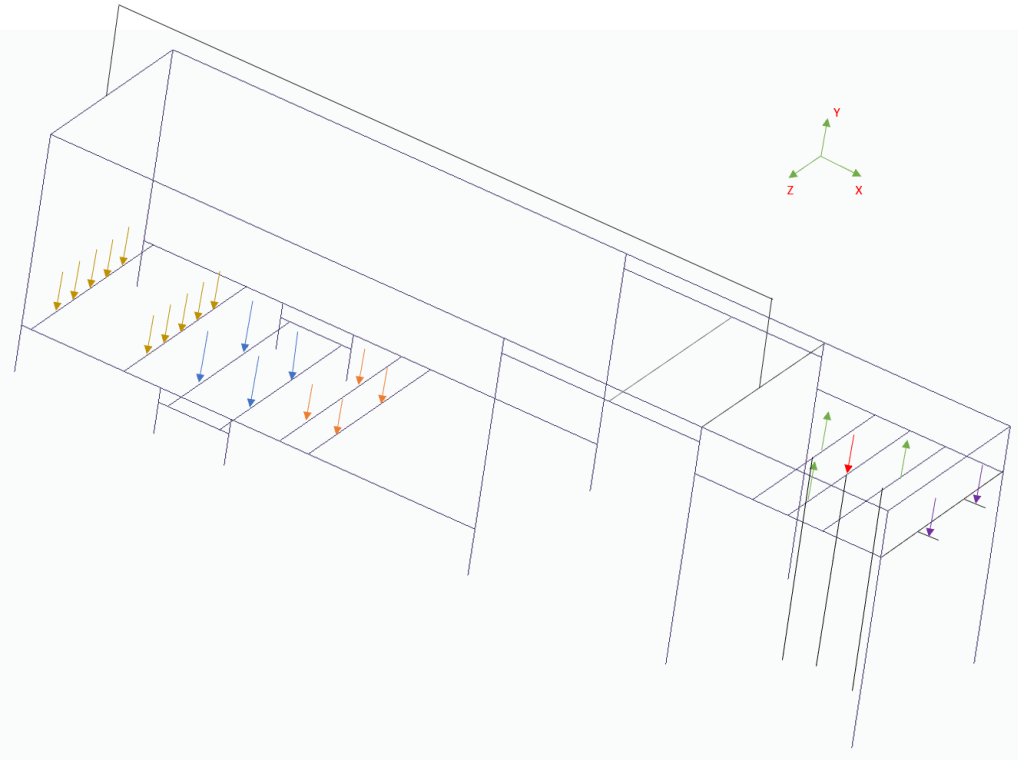
Esquema estructura alámbrica con cotas perspectiva 2



Nota. La imagen muestra la estructura alámbrica planteada con las cotas determinadas con los componentes de los demás sistemas y decisión propia en una perspectiva diferente para una mejor visualización de diversas medidas.

Figura 30.

Estructura alámbrica banco de pruebas.



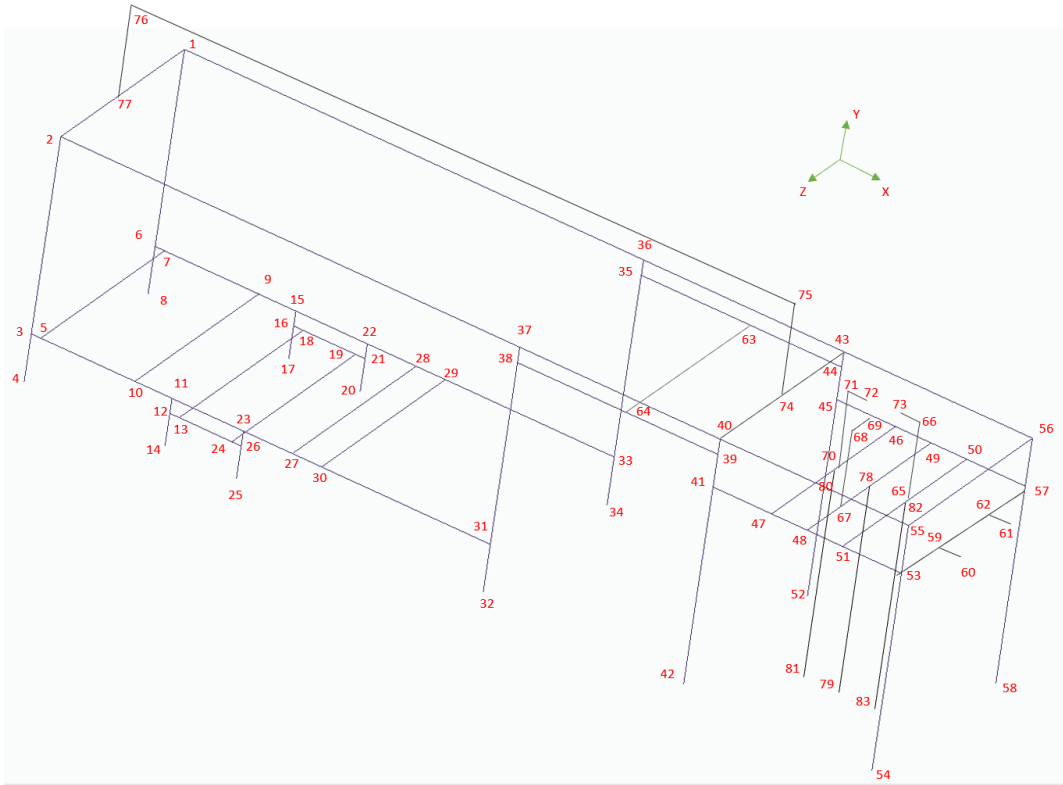
Nota. La imagen muestra la estructura alámbrica junto con la representación de las fuerzas más críticas que soportara el banco.

En la Figura 30 se pueden ver las fuerzas que actúan sobre la estructura del banco en donde las fuerzas de color café en el costado izquierdo de la imagen son una carga distribuida debido al peso asociado al tanque del agua. Un segundo grupo de fuerzas son las de color azul, las cuales son las cargas puntuales de los puntos de apoyo del motor en las respectivas dos vigas. El tercer grupo de cargas puntuales son las de color naranja que representan las fuerzas debido al peso de la bomba en los 4 puntos de apoyo de la misma. El cuarto grupo de las fuerzas es de color verde y se generan debido a la fuerza que se genera contra las uñas por el cilindro elevador, en el momento del acople de la válvula a probar en el banco. La quinta fuerza es la de color rojo en medio de las fuerzas verdes y se debe a la suma del peso del cilindro elevador, más el peso del disco de acople, más el peso de la válvula a probar y por último la fuerza ejercida en caso de golpe de ariete. El último grupo de fuerzas de color morado se genera por el peso de la bomba hidráulica manual que se encarga de accionar el cilindro elevador. Se realizan estas representaciones ya que son las fuerzas

de mayor magnitud dentro de la estructura y es por tal motivo que se van a analizar estas vigas para poder determinar el perfil adecuado para la estructura. Para poder analizar cada viga se establecen a continuación los nodos de toda la estructura y se representan en la Figura 31.

Figura 31.

Estructura alámbrica con nodos del banco de pruebas.



Nota. La imagen muestra la estructura alámbrica junto con la nomenclatura definida para los nodos que la componen.

3.5.1 *Calculo viga soporte tanque*

Para esta viga se comienza mirando la carga generada por el peso del tanque de agua, el cual tiene capacidad de 60 L (0.06 m³) y unas medidas de 0.5 m base, 0.5 m profundidad y 0.25 altura. Con el Volumen y la densidad del agua ($\rho=998.2 \text{ Kg/m}^2$) se calcula el peso debido al tanque lleno de agua.

$$\rho_{\text{Agua}} = \frac{m_{\text{Agua tan}}}{V_{\text{Agua tan}}}$$

$$m_{\text{Agua tan}} = \rho_{\text{Agua}} * V_{\text{Agua tan}}$$

$$m_{\text{Agua tan}} = 998,2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.06 \text{m}^3$$

$$m_{\text{Agua tan}} = 59.892 \text{ Kg}$$

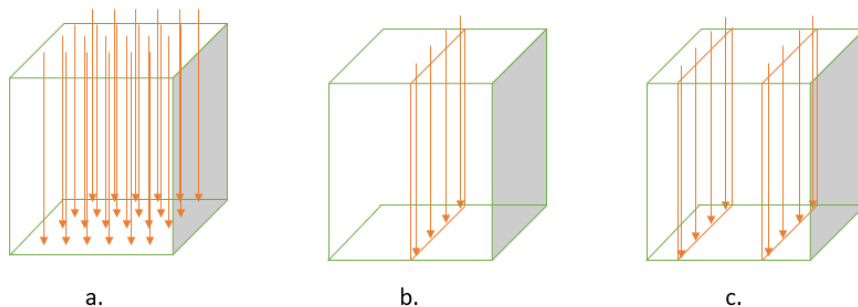
$$W_{\text{Agua tan}} = m_{\text{Agua tan}} * g$$

$$W_{\text{Agua tan}} = 59.892 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{Agua tan}} = 587.5405 \text{ N}$$

Figura 32.

Esquema transformación cargas distribuidas.



Nota. La imagen muestra la transformación de la carga distribuida en líneas específicas de la base.

Con la finalidad de usar la carga distribuida como en la Figura 32c, se usa la siguiente ecuación para determinar el valor de esta.

Ecuación 27.

Carga distribuida.

$$F_{dis} = \frac{W_{\text{Agua tan}}}{\text{Area}} * \frac{\text{base}}{2}$$

Donde el área es la de la base del tanque de agua.

$$\text{Area} = \text{Base} * \text{Profundidad}$$

$$\text{Area} = 0.5 \text{ m} * 0.5 \text{ m}$$

$$\text{Area} = 0.25 \text{ m}^2$$

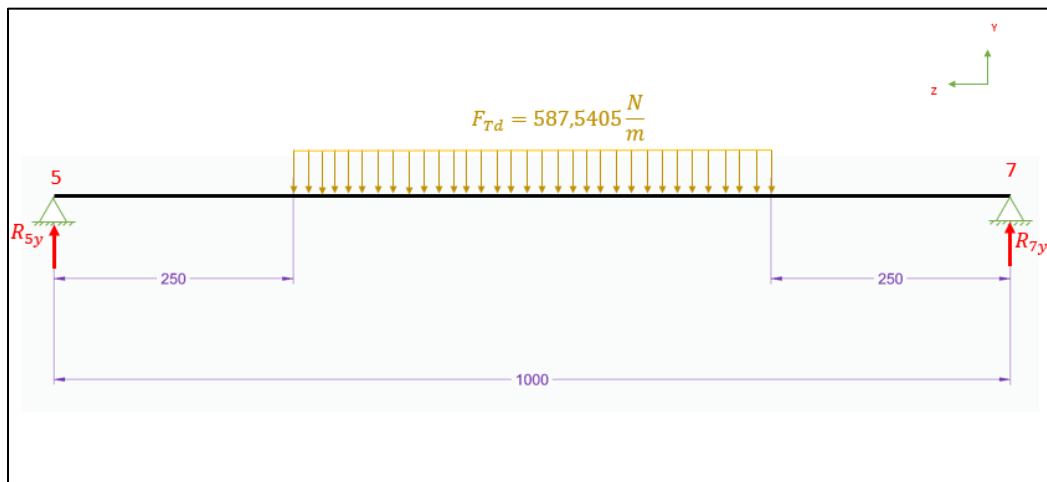
$$F_{Td} = \frac{587.5405 \text{ N}}{0.25 \text{ m}^2} * \frac{0.5 \text{ m}}{2}$$

$$F_{Td} = 587.5405 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Teniendo el valor de la carga distribuida de tanque ahora se procede a hacer el cálculo de reacciones mediante estática con el diagrama de cuerpo libre de la Figura 33 tomando los apoyos de los extremos como apoyos articulados ya que no transfieren momentos flector a la viga a la que está conectada.

Figura 33.

Diagrama de cuerpo libre viga nodos 5-7



Nota. La imagen muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga con nodos 5-7 y la carga distribuida debido a una sección del tanque del agua. Cotas en mm.

Al tener una carga distribuida sobre la viga se procede a transformarla a esta en una carga puntual que se aplicará en la mitad de la longitud de la distribuida, se transforma multiplicando el valor de la carga distribuida por la longitud de esta como se observa en la Figura 32

Ecuación 28.
Fuerza puntual.

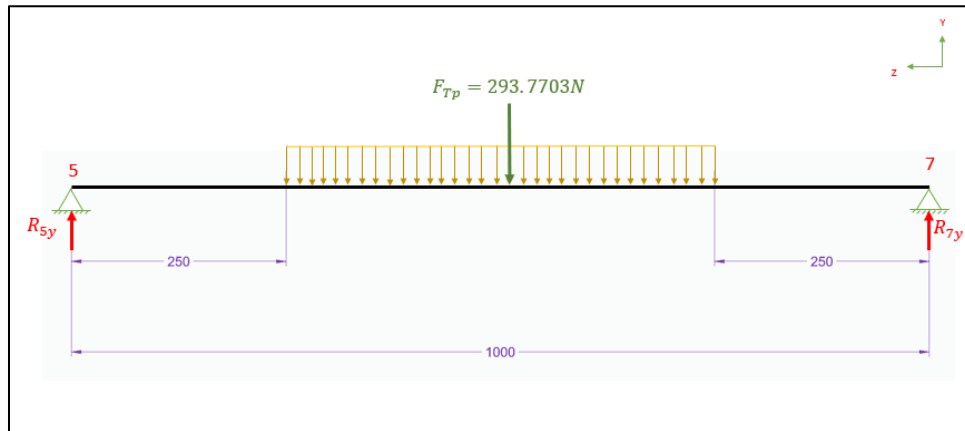
$$F_{Tp} = F_{Td} * Longitud$$

$$F_{Tp} = 587.5405 \frac{N}{m} * 0.5 m$$

$$F_{Tp} = 293.7703 \frac{N}{m}$$

Figura 34.

Diagrama de cuerpo libre viga nodo 5-7 carga puntual.



Nota. La imagen muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga con nodos 5-7 y la transformación de la carga distribuida a carga puntual para facilitar el cálculo de la estática de la viga.

Teniendo la carga puntual se procede a realizar los cálculos de sumatoria de Fuerzas en el eje Y y la sumatoria de momentos en el nodo 7 para determinar las reacciones en cada nodo.

Ecuación 29.
Sumatoria de fuerzas en Y.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{5y} - F_{Tp} + R_{7y} = 0$$

$$R_{5y} - 293.7703 N + R_{7y} = 0$$

Ecuación 30.
sumatoria de momentos.

$$\Sigma M_7 = 0$$

$$-(R_{5y} * Dis_{R5y}) + (F_{Tp} * Dis_{FTp}) = 0$$

$$-(R_{5y} * 1 m) + (293.7703 N * 0.5 m) = 0$$

$$293.7703 N * 0.5 m = R_{5y} * 1 m$$

$$\frac{293.7703 N * 0.5 m}{1 m} = R_{5y}$$

$$146.8851 N = R_{5y}$$

Ahora teniendo el valor de la reacción en el nodo 5 se reemplaza este valor en la ecuación de la sumatoria de fuerzas en Y para determinar el valor de la reacción en el nodo 7.

$$146.8851 N - 293.7703 N + R_{7y} = 0$$

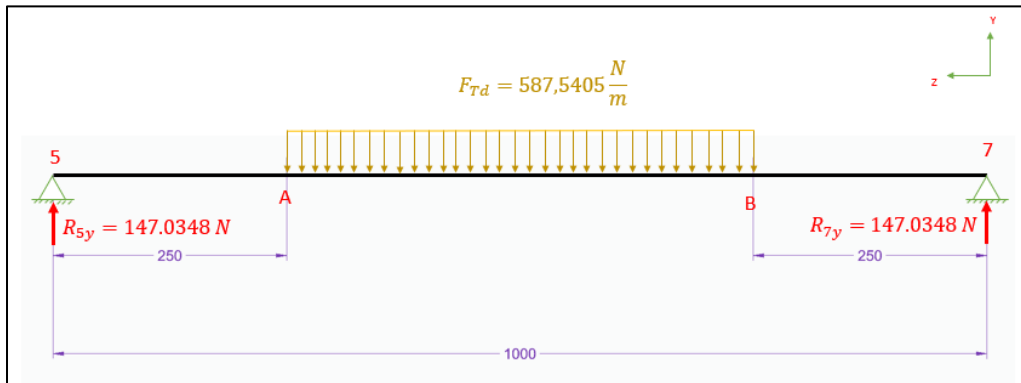
$$R_{7y} = -146.8851 N + 293.7703 N$$

$$R_{7y} = 146.8851 N$$

Ahora se procede a dividir la viga en secciones con la finalidad de obtener los valores de la fuerza cortante y del momento flector, para esto nombramos dos nodos más a los que se llamó A y B los cuales están posicionados al inicio y final de la fuerza distribuida, como se muestra en la Figura 35.

Figura 35.

Viga nodos 5-7 con nodos extra

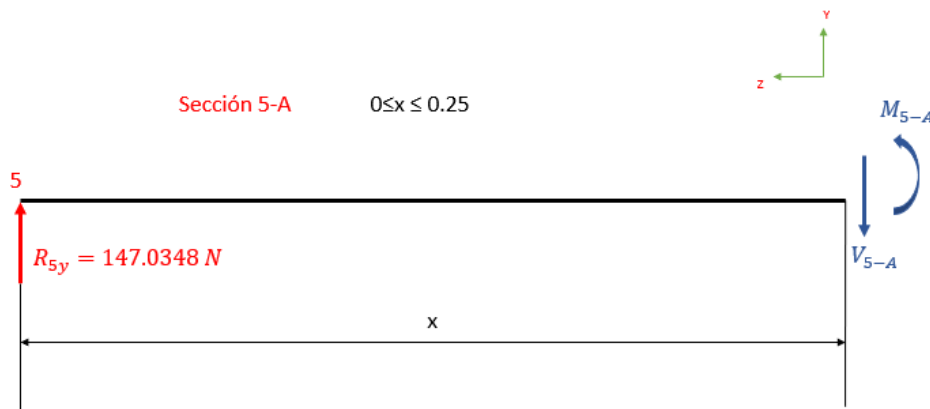


Nota. La imagen muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga con nodos 5-7 y la transformación de la carga distribuida a carga puntual para facilitar el cálculo de la estática de la viga.

Sección 5-A, se toma la sección y se hace un corte a “x” distancia para determinar los valores del cortante y momento flector en este tramo, en esta sección x estarán en el rango de 0 a 0.25 m.

Figura 36.

Viga nodos 5-7 sección 5-A.



Nota. La imagen muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga con nodos 5-7 en la sección 5-A para determinar los momentos flectores y fuerzas cortantes en este tramo.

Para esta sección se plantea la sumatoria de momentos y fuerzas en Y, para determinar la ecuación que rige a cada una de estas en este caso. Se usan la ecuación 27 sumatoria de fuerzas en Y y la ecuación 28 sumatoria de momentos.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{5y} - V_{5-A} = 0$$

$$146.8851 \text{ N} - V_{5-A} = 0$$

$$146.8851 \text{ N} = V_{5-A}$$

$$\Sigma M_{x \ 5-A} = 0$$

$$-(R_{5y} * Dis_{R5y}) + M_{5-A} = 0$$

$$-(146.8851 \text{ N} * x) + M_{5-A} = 0$$

$$M_{5-A} = 146.8851 \text{ N} * x$$

Viendo que en la ecuación del momento flector este es directamente proporcional a la distancia x, se puede decir que tendrá su máximo valor cuando x tenga su máximo valor, es decir cuando $x=0.25\text{m}$.

Tabla 29.

Valores de momento flector para sección 5-A.

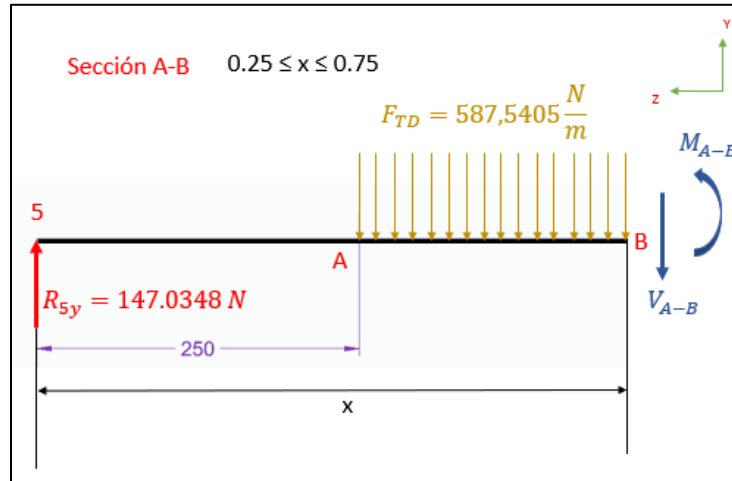
X (m)	M _{5-A} (Nm)
0	0
0.25	36.7213

Nota. La Tabla muestra los valores de momento flector para las distancias principales de la viga 5-7 en la sección 5-A.

Sección A-B, se toma la sección y se hace un corte a “x” distancia para determinar los valores del cortante y momento flector en este tramo, en esta sección x estarán en el rango de 0.25 a 0.75 m.

Figura 37.

Viga nodos 5-7 sección A-B.



Nota. La imagen muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga con nodos 5-7 en la sección A-B para determinar los momentos flectores y fuerzas cortantes en este tramo.

Para esta sección se plantea la sumatoria de momentos y fuerzas en Y, para determinar la ecuación que rige a cada una de estas en este caso. Se usan la ecuación 27 sumatoria de fuerzas en Y.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{5y} - (F_{Td} * (x - 0.25 m)) - V_{A-B} = 0$$

$$146.8851 N - (587.5405 \frac{N}{m} * (x - 0.25 m)) - V_{A-B} = 0$$

$$146.8851 N - (587.5405 \frac{N}{m} * (x - 0.25 m)) = V_{A-B}$$

Con la ecuación de la fuerza cortante se definen tres puntos para determinar su valor, con $x=0.25m$, $x=0.5m$ y $x=0.75$.

Tabla 30.

Valores de fuerza cortante para sección A-B.

X (m)	V _{A-B} (N)
0.25	146.8851
0.5	0
0.75	-146.8851

Nota. La Tabla muestra los valores de fuerza cortante para las distancias principales de la viga 5-7 en la sección A-B.

Se usa la ecuación 28 sumatoria de momentos.

$$\Sigma M_{x A-B} = 0$$

$$-(R_{5y} * x) + ((F_{Td} * (x - 0.25 m)) * \left(\frac{x - 0.25 m}{2}\right)) + M_{A-B} = 0$$

$$-(R_{5y} * x) + \left(F_{Td} * \left(\frac{(x - 0.25 m)^2}{2}\right)\right) + M_{A-B} = 0$$

$$-(146.8851 N * x) + \left(587.5405 \frac{N}{m} * \left(\frac{(x - 0.25 m)^2}{2}\right)\right) + M_{A-B} = 0$$

$$M_{A-B} = (146.8851 N * x) - \left(587.5405 \frac{N}{m} * \left(\frac{(x - 0.25 m)^2}{2}\right)\right)$$

Con la ecuación de momento flector se definen tres puntos para determinar su valor, con $x=0.25m$, $x=0.5m$ y $x=0.75$.

Tabla 31.

Valor de momento flector para sección A-B.

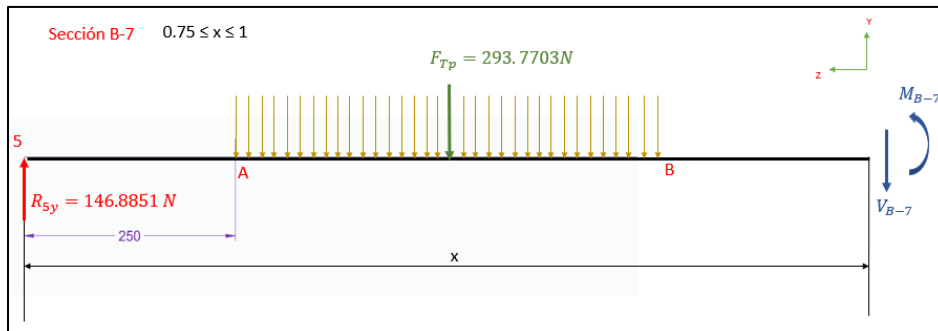
X (m)	M _{A-B} (Nm)
0.25	36.7213
0.5	55.0819
0.75	36.7213

Nota. La Tabla muestra los valores de momento flector para las distancias principales de la viga 5-7 en la sección A-B.

Sección B-7, se toma la sección y se hace un corte a “x” distancia para determinar los valores del cortante y momento flector en este tramo, en esta sección x estarán en el rango de 0.75 a 1 m.

Figura 38.

Viga nodos 5-7 sección B-7.



Nota. La imagen muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga con nodos 5-7 en la sección B-7 para determinar los momentos flectores y fuerzas cortantes en este tramo.

Para esta sección se plantea la sumatoria de momentos y fuerzas en Y, para determinar la ecuación que rige a cada una de estas en este caso. Se usan la ecuación 27 sumatoria de fuerzas en Y y la ecuación 28 sumatoria de momentos.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{5y} - F_{Tp} - V_{B-7} = 0$$

$$146.8851 N - 293.7703 N - V_{B-7} = 0$$

$$146.8851 N - 293.7703 N = V_{B-7}$$

$$-146.8851 N = V_{B-7}$$

$$\Sigma M_{x \ b-7} = 0$$

$$-(R_{5y} * x) + (F_{Tp} * 0.5 m) + M_{B-7} = 0$$

$$-(146.8851 N * x) + (293.7703 N * 0.5 m) + M_{B-7} = 0$$

$$M_{B-7} = (146.8851 N * x) - (293.7703 N * 0.5 m)$$

Con la ecuación de momento flector se definen dos puntos para determinar su valor, con $x=0.75m$ y $x=1m$.

Tabla 32.

Valores de momento flector para la sección B-7.

X (m)	M_{B-7} (Nm)
0.75	-36.7213
0.1	0

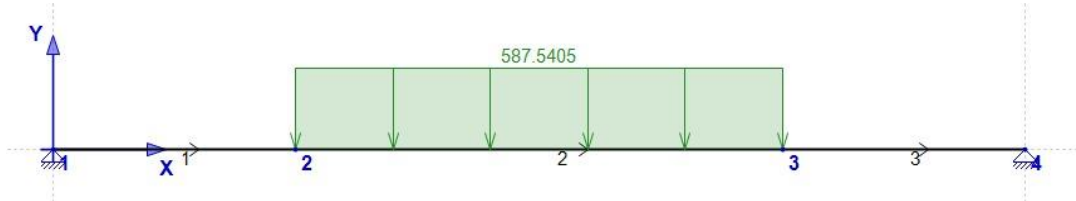
Nota. La Tabla muestra los valores de momento flector para las distancias principales de la viga 5-7 en la sección B-7.

Una vez obtenidos los valores en los respectivos puntos de la viga se comparan los resultados por medio del software EngiLab Frame. Para el uso de este software se toma viga por viga para el análisis de la estructura, para el proceso de análisis en este software se comienza por definir los valores del materia y características del perfil los cuales aun no se conocen por ende se usa el valor de 1 para los valores requeridos por el software en los campos de material y perfil, esto no afecta los resultados del momento flector y cortante, seguido de este se definen los nodos necesarios para la viga, es decir la distancia entre estos además de las restricciones que puedan tener. Luego, se

deben crear las uniones entre los nodos y finalmente se colocan las cargas en los nodos respectivos (Figura 39). Se realiza la simulación y se obtienen como resultado las gráficas de momento flector (Figura 40) y fuerza cortante (Figura 41)

Figura 39.

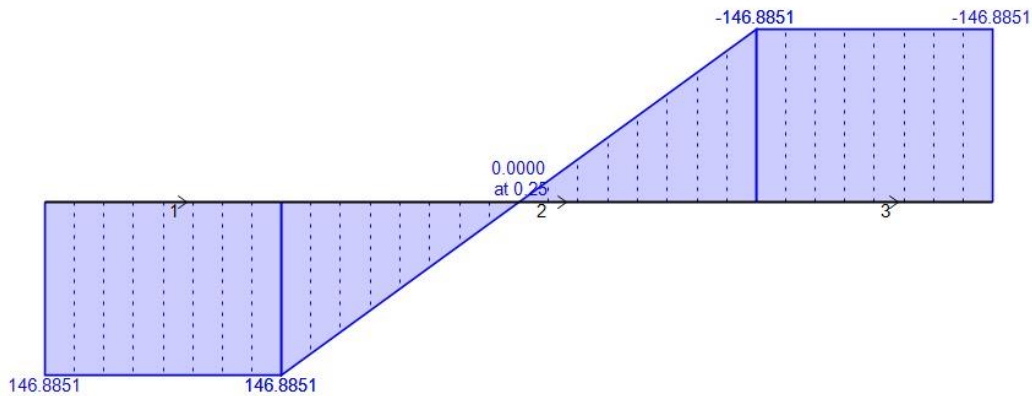
Viga 5-7 en software EngiLab con la carga.



Nota. La imagen muestra la gráfica de la fuerza cortante obtenida con el software EngiLab.

Figura 40.

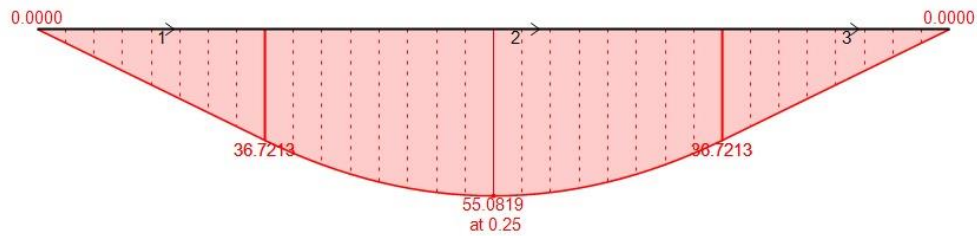
Gráfica fuerza cortante viga 5-7.



Nota. La imagen muestra la gráfica de la fuerza cortante obtenida con el software EngiLab.

Figura 41.

Gráfica momento flector viga 5-7.



Nota. La imagen muestra la gráfica del momento flector obtenida con el software EngiLab.

Como se pueden ver en las gráficas, se comprueban los valores obtenidos anteriormente y por tal motivo se realiza el mismo procedimiento en el software EngiLab Frame con las demás vigas que se encuentran sometidas a cargas considerables dentro de la estructura para poder encontrar la que presenta un mayor valor de momento flector. Con este valor es posible proceder con la selección del perfil y adicionalmente evaluar la soldadura en base al seleccionado.

3.5.2 Cálculo de fuerzas

Para el cálculo de las fuerzas restantes que actúan sobre la estructura se tiene la geometría de los elementos y sus pesos, para determinar los puntos de aplicación y valores de las fuerzas.

Las fuerzas generadas por el motor, representada por el color azul en la Figura 30, se distribuye en 4 puntos ya que este motor tiene 4 puntos de anclaje a la estructura y con la información adquirida en el catálogo del mismo se conoce la distancia entre estos y además el valor de la masa del motor (m_{mot}) completo que es de 185 Kg. Con esto se determina el peso del motor (P_{mot}) y finalmente se divide el valor del peso total en 4:

$$P_{mot} = m_{mot} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{mot} = 185Kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{mot} = 1814.85 N$$

$$P_{amot} = \frac{P_{mot}}{4}$$

$$P_{amot} = \frac{1814.85 \text{ N}}{4}$$

$$P_{amot} = 453.7125 \text{ N}$$

Estas fuerzas se posicionarán como se observa en la Figura 30 dos en cada viga de las que soportarán el motor, las fuerzas en cada viga estarán separadas entre ellas 0,264 m distancia que se determina del catálogo del motor, además estarán separadas del borde derecho (Nodo 18 y 19 respectivamente de las dos vigas) hasta la primera fuerza a 0,47 m.

Siguiendo el procedimiento anterior se calculan las fuerzas generadas tanto por la bomba representada por el color naranja en la Figura 30 como por la bomba manual representada por el color morado en la Figura 30.

Tomando del catálogo de la bomba que su masa es de 34.5 Kg, se determina que su peso tiene un valor de 3838.445 N y el peso en cada punto de anclaje sería de 84.6113 N. Estas fuerzas se posicionarán como se observa en la Figura 30 dos en cada viga de las que soportarán la bomba, las fuerzas en cada viga estarán separadas entre ellas 0,155 m de distancia que se determina del catálogo de la bomba, además estarán separadas del borde derecho (Nodo 28 y 29 respectivamente de las dos vigas) hasta la primera fuerza a 0.462 m.

Tomando del catálogo de la bomba manual que su masa es de 4.1 Kg, se determina que su peso tiene un valor de 40,221 N y el peso en cada punto de anclaje sería de 10,0553N. Estas fuerzas se posicionarán, como se observa en la Figura 30 dos en cada viga de las que soportarán la bomba manual, las fuerzas en cada viga estarán separadas entre ellas 0,12 m de distancia que se determina del catálogo, además estarán separadas del borde izquierdo (Nodo 62 y 59 respectivamente de las dos vigas) hasta la primera fuerza a 0,02 m.

Las fuerzas generadas por las uñas representadas en la Figura 30 de color verde, se conoce el valor de su magnitud que es de 26,602.3333 N por cada una.

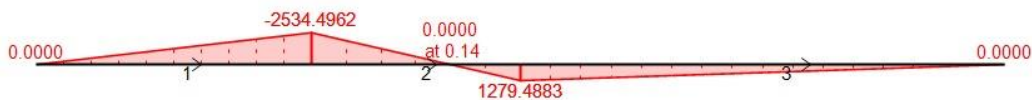
Las fuerzas generadas por los componentes del sistema de acople representadas en la Figura 30 de color rojo, para estas ya se conoce el valor de la suma del peso de la válvula a probar, el peso del disco de acople y la fuerza del golpe de ariete; que tiene como resultado 71,393.5502 N. además de esta fuerza se tiene en cuenta el peso del cilindro elevador que tiene una masa de 4.4452 Kg y siguiendo el procedimiento ya presentado para calcular el peso, se obtiene un peso de 43,6074 N. Dando una magnitud total de 71.437,1576 N para esta fuerza.

Para las vigas en las que solamente se encuentran las fuerzas de las uñas (vigas entre nodos 47-46 y 51-50), se tiene que la fuerza estará separada del nodo 47 y 51 a una distancia de 0,61066 m. y en la viga en la que se encuentra la fuerza de la uña y de los componentes del sistema de acople (viga entre nodos 48-49), se tiene que la fuerza de la uña estará a 0,28441 m de distancia del nodo 48 y la fuerza del sistema de acople estará a 0,5 m de este mismo nodo.

Una vez analizadas las vigas por el programa EngiLab con las respectivas fuerzas mencionadas anteriormente, se determina que la viga que cuenta con el valor de momento flector mayor es la viga entre los nodos 48-49 (anexo 34) con una magnitud de 2,534.4962 Nm (Figura 42). Con este valor presente se procede a crear todo el conjunto de la estructura alámbrica junto con todas las fuerzas actuantes, en el software SAP 2000. Para esto se crearon los respectivos planos donde se ubican las vigas dentro del programa teniendo en cuenta las cotas de la Figura 43. Con esto se crean las vigas uniendo los respectivos puntos entre los diferentes planos y posteriormente se ubican las fuerzas en las debidas vigas. Finalmente se aplican las restricciones generadas por el suelo en las bases de la estructura y de esta forma poder realizar el estudio completo de la estructura para corroborar los resultados obtenidos por el software EngiLab Frame. La estructura alámbrica con las fuerzas y apoyos se puede ver en la Figura 43.

Figura 42.

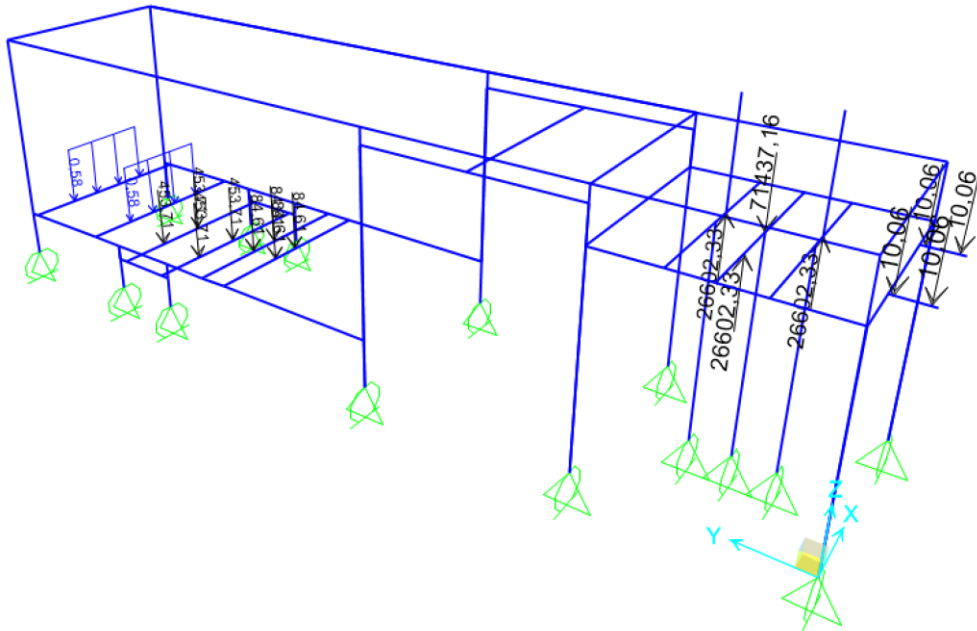
Diagrama momento flector viga 48-49



Nota. La imagen muestra la gráfica del momento flector obtenida con el software EngiLab.

Figura 43.

Esquema estructura alámbrica software SAP 2000.



Nota. Esquema de la estructura completa para el banco de pruebas realizado en el software SAP 2000.

Una vez realizada la simulación en el software SAP 2000 se obtienen los resultados (anexo 31) en los que se evidencia que la viga entre los nodos 48-49 (frame 57 en el software SAP 2000) tiene el momento flector mayor con un valor de 2,103,509.37 Nmm (2,103.50937 Nm). De esta forma se validan que los valores obtenidos en ambas simulaciones son aproximados entre sí.

Con el momento flector máximo obtenido en la estructura, se procede a determinar el material y el perfil de la estructura. Para esta selección se usa el valor de 2,534.4962 Nm ya que es el mayor entre los dos resultados obtenidos. El material a usar se define como el acero de la norma ASTM A500 grado C ya que es el material recomendado para perfiles estructurales, la propiedad necesaria de este material para el cálculo del perfil es el esfuerzo de fluencia que es igual a 345 MPa. Conociendo este valor es posible plantear una ecuación en la que se puede despejar el módulo de sección.

Ecuación 31.
Esfuerzo a flexión.

$$\sigma_F = \frac{M_F}{S_F}$$

Donde:

M_F : Momento flector.

S_F : Modulo de sección

σ_F : Esfuerzo a flexion.

$$S_F = \frac{M_F}{\sigma_F}$$

En la ecuación 29 el único valor que no se conoce de forma directa es el esfuerzo a flexión, este se determina con base en el código ASD en el cual se menciona que el esfuerzo a fluencia debe ser 0,66 veces el esfuerzo de fluencia del material.

$$\sigma_F = 0.66 * \sigma_y$$

$$\sigma_F = 0.66 * 345,000,000 \text{ Pa}$$

$$\sigma_F = 227,700,000 \text{ Pa}$$

Remplazando en la ecuación 29

$$S_F = \frac{2,534.4962 \text{ Nm}}{227,700,000 \text{ Pa}}$$

$$S_F = 1,1131 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Para entrar al respectivo catalogo se convierte el resultado a cm^3 :

$$S_F = 11,131 \text{ cm}^3$$

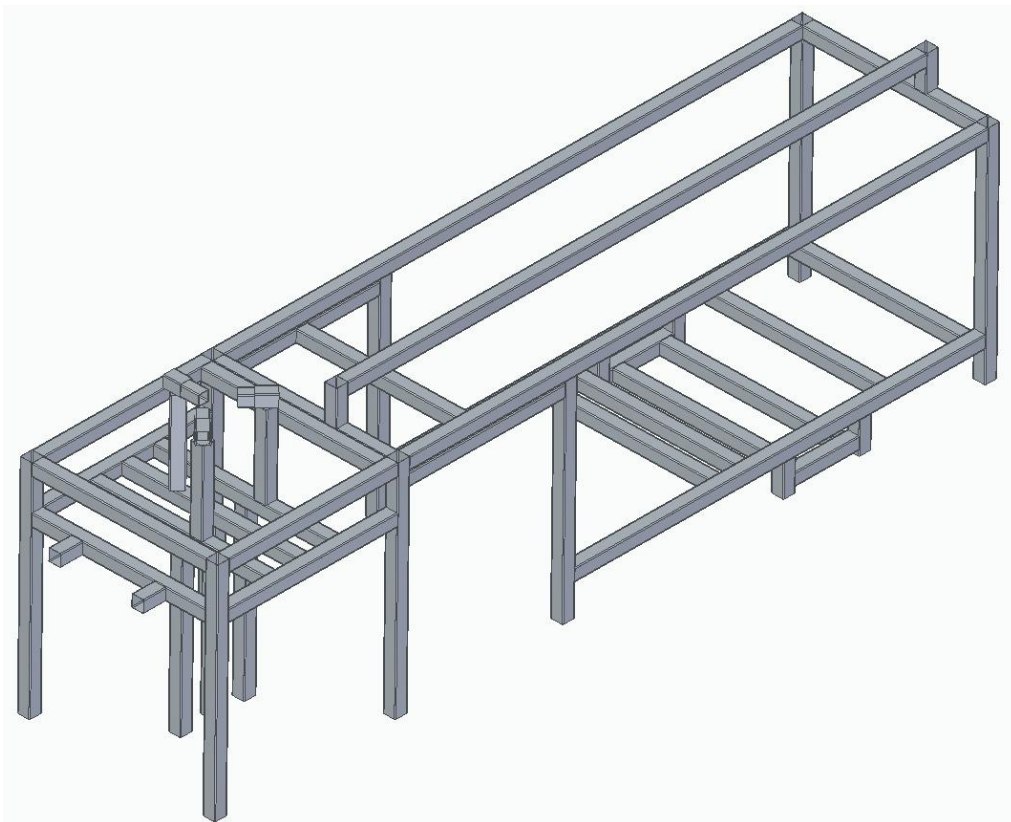
Del catálogo (perfil estructural ficha técnica colmena) se selecciona el perfil de 70x70 con un espesor de 2.5 mm que tiene un valor de módulo de sección elástico de $14,12 \text{ cm}^3$.

Ya seleccionado el perfil y material para la estructura se ingresan estas propiedades en los dos softwares para obtener las deformaciones de la estructura verificando se encuentren en un margen adecuado. Con estos valores en el software EngiLab y simulando todas las vigas nuevamente se determina que la viga con la deformación más crítica es la que se encuentra entre los nodos 41-53 (anexo 32), esta tiene una magnitud de 0.00118060 m (1.1806 mm) de deformación, la cual se encuentra en un rango considerable. Con esto se determina que la estructura es adecuada.

En forma de representación CAD teniendo en cuenta las dimensiones y el perfil seleccionado previamente se realiza el modelo en el software SolidEdge (Figura 44 e Figura 45).

Figura 44.

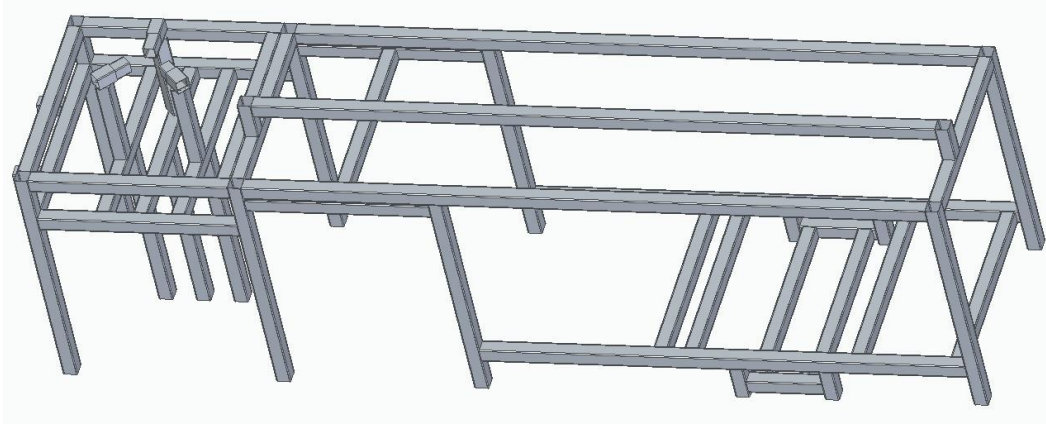
Estructura con perfil 70x70.



Nota. La imagen muestra la estructura del banco de pruebas con el perfil de $70 \times 70 \times 2,5 \text{ mm}$ seleccionado.

Figura 45.

Estructura con perfil 70x70 vista 2.



Nota. La imagen muestra la estructura del banco de pruebas con el perfil de 70x70x2,5 mm seleccionado desde otra visa para una mejor visualización de los elementos.

3.5.3 Soldadura

Para seleccionar la soldadura en el perfil determinado anteriormente, se prosigue con el proceso que se menciona en el libro de Norton llamado Diseño de máquinas 4ta edición. Esta soldadura se va realizar en la unión de las vigas de la estructura junto con las respectivas columnas.

En el análisis de las vigas que se realizó anteriormente se determinó que la viga crítica de la estructura es la viga 48-49 la soldadura de las uniones en los nodos 48 y 49 se encuentra sometida a flexión y carga directa. De este modo se realiza el respectivo análisis usando la ecuación de carga por flexión y cortante directo para la soldadura del libro Diseño de máquinas:

Ecuación 32.

Carga flexión.

$$f_s = \frac{M}{S_w}$$

Nota. NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888 p. ISBN: 978607-32-0589-4

En esta ecuación las variables son:

- f_s : carga flexión [N/m]
- M : momento flector [N*m]
- S_w : Factor geométrico de la soldadura [m²]

Ecuación 33.
Cortante directo.

$$f_b = \frac{V}{A_w}$$

Nota. NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888 p. ISBN: 978607-32-0589-4

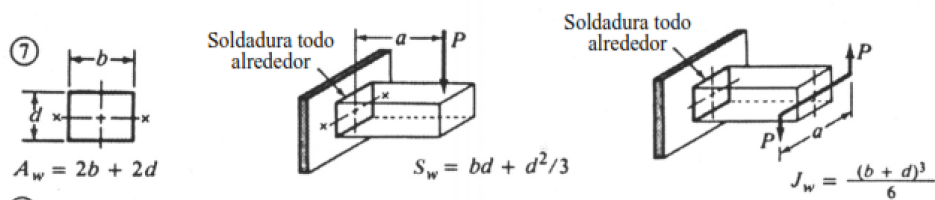
En esta ecuación las variables son:

- f_b : cortante directo [N/m]
- V : Fuerza cortante [N]
- A_w : Factor geométrico de la soldadura [m]

Ya que se seleccionó un perfil cuadrado se toma como ecuación, para el factor geométrico de la soldadura, el que se presenta en el mismo libro y se muestra en la imagen a continuación:

Figura 46.

Factor geometría de la soldadura para perfil cuadrado.



Nota. La imagen muestra el factor geométrico seleccionado para el perfil de soldadura. **Tomado de:** NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888 p. ISBN: 978-607-32-0589-4

De esta forma A_w y S_w son:

$$A_w = 2b + 2d$$

$$S_W = bd + \frac{d^2}{3}$$

$$S_W = 0.07 \text{ m} * 0.07 \text{ m} + \frac{(0.07 \text{ m})^2}{3}$$

$$S_W = 6.5333 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$f_s = \frac{2,534.4962 \text{ Nm}}{6.5333 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$f_s = 387,935.0711 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$A_W = (2 * 0.07\text{m}) + (2 * 0.07\text{m})$$

$$A_W = 0.28 \text{ m}$$

Para determinar el cortante mayor se obtuvo en los resultados del programa EngiLab Frame un valor de 22,751.6369 N (anexo 33) y en el software SAP 2000 es un valor de 21,375.45 N. Por lo tanto, se toma el valor más grande del software EngiLab Frame.

$$f_b = \frac{22,751.6369 \text{ N}}{0.28 \text{ m}}$$

$$f_b = 81,255.8461 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Una vez obtenidas la carga por flexión y el cortante directo se determina la carga total de la soldadura por medio de la siguiente ecuación:

$$f_T = \sqrt{f_b^2 + f_s^2}$$

Nota. NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888 p. ISBN: 978607-32-0589-4

$$f_T = \sqrt{\left(81,255.8461 \frac{N}{m}\right)^2 + \left(387,935.0711 \frac{N}{m}\right)^2}$$

$$f_T = 396,353.5441 \frac{N}{m}$$

Se prosigue a seleccionar el tipo de electrodo teniendo en cuenta las recomendaciones del libro Diseño de máquinas de Norton[28] se selecciona un electrodo que contenga un valor de resistencia a tensión similar al del material. Este electrodo es el E70 el cual tiene una resistencia a la tensión de 70 KPsi (482,633 MPa).

Con este valor se selecciona un respectivo electrodo con una resistencia a tensión: RT_S

Para calcular el esfuerzo permisible (τ_p) el libro recomienda que para carga estática el esfuerzo cortante es el 30% de la resistencia a la tensión del electrodo[28]:

$$\tau_p = 0.3 \times RT_S$$

$$\tau_p = 0.3 \times 482,633 \text{ MPa}$$

$$\tau_p = 144.7899 \text{ MPa} = 144,789,900 \text{ Pa}$$

Al obtener este valor es posible ahora calcular la distancia requerida para el hilo de soldadura:

Ecuación 34.

Distancia hilo soldadura.

$$W = \frac{f_T}{\tau_p}$$

Nota. NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888 p. ISBN: 978607-32-0589-4

$$W = \frac{396,353.5441 \frac{N}{m}}{144,789,900 Pa}$$

$$W = 2.7374 * 10^{-3} m = 2.7374 mm$$

Tabla 33.

Tamaño de espesor mínimo de soldadura resistente a cortante

Tabla 12-2

Tamaños mínimos de soldadura en filetes*

Esesor del metal base (T) Tamaño mínimo de la soldadura

tamaño en pulgadas

$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16

tamaños en mm

$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Nota. La Tabla muestra los valores mínimos de tamaño de la soldadura para resistir el cortante. Tomado de: Norton pag 800.

De esta forma como el valor es menor a 6 se determina que el tamaño mínimo de espesor resistente a cortante para esta soldadura debe ser de 3 mm.

4. MANUALES

4.1 Instalación

A continuación, se mostrará de manera concisa paso a paso para el montaje del banco de pruebas. Se recomienda seguir los pasos mencionados en el orden en que están presentados, además; de contar con un espacio limpio y libre para el proceso de instalación.

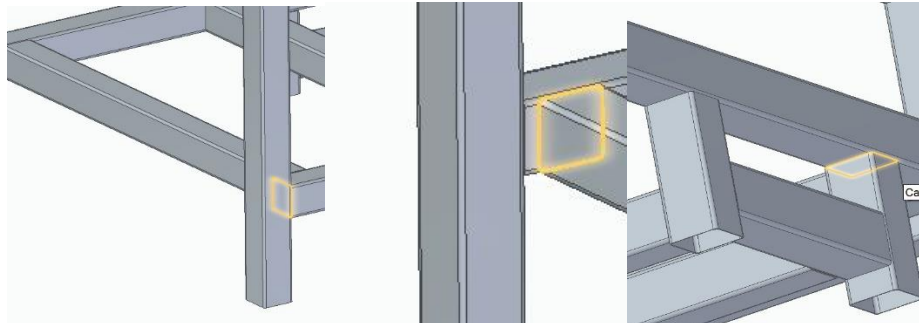
La instalación del banco se inicia con la estructura en donde se posicionarán los componentes, seguido del montaje de los componentes hidráulicos, los componentes del sistema de acople.

4.1.1 Montaje del sistema estructural

La estructura se compone por perfiles estructurales cuadrados de 70x70x2.5 mm y la unión entre ellos se realiza por medio de una soldadura con un electrodo AWS E7018 en la periferia o borde de la unión como se indica en la siguiente Figura.

Figura 47.

Soldadura, unión de los perfiles.



Nota. La Figura ilustra el contorno que debe seguir la soldadura para unir los perfiles de la estructura.

Los perfiles a usar en el montaje se muestran en la Tabla 34

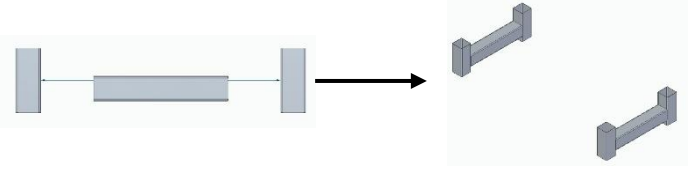
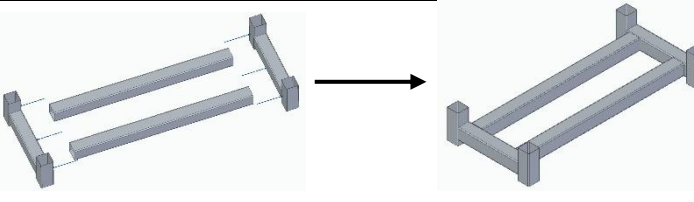
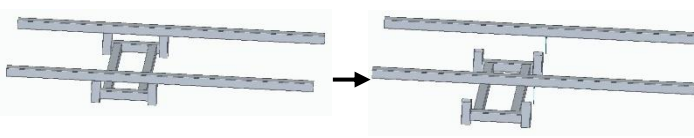
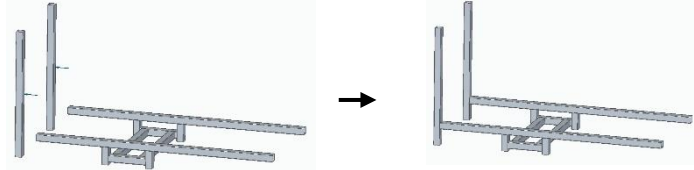
Tabla 34.*Lista de perfiles montaje estructura.*

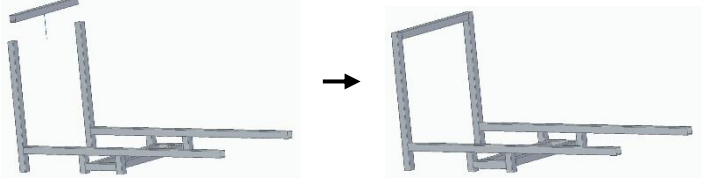
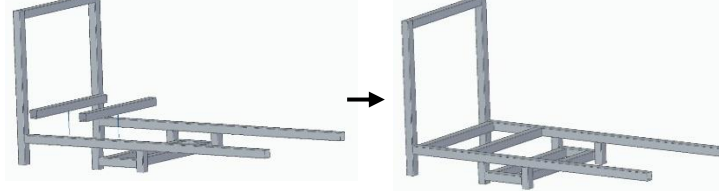
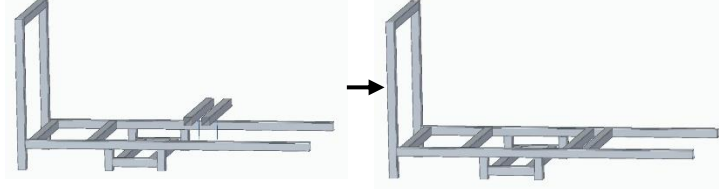
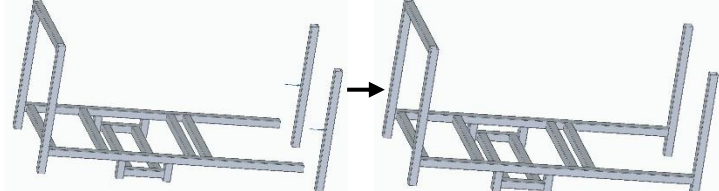
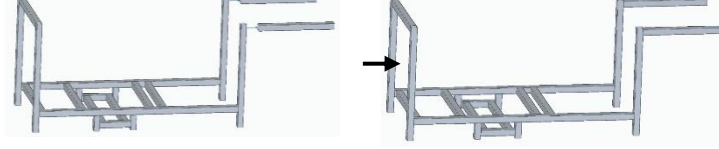
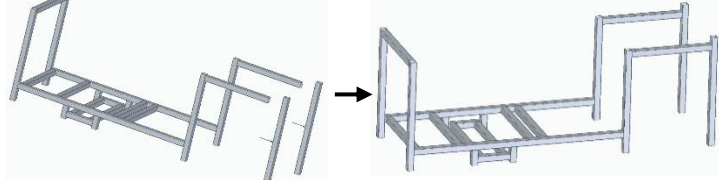
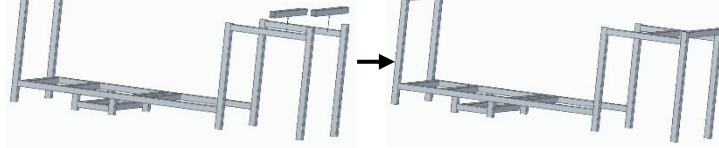
Perfil	N°	Longitud (mm)
Perfil 70x70x2.5 mm	1	180
Perfil 70x70x2.5 mm	2	180
Perfil 70x70x2.5 mm	3	180
Perfil 70x70x2.5 mm	4	180
Perfil 70x70x2.5 mm	5	379
Perfil 70x70x2.5 mm	6	379
Perfil 70x70x2.5 mm	7	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	8	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	9	2436.38
Perfil 70x70x2.5 mm	10	2436.38
Perfil 70x70x2.5 mm	11	1280
Perfil 70x70x2.5 mm	12	1280
Perfil 70x70x2.5 mm	13	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	14	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	15	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	16	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	17	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	18	1210
Perfil 70x70x2.5 mm	19	1210
Perfil 70x70x2.5 mm	20	923,62
Perfil 70x70x2.5 mm	21	923,62
Perfil 70x70x2.5 mm	22	1280
Perfil 70x70x2.5 mm	23	1280
Perfil 70x70x2.5 mm	24	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	25	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	26	201,05
Perfil 70x70x2.5 mm	27	3430
Perfil 70x70x2.5 mm	28	3430
Perfil 70x70x2.5 mm	29	201,05
Perfil 70x70x2.5 mm	30	3430
Perfil 70x70x2.5 mm	31	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	32	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	33	1280
Perfil 70x70x2.5 mm	34	1280
Perfil 70x70x2.5 mm	35	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	36	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	37	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	38	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	39	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	40	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	41	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	42	1000

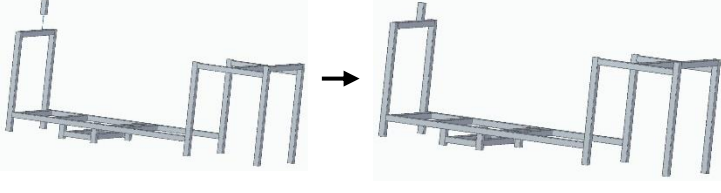
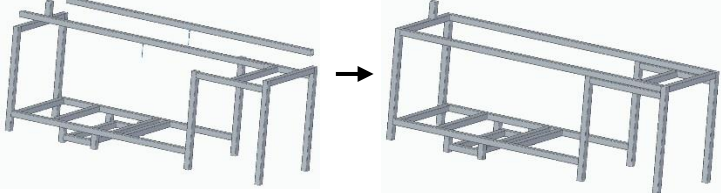
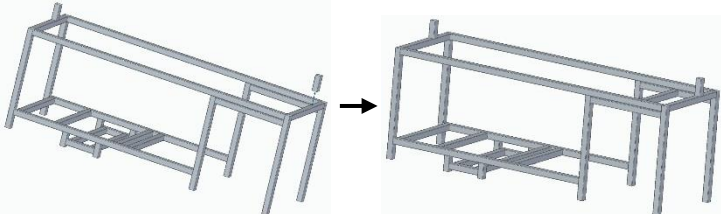
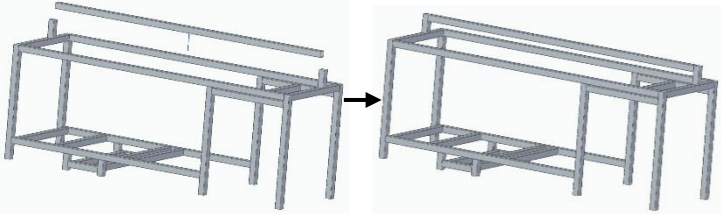
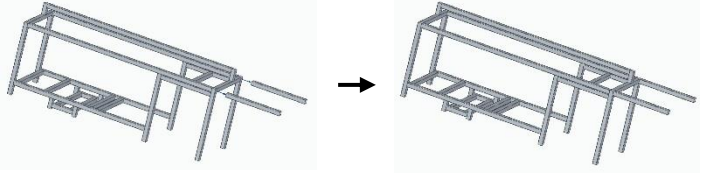
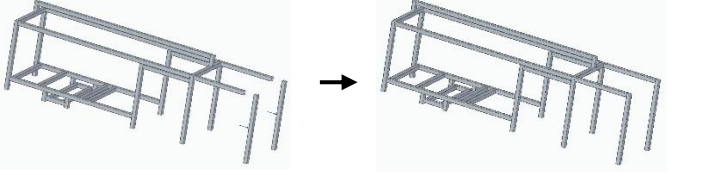
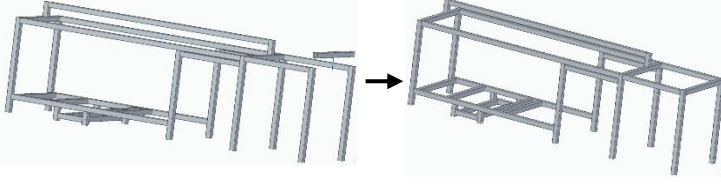
Tabla 34. Continuación.

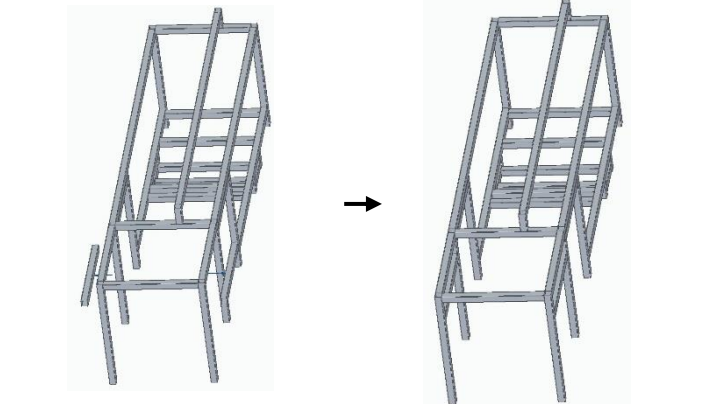
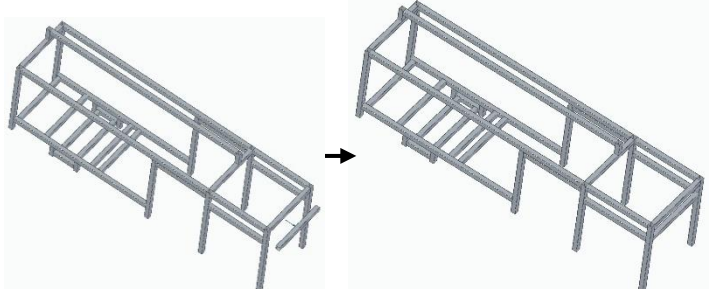
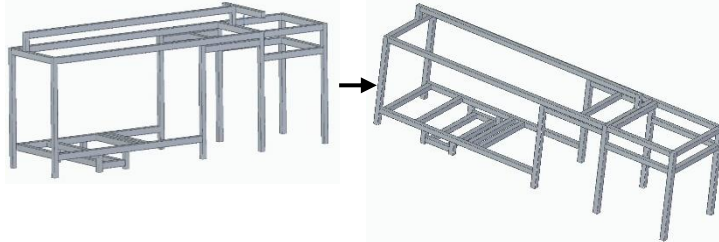
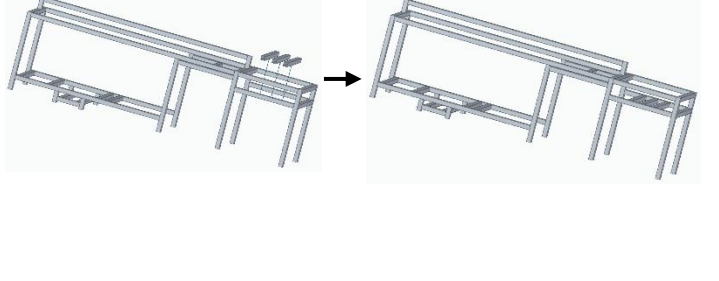
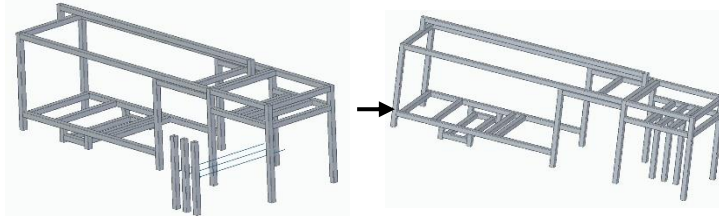
Perfil 70x70x2.5 mm	43	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	44	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	45	1000
Perfil 70x70x2.5 mm	46	570
Perfil 70x70x2.5 mm	47	570
Perfil 70x70x2.5 mm	48	570
Perfil 70x70x2.5 mm	49	130
Perfil 70x70x2.5 mm	50	130

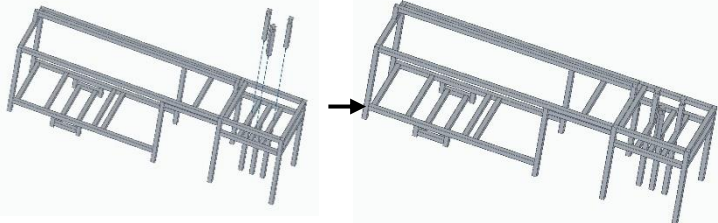
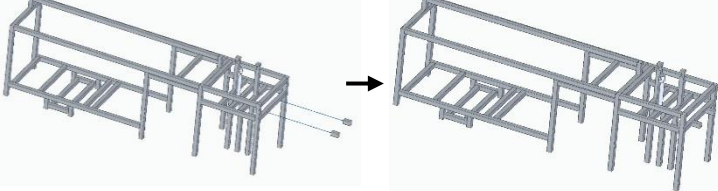
Nota. La Tabla muestra los perfiles y las medidas de longitud de los mismos contemplados para el montaje de la estructura del banco. Tomado de: Fuente propia.

<p>Paso 1: Soldar dos perfiles de 180 mm a uno de 379 mm, como se muestra en la imagen. Hacer esto dos veces.</p>	
<p>Paso 2: Soldar los dos resultados del paso 1 a dos perfiles de 1000mm. Como se muestra en la imagen. En estos dos se soportará el motor.</p>	
<p>Paso 3: Al resultado del paso 2 soldarle dos perfiles de 2436.38 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 4: Al resultado del paso 3 soldarle dos perfiles de 1280 mm, como se muestra en la imagen.</p>	

<p>Paso 5: Al resultado del paso 4 soldarle un perfil de 1000 mm como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 6: Al resultado del paso 5 soldarle dos perfiles de 1000 mm, como se muestra en la imagen. En estos se soportará el tanque de agua.</p>	
<p>Paso 7: Al resultado del paso 6 soldarle dos perfiles de 1000 mm, como se muestra en la imagen. En estos se soportará la bomba</p>	
<p>Paso 8: Al resultado del paso 7 soldarle dos perfiles de 1210 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 9: Al resultado del paso 8 soldarle dos perfiles de 923.62 mm, como se muestra en la imagen</p>	
<p>Paso 10: Al resultado del paso 9 soldarle dos perfiles de 1280 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 11: Al resultado del paso 10 soldarle dos perfiles de 1000 mm, como se muestra en la imagen.</p>	

<p>Paso 12: Al resultado del paso 11 soldarle un perfil de 201.05 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 13: Al resultado del paso 12 soldarle dos perfiles de 3430 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 14: Al resultado del paso 13 soldarle un perfil de 201.05 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 15: Al resultado del paso 14 soldarle un perfil de 3430mm, como se muestra en la Figura. En este irán soportados los manómetros.</p>	
<p>Paso 16: Al resultado del paso 15 soldarle dos perfiles de 1000 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 17: Al resultado del paso 16 soldarle dos perfiles de 1280 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 18: Al resultado del paso 17 soldarle un perfil de 1000 mm, como se muestra en la imagen.</p>	

<p>Paso 19: Al resultado del paso 18 soldarle dos perfiles de 1000 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 20: Al resultado del paso 20 soldarle un perfil de 1000 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 21: Al resultado del paso 20 soldarle un perfil de 1000 mm como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 22: Al resultado del paso 21 soldarle tres perfiles de 1000 mm, como se muestra en la imagen. En esta ira soportado las uñas y el cilindro elevador en la de la mitad.</p>	
<p>Paso 23: Al resultado del paso 22 soldarle tres perfiles 1000 mm, como se muestra en la imagen.</p>	

<p>Paso 24: Al resultado del paso 23 soldarle tres perfiles de 570 mm, como se muestra en la imagen.</p>	
<p>Paso 25: Al resultado del paso 24 soldarle dos perfiles de 130 mm, como se muestra en la imagen.</p>	

Nota. La Tabla muestra el paso a paso para el ensamblaje de la estructura del banco.

4.1.2 Montaje del sistema de alimentación (hidráulico)

Tabla 35.

Ensamble tubería de succión.

Ensamblaje tubería de succión: se posiciona primero el tanque de almacenamiento de agua en su posición, seguido se le conecta a este un tramo de tubería mediante el acople del tanque. A este tramo de tubería se conecta el filtro mediante el uso de dos conectores macho uno a su entrada y otro a su salida, a este se conecta otro tramo de tubería y seguido de este una unión T. seguido se conecta otro tramo de tubería que se conecta a la válvula de aguja mediante dos conectores macho uno a su entrada y otro a su salida. Finalmente se conecta un tramo de tubería el cual se conectará a la bomba mediante un conector macho. Como se muestra en la imagen.

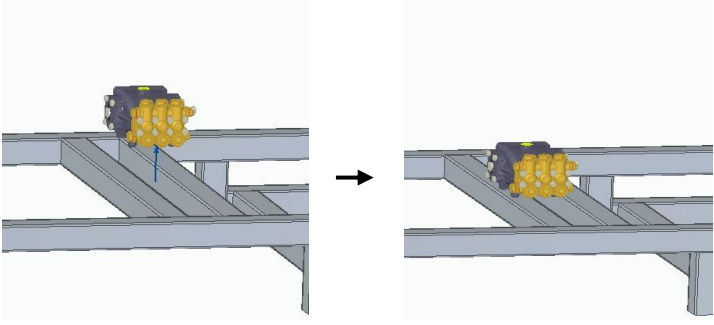
Parte	Cant.
Tanque	1
Acople tanque	1
Tubería 3/4" de 150 mm	4
Filtro	1
Válvula de aguja de 3/4"	1
Bomba	1
Unión T 3/4"	1
Unión macho 3/4"	5

The diagram illustrates the assembly of a suction pipe system in two stages. The top image shows the initial setup: a grey rectangular tank is connected to a horizontal pipe. A yellow cylindrical filter is installed on the pipe. The bottom image shows the completed assembly: a blue needle valve is added to the pipe, and a pump is connected to the end of the pipe. A black arrow points from the top image to the bottom image, indicating the progression of the assembly.

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la tubería de succión.

Tabla 36.

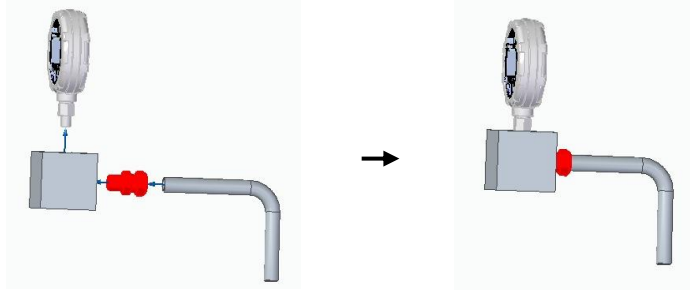
Ensamble bomba.

Ensamble bomba: Se acopla la bomba en los dos perfiles que la soportan mediante los tornillos proporcionados por el proveedor de la bomba. Mantenido la alineación con la tubería de succión.			
Parte	Cant.		
Bomba	1		
Tornillos M12x19	4		

Nota. La Tabla describe los pasos para el montaje de la bomba y muestra los elementos necesarios.

Tabla 37.

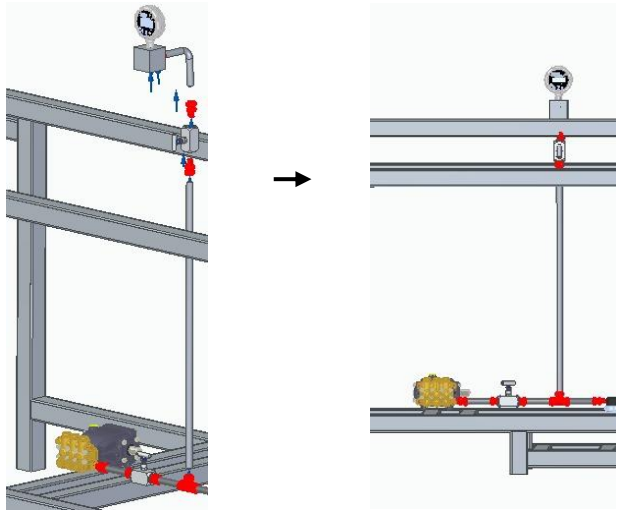
Ensamble manómetro anterior a la bomba.

Ensamble manómetro anterior a la bomba: Para el montaje del manómetro se conecta el tramo de tubería a la caja del manómetro por medio del conector macho, y finalmente se conecta el manómetro a la caja del manómetro. Como se muestra en la imagen.			
Parte	Cant.		
Manómetro	1		
Caja manómetro	1		
Tramo de tubería de 3/4" de 159.52x133.86 mm	1		
Conector macho reductor de 3/4" a 1/2"	1		

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje del manómetro.

Tabla 38.

Ensamble tubería manómetro anterior a la bomba.

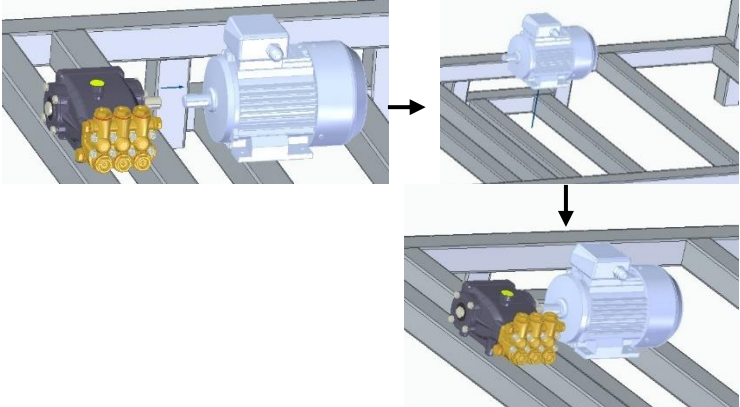
Ensamble tubería manómetro anterior a la bomba: se ensambla el tramo de tubería a la unión T de la tubería de succión, este se conecta a la válvula de aguja por medio de uno de los conectores macho y final mente se conecta la válvula al ensamble del manómetro por medio de una unión macho. Como se muestra en la imagen.		
Parte	Cant.	
Ensamble manómetro anterior a la bomba	1	
Válvula de aguja 3/4"	1	
Conector macho	2	
Tramo de tubería 3/4" de 987.11 mm	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la tubería manómetro anterior a la bomba.

Tabla 39.

Ensamble motor.

Ensamble Motor: Para el ensamblaje del motor primero se procede a conectar este con la bomba directamente ya que este ya cuenta con acople en su estructura, seguido de esto y como último se procede a anclar el motor a la estructura por medio de los tornillos suministrados por el fabricante, manteniendo una alineación adecuada con el eje de la bomba

Parte	Cant.	
Motor	1	
Tornillos	4	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje del motor.

Tabla 40.

Ensamble tubería de descarga.

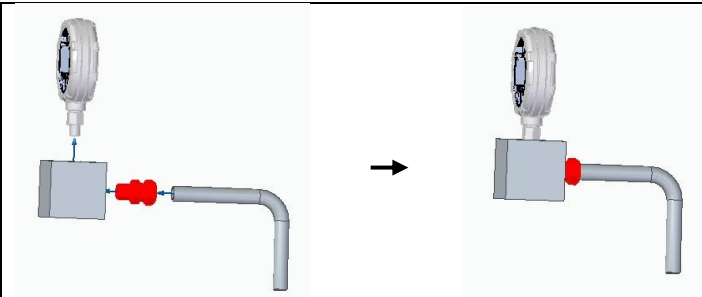
Ensamble tubería de descarga: Los pasos para el ensamble de esta línea de tubería comienzan uniendo un tramo de tubería de 150mm a la bomba por medio de un acople macho y del otro extremo de esta conectar la válvula check con otro acople macho, seguido de esto se acopla otro tramo de tubería de 150mm a la salida de la válvula por medio de un acople macho. A este tramo se le conecta una unión T a la cual se le conectara la tubería del manómetro más adelante. Se conecta otro tramo de tubería a esta unión T y al otro extremo se conecta otra unión T; a la cual se le conectara la tubería de la válvula de alivio. Final mente se conecta el tramo de 810.92 a la unión T. Como se muestra en la imagen.

Parte	Cant.	
Válvula check	1	
Unión macho de 1/2"	3	
Unión T de 1/2"	2	
Tramo de tubería 1/2" de 150 mm	3	
Tramo de tubería 1/2" de 810.92x155,46 mm	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la tubería de descarga.

Tabla 41.

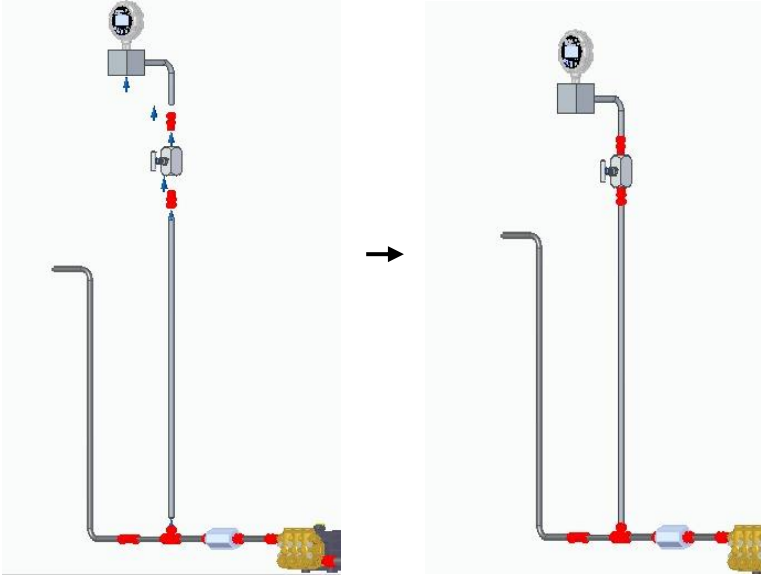
Ensamble manómetro siguiente a la bomba.

Ensamble manómetro siguiente a la bomba: Para el montaje del manómetro se conecta el tramo de tubería a la caja del manómetro por medio del conector macho, y finalmente se conecta el manómetro a la caja del manómetro. Como se muestra en la imagen.		
Parte	Cant.	
Manómetro	1	
Caja manómetro	1	
Tramo de tubería de ½” de 156.35x130.69 mm	1	
Conector macho de ½”	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje del manómetro siguiente a la bomba.

Tabla 42.

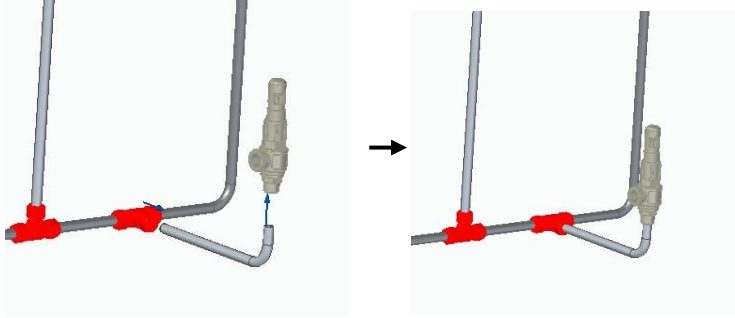
Ensamble tubería manómetro siguiente a la bomba.

Ensamble tubería manómetro siguiente a la bomba: se ensambla el tramo de tubería a la primera unión T de la tubería de descarga, seguido se conecta el tramo de tubería a la válvula de aguja por medio de uno de los conectores macho y final mente se conecta la válvula al ensamble del manómetro por medio de una unión macho. Como se muestra en la imagen		
Parte	Cant.	
Ensamble manómetro siguiente a la bomba	1	
Válvula de aguja 1/2"	1	
Conector macho de 1/2"	2	
Tramo de tubería 1/2" de 892.59 mm	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la tubería manómetro siguiente a la bomba.

Tabla 43.

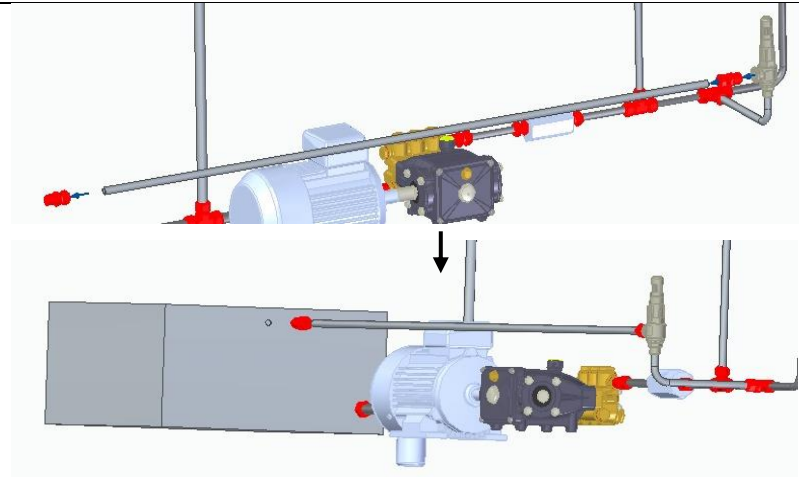
Ensamble válvula de alivio de presión.

Ensamble válvula de alivio de presión: Se comienza por acoplar el tramo de tubería a la segunda unión T de la tubería de descarga y al otro extremo de esta se conecta la válvula de alivio de presión mediante un conector macho.		
Parte	Cant.	
Válvula de alivio de presión	1	
Tramo de tubería ½" de 63.51x238,1 mm	1	
Conector macho de ½"	1	

Nota. La tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la válvula de alivio de presión.

Tabla 44.

Ensamble tubería válvula de alivio de presión.

Ensamble tubería válvula de alivio de presión: a la salida de la válvula de alivio de presión se conecta el tramo de tubería mediante uno de los conectores macho y final mente se conecta la tubería al tanque mediante el ultimo conector macho.		
Parte	Cant.	
Tramo de tubería ½" de 1427.13 mm	1	
Conector macho de ½"	2	

Nota. La tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la tubería válvula de alivio de presión. Tomado de: Fuente propia.

Tabla 45.

Ensamble tubería de descarga 2.

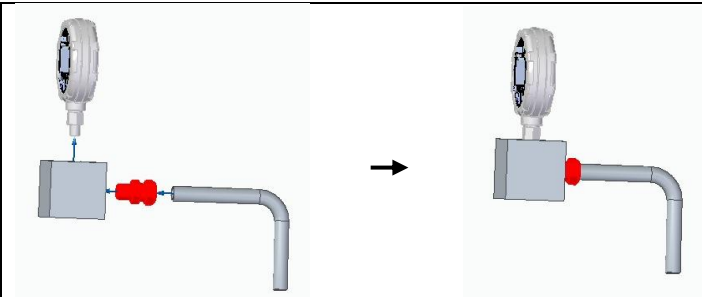
Ensamble tubería de descarga 2: Para el ensamble de esta sección de tubería se comienza conectando la válvula reguladora de presión al tramo de tubería de 810.92mm de la tubería de descarga mediante un conector macho, a esta válvula se le conecta por el otro extremo un tramo de tubería de 150 mm mediante un conector macho. Seguido, se conecta una unión T para la tubería del primer manómetro de medición, a esta T se conecta otro tramo de tubería al cual a su salida se le conecta una unión T para la tubería del segundo manómetro de medición, a esta T se conecta otro tramo de tubería al cual a su salida se le conecta una unión T para la tubería del tercer manómetro de medición y final mente a esta T se le conecta un tramo de tubería de 238.1 mm a la cual se le conecta un conector macho en su salida. Como se observa en la imagen.

Parte	Cant.
Válvula reguladora de presión	1
Unión T de ½"	3
Unión macho de ½"	3
Tamo de tubería ½" de 150 mm	3
Tramo de tubería ½" de 88.1x238.1 mm	1

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la tubería de descarga de la siguiente continuación.

Tabla 46.

Ensamble manómetros de medición.

Ensamble manómetros de medición: Para el montaje del manómetro se conecta el tramo de tubería a la caja del manómetro por medio del conector macho, y finalmente se conecta el manómetro a la caja del manómetro.		
Parte	Cant.	
Manómetro	3	
Caja manómetro	3	
Tramo de tubería de ½” de 156.35x130.69 mm	3	
Conector macho de ½”	3	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de los manómetros de mención.

Tabla 47.

Ensamble tubería manómetros de medición.

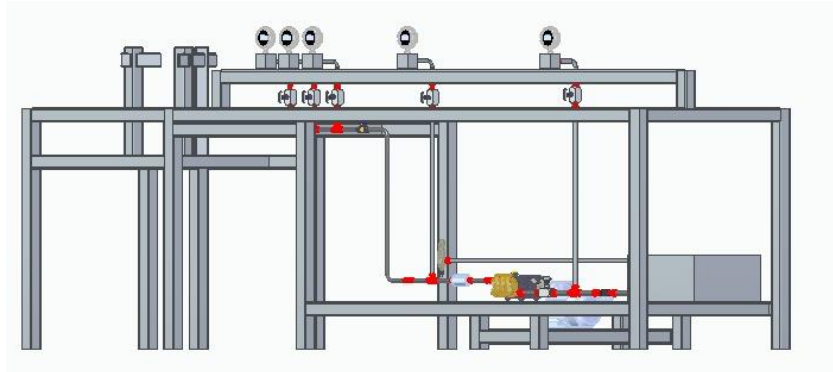
Ensamble tubería manómetros de medición: se ensambla el tramo de tubería a la unión T de la tubería de descarga 2, seguido se conecta el tramo de tubería a la válvula de aguja por medio de uno de los conectores macho y final mente se conecta la válvula al ensamble del manómetro por medio de una unión macho. Esto para las tres tuberías de cada manómetro, como se observa en la imagen.

Parte	Cant.	
Ensamble manómetro siguiente a la bomba	3	
Válvula de aguja 1/2"	3	
Conector macho de 1/2"	6	
Tramo de tubería 1/2" de 92.59 mm	3	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de las tuberías de los manómetros de medición.

Figura 48.

Montaje sistema hidráulico.



Nota. La Figura muestra la representación de cómo se vería el montaje del sistema hidráulico.

4.1.3 Montaje sistema de acople.

Tabla 48.

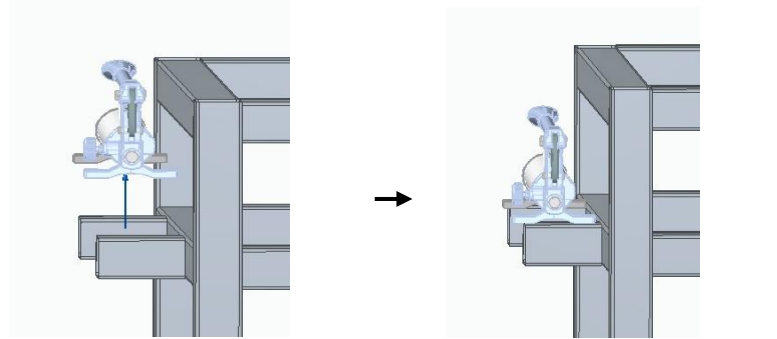
Ensamble cilindro elevador.

Ensamble cilindro elevador: Se posiciona la base del cilindro elevador en la viga de la mitad y se suelda a esta, se posiciona el cilindro elevador en su base como se observa en la Figura.		
Parte	Cant.	El diagrama muestra dos etapas del montaje. A la izquierda, se ve la base del cilindro elevador (un componente rectangular con un agujero central) colocada sobre una viga horizontal del marco. Una flecha apunta a la derecha, donde se muestra el cilindro elevador (un componente cilíndrico con un eje superior) ya montado y su base sueldada a la viga del marco.
Cilindro elevador	1	
Base del cilindro elevador	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje del cilindro elevador.

Tabla 49.

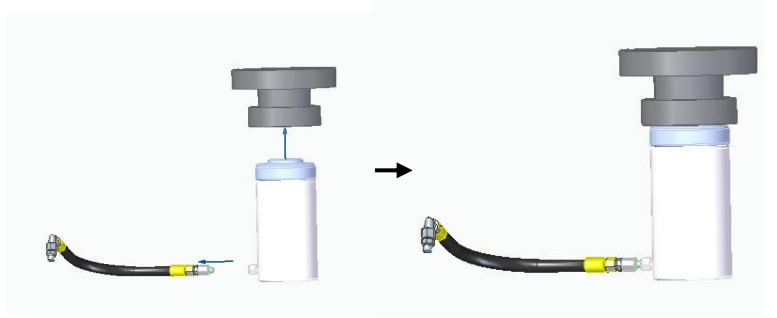
Ensamble bomba manual.

Ensamble bomba manual: se posiciona la bomba manual en las dos vigas que sobresalen por el costado y se fijan a la estructura mediante los tornillos suministrados por el fabricante.		
Parte	Cant.	
Bomba manual	1	
Tornillos	4	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la bomba manual.

Tabla 50.

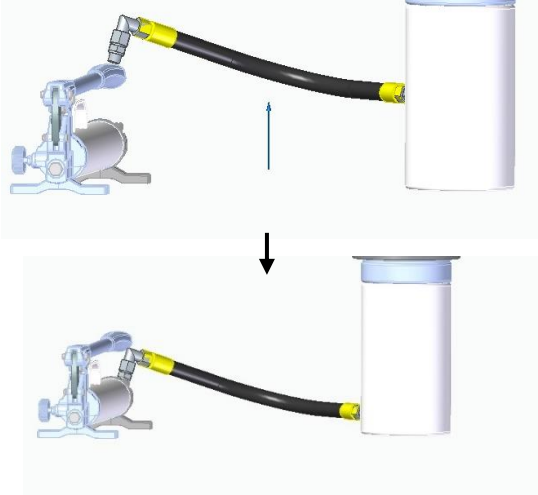
Ensamble manguera y disco de acople.

Ensamble manguera y disco de acople: se realiza en acople del disco con cilindro elevador acomodando el orificio inferior del disco en el cual entra la cabeza del pistón del cilindro, seguido de esto conecta la manguera de la bomba manual al cilindro.		
Parte	Cant.	
Disco de acople	1	
Manguera	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la manguera del cilindro elevador y el disco de acople.

Tabla 51.

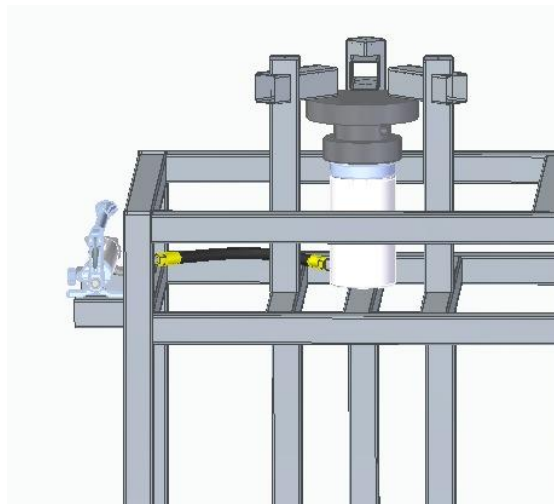
Ensamble manguera a bomba.

Ensamble manguera a bomba: se conecta la manguera de la bomba a la bomba por el extremo que no está conectado al cilindro.		
Parte	Cant.	
Montaje manguera y disco de acople	1	
Bomba manual	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la manguera a la bomba manual.

Figura 49.

Ensamble sistema de acople.



Nota La Figura muestra la representación de cómo se vería el montaje del sistema de acople.

Tabla 52.*Ensamble husillos de presión.*

Ensamble Husillos de presión: para el ensamble de los husillos de presión, se procede a retirar la base de estos e introducir la parte roscada por encima del perfil, cuando ya se encuentre un tramo dentro de este se coloca la base estos.		
Parte	Cant.	
Husillos de presión	3	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de los husillos de presión.

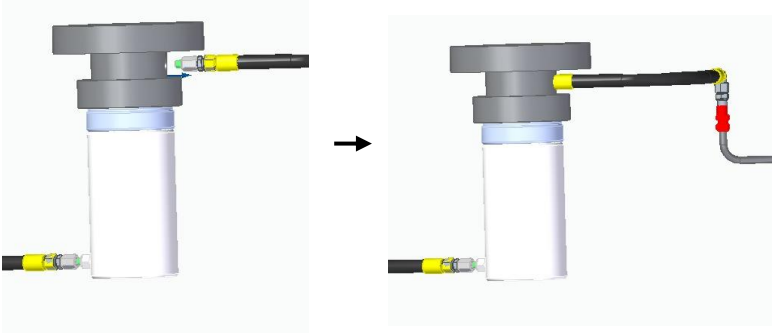
Tabla 53.*Ensamble manguera de presión.*

Ensamble manguera de presión: Se procede a conectar la manguera de presión al conector macho de la tubería de descarga 2.		
Parte	Cant.	
Manguera de ½"	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la manguera de presión.

Tabla 54.

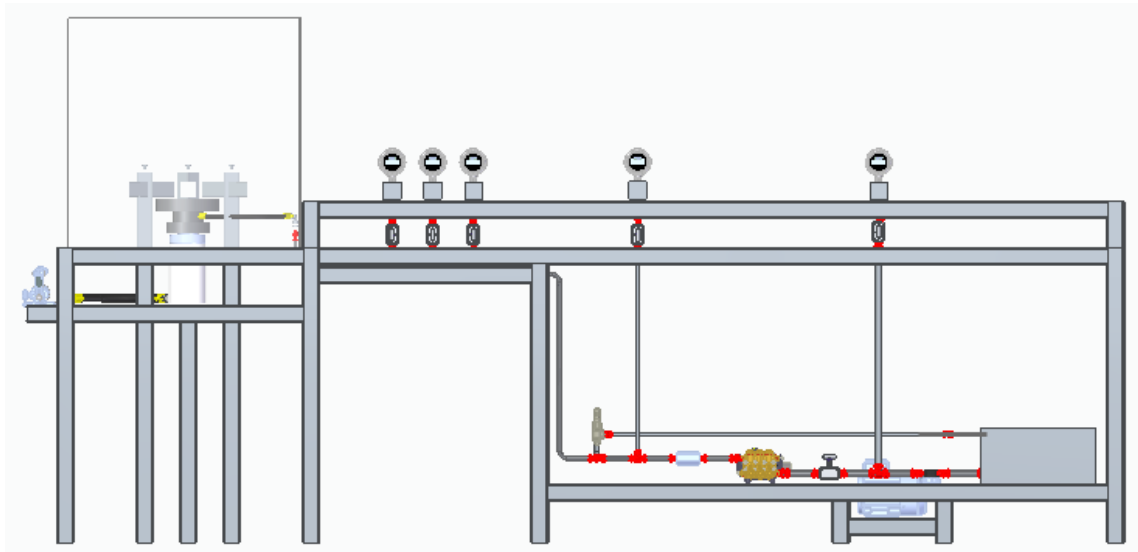
Ensamble manguera de presión 2.

Ensamble manguera de presión 2: se realiza la conexión del otro extremo de la manguera de presión al disco de acople por el orificio que tiene en su zona media, como se muestra en la imagen.		
Parte	Cant.	
Ensamble manguera de presión	1	
Ensamble manguera y disco de acople	1	

Nota. La Tabla describe los pasos y muestra los elementos necesarios para el montaje de la manguera de presión segunda conexión.

Figura 50.

Ensamble final.



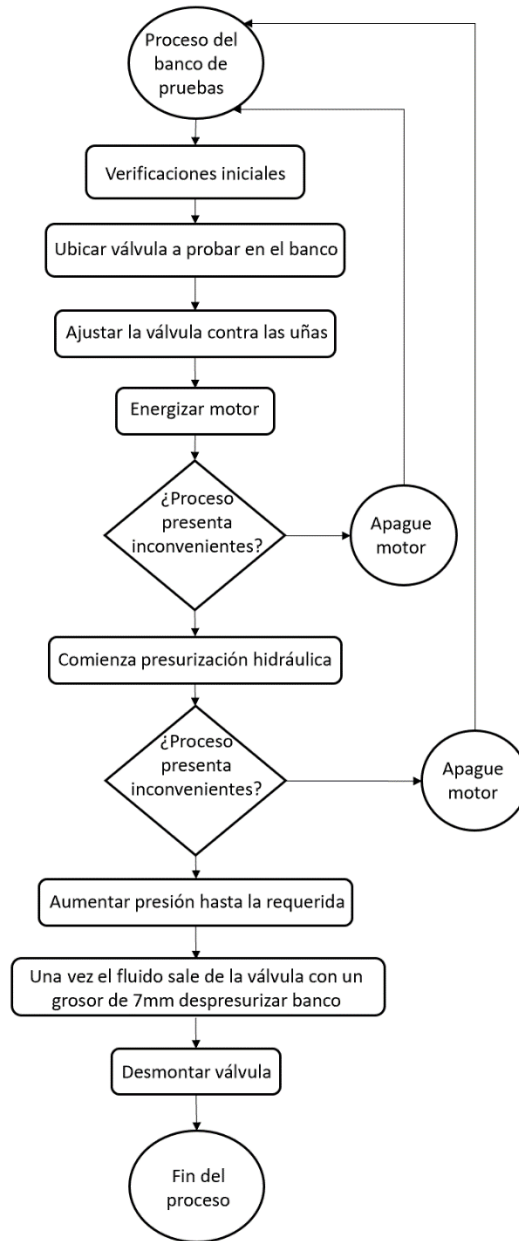
Nota La Figura muestra la representación de cómo se vería el montaje del sistema de acople.

4.2 Operación

En el manual de operación es importante resaltar primero la necesidad de un operario para poder dar el debido funcionamiento al banco de pruebas. Es por tal motivo que a continuación se plantea un diagrama con la secuencia que debe seguir el operario para poner en marcha y poder probar las respectivas válvulas.

Figura 51.

Diagrama proceso de operación banco de pruebas.



Nota. Diagrama del proceso del banco de pruebas para el manual de operación.

4.2.1 Pre operación del banco de pruebas

Antes de realizar cualquier procedimiento con el banco de pruebas se recomienda realizar una inspección de la válvula con la finalidad de que esta entre al banco en óptimas condiciones (sin grietas y/o daños estructurales) para la prueba y esta también debe estar limpia para que no entren agentes extraños al sistema del banco de prueba. Adicionalmente se recomienda el uso de un elemento o mecanismo como un diferencial o actuador hidráulico para elevar la válvula en la debida posición del banco ya que estas pueden alcanzar pesos de hasta 114 kg lo cual dificulta su ubicación por medio de solo la fuerza humana.

Antes de comenzar la presurización del banco de pruebas, se debe llenar o comprobar que el tanque de agua este hasta el nivel por debajo de la tubería de la válvula de alivio de presión. Una vez se comprueba el nivel del tanque, se debe realizar una purga del sistema. Con el sistema purgado se procede a seleccionar las juntas tóricas adecuadas al diámetro de la válvula a probar, seguido de esto se ubican las juntas en los canales del disco y encima de estas se ubica la válvula a probar, estos dos pasos se llevan a cabo por un operario encargado de realizar la respectiva prueba. Se sugiere tener en cuenta los siguientes aspectos visuales antes de comenzar con la operación:

- Tener la válvula lista para ubicar y así reducir al máximo posibles pérdidas de tiempo al momento de realizar la prueba.
- Verificar que no se encuentren elementos externos dentro de la cabina del sistema de acople que eviten la correcta sujeción de la válvula o el correcto desagüe una vez la válvula probada realice su apertura y el agua sea expulsada de ella.
- Verificar que el motor se encuentra conectado a la correcta fuente de energía de 440V.
- En caso de ser necesario tener listo el elemento o mecanismo elevador para ubicar la válvula en el banco de pruebas.

4.2.2 Operación del banco de pruebas

Una vez se lleven a cabo las respectivas inspecciones mencionadas, el operario debe proceder con los siguientes pasos:

- El operario deberá manualmente ajustar la proximidad de las uñas a la válvula, seguido elevar la válvula hacia las uñas por medio del accionamiento de la bomba manual hidráulica para

realizar el ajuste respectivo y que no se encuentren fugas en el acople, para esto se accionará esta bomba hasta que se observe una disminución considerable de la distancia entre el disco de acople y la válvula.

- Una vez la válvula se encuentre acoplada se debe abrir la válvula de paso anterior a la bomba para que esta no interrumpa la presurizar del sistema ya que no permitiría el paso de agua.
- El operario debe abrir la válvula de paso hacia el manómetro el cual contenga el rango de presión adecuado, dependiendo del valor de presión de ajuste de la válvula a probar.
- Dar inicio al bombeo del agua encendiendo el motor de la bomba usando el pulsador de la Figura 52

Figura 52.

Imagen del pulsador normalmente abierto con iluminación led.

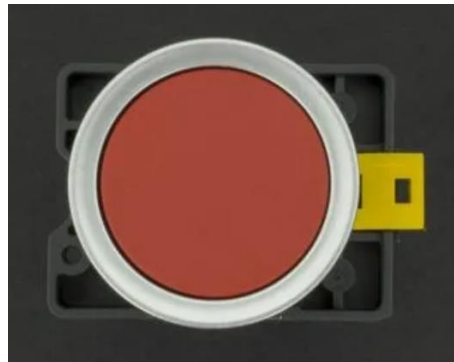


Nota. La imagen muestra el pulsador normalmente abierto con iluminación led para dar marcha al banco de pruebas. Tomado de: Mercadolibre. Interruptor de botón pulsador normalmente abierto.

- Con base en la norma el operario debe comenzar a aumentar la presión (por medio de la regulación de la válvula proporcional de presión) hasta llegar al 90% de la presión establecida y luego aumentar a una tasa del 2% de la presión de ajuste por minuto hasta alcanzar la presión establecida o un 10% por encima.
- Una vez alcanzada esta presión si la válvula no se abre se debe detener el sistema accionando el pulsador de parada de color rojo (Figura 53) y seguido de esto realizar un ajuste al tornillo de la válvula siguiendo las recomendaciones del fabricante de la válvula, si de lo contrario se comienza a observar que la válvula expulsa el agua por la respectiva salida a la medida aproximada del grosor de 7 milímetros (el operario debe anotar la presión que se registra en este momento), cuando el operario haya tomado los datos necesarios de la prueba debe disminuir la presión en el banco girando la perilla negra de la válvula proporcional hasta un valor por debajo del 90% de la presión de ajuste, con esto tener el sistema listo para realizar la prueba nuevamente. Esta prueba debe realizarse en 3 ocasiones para asegurar la lectura de los resultados, finalmente al realizar la última prueba después de tomar los datos respectivos el operario debe presionar el pulsador de parada de color rojo (Figura 53).

Figura 53.

Pulsador normalmente cerrado rojo.



Nota. La imagen muestra el pulsador normalmente cerrado para la parada de emergencia del banco. Tomado de: Mercadolibre. Interruptor pulsador normalmente cerrado rojo 22mm. Mercadolibre. shorturl.at/diDE0

- Posteriormente se debe reducir la presión en el sistema girando la perilla de color negro de la válvula proporcional (reguladora) de presión (imagen 54).

Figura 54.

Válvula reguladora de presión.



Nota. La imagen muestra la válvula reguladora de presión seleccionada. Tomado de: Catálogo válvula reguladora empresa HAWK

- Cuando la presión en el sistema hidráulico sea igual a 0 Psi el operario puede liberar la válvula del sistema de acople y la prueba ha culminado.

4.3 Mantenimiento

Con el manual de mantenimiento se busca guiar al operario en las posibles fallas que se pueden presentar dentro de la operación del banco y de esta forma mostrar una Tabla en la que dependiendo de la falla ocurrida el operario pueda dar revisiones que se encuentren a su alcance (Tabla 55). Posteriormente se detalla en mejor manera los componentes de los subsistemas junto con las respectivas fallas y de esta manera identificar los componentes del banco de prueba junto con las respectivas fallas que se pueden presentar y de esta manera realizar las debidas

inspecciones con las actividades que definen las posibles soluciones (Tabla 56) (Tabla 57). Este manual de mantenimiento contribuye en gran manera a incrementar la vida útil y de tal manera el adecuado funcionamiento del banco de pruebas.

Tabla 55.*Relación de fallas y actividades operario.*

Falla	Actividad
No se presuriza el sistema hidráulico una vez el motor ha iniciado	Revisar los manómetros de carga y de descarga que se encuentran entre la bomba y así verificar si la bomba se encuentra generando presión en el sistema.
	Revisar que la válvula proporcional de presión permita graduar la presión y de esta forma la presión aumente.
	Inspeccionar que el nivel del tanque de agua se encuentre en el máximo nivel.
El disco de acople no se eleva para realizar el ajuste de la válvula	Accionar manualmente la bomba hidráulica ubicada en el costado del banco y revisar el manómetro acoplado a la bomba para comprobar que se esté generando presión en el sistema de acople.
Motor de la bomba no enciende	Revisar conexión de la fuente de energía al toma corriente y el estado del cable de alimentación.
Cilindro elevador disminuye su altura	Revisar la manguera del sistema de acople para identificar posibles fugas.
Fugas en el asiento de la válvula a probar y el disco de acople	Accionar de forma manual la bomba hidráulica del sistema de acople para aumentar la presión en el sistema y por tal motivo incrementar la fuerza en el acople de la válvula a probar en el banco.
Manómetros del banco no muestran valores	Revisar el estado de las baterías
	Revisar que las válvulas respectivas de cada manómetro se encuentren abiertas

Nota. Tabla para la relación de actividades del operario según posibles fallas del banco.

De forma de tallada se plantean la Tabla 56 y la Tabla 57 como propuesta para tener una base tentativa para el mantenimiento del banco de pruebas.

Tabla 56.

Tabla mantenimiento por subsistemas banco de prueba.

Subsistema	Elemento	Inspección	Falla	Frecuencia
Acople	Cilindro elevador	Revisar ruidos y humedad	Sistema de acople	6 meses (uso normal)
	Bomba hidráulica manual	Verificar presión	Sistema de acople	2 meses
		Revisar empaques de la bomba	Fugas	2 meses
	Manguera hidráulica	Revisar humedad	Fugas	2 meses
Alimentación-recirculación del agua	Bomba	Verificar presión de descarga	Sistema hidráulico	Semanal
		Verificar temperatura cojinetes	Sobrecalentamientos	15 días
	Válvulas	Revisar limpieza	Obstrucción por suciedad	6 meses
	Tubería	Revisar línea de tubería	Porosidades	6 meses
			Ajuste de conexiones	
			Fugas	
	Manómetros	Revisar limpieza del manómetro	Corrosión y obstrucción	6 meses
		Revisar conexión	Medición incorrecta	3 meses
	Motor	Revisión de sobrecargas	Sobre carga en el eje	15 días
			Pérdida de energía	15 días

		Revisión de ruidos	Rodamientos	1 mes
		Verificar la alimentación adecuada	Baja tensión	15 días
			Carga excesiva	15 días
		Verificar fusibles, contactos y conexiones	Motor sin funcionamiento	15 días
Control	Válvula	Revisar limpieza	Obstrucción por suciedad	3 meses
Estructural y de seguridad	Vigas, columnas, láminas	Verificar cargas	Deformaciones	12 meses
	Cabina seguridad	Revisar grietas	Desplomarse	6 meses

Nota. La Tabla muestra la relación de las inspecciones y sus tiempos con las fallas y los elementos y sistemas, una aproximación al mantenimiento del banco. Tomado de: Atlantic International University. (2013). *Mantenimiento industrial: Mantenimiento de instalaciones hidráulicas y mantenimientos de instalaciones de frío y calor.* <https://cursos.aiu.edu/Mantenimiento%20Industrial/PDF/Tema%204.pdf> .

Con las posibles fallas derivadas de los subsistemas es posible analizar las fallas que se pueden generar en cada elemento. Por lo tanto, se realiza la siguiente Tabla donde se muestran las respectivas actividades para dar solución a las fallas:

Tabla 57.*Tabla mantenimiento componentes banco de prueba.*

Elemento	Falla	Actividad
Cilindro elevador	Desgaste y fugas	Cambiar las juntas que sellan la el aceite con el
Bomba hidráulica manual	Sistema mecánico	Lubricar componentes
		Cambiar componentes averiados
	Fugas	Cambiar sellos
Manguera	Fugas	Cambiar manguera
Válvulas	Obstrucción	Limpiar internamente
Bomba	Sistema eléctrico	Reparar conexiones
		Cambiar contactos
	Sistema mecánico	Cambiar componentes dañados
	Fugas	Cambiar sellos
Tubería	Fugas	Cambiar sección respectiva de tubo
		Revisar acoples de tubería y corregirlos
Manómetros	Corrosión y obstrucción	Limpiar los componentes internos

Nota. La Tabla muestra las posibles fallas por elemento junto con las actividades a realizar.

5. ANÁLISIS DE COSTOS

En el análisis de costos se debe tener en cuenta diferentes aspectos para poder dar un dimensionamiento económico general del diseño de este banco de pruebas. Para esto se tiene en cuenta los costos de ingeniería, los costos de fabricación del banco y por ultimo los costos de los materiales que se seleccionaron para la fabricación del banco.

Con esto en mente se procede a calcular los costos de ingeniería:

Tabla 58.

Tabla de los costos ingenieriles.

Ítems	Unidad	Valor Unidad	Cantidad	Total
Proyectistas	Horas	\$7.500	840	\$6.300.00
Computadora	Horas	\$550	500	\$275.000
Software Solid Edge	Licencia Estudiante	Gratis	2	\$0
Software CAD SIMU	Licencia Estudiante	Gratis	2	\$0
SAP 2000	Licencia Estudiante	Gratis	2	\$0
EngiLab Frame	Software libre	Gratis	2	\$0
Total				\$6.575.000

Nota. Tabla del total de los costos ingenieriles para realizar el diseño del banco de pruebas.

A continuación, se procede a realizar la Tabla de los costos de los materiales y los componentes del conjunto completo del banco de pruebas:

Tabla 59.*Tabla de los costos de materiales y componentes del banco de prueba.*

Componente	Material	Valor unidad	Cantidad	Total
SCR-106H Conjunto hidráulico Enerpac de 10 Toneladas. Consta de bomba P392, cilindro RC106, manguera HC726, manómetro GP-10P y adaptador GA2 RC026	Varios	\$6.500.000	1	\$6.500.000
Junta tórica disco de acople Ref. V24552N3544	Caucho Nitrilo	\$161.780	8	\$1.294.240
Contactador modular trifásico 4 polos Chint	Varios	\$527.392	1	\$527.392
Relé térmico Schneider Electric	Varios	\$350.000	1	\$350.000
Pulsador normalmente abierto iluminación verde	Varios	\$81.919	1	\$81.919
Indicador luminoso led rojo	Plástico	\$8.727	1	\$8.727
Pulsador normalmente cerrado rojo	Plástico	\$10.972	1	\$10.972
Lamina vidrio templado 1m x 1m x 0.01m	Vidrio templado	\$1.026.583	1	\$1.026.583
Husillo de presión Norelem 07143-06053	Varios	\$13.074	3	\$39.222
Filtro subsistema alimentación-recirculación del agua	Varios	\$845.011	1	\$845.011
Tanque rectangular de agua 60L Changzhou	Plástico	\$52.801	1	\$52.801

Conjunto Hidro lavadora Hjf 2500 Estática con su respectivo motor	Varios	\$6.336.000	1	\$6.336.000
Tubo 3/4" longitud 1.8m	acero inoxidable 316	\$208.178	2	\$416.356
Tubo 1/2" longitud 6.4m	acero inoxidable 316	\$163.178	4	\$652.712
Adaptador tanque de agua de 3/4"	Varios	\$17.200	1	\$17.200
Acople macho tubing 3/4"	Acero inoxidable 316	\$12.500	7	\$87.500
Acople macho tubing 1/2"	Acero inoxidable 316	\$9.900	19	\$188.100
Válvula aguja 1/2"	Acero inoxidable 316	\$300.000	4	\$1.200.000
Válvula aguja 1/2"	Acero inoxidable 316	\$150.000	2	\$300.000
Válvula check 1/2"	Acero inoxidable 316	\$400.000	1	\$400.000
Acople Te de 1/2"	Acero inoxidable 316	\$42.600	5	\$213.000
Acople Te de 3/4"	Acero inoxidable 316	\$46.000	1	\$46.000
Válvula de alivio de presión de 1/2"	Acero inoxidable 316	\$264.900	1	\$264.900
Válvula reguladora de presión de 1/2"	Acero inoxidable 316	\$459.000	1	\$459.000
Perfil cuadrado 70x70x2.5 mm de 6m	ASME A500 grado C	\$218.800	9	\$1.969.000
Total				\$23.285.735

Nota. Tabla de los componentes que conforman el banco de prueba junto con los respectivos costos.

Tabla 60.

Costos de fabricación.

Procedimiento	Valor Total
Soldadura	\$1.200.000
Mecanizado	\$720.000
Doblaje	\$300.000
Corte	\$550.000
Total	\$2.770.000

Nota. Tabla de costos de fabricación.

Tabla 61.

Tabla de costos totales

Costo	Valor
Costos ingenieriles	\$6.575.000
Costos componentes	\$23.285.735
Costos fabricación	\$2.770.000
Imprevistos 4%	\$1.305.200
Total	\$33.935.935

Nota. Tabla de la sumatoria de los costos totales.

6. CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos por las matrices de priorización lograron contribuir a la selección de la mejor alternativa para satisfacer las necesidades requeridas de este proyecto.

Los componentes del banco de prueba fueron seleccionados y diseñados para que cumplan de la manera más adecuada sus respectivas funciones de forma tanto individual como en conjunto dentro del banco, por tal motivo se comprueban los cálculos y montajes en Software.

Los manuales diseñados para el banco de pruebas son de gran importancia para el adecuado funcionamiento del mismo a lo largo del tiempo, lo que se traduce en un trabajo adecuado y duradero.

Este proyecto facilita en gran manera la revisión de las válvulas de seguridad ya que utiliza componentes que contribuyen a alcanzar elevadas presiones de forma segura generando bajos riesgos laborales.

Se logró identificar las características del proceso de verificación para las válvulas pilotadas y operadas por resorte con el fin de obtener las variables para el correcto funcionamiento del banco de pruebas.

Fue posible seleccionar la mejor alternativa en términos económicos y de funcionamiento para poder llevar a cabo el proceso de verificación respectivo de manera adecuada.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] M. Crabtree, “Safety relief valves,” in *The Concise Valve Handbook, Actuation, Maintenance, and Safety Relief*, 1st ed., New York: Momentum Press, 2018, pp. 187–224.
- [2] AccuTest Systems, “3 Signs of pressure relief valve failure,” 2020. shorturl.at/bfqN9 (accessed Jun. 26, 2021).
- [3] M. Hellemans, “Maintenance and testing,” in *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*, 1st ed., J. Hill, Ed. Oxford: Elsevier, 2009, pp. 217–241.
- [4] L. Amendola, “Casos.” pp. 16–21, [Online]. Available: shorturl.at/bdtuS.
- [5] Chemical Safety Board, “One Year after Gas Cylinder Fire and Explosions at Praxair St. Louis, CSB Issues Safety Bulletin Focusing on Pressure-Relief Valve Standards and Good Safety Practices,” 2006. shorturl.at/clKN8 (accessed Jun. 10, 2021).
- [6] M. Hellemans, “Overpressure Protection,” in *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*, 1st ed., J. Hill, Ed. Oxford: Elsevier, 2009, pp. 6–24.
- [7] M. Hellemans, “Terminology,” in *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*, 1st ed., J. Hill, Ed. Oxford: Elsevier, 2009, pp. 27–46.
- [8] Secretaria de comercio y fomento industrial, *Válvulas de relevo de presión (Seguridad, seguridad- Alivio y alivio) operadas por resorte y piloto; fabricadas de acero y bronce*. Mexico, 1994, pp. 1–69.
- [9] Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales España, *Válvulas de seguridad: Selección*. Madrid, 1999, pp. 1–12.
- [10] M. Hellemans, “Design Fundamentals,” in *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*, 1st ed., J. Hill, Ed. Great Britain: Elsevier, 2009, pp. 78–128.
- [11] A. B. Verdejo, “verificación de los elementos de seguridad ante escenarios de sobrepresión en una instalación de proceso,” Universitat politècnica de catalunya, 2019.
- [12] M. Mohammad A, “Pressure relief valves,” in *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*, 1st ed., United States of America: McGraw-Hill, 2006, pp. 23–52.

- [13] M. Hellemans, “Noise,” in *The Safety Relief Valve Handbook, Design and Use of Process Safety Valves to ASME and International Codes and Standards*, 1st ed., J. Hill, Ed. Oxford: Elsevier, 2009, pp. 190–204.
- [14] M. Mohammad A, “Fundamentals of pressure relief devices,” in *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*, 1st ed., United States of America: McGraw-Hill, 2006, pp. 1–22.
- [15] I. Sutton, “Asset integrity,” in *Process risk and reliability management*, I. Sutton, Ed. Elsevier, 2010, pp. 301–346.
- [16] M. Mohammad A, “Shop testing,” in *Pressure relief devices, ASME and API code simplified*, 1st ed., United States of America: McGraw-Hill, 2006, pp. 389–402.
- [17] The American Society Of Mechanical Engineers, *Performance test code, Pressure Relief Devices*. New York, 2001, pp. 1–90.
- [18] NIST and B. Hembree, “Production process characterization,” in *Engineering statistics handbook*, 1st ed., B. Hembree, Ed. 2012.
- [19] OSTEC, “Pentest: ¿qué es y cuáles son los principales tipos?,” 2018. <https://ostec.blog/es/seguridad-perimetral/pentest-concepto-tipos/> (accessed Nov. 02, 2021).
- [20] The American Society Of Mechanical Engineers, *Pipe flanges and flanged fittings, NPS 1/2 through NPS 24 metric/inch standard*. New york, 2007, pp. 112–195.
- [21] Naturclara, “Limpieza y mantenimiento del acero inoxidable,” 2017. <https://www.naturclara.com/noticias-piscinas/mantenimiento/limpieza-y-mantenimiento-del-acero-inoxidable~108> (accessed Nov. 02, 2021).
- [22] TECNOpeg, “O’rings,” 2017. <https://www.tecnopeg.com/o-ring/> (accessed Nov. 02, 2021).
- [23] R. G. Budynas and K. Nisbett, “Análisis de carga y esfuerzo,” in *Diseño en ingeniería mecánica*, 9th ed., México D.F.: McGraw-Hill, 2008, pp. 69–142.
- [24] Norelem, “Husillo de presión.” shorturl.at/gnpxC.
- [25] R. Mott and J. A. Untener, “Anexo A, Propiedades del agua.,” in *Mecanica de Fluidos*, 7th ed., México D.F.: PEARSON EDUCATION, 2015, p. 488.
- [26] R. Mott and J. Untener, “Apendice,” in *Mecánica de Fluidos*, 7th ed., Mexico: Pearson, 2015, p. 488.
- [27] Changzhou Treering Plastics Co, “el tanque de agua plástico rectangular 60l para el

almacenamiento del agua potable blanco/amarillo,” 2018.
<http://spanish.rotomoldingproducts.com/sale-10671467-60l-rectangular-plastic-water-tank-for-drinking-water-storage-white-yellow.html>.

[28] R. L. Norton, *Diseño de maquinas*, 4th ed. Mexico: PEARSON EDUCATION, 2011.

ANEXOS

ANEXO 1

PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS PARA LA VERIFICACIÓN DE LA PRESIÓN DE AJUSTE Y EL DIFERENCIAL DE CIERRE DE VÁLVULAS DE ALIVIO CON ACCIONAMIENTO POR RESORTE DIRECTO Y PILOTADA DE 3” DE SERVICIO EN LÍQUIDOS

ANEXO 2

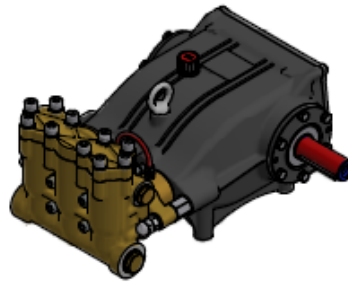
CATÁLOGO BOMBA DE LA EMPRESA HAWK

Caratteristiche Tecniche

MPX 2015
350 bar

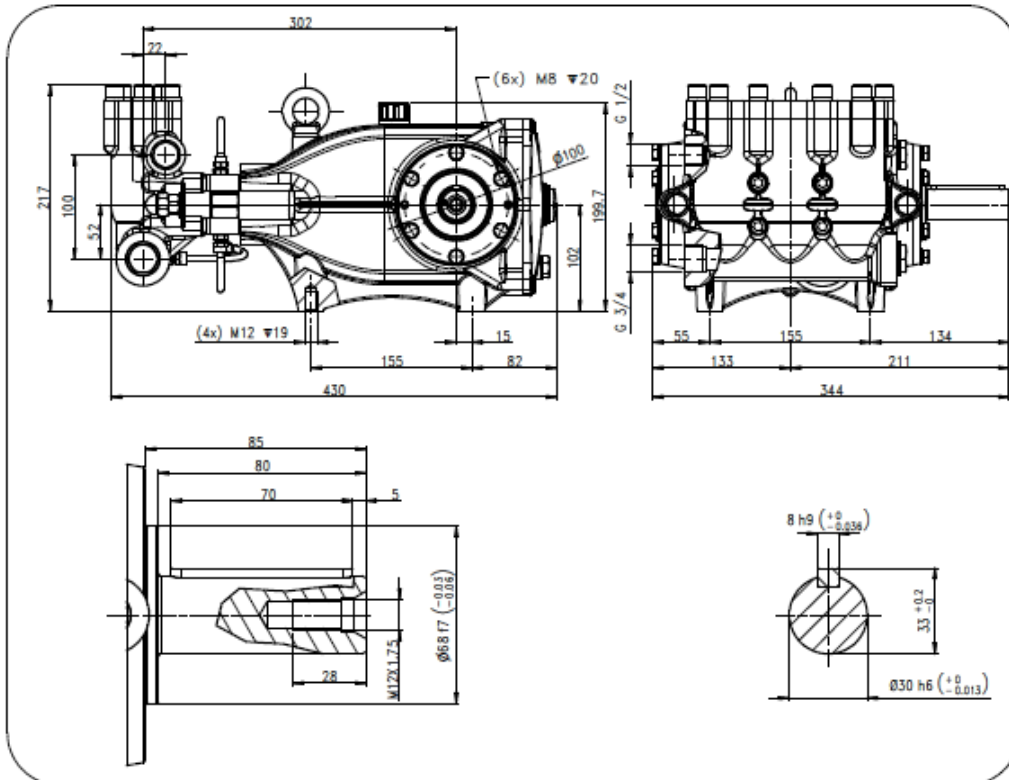
Technical Characteristics

Pump Pompa	Pressure Pressione		Volume Portata				RPM giri/min		Power Potenza			
			l/min		GPM				HP		kW	
	bar	PSI	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz
MPX4535	350	5075	45	54	11,9	14,3	1450	1740	40,5	48,6	29,8	35,8
MPX3835	350	5075	38	45,6	9,9	11,9	1450	1740	33,8	40,6	24,8	29,8
MPX5825	250	3625	58	70	15,4	18,5	1450	1740	36,5	43,8	26,9	32,3



Dimensioni d'ingombro

Overall dimensions



Lubrificazione: Olio SAE 10W-40
Capacità: 2,3 Litri
Peso pompa: 28,5 Kg

Rev. 6 09-2021

Lubrication: SAE 10W-40 Oil
Capacity: 2,3 Litres
Weight: 28,5 Kg

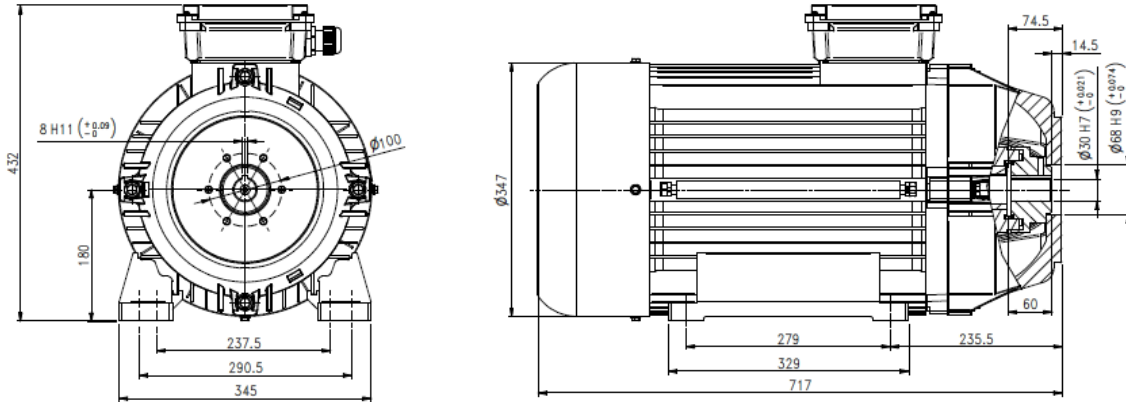


**CARACTERÍSTICAS
TÉCNICAS**

Peso	Kg	34.5
Capacidad de aceite	lt.	2.3
Entrada	G	3/4"
Salida	G	1/2"

ANEXO 3 CATÁLOGO MOTOR DE LA EMPRESA HAWK

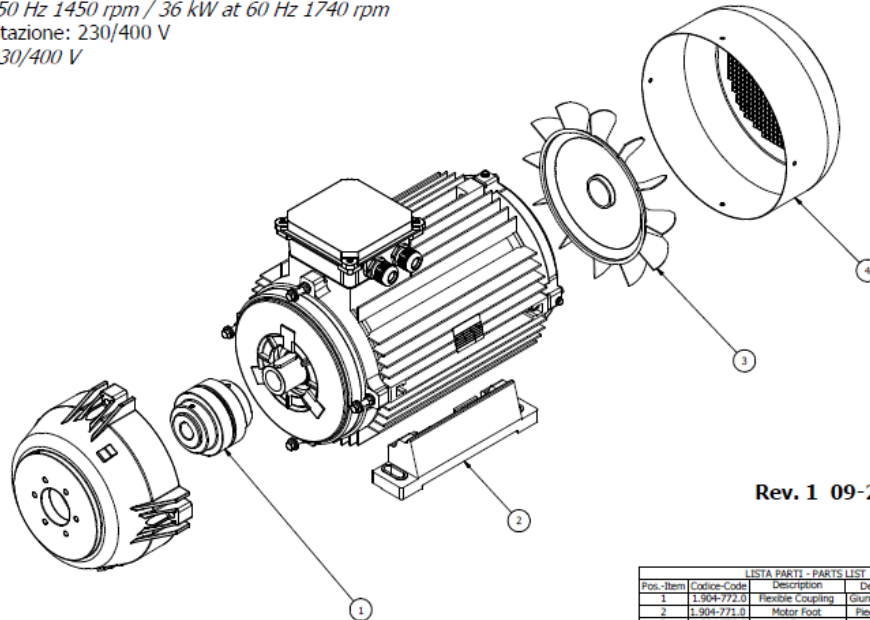
MOTORE ELETTRICO DOPPIA FLANGIA 1.099-452.0 DOUBLE FLANGE ELECTRIC MOTOR



Rev. 1 09-2017

Motore Elettrico Doppia Flangia 1.099-452.0 Double flange Electric Motor

Trifase 4 Poli 50/60 Hz 1450/1740 rpm
 Three-Phase 4 Poles 50/60 Hz 1450/1740 rpm
 Potenza 30 kW a 50 Hz 1450 rpm / 36 kW a 60 Hz 1740 rpm
 Power 30 kW at 50 Hz 1450 rpm / 36 kW at 60 Hz 1740 rpm
 Tensione d'alimentazione: 230/400 V
 Supply Voltage: 230/400 V



Rev. 1 09-2017

LISTA PARTI - PARTS LIST				
Pos.-Item	Code-Code	Description	Descrizione	Q.tà-Q.ty
1	1.904-772.0	Flexible Coupling	Giunto flessibile	1
2	1.904-771.0	Motor Foot	Piede Motore	2
3	1.904-770.0	Fan	Ventola	1
4	1.904-746.0	Fan Cover	Copri ventola	1

CODIGO	FORMA CONSTRUCTIVA MOTOR	WEIGHT	RATED OUTPUT		SPEED	VOLTAJE	PARA SERIE BOMBAS
		Kg	HP	KW	RPM		
1.099-452.0	IEC180L	185	40	30	1450	400/690V	MXT, MXT Alta Temperatura, MPX 350, MPX 500, MXT Chemical

ANEXO 4

CATÁLOGO VÁLVULA REGULADORA DE LA EMPRESA HAWK



VB 85/280 - 1.099-504.0

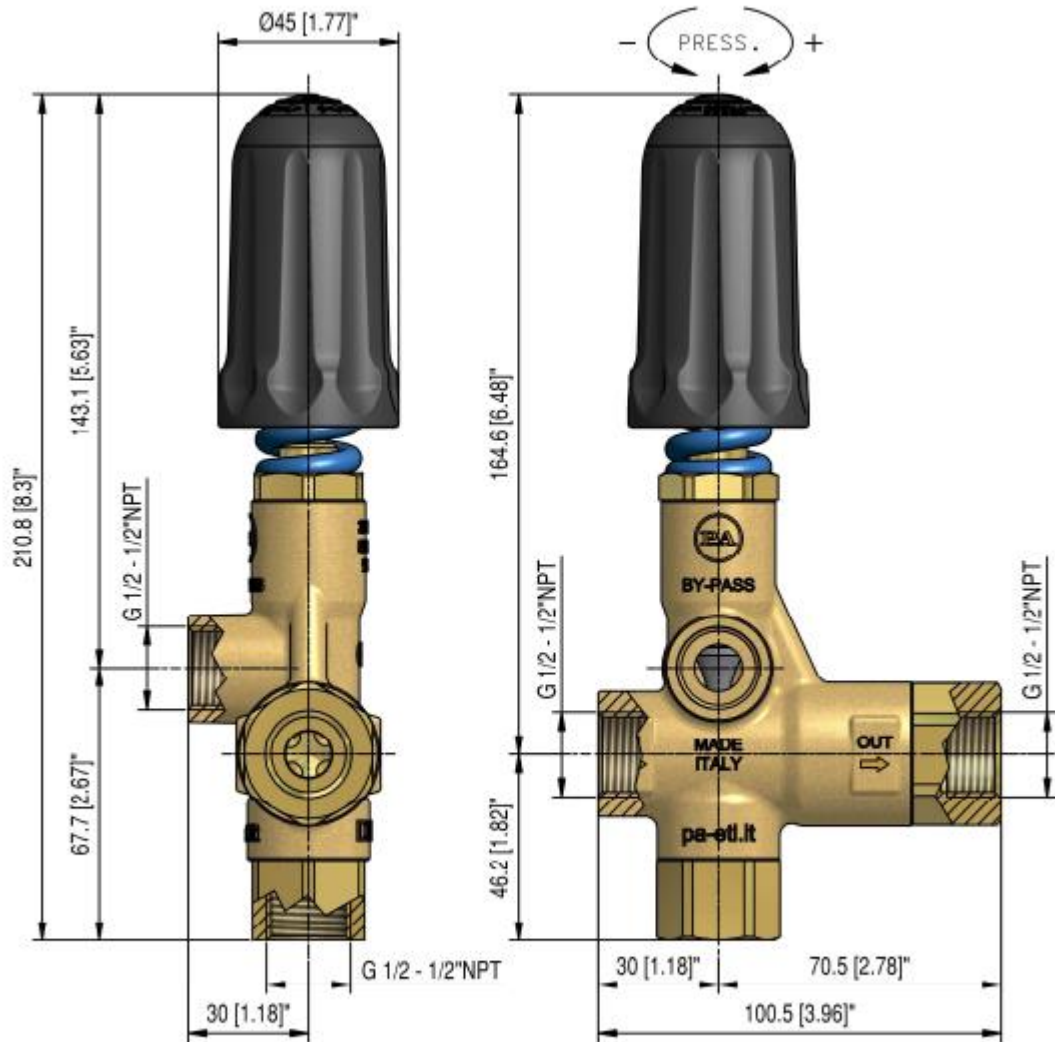
CARATTERISTICHE TECNICHE

TECHNICAL CHARACTERISTICS

Codice Part No.	Pressione Max Max Pressure		Portata Flow rate		Temp. Max Max Temp.	Inlet Port Entrata	Outlet Port Uscita	By-pass
	bar	PSI	l/min	GPM	°C			
1.099-504.0	280	4050	80	21	65	G1/2" F	G1/2" F	G1/2" F

DIMENSIONI D'INGOMBRO

OVERALL DIMENSIONS



Rev.1 01-18

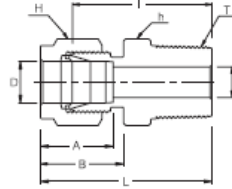
1 di 3

ANEXO 5

CATÁLOGO CONECTOR MACHO DE LA EMPRESA SUPERLOK

Tube Fittings (Compression Type)

SMC
Male Connector



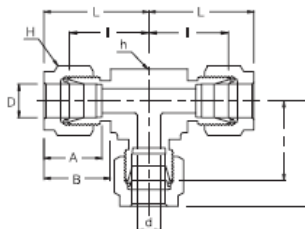
Connects Fractional Tubes To Female NPT Thread

Part No.	Tube O.D. D (inch)	T (NPT)	d Min	Width Across Flat		A	B	I	L
				h (inch)	H (inch)				
SMC - 8 - 2N	1/2	1/8	4.82	13/16	7/8	22.86	21.84	28.70	38.86
SMC - 8 - 4N	1/2	1/4	7.11	13/16	7/8	22.86	21.84	33.27	43.43
SMC - 8 - 6N	1/2	3/8	9.65	13/16	7/8	22.86	21.84	33.27	43.43
SMC - 8 - 8N	1/2	1/2	10.41	7/8	7/8	22.86	21.84	38.86	49.02
SMC - 8 - 12N	1/2	3/4	10.41	1-1/16	7/8	22.86	21.84	40.38	50.54
SMC - 8 - 16N	1/2	1	10.41	1-3/8	7/8	22.86	21.84	46.99	57.15
SMC -10 - 6N	5/8	3/8	9.65	15/16	1	24.38	21.84	34.03	44.19
SMC -10 - 8N	5/8	1/2	11.93	15/16	1	24.38	21.84	38.86	49.02
SMC -10 - 12N	5/8	3/4	12.70	1-1/16	1	24.38	21.84	40.38	50.54
SMC -12 - 8N	3/4	1/2	11.93	1-1/16	1-1/8	24.38	21.84	40.38	50.54
SMC -12 - 12N	3/4	3/4	15.74	1-1/16	1-1/8	24.38	21.84	40.38	50.54
SMC -12 - 16N	3/4	1	15.74	1-3/8	1-1/8	24.38	21.84	46.99	57.15

ANEXO 6

CATÁLOGO CONECTOR T DE LA EMPRESA SUPERLOK

SUT Union Tee



Connects Fractional Tubes

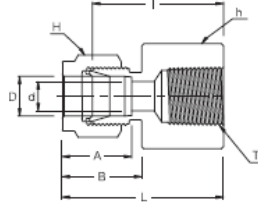
Part No.	Tube O.D. D (inch)	d Min	Width Across Flat		A	B	I	L
			h (inch)	H (inch)				
SUT - 1	1/16	1.27	3/8	5/16	8.63	10.92	14.00	18.03
SUT - 2	1/8	2.28	3/8	7/16	12.70	15.24	15.80	22.35
SUT - 3	3/16	3.04	1/2	1/2	13.71	16.00	18.54	25.14
SUT - 4	1/4	4.82	1/2	9/16	15.24	17.78	20.10	27.40
SUT - 5	5/16	6.35	5/8	5/8	16.25	18.54	22.35	29.71
SUT - 6	3/8	7.11	5/8	11/16	16.76	19.30	23.11	30.48
SUT - 8	1/2	10.41	13/16	7/8	22.86	21.84	25.90	36.06
SUT - 10	5/8	12.70	1	1	24.38	21.84	28.70	38.86
SUT - 12	3/4	15.74	1-1/16	1-1/8	24.38	21.84	29.71	39.87
SUT - 14	7/8	18.28	1-3/8	1-1/4	25.90	21.84	34.54	44.70
SUT - 16	1	22.35	1-3/8	1-1/2	31.24	26.41	36.83	49.02
SUT - 20	1-1/4	27.69	1-11/16	1-7/8	41.15	38.86	44.45	66.55
SUT - 24	1-1/2	34.04	2	2-1/4	50.04	45.21	50.80	77.98
SUT - 32	2	45.97	2-3/4	3	67.56	62.74	69.85	107.19

ANEXO 7

CATÁLOGO CONECTOR HEMBRA DE LA EMPRESA SUPERLOK

SFC

Female Connector



Connects Fractional Tubes To Male NPT Thread

Part No.	Tube O.D. D (inch)	T* (NPT)	d Min	Width Across Flat		A	B	I	L
				h (inch)	H (inch)				
SFC - 2 - 2N	1/8	1/8	2.28	9/16	7/16	12.70	15.24	22.09	28.70
SFC - 2 - 4N	1/8	1/4	2.28	3/4	7/16	12.70	15.24	26.92	33.52
SFC - 3 - 2N	3/16	1/8	3.04	9/16	1/2	13.71	16.00	23.11	29.71
SFC - 4 - 2N	1/4	1/8	4.82	9/16	9/16	15.24	17.78	23.87	31.24
SFC - 4 - 4N	1/4	1/4	4.82	3/4	9/16	15.24	17.78	26.44	35.81
SFC - 4 - 6N	1/4	3/8	4.82	7/8	9/16	15.24	17.78	30.22	37.59
SFC - 4 - 8N	1/4	1/2	4.82	1-1/16	9/16	15.24	17.78	35.05	42.41
SFC - 5 - 2N	5/16	1/8	6.35	9/16	5/8	16.25	18.54	24.63	32.00
SFC - 5 - 4N	5/16	1/4	6.35	3/4	5/8	16.25	18.54	29.46	36.83
SFC - 6 - 2N	3/8	1/8	7.11	5/8	11/16	16.76	19.30	25.40	32.76
SFC - 6 - 4N	3/8	1/4	7.11	3/4	11/16	16.76	19.30	30.22	37.59
SFC - 6 - 6N	3/8	3/8	7.11	7/8	11/16	16.76	19.30	31.75	39.11
SFC - 6 - 8N	3/8	1/2	7.11	1-1/16	11/16	16.76	19.30	36.57	43.94
SFC - 6 - 12N	3/8	3/4	7.11	1-5/16	11/16	16.76	19.30	40.38	47.75
SFC - 8 - 4N	1/2	1/4	10.41	13/16	7/8	22.86	21.84	30.22	40.38
SFC - 8 - 6N	1/2	3/8	10.41	7/8	7/8	22.86	21.84	31.75	41.91
SFC - 8 - 8N	1/2	1/2	10.41	1-1/16	7/8	22.86	21.84	36.57	46.73
SFC - 8 - 12N	1/2	3/4	10.41	1-5/16	7/8	22.86	21.84	38.10	48.26
SFC - 8 - 4N	1/2	1/4	10.41	13/16	7/8	22.86	21.84	30.22	40.38
SFC - 8 - 6N	1/2	3/8	10.41	7/8	7/8	22.86	21.84	31.75	41.91
SFC - 8 - 8N	1/2	1/2	10.41	1-1/16	7/8	22.86	21.84	36.57	46.73
SFC - 8 - 12N	1/2	3/4	10.41	1-5/16	7/8	22.86	21.84	38.10	48.26
SFC -10 - 6N	5/8	3/8	12.70	15/16	1	24.38	21.84	31.75	41.91
SFC -10 - 8N	5/8	1/2	12.70	1-1/16	1	24.38	21.84	36.57	46.73
SFC -12 - 8N	3/4	1/2	15.74	1-1/16	1-1/8	24.38	21.84	36.57	46.73
SFC -12 - 12N	3/4	3/4	15.74	1-5/16	1-1/8	24.38	21.84	38.10	48.26
SFC -14 - 12N	7/8	3/4	18.28	1-5/16	1-1/4	25.90	21.84	39.62	49.78
SFC -16 - 12N	1	3/4	22.35	1-3/8	1-1/2	31.24	26.41	41.14	53.34
SFC -16 - 16N	1	1	22.35	1-5/8	1-1/2	31.24	26.41	50.03	62.23

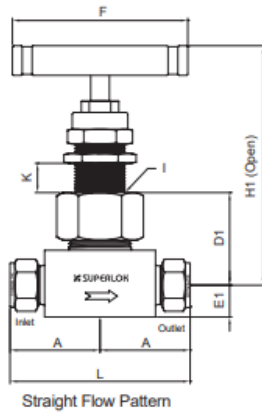
ANEXO 8

CATÁLOGO VÁLVULA DE AGUJA DE LA EMPRESA SUPERLOK/MAKO

Needle Valve Series

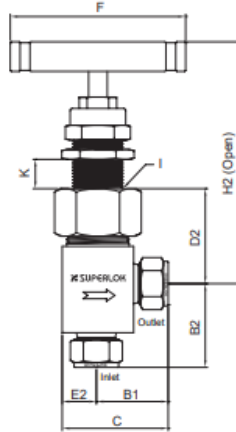


SUNV Series



Straight Flow Pattern

SUNV A Series



Angle Flow Pattern

- I : Panel Hole Drill
- J : Socket weld end connection depth
- K : Panel Mount Thickness
1/16" (1.6) min, 3/8" (9.5) max

Table of Dimensions

Angle Flow Pattern

Table of Dimensions

Part Number	Orifice	Cv	End Connections		Dimensions																	
			Inlet	Outlet	L	A	B1	B2	C	D1	D2	E1	E2	F	I	H1	H2	J				
SUNV1	S4	4.0	0.35	1/4" SUPERLOK		62.0	31.0	29.4	37.3	38.9	27.8	27.8	9.9	9.9	45.0	15.1	77.8	77.8	-			
	S6M			6mm SUPERLOK		62.0	31.0	29.4	37.3	38.9		27.8						77.8				
	S8M			8mm SUPERLOK		62.0	31.0	29.4	37.3	38.9		27.8						77.8				
	M4N			1/4" Male NPT		50.8	25.4	25.4	25.4	35.0		32.6						82.6				
	F2N			1/8" Female NPT		50.8	25.4	23.0	25.4	32.6		32.6						82.6				
	F4N			1/4" Female NPT		52.4	26.2	23.0	25.4	32.6		32.6						82.6				
	M4N-F4N			1/4" Male NPT	1/4" Female NPT	52.4	26.2	23.0	25.4	32.6		32.6						82.6				
SW4T	1/4" Tube Socket Weld		46.0	23.0	22.3	30.2	31.8	27.8	77.8	7.2												
SUNV2	S6	6.0	0.86	3/8" SUPERLOK		73.0	36.5	32.5	42.9	45.3	34.1	31.0	12.7	12.7	64.0	19.9	93.7	96.9	-			
	S8			1/2" SUPERLOK		77.8	38.9	34.9	42.1	47.6		34.2						93.7				
	S10M			10mm SUPERLOK		73.0	36.5	33.3	39.7	46.1		34.2						93.7				
	S12M			12mm SUPERLOK		77.8	38.9	35.7	42.1	48.4		34.2						93.7				
	F4N			1/4" Female NPT		57.2	28.6	25.4	28.6	38.1		37.3						96.9				
	F6N			3/8" Female NPT		57.2	28.6	25.4	25.4	38.1		37.3						96.9				
	SW6T			3/8" Tube Socket Weld		57.2	28.6	25.4	28.6	38.1		37.3						93.7		8.0		
SW8T	1/2" Tube Socket Weld		57.2	28.6	25.4	25.4	38.1	35.7	95.3	9.6												
SW4P	1/4" Pipe Socket Weld		57.2	28.6	25.4	28.6	38.1	37.3	96.9	9.6												
SUNV3	S8	11.0	2.2	1/2" SUPERLOK		100.0	50.0	43.7	53.2	61.1	46.0	47.6	15.9	17.5	-	-	121.5	123.1	-			
	S12			3/4" SUPERLOK		100.0	50.0	43.7	53.2	61.1		46.0					47.6	15.9		17.5	121.5	123.1
	S16			1" SUPERLOK		100.0	50.0	-	-	-		47.6					-	17.5		-	123.1	-
	S12M			12mm SUPERLOK		100.0	50.0	-	-	-		46.0					-	15.9		-	121.5	-
	F8N			1/2" Female NPT		79.4	39.7	33.3	39.7	50.8		46.1					50.8	15.9		17.5	121.5	126.2
	F12N			3/4" Female NPT		82.6	41.3	-	-	-		48.4					-	19.9		-	123.9	-
	F16N			1" Female NPT		92.1	46.0	-	-	-		54.0					-	25.4		-	89.0	26.2
M8N-F8N	1/2" Male NPT	1/2" Female NPT	79.4	39.7	33.3	39.7	50.8	46.0	50.8	15.9	17.5	121.5	126.2									
M12N-F12N	3/4" Male NPT	3/4" Female NPT	82.6	41.3	-	-	-	48.4	-	19.9	-	123.9	-									
M16N-F16N	1" Male NPT	1" Female NPT	92.1	46.0	-	-	-	54.0	-	25.4	-	129.4	-									

ANEXO 9

CATÁLOGO VÁLVULA DE ALIVIO DE PRESIÓN DE LA EMPRESA SUPERLOK/MAKO

SRVH Series

High Pressure Relief Valve

Technical Data

- Maximum working Pressure : 6000 psig (413 bar)
- Cracking Pressure Range : 225~6000 psig (15.5~414 bar)
- Orifice size : 4.8mm
- Multiple springs for a selection of set pressure ranges

SRVH Series Spring

Spring Designator	Spring Color	Cracking Pressure		
		psig	bar	kPa
YE	Yellow	225~750	15.5~51.5	1550~5150
PP	Purple	750~1500	51.5~103	5150~10300
OE	Orange	1500~2250	103~155	10300~15500
BW	Brown	2250~3000	155~206	15500~20600
WH	White	3000~4000	206~275	20600~27500
RD	Red	4000~5000	275~344	27500~34400
GN	Green	5000~6000	344~414	34400~41400

⊗ If required spring kit, mention part no : SRVH-KIT-, ex)SRVH-KIT-YE

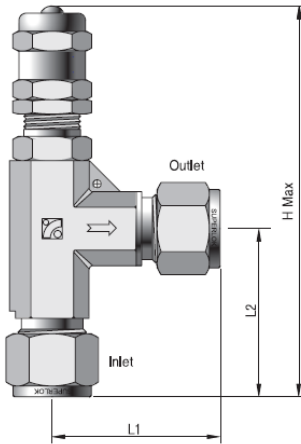
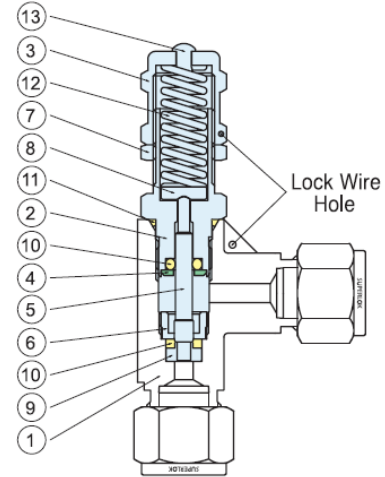


Table of Dimensions

Part Number	Orifice	End Connection		Dimensions		
		Inlet	Outlet	L1	L2	H
S4	4.8	1/4" SUPERLOK		38.7	37.3	104.6
S6M		6mm SUPERLOK		38.7	37.3	104.6
S8M		8mm SUPERLOK		38.7	37.3	104.6
S6		3/8" SUPERLOK		44.4	44.4	111.7
S8		1/2" SUPERLOK		46.7	46.7	114.0
S12M		12mm SUPERLOK		46.7	46.7	114.0
M8N-S8		1/2" Male NPT / 1/2" SUPERLOK		46.7	35.7	103.0
M8N-S12M		1/2" Male NPT / 12mm SUPERLOK		46.7	35.7	103.0
M4N-F4N		1/4" Male NPT / 1/4" Female NPT		30.0	32.2	99.5
M6N-F6N		3/8" Male NPT / 3/8" Female NPT		34.5	32.2	99.5
M8N-F8N		1/2" Male NPT / 1/2" Female NPT		38.0	35.7	103.0

* Dimensions shown with SUPERLOK tube fitting nuts finger-tight.

* All dimensions in millimeters unless specified as "inch". Dimension are for reference only, subject to change.

ANEXO 10

CATÁLOGO VÁLVULA CHECK DE LA EMPRESA SUPERLOK/MAKO

ONE-PIECE CHECK VALVES

SOCV SERIES



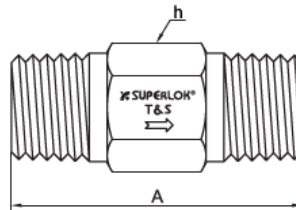
Features

- One-piece Body
- Working pressure up to 3000 psig (206bar)
- Temperature rating up to 375°F (190°C) with viton seal standard.
- Cracking pressure fixed from 1/3 to 25psig (0.02 to 1.7 bar)
- NPT and ISO pipe end connections
- 316 stainless steel and brass materials
- Each and every valve is tested at the factory.

Technical Data

Nominal Cracking Pressure	1/3, 1, 10 and 25psig (0.02, 0.06, 0.68, 1.7bar)
Maximum Working Pressure at 70°F (20°C)	3000psig (206bar)
Maximum Back Pressure at 70°F (20°C)	3000psig (206bar)
Flow Coefficient (Cv)	SOCV1 / SOCV2 : 0.35 SOCV3 / SOCV4 : 1.20
Temperature Rating	VITON O-ring : -10°F to 375°F (-23°C to 190°C) NBR O-ring : -10°F to 250°F (-23°C to 121°C) (add "N" to the end of ordering number)

Table of Dimensions



Order Number		End Connection		A	h Hex mm (in.)
Series	Part No.	Inlet	Outlet		
SOCV1	M-4N	1/4 Male NPT	1/4 Male NPT	41.2	14.29 (9/16)
	M-4R	1/4 Male ISO	1/4 Male ISO		
SOCV2	F-4N	1/4 Female NPT	1/4 Female NPT	61.2	19.05 (3/4)
	F-4R	1/4 Female ISO	1/4 Female ISO	64.5	
	MF-4N	1/4 Male NPT	1/4 Female NPT	44.5	
	FM-4N	1/4 Female NPT	1/4 Male NPT	58.2	
SOCV3	M-8N	1/2 Male NPT	1/2 Male NPT	57.9	22.22 (7/8)
SOCV4	F-8N	1/2 Female NPT	1/2 Female NPT	94.2	26.9 (1-1/16)
	MF-8N	1/2 Male NPT	1/2 Female NPT	71.9	

All dimensions are for reference only, subject to change.

ANEXO 11

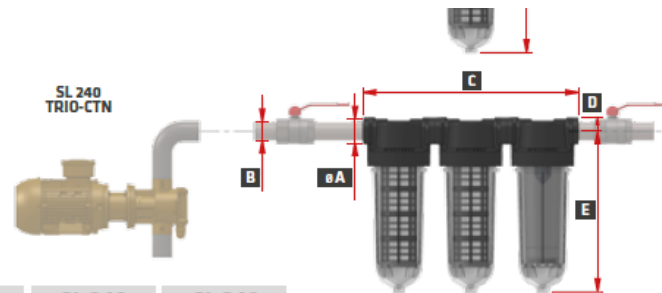
CATÁLOGO FILTRO DE AGUA SL160 DE LA EMPRESA CINTROPUR/H2AGUA

DATOS TÉCNICOS SL

	SL 160
Diámetro de conexión	3/4"
Caudal medio (m³/h) ΔP = 0,2 bar	3
Presión de servicio (bar)	8
Presión máx. de trabajo (bar)	12
Temperatura máxima (°C)	50
Peso (Kg)	0,68
Tela filtrante (de origen) (μm)	25
Volumen del vaso (litro)	-
Superficie de filtración (cm²)	170

*Valor con carbón activado CINTROPUR® SCIN

ESQUEMA DE INSTALACIÓN



	SL 160	SL 240	SL 240 TE-CTN	SL 240 DUO-CTN	SL 240 TRIO-CTN
A (Ø)	3/4"	3/4" o 1"	3/4" o 1"	3/4" o 1"	3/4" o 1"
B	DN20	DN20 / DN25	DN20 / DN25	DN20 / DN25	DN20 / DN25
C (mm)	130	130	130	260	390
D (mm)	25	25	25	25	25
E (mm)	152	290	290	290	290

ANEXO 12
CATÁLOGO TUBING DE LA EMPRESA PISA

ASTM A213 / A269 Tp 316

Presión de trabajo recomendada (Factor de seguridad 4:1)								
Tubing	Espesor en pulgadas							
	0,028	0,035	0,049	0,065	0,083	0,095	0,109	0,120
1/16	16800							
1/8	8600	10900						
3/16	5500	7000	10300					
1/4	4000	5100	7500	10300				
5/16		4100	5900	8100				
3/8		3300	4800	6600				
1/2		2600	3700	5100	6700			
5/8			3000	4000	5200	6100		
3/4			2400	3300	4300	5000	5800	
7/8			2100	2800	3600	4200	4900	
1				2400	3200	3700	4200	4700
1 1/4					2500	2900	3300	3700

Presiones de trabajo en **psig**

Presión de trabajo recomendada

Tubing	Espesor en mm.			
	1,00	1,50	2,00	2,50
6	430	680		
8	310	490		
10	240	380		
12	200	310	430	
14	180	280	390	
15	170	260	360	
16		240	330	430
18		210	290	380
20		190	260	330
22		170	230	300
25			200	260

Presiones de trabajo en **bar**

Peso teórico en kg/m									
316									
Tubing	Espesor en pulgadas					Espesor en milímetros			
	0,028	0,035	0,049	0,065	0,083	1,00	1,50	2,00	2,50
1/8	0,044	0,051							
1/4		0,122	0,159	0,194					
3/8		0,193	0,257	0,326					
1/2		0,263	0,356	0,456					
3/4			0,553	0,718	0,895				
1"			0,750	0,981	1,230				
6 mm						0,130	0,170		
8 mm						0,180	0,240	0,300	
10 mm						0,230	0,320	0,400	
12 mm						0,280	0,390	0,500	
15 mm						0,350	0,510	0,650	
18 mm						0,430	0,620	0,800	0,970
20 mm							0,690	0,900	1,090
25 mm							0,770	1,150	1,350

Requisitos mecánicos	
Número UNS Carga	S31600
de rotura min. Límite	75 ksi (515 Mpa)
elástico min.	30 ksi (205 Mpa)
Elongación en 2" min.	35%
Dureza Rockwell max.	90 HRB

Composición química		
Elemento	Símbolo	Peso %
Carbono	C	0,08 max.
Manganeso	Mn	2,00 max.
Fósforo	P	0,045 max.
Azufre	S	0,030 max.
Silicio	Si	1,000
Níquel	Ni	10,0 a 14,0
Cromo	Cr	16,0 a 18,0
Molibdeno	Mo	2,0 a 3,0

316 / 316L	
Producto	Standard
Barra	ASTM A-479 / A-276
Forja	ASTM A-182
Fundición	ASTM A-351
Tubing	ASTM A-213 / A-269
Otros	NACE MR-0175 / MR-0103

ANEXO 13

CATÁLOGO MANGUERA DE LA EMPRESA ALFAGOMMA

// FLEXOR 8



SAE 100 R8 - EN 855 R8

Tube: polyester.

Reinforcement: one/two braids of aramid fiber.

Cover: abrasion, ozone and hydrocarbon resistant polyurethane, pin-pricked.

Application: high pressure hydraulic lines, fuel oil, antifreeze solutions, air and water.

Temperature: -40 °C +100 °C (-40 °F +212 °F)

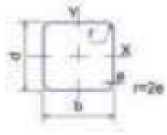
air max T = +70 °C (+160 °F)

Length: random

Item Code	ID (Dash)	ID (mm)	ID (In)	OD (mm)	OD (In)	WP (Mpa)	WP (psi)	BP (Mpa)	BP (psi)	BR (mm)	BR (In)	Weight (kg/m)	Weight (lb/ft)
1000295	4	6,0	1/4"	11,5	0,45	35,0	5000	140,0	20000	50	1,97	0,085	0,06
1000483	5	8,0	5/16"	13,4	0,53	30,0	4300	120,0	17450	55	2,17	0,105	0,08
1000296	6	10,0	3/8"	15,5	0,61	28,0	4000	112,0	16000	60	2,36	0,135	0,10
1000416	8	13,0	1/2"	19,9	0,78	24,5	3500	98,0	14000	80	3,15	0,200	0,14

ANEXO 14

CATÁLOGO PERFIL ESTRUCTURAL CUADRADO TUBULAR DE LA EMPRESA COLMENA



PERFIL CUADRADO											
TAMAÑO PERFIL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	ÁREA cm ²	FLEXIÓN			MÓDULO PLÁSTICO Zx = Zy cm ³	TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE
TAMAÑO NOMINAL	PULG.				MOMENTO INERCIA Ix = Iy cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO Sx = Sy cm ³	RADIO DE GIRO rx = ry cm		MOMENTO INERCIA J cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO B cm ³	
1 X 1	25 X 25	1,50	1,06	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
		2,00	1,36	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82	
		2,50	1,64	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11	
1 1/4 X 1 1/4	40 X 40	1,50	1,77	2,25	5,49	2,75	1,96	3,22	8,77	4,13	25
		2,00	2,31	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25	
		2,50	2,82	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	1,50	2,24	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
		2,00	2,93	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
		2,50	3,60	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	1,50	4,25	5,41	19,47	7,79	1,90	9,39	32,53	11,84	25
		2,00	5,19	6,61	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61	
		2,50	4,39	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26	
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	1,50	3,18	4,05	31,46	8,99	2,79	10,36	48,89	13,50	16
		2,00	4,19	5,34	40,73	11,64	2,76	13,52	64,10	17,50	
		2,50	5,17	6,59	49,41	14,12	2,74	16,54	78,79	21,27	
3 X 3	75 X 75	1,50	6,13	7,81	57,53	16,44	2,71	19,42	92,96	24,82	16
		2,00	6,60	8,41	71,62	19,10	2,92	22,49	115,14	28,81	
		2,50	4,00	9,59	10,95	90,19	24,05	2,87	28,76	145,83	
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	1,50	12,27	15,63	120,16	32,04	2,77	39,58	209,99	49,43	9
		2,00	5,45	6,94	88,86	19,75	3,58	22,78	138,32	29,66	
		2,50	6,74	8,59	108,55	24,12	3,56	28,00	170,60	36,27	
4 X 4	100 X 100	1,50	8,01	10,20	127,28	28,29	3,53	33,04	202,14	42,59	9
		2,00	6,07	7,74	123,01	24,60	3,99	28,30	190,75	36,94	
		2,50	7,53	9,59	150,63	30,13	3,96	34,86	235,64	45,27	
5 1/3 X 5 1/3	125 X 125	1,50	8,96	11,41	177,05	35,41	3,94	41,21	279,48	53,27	9
		2,00	11,73	14,95	228,35	45,27	3,89	53,30	364,04	68,31	
		2,50	4,00	16,98	21,63	311,47	62,29	3,79	75,10	521,39	
6 X 6	150 X 150	1,50	16,13	20,55	581,70	86,18	5,32	100,25	917,81	113,90	9
		2,00	23,58	30,03	819,72	121,44	5,22	143,72	1.330,14	183,57	
		2,50	18,01	22,95	807,82	107,71	5,93	124,87	1.267,82	161,93	
7 7/8 X 7 7/8	200 X 200	1,50	26,40	33,63	1.145,91	152,79	5,84	179,88	1.843,64	230,58	1
		2,00	30,11	38,36	2.410,09	241,01	7,93	278,87	3.771,59	362,24	
		2,50	7,00	41,43	52,78	3.236,47	323,85	7,83	378,83	5.158,78	
10 X 10	250 X 250	1,50	59,90	75,79	7.315,69	585,25	9,82	682,67	11.896,64	881,14	1
		2,00	73,34	93,42	8.841,86	707,35	9,73	832,79	14.229,85	1.067,66	

ANEXO 15

FICHA TÉCNICA ACERO ESTRUCTURAL ASTM A500 GRADO C DE LA EMPRESA ACESCO

Normatividad

La tubería Estructural Metaltub de Acesco es fabricada bajo norma ASTM A500 Grado C, en espesores de 1.5mm a 10mm; bajo norma ASTM A 500 Grado A para espesores de 12mm y bajo norma NTC 4526.

Especificaciones Técnicas

ASTM A500		Resistencia a la Fluencia, min.		Resistencia a la Tracción, min.		Elongación, min.
		MPa	psi	MPa	psi	%
Redondo	Grado A	230	33000	310	45000	25
	Grado C	315	46000	425	62000	21
Cuadrado y Rectangular	Grado A	270	39000	310	45000	25
	Grado C	345	50000	425	62000	21

Tolerancias

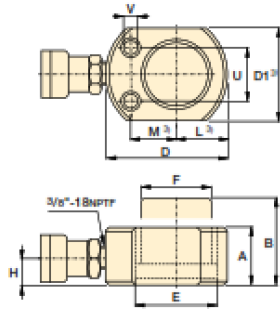
Longitud ≤ 6.5m	-6mm, +13mm
Longitud > 6.5m	-6mm, +19mm
Espesor de pared	± 10%

Para otras tolerancias remitase a la norma ASTM A 500

ANEXO 16

CATÁLOGO CILINDRO DE ACCION SENCILLA DE LA EMPRESA ENERPAC

Cilindros de acción sencilla de la serie RC-TRIO ENERPAC



RC50

Únicamente para el RC101
(U1 = 0.75 pulg)

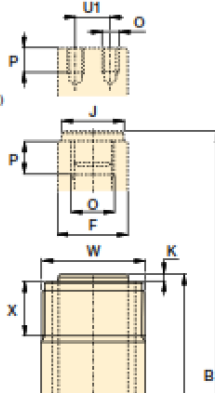


Tabla de velocidades y tabla de selección de la bomba

Para determinar la velocidad aproximada de su cilindro, consulte la tabla de velocidades de los cilindros Enerpac en las "Páginas Amarillas". Para elegir la bomba más adecuada para su aplicación, consulte la herramienta para selección de bomba en el sitio web.

Página: 409

Para conocer todas las características, consulte la página 6.

Capacidad del cilindro (toneladas máxima)	Carrera (pulg)	Número de modelo	Área efectiva del cilindro (pulg ²)	Volumen de aceite (pulg ³)	Altura retraído A (pulg)	Altura extendido B (pulg)	Diám. exterior D (pulg)
5 (4.9)	0.63	RC50 [®]	0.99	0.62	1.63	2.25	2.31 ²¹
	1.00	RC51	0.99	0.99	4.34	5.34	1.50
	3.00	RC53	0.99	2.97	6.50	9.50	1.50
	5.00	RC55 [®]	0.99	4.95	8.50	13.50	1.50
	7.00	RC57	0.99	6.93	10.75	17.75	1.50
	9.13	RC59	0.99	9.04	12.75	21.88	1.50
10 (11.2)	1.00	RC101 [®]	2.24	2.24	3.53	4.53	2.25
	2.13	RC102 [®]	2.24	4.76	4.78	6.91	2.25
	4.13	RC104	2.24	9.23	6.75	10.88	2.25
	6.13	RC106 [®]	2.24	13.70	9.75	15.88	2.25
	8.00	RC108	2.24	17.88	11.75	19.75	2.25
	10.13	RC1010 [®]	2.24	22.64	13.75	23.88	2.25
	12.00	RC1012	2.24	26.82	15.75	27.75	2.25
14.00	RC1014	2.24	31.29	17.75	31.75	2.25	
15 (15.7)	1.00	RC151	3.14	3.14	4.88	5.88	2.75
	2.00	RC152	3.14	6.28	5.88	7.88	2.75
	4.00	RC154 [®]	3.14	12.57	7.88	11.88	2.75
	6.00	RC156*	3.14	18.85	10.69	16.69	2.75
	8.00	RC158	3.14	25.13	12.69	20.69	2.75

ANEXO 17

FICHA TÉCNICA DEL VIDRIO TERMOENDURECIDO DE LA EMPRESA VITELSA

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

El vidrio templado es aquel cuya resistencia es cuatro veces más que un vidrio reconocido del mismo espesor y configuración. Cuando se rompe por impacto, el vidrio templado se fractura en pequeños fragmentos que satisfacen los requisitos del vidrio de seguridad, reduciendo así de manera significativa la posibilidad de lesiones graves cortantes o punzantes a el vidrio recocido crudo. El vidrio templado esta previsto para utilizarse en aplicaciones en donde se puede requerir características de seguridad o resistencia. Por ejemplo puertas para corredores, baños, divisiones de baño y vidrio fijado cercano a superficies de alto trafico, se requiere vidrio templado según los reglamentos y códigos de construcción. Este se utiliza con frecuencia para otras aplicaciones en donde las propiedades del vidrio templado son deseables, por ejemplo tapas para mesas, tapa para mostradores, y aplicaciones similares.

Vidrio Termoendurecido

El vidrio termoendurecido es dos veces mas resistente que el vidrio recocido del mismo espesor y configuración. Cuando se rompe, los fragmentos generalmente son similares a los del vidrio recocido. El vidrio termoendurecido se considera de seguridad cuando se presenta laminado. El vidrio categoría HS con espesor de 6mm (1/4in) y menor debe de tener una compresión superficial entre 24 MPa (3500 y 7500 psi). Para validar el termo endurecido de un vidrio utilice el ensayo de compresión superficial mediante un polariscopio.

	TEMPLADO	TERMOENDURECIDO
Resistencia al impacto respecto al vidrio crudo	4 veces mas igual [1]	2 veces mas Igual
Flexión respecto al vidrio crudo	Pequeños Fragmentos	Pedazos grandes
forma de rotura	Sin aristas cortantes	Sin aristas cortantes
Soporta cambios de temperatura de hasta	250°C	120°C
Presenta rotura espontanea	Si	No
Sobre vidrios reflectantes	Puede presentar distorsiones	No distorsiona
Se considera vidrio de seguridad	Si [2]	No

USO Y APLICACIONES

Superficies vidriadas en donde el vidrio cumple con las características estructurales tales como flexión que aporta rigidez y seguridad ante el impacto humano haciéndolo ideal para fachadas interiores y exteriores (locales comerciales y accesos de edificios) barandas, divisiones de baño y de oficina entre otros. Con un diferencial térmico alto, tales como fachadas en climas cálidos con sombras de otros edificios o zonas de chimeneas.

ANEXO 18

COTIZACIÓN DEL CONJUNTO ELEVADOR DE LA EMPRESA ENERPAC

jueves, 23 de septiembre de 2021

CLIENTE CALIBRATION SERVICE S.A.S.

NIT 900073613 2

DIRECCIO CR 69 A 55 16 SUR

CIUDAD Bogota D.C.

TELEFONO 7285146

EMAIL trazabilidadlaboratorio@yahoo.es

CONTACT ANGEL CORTES

TELEFONO 3145513594

EMAIL angel.rodriguez1798@gmail.com



COTIZACION No. 4612

CONDICIONES COMERCIALES

OFERTA VALIDA HASTA 05-oct-21

ENTREGA INMEDIATA SALVO VENTA PREVIA

FORMA DE PAGO CONTADO

VENDEDOR RAUL EMILIO ROJAS CARVALLO

TELEFONO VENDEDOR 3105179023

DICAR IMPORTADORA S.A.S.

NIT 900967883 -1

DIRECCIÓN Calle 34 # 2 C 66 Cali

TELEFONOS 3797837

CELULAR 323 3636670 - 305 3433238 - 316 8529195

E-mail: comercial@dicar.co - gerencia@dicar.co

www.dicar.co

Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Total COP
SCR-106H CONJUNTO HIDRAULICO ENERPAC DE 10 TONELADAS CONSTA DE BOMBA P392, CILINDRO RC106, MANGUERA HC7206, MANOMETRO GP-10P, ADAPTADOR GA2 RC026	1	\$ 6.500.000	\$ 6.500.000

ANEXO 19

COTIZACIÓN JUNTAS TORICAS PARA EL DISCO DE ACOUPLE DE LA EMPRESA INTERNACIONAL DE EMPAQUES



DIRECCIÓN: Cra 51 # 41-224 MEDELLÍN-COLOMBIA.
TELÉFONO: 604 261 33 33

WWW.INTEREMPAQUES.COM

COTIZACIÓN N°: CS01102021

CLIENTE:
SR(A): ING.ANGEL CORTES

FECHA 10/01/2021
CONTACTO: CLAUDIA SANCHEZ

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNIT	SUB-TOTAL
1	50	V24552N3544	\$ 161,780	\$ 8,089,000
		SEAL FLANGE V2.45x52x1,9,315 bar 25C to + 100C, NBR		
				SUBTOTAL \$ 8,089,000
				IVA 19% \$ 1,536,910
				TOTAL \$ 9,625,910

*CANTIDAD MINIMA DE DESPACHO

*TIEMPO DE ENTREGA: 16-17 SEMANAS

*TIEMPO DE VALIDEZ DE LA OFERTA: 15 DIAS

ANEXO 20

CATÁLOGO ACERO INOXIDABLE 316 DE LA EMPRESA THYSSENKRUPP

Una empresa de
ThyssenKrupp
Steel

ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A.



ThyssenKrupp

Catálogo Comercial

Propiedades del Acero

Propiedades mecánicas

Temperatura ambiente

Tipo Acero	Rango de dimensiones	Límite Elástico 0,2% ($R_{p0,2}$) min. N/mm ²	Resistencia a la tracción (R_m) N/mm ²	Elongación (A_5) min. %
316	Laminado en frío e \leq 6 mm.	≥ 240	530 - 680	≥ 40
	Laminado en caliente e \leq 12 mm.	≥ 220		
316L	Laminado en frío e \leq 6 mm.	≥ 240	530 - 680	≥ 40
	Laminado en caliente e \leq 12 mm.	≥ 220		

ANEXO 21

CATÁLOGO DEL CONJUNTO CILINDRO Y BOMBAS DE SIMPLE ACCIÓN DE LA EMPRESA ENERPAC

Conjuntos de bombas y cilindros de simple acción

EJEMPLO DE SELECCIÓN

Cilindro seleccionado:

- RC-100, cilindro de simple acción con cámara de 6.13 pulgadas

Bomba seleccionada:


- P-302, bomba manual liviana

Número de modelo del conjunto:

- SCR-100H

Incluye:

- Manguera HC-7206
- Manómetro QP-10P
- Adaptador GA-2




Adaptador para manómetro GA45GC¹

Para protegerse contra sobrecargas del sistema solo tiene que solicitar un conjunto preensamblado de manómetro, bloque adaptador y accesorios, con un número único de pieza.

Página: 144

Serie SC



Capacidad:
5-100 toneladas

Cámara:
1.50-14.25 pulgadas

Presión máxima de servicio:
10,000 psi

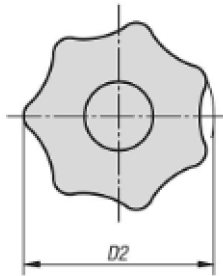
SELECCIÓN DEL CONJUNTO:

- 1 Elija el cilindro
- 2 Elija la bomba
- 3 Encuentre el número de modelo del conjunto en el campo gris de la matriz

3 Selección de bombas (para ver descripciones completas de los productos, consulte la sección de bombas de este catálogo)

						Accesorios incluidos		
Bomba manual P-142	Bomba manual P-302	Bomba manual P-30	Bomba de pedal P-302FP	Bomba neumática-Serie ATP IX-11	Bomba sin-cable de la serie XC ¹ XC-100MB	No. de modelo de la manguera	No. de modelo del manómetro	No. de modelo del adaptador para manómetro
SCR-30H	-	-	-	-	-	HC-7206	QP-10S	GA-4
-	SCR-100H	-	SCR-100FP	SCR-100XA	SCR-100XCB	HC-7206	QP-10P	GA-2
-	SCR-100H	-	SCR-100FP	SCR-100XA	SCR-100XCB	HC-7206	QP-10P	GA-2
-	SCR-1010H	-	SCR-1010FP	SCR-1010XA	SCR-1010XCB	HC-7206	QP-10P	GA-2
-	SCR-154H	-	SCR-154FP	SCR-154XA	SCR-154XCB	HC-7206	QP-10S	GA-2
-	SCR-156H	-	SCR-156FP	SCR-156XA	SCR-156XCB	HC-7206	QP-10S	GA-2
-	SCR-200H	-	SCR-200FP	SCR-200XA	SCR-200XCB	HC-7206	QP-20P	GA-2
-	SCR-204H	-	SCR-204FP	SCR-204XA	SCR-204XCB	HC-7206	QP-20P	GA-2
-	SCR-250H	-	SCR-250FP	SCR-250XA	SCR-250XCB	HC-7206	QP-20P	GA-2
-	-	SCR-2514H	-	SCR-2514XA ¹	-	HC-7206	QP-20P	GA-2
-	-	SCR-500H	-	SCR-500XA ¹	-	HC-7206	QP-50P	GA-2
-	SCL-101H	-	SCL-101FP	SCL-101XA	-	HC-7206	QP-10P	GA-2
-	SCL-201H	-	SCL-201FP	SCL-201XA	-	HC-7206	QP-200P	GA-2
-	SCL-302H	-	SCL-302FP	SCL-302XA	SCL-302XCB	HC-7206	QP-230P	GA-2
-	SCL-302H	-	SCL-302FP	SCL-302XA	SCL-302XCB	HC-7206	QP-230P	GA-2
-	SCL-502H	-	SCL-502FP	SCL-502XA	SCL-502XCB	HC-7206	QP-510P	GA-2
-	-	SCL-1002H	-	-	SCL-1002XCB	HC-7206	QP-510P	GA-2
SCH-121H	-	-	-	-	-	HC-7206	QP-120P	GA-4
-	SCH-202H	-	SCH-202FP	SCH-202XA	SCH-202XCB	HC-7206	QP-813P	GA-3
-	SCH-302H	-	SCH-302FP	SCH-302XA	SCH-302XCB	HC-7206	QP-813P	GA-3
-	-	SCH-603H	-	SCH-603XA ¹	SCH-603XCB	HC-7206	QP-813P	GA-3
-	-	SCH-1003H	-	-	-	HC-7206	QP-10S	GA-2

ANEXO 22
CATÁLOGO HUSILLOS DE PRESIÓN DE LA EMPRESA KIPP



Nuestros productos

Husillos de presión

Referencia	D	D1	D2	D3	L	H	H1	H2	H3
K0394.08053	M6	15	32	14	53,8	20	10	2,5	7,6
K0394.08064	M8	18	40	18	64,6	25	13	3,5	9
K0394.10070	M10	21	50	22	70,1	32	17	4	11
K0394.12086	M12	25	63	26	86	40	21	5	13

ANEXO 23

CATÁLOGO BOMBA MANUAL LIGERA DE LA EMPRESA ENERPAC

Bombas manuales ligeras, serie P

ENERPAC
POWERFUL SOLUTIONS. GLOBAL FORCE.

▼ De arriba hacia abajo: P-802, P-842, P-202, P-142



Exclusivamente de Enerpac

Tabla de selección del cilindro
Para ayudarle a seleccionar la bomba manual más conveniente para su aplicación, por favor consulte la tabla de selección del cilindro en las Páginas Amarillas. **Página: 206**

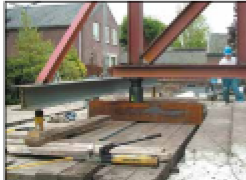
Tablas de velocidad
Para saber cómo funcionar un cilindro con una bomba determinada, consulte las Tablas de velocidad de los cilindros en las Páginas Amarillas. **Página: 273**

Juegos de depósito:
Cuando se requiere una toma de retorno al depósito, estos juegos proporcionan una toma de 1/8" -20 en la parte posterior del depósito.
PC-20 Para P-141, P-142
PC-25 Para P-202, P-391, P-392

Power Box
Caja de herramientas portátil con bomba manual P-392, juego de adaptador y manómetro, manguera y cilindro de la serie RC, RCS, RSM o WR. **Página: 61**

- Diseño ligero y compacto
- Depósito de nilón con refuerzo de vidrio durable y cuerpo de bomba de aluminio encapsulado en nilón para una resistencia máxima a la corrosión
- De dos etapas, reduce los movimientos de bombeo hasta en un 78% en relación con las bombas de una etapa
- Menor esfuerzo de bombeo, para reducir la fatiga del operario
- Válvula de 4 vías incorporada en el modelo P-842 para accionar cilindros de doble efecto
- Bloqueo de palanca, diseño compacto y ligero para facilitar el manejo y transporte
- Gran capacidad de aceite para alimentar una amplia gama de cilindros y herramientas
- Palanca de fibra de vidrio aislante para seguridad del operario
- Válvula de seguridad interna para evitar sobrecargas.

▼ Conjunto de cilindro-bomba SCR-254H utilizado para soportar la estructura al tiempo que monitorea la presión y la carga con el manómetro.



Tipo de bomba	Cantidad de aceite utilizable (cm ³)	Modelo	Presión nominal de trabajo ¹⁾ (bar)		Desplazamiento de aceite por carrera (cm ³)		Fuerza máxima de bombeo (kg)
			1 ^a etapa	2 ^a etapa	1 ^a etapa	2 ^a etapa	
una etapa	327	P-141	-	700	-	0,90	32,7
	901	P-391	-	700	-	2,47	39,6
dos etapas	327	P-142	13	700	3,62	0,90	35,4
	901	P-202	13	700	3,62	0,90	28,6
	901	P-392	13	700	11,26	2,47	42,2
	2540	P-802	27	700	39,33	2,47	43,1

Bombas manuales ligeras



Equipos de bomba y cilindro

Las bombas marcadas con un * están disponibles en equipos (bomba, cilindro, manómetro, racor y manguera) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: 38

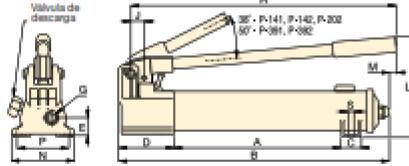
Serie P



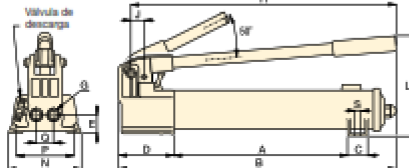
Capacidad del depósito:
327-2540 cm³

Caudal a presión nominal:
0,90-2,47 cm³/carrera

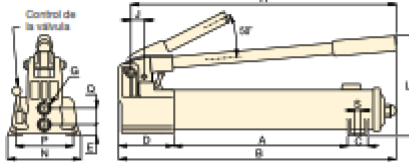
Presión máxima:
700 bar



P-141, P-142, P-202, P-301, P-302



P-202



P-542



Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 122



Adaptador y manómetro GA45GC

Protéjase de una sobrecarga del sistema solicitando simplemente un número de pieza para un manómetro premontado, un adaptador y un acoplador.

Página: 134



Bomba de pie P-302FP

La bomba de pie P-302FP es la elección ideal para el manejo con manos libres.

Página: 79

Carrera del pistón (mm)	Dimensiones (mm)															Módulo (kg)
	A	B	C	D	E	G	H	J	L	M	N	P	Q	R	S	
12,7	185	336	28	85	28	1/4"-18 NPT	319	19	143	-	95	80	-	7	2,4	P-141
25,4	344	533	36	99	33	1/2"-18 NPT	522	30	177	16	120	-	-	4,1	P-301	
12,7	185	336	28	85	28	1/4"-18 NPT	319	19	143	-	95	80	-	7	2,4	P-142 ¹⁾
12,7	344	509	36	85	28	1/4"-18 NPT	400	19	144	16	95	-	-	3,4	P-202	
25,4	344	533	36	99	33	1/2"-18 NPT	522	30	177	16	120	-	-	4,1	P-302 ¹⁾	
25,4	337	552	45	133	35	1/2"-18 NPT	527	30	226	-	181	153	35	10	8,2	P-802
25,4	337	552	45	133	20	1/2"-18 NPT	527	30	226	-	181	153	36	10	10,0	P-842 ²⁾

Accesorios para cilindros

ENERPAC

▼ TABLA DE SELECCIÓN

Para ser utilizado con cilindro de una capacidad de (l)	Sifotas			Placas base	Bloques de montaje	Horquillas de anillo	
	Lisas	Acanaladas ¹	Inclinables			Base ⁴	Embolo
5	A59F ²	A59G ²	-	-	RB5 ³ , AW51 ³ , AW53 ³	REB5 ³	REP5 ³
10	A12 ² , A102F ²	A102G ²	CATS12 ²	JB10	RB10, AW102	REB10	REP10 ³
15	-	A152G	CATS12	-	RB15	REB15	REP10
25	A29 ²	A252G	CATS52	JB125	RB25	REB25	REP25
30	A29 ²	A252G	CATS52	-	RB25	-	REP25
50	-	-	CATS100	JB150	-	-	-
75	-	-	CATS100	-	-	-	-
95	-	-	CATS100	-	-	-	-

¹ Estándar en cilindros RC de 5 a 30 soldados ² Excepción RC50 ³ Excepción RC101 ⁴ Se incluyen los tornillos de montaje

⁵ Usado en conjuntos de dobladores.

▼ TABLAS DE DIMENSIONES

Número de modelo	Dimensiones de la sifota (pulg)			A59F A102F	A12 A29	Número de modelo de la sifota de inclinación	Adición a la altura roscado A1 (pulg)	Último de la sifota de inclinación J1 (pulg)
	A	B	C					
	Lisa							
A59F	1.00	0.25	0.66			10	0.55	1.38
A102F	1.38	0.24	0.88			15	0.43	1.38
A12	2.00	1.88	1"-8UNC			25	0.50	1.97
A29	2.00	1.88	1 1/2"-19UN			30	0.50	1.97
	Acanalada					50	0.50	2.80
A59G	1.00	0.25	0.66			75	0.50	2.80
A102G	1.38	0.24	0.88			95	0.50	2.80
A152G	1.50	0.37	0.88					
A252G	1.97	0.37	1.40					

Número de modelo	Dimensiones de las placas base (pulg)				
	A	B	C	D	E
JB10	9.00	9.00	5.94	2.29	0.61
JB125	11.00	11.00	5.53	3.41	1.03
JB150	12.00	0.00	3.75	5.19	1.25

Número de modelo	Dimensiones de los bloques de montaje (pulg)							
	A	B	C	D	E	F	G	H
RB5	1 1/2"-16	3.50	3.00	-	1.00	-	-	-
AW51	1 1/2"-16	2.75	2.38	0.43	0.98	2.13	3/4"-20	1.60*
AW53	1 1/2"-16	2.87	0.28	0.31	0.75	2.25	3/4"-20	0.41
RB10	2 1/4"-14	4.50	3.50	-	1.00	-	-	-
AW102	2 1/4"-14	3.94	3.25	0.83	1.18	3.00	1/2"-20	2.31
RB15	2 1/4"-16	4.00	4.50	-	1.50	-	-	-
RB25	3 1/2"-12	5.00	6.50	-	2.00	-	-	-


Tipo	Número de modelo	Dimensiones de las horquillas de anillo (pulg)						Distancia entre espigas ¹ (pulg)
		A	B	C	D	E	F	
Base ⁴	REB5	1.75	1.88	0.50	0.83	0.83	1.00	2.37
	REB10	2.50	2.83	1.00	0.88	1.00	1.38	3.07
	REB15	3.00	2.83	1.00	0.88	1.00	1.38	3.07
	REB25	3.75	3.13	1.50	1.25	1.25	1.63	3.45
Embolo	REP5	1.13	1.75	0.50	0.83	0.83	0.75	-
	REP10	1.60	2.43	1.00	0.88	1.00	1.13	-
	REP25	2.25	2.81	1.50	1.25	1.25	1.38	-

⁴ Se incluyen los tornillos de montaje.

¹ Distancia entre pamos: con horquillas REB y REP. Añadir altura colapsada del cilindro.

ANEXO 24

CATÁLOGO JUNTAS PLANAS DE LA EMPRESA TECNOPEG



Juntas Planas

Código	Diámetro Interior (mm)	Altura H (mm)
SR-001	0,74	0,94
SR-002	1,07	1,2
SR-003	1,42	1,45
SR-004	1,78	1,08
SR-005	2,57	1,08
SR-006	2,9	1,08
SR-007	3,08	1,08
SR-008	4,47	1,08
SR-009	5,28	1,08
SR-010	6,07	1,08
SR-011	7,65	1,08
SR-012	9,25	1,08
SR-013	10,82	1,08
SR-014	12,42	1,08
SR-015	14	1,08
SR-016	15,6	1,08
SR-017	17,17	1,08
SR-018	18,77	1,08
SR-019	20,35	1,08
SR-020	21,95	1,08
SR-021	23,52	1,08
SR-022	25,12	1,08
SR-023	26,7	1,08
SR-024	28,3	1,08
SR-025	29,87	1,08
SR-026	31,47	1,08
SR-027	33,05	1,08
SR-028	34,65	1,08
SR-029	37,82	1,08
SR-030	41	1,08
SR-031	44,17	1,08
SR-032	47,35	1,08
SR-033	50,52	1,08
SR-034	53,7	1,08
SR-035	56,87	1,08
SR-036	60,05	1,08
SR-037	63,22	1,08
SR-038	66,4	1,08
SR-039	69,57	1,08
SR-040	72,75	1,08
SR-041	75,92	1,08
SR-042	82,27	1,08
SR-043	88,62	1,08
SR-044	94,97	1,08
SR-045	101,32	1,08
SR-046	107,67	1,08
SR-047	114,02	1,08
SR-048	120,37	1,08
SR-049	126,72	1,08
SR-050	133,07	1,08

ANEXO 25

CATÁLOGO CONTACTORES INDUSTRIALES DE LA EMPRESA CHINT

CONTACTORES INDUSTRIALES

NCI-Z - 40A - Contactos principales 3NA FAI

Código	Polos	Intensidad		Potencia(400Vac)		Tensión	Aux.
		ACI	ACS	Kw	CV		
NDI-3-40Z-II-24	3	60A	40A	185Kw	25CV	24Vdc	1NA+1NC
NDI-3-40Z-II-48	3	60A	40A	185Kw	25CV	48Vdc	1NA+1NC
NDI-3-40Z-II-110	3	60A	40A	185Kw	25CV	110Vdc	1NA+1NC
NDI-3-40Z-II-220	3	60A	40A	185Kw	25CV	220Vdc	1NA+1NC

NCI-Z - 65A - Contactos principales 3NA FAI

Código	Polos	Intensidad		Potencia(400Vac)		Tensión	Aux.
		ACI	ACS	Kw	CV		
NDI-3-65Z-II-24	3	80A	65A	30Kw	40CV	24Vdc	1NA+1NC
NDI-3-65Z-II-48	3	80A	65A	30Kw	40CV	48Vdc	1NA+1NC
NDI-3-65Z-II-110	3	80A	65A	30Kw	40CV	110Vdc	1NA+1NC
NDI-3-65Z-II-220	3	80A	65A	30Kw	40CV	220Vdc	1NA+1NC

NCI-Z - 95A - Contactos principales 3NA FAI

Código	Polos	Intensidad		Potencia(400Vac)		Tensión	Aux.
		ACI	ACS	Kw	CV		
NDI-3-95Z-II-24	3	125A	95A	45Kw	60CV	24Vdc	1NA+1NC
NDI-3-95Z-II-48	3	125A	95A	45Kw	60CV	48Vdc	1NA+1NC
NDI-3-95Z-II-110	3	125A	95A	45Kw	60CV	110Vdc	1NA+1NC
NDI-3-95Z-II-220	3	125A	95A	45Kw	60CV	220Vdc	1NA+1NC

NCI-Z - 50A - Contactos principales 3NA FAI

Código	Polos	Intensidad		Potencia(400Vac)		Tensión	Aux.
		ACI	ACS	Kw	CV		
NDI-3-50Z-II-24	3	80A	50A	22Kw	30CV	24Vdc	1NA+1NC
NDI-3-50Z-II-48	3	80A	50A	22Kw	30CV	48Vdc	1NA+1NC
NDI-3-50Z-II-110	3	80A	50A	22Kw	30CV	110Vdc	1NA+1NC
NDI-3-50Z-II-220	3	80A	50A	22Kw	30CV	220Vdc	1NA+1NC

NCI-Z - 80A - Contactos principales 3NA FAI

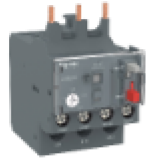
Código	Polos	Intensidad		Potencia(400Vac)		Tensión	Aux.
		ACI	ACS	Kw	CV		
NDI-3-80Z-II-24	3	125A	80A	37Kw	50CV	24Vdc	1NA+1NC
NDI-3-80Z-II-48	3	125A	80A	37Kw	50CV	48Vdc	1NA+1NC
NDI-3-80Z-II-110	3	125A	80A	37Kw	50CV	110Vdc	1NA+1NC
NDI-3-80Z-II-220	3	125A	80A	37Kw	50CV	220Vdc	1NA+1NC

ANEXO 26

FICHA TÉCNICA RELÉ TÉRMICO DE SOBRECARGA DE LA EMPRESA SCHNEIDER

Ficha técnica del producto Características

LRE32
Relé Térmico de Sobrecarga EasyPact TVS -
LRE Regulable 23-32A



Principal

Gama	EasyPact (™)
Nombre del producto	EasyPact TVS
Tipo de producto o componente	Relés de sobrecarga térmica diferencial
Nombre corto del dispositivo	LRE
Aplicación del relé	Protección del motor
Sensibilidad de fallo de fase	Corriente disparo 130% de Ir en 3 fases, la última a 0 acorde a IEC 60947-4-1
Color	Gris - tipo de cable: RAL 7011

Complementario

Compatibilidad del producto	LC1E250
Tipo de red	AC
Frecuencia de red	50...60 Hz
Soporte de montaje	Bajo contactor Placa, con accesorios específicos Carril, con accesorios específicos
Clase de disparo por sobrecarga	Clase 13A acorde a IEC 60947-4-1
Función de señalización	Indicador de disparo del relé
Rango de ajustes de protección térmica	23...32 A
Umbral de disparo	1,14 +/- 0,06 Ir acorde a IEC 60947-4-1
Resistencia mecánica	Impactos, estado 1 6 Gn para 11 ms acorde a IEC 60068-2-7 Vibraciones, estado 1 3 Gn acorde a IEC 60068-3-6
Composición de los contactos auxiliares	1 NA + 1 NC
[Ith] corriente térmica convencional	5 A para circuito de señalización
[Ue] tensión asignada de empleo	= 690 V AC
Fusible asociado	63 A gG para circuito de alimentación 40 A aMf para circuito de alimentación 5 A gG para circuito de señalización
[Ui] tensión asignada de aislamiento	690 V acorde a IEC 60947-4-1
[Uimp] Tensión asignada de resistencia a los choques	6 kV
Señalizaciones en local	Indicador de disparo

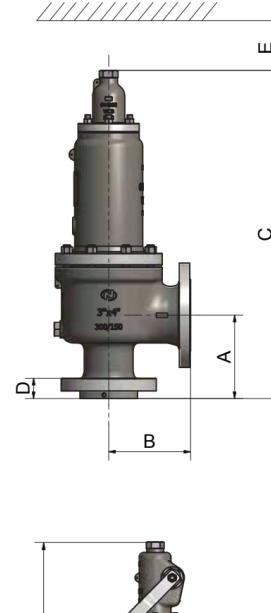
El tiempo de respuesta del relé puede variar en función de la temperatura ambiente. El relé debe ser instalado en un lugar protegido de la humedad y de la contaminación. El relé debe ser instalado en un lugar protegido de la explosión en caso de ser necesario.

ANEXO 27

CATÁLOGO VÁLVULAS 6400 DE LA EMPRESA NACIONAL SAFETY VALVES

■ Dimensiones generales

Orificio API 526	Rating	Entrada	Salida	Área Fijo (cm²)	Dimensiones generales						Estandar	Palanca
					A	B	C	D	E	F		
D												
150 x 150		1"	2"	0,78	105	114	421	38	90	489	16	17
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 300		1½"	2"			140	499	44		553	31	33
1500 x 300		1½"	3"			140	178	528	60	582	39	41
2500 x 300												
E												
150 x 150		1"	2"	1,43	105	114	421	38	90	489	16	17
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 300		1½"	2"			140	499	44		553	31	33
1500 x 300		1½"	3"			140	178	528	60	582	39	41
2500 x 300												
F												
150 x 150		1½"	2"	2,27	124	121	510	42	90	564	26	27
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 300		1½"	3"			165	512	44		566	34	36
1500 x 300		1½"	3"			140	178	528	60	582	40	42
2500 x 300												
G												
150 x 150		1½"	3"	3,63	124	121	510	45	90	564	27	29
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 300		2"	3"			165	682	44		566	35	37
1500 x 300		2"	3"			156		172	59		693	56
2500 x 300												72
H												
150 x 150		1½"	3"	5,72	130	124	516	45	90	570	28	29
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 150		2"	3"		154	162	658	48		669	40	43
1500 x 300		2"	3"				682	59		691	53	56
												56
J												
150 x 150		2"	3"	9,07	137	124	665	41	120	676	38	41
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 150		3"	4"		184	181	785	51		779	66	69
1500 x 300		3"	4"				790	68		784	85	87
K												
150 x 150		3"	4"	13,2	156	162	755	51	120	749	66	69
300L x 150												
300 x 150												
600 x 150												
900 x 150		6"			198	216	876	67		871	111	114
1500 x 300		3"	4"		197		875			870		
L												
150 x 150		3"	4"		156	165	755	51	120	749	67	69
300L x 150												



ANEXO 28

CATÁLOGO VÁLVULAS DE SEGURIDAD DE APERTURA TOTAL DE LA EMPRESA VYC INDUSTRIAL

NPS ₁ x NPS ₂	1" x 2"	1 1/2" x 2"	1 1/2" x 2 1/2"	1 1/2" x 3"	2" x 3" (3" x 4)"	3" x 4" (4" x 6)"	4" x 6"	4" x 6"	6" x 8"	8" x 10"	
Letra Orificio API	D - E	F	G	H	J	L	N	P	Q	T	
do	16	20	25	32	40	50	63	77	110	155	
$A_o = \frac{\pi \cdot do^2}{4}$	201	314	491	804	1257	1964	3117	4657	9503	18870	
H	367	412	436	498	545	665	745	810	1070	1200	
h ₁	112	129	129	148	148	191	191	191	247	331	
L ₁	114	121 (152)*	121 (152)*	124	124 (181)*	165 (181)*	209,5	229 (254)*	241	279	
L ₂	105	124	124	130	136,5 (184)*	155,5 (179)*	197	181 (225)*	240	276	
R	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	
Roscas Hembra Gas Whitworth cilíndrica ISO 228/1 (DIN-259)											
BRIDA DE ENTRADA	D ₁	110	125	125	150	190	230	230	280	345	
	K ₁	79,2	98,6	98,6	98,6	120,7	152,4	190,5	190,5	241,3	
	l ₁	15,9	15,9	15,9	15,9	19,1	19,1	19,1	19,1	22,2	
	b ₁	14,7	17,9	17,9	17,9	19,5	24,3	24,3	24,3	25,9	
	N° TALADROS	4	4	4	4	4	4	8	8	8	
	D ₁	125	155	155	165	210	255	255	255	320	
	K ₁	88,9	114,3	114,3	127	168,3	200	200	200	269,9	
	l ₁	19,1	22,2	22,2	19,1	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	
	b ₁	17,9	21,1	21,1	22,7	29	32,2	32,2	32,2	37	
	N° TALADROS	4	4	4	8	8	8	8	8	12	
BRIDA DE SALIDA	D ₂	150	150	180	190	190 (230)*	230 (280)*	280	280	345	
	K ₂	120,7	120,7	139,7	152,4	152,4 (190,5)*	190,5 (241,3)*	241,3	241,3	298,5	
	l ₂	19,1	19,1	19,1	19,1	19,1 (19,1)*	19,1 (22,2)*	22,2	22,2	22,2	
	b ₂	19,5	19,5	22,7	24,3	24,3 (24,3)*	24,3 (25,9)*	25,9	25,9	29	
	N° TALADROS	4	4	4	4	4 (8)	8 (8)	8	8	12	
	MODELO										
	CÓDIGO	PESO EN Kg.	ACERO AL CARBONO								
			ACERO INOXIDABLE								
	ACERO INOXIDABLE 2002-486	150 lb	8102D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D
		300 lb	8102D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D
ACERO AL CARBONO 2002-486	150 lb	8102D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	
	300 lb	8102D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	8104D	

Distancia de centro a brida de acuerdo API-526.
* Dimensiones correspondientes a 300 x 150 lbs.

ANEXO 29

CATÁLOGO DE VÁLVULAS PILOTADAS SVP 7200 DE LA EMPRESA AST

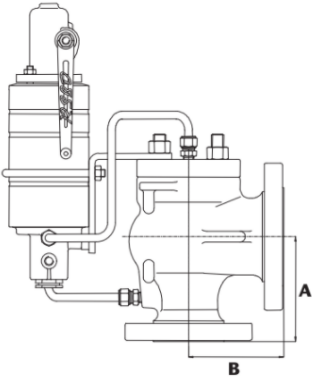
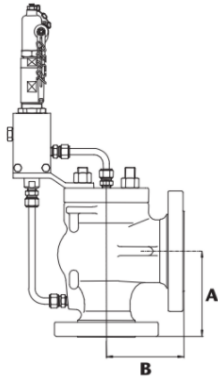
Standard main valve weights

Item	ASME B16.5 flanges		Main valve kg	Item	ASME B16.5 flanges		Main valve kg	
	Size In x Out	Class In x Out			Size In x Out	Class In x Out		
1	1x2	150x150	15	27	3x4	150x150	50	
2		300x150		28		300x150		
3		600x150		29		600x150		
4		900x300		30		600x300		60
5		1500x300		31		900x300		
6		2500x300		32		1500x300		70
7	1½x2	150x150	33	1500x600	80			
8		300x150	34	150x150				
9		600x150	35	300x150		110		
10		900x300	36	600x150				
11		1500x300	37	600x300		120		
12		2500x300	38	900x300				
13	1½x3	150x150	25	39	4x6	1500x300	140	
14		300x150		40		1500x600		
15		600x150		41		150x150		180
16		900x300		42		300x150		
17		1500x300		43		600x150		200
18		2500x300		44		600x300		
19	2x3	150x150	30	45	6x8	300x150	210	
20		300x150		46		600x150		
21		600x150		47	6x10	300x150	230	
22		900x300		48	8x10	150x150		280
23		1500x300		49		300x150	290	
24		1500x600		50	600x150	300		
25	2500x300	51-52	8x12	600x300	370			
26	2500x600	55	600x150	330				

ANEXO 30

CATÁLOGO VALVULAS PILOTADA 76 SERIES DE LA EMPRESA SARASIN-RSBD

Dimensions and Weights



Size and Orifice (inch and API letter)			Flange rating (ASME B16.5)		Dimensions (mm)		Approx. Weight (kg)
Inlet	Orifice	Outlet	Inlet	Outlet	A	B	
1	D	2	150	150	104.78	114.3	27
1	D	2	300	150	104.78	114.3	27
1	D	2	300	150	104.78	114.3	27
1	D	2	600	150	104.78	114.3	27
1.5	D	2	900	300	104.78	139.7	40
1.5	D	2	1500	300	104.78	139.7	40
1.5	D	3	2500	300	139.7	177.8	45
1	E	2	150	150	104.78	114.3	27
1	E	2	300	150	104.78	114.3	27
1	E	2	300	150	104.78	114.3	27
1	E	2	600	150	104.78	114.3	27
1.5	E	2	900	300	104.78	139.7	40
1.5	E	2	1500	300	104.78	139.7	40
1.5	E	3	2500	300	139.7	177.8	45
1.5	F	2	150	150	123.83	120.65	33
1.5	F	2	300	150	123.83	120.65	33
1.5	F	2	300	150	123.83	152.4	33
1.5	F	2	600	150	123.83	152.4	34
1.5	F	3	900	300	123.83	165.1	35
1.5	F	3	1500	300	123.83	165.1	35
1.5	F	3	2500	300	139.7	177.8	37
1.5	G	3	150	150	123.83	120.65	33
1.5	G	3	300	150	123.83	120.65	33
1.5	G	3	300	150	123.83	152.4	35
1.5	G	3	600	150	123.83	152.4	36
1.5	G	3	900	300	123.83	165.1	45
2	G	3	1500	300	155.58	171.45	55
2	G	3	2500	300	155.58	171.45	55
1.5	H	3	150	150	130.18	123.83	35
1.5	H	3	300	150	130.18	123.83	36
2	H	3	300	150	130.18	123.83	36
2	H	3	600	150	153.99	162.18	40
2	H	3	900	150	153.99	162.18	55
2	H	3	1500	300	153.99	162.18	56
2	J	3	150	150	136.78	123.83	37
2	J	3	300	150	136.78	123.83	37
3	J	4	300	150	184.15	180.98	50
3	J	4	600	150	184.15	180.98	56
3	J	4	900	150	184.15	180.98	81
3	J	4	1500	300	184.15	180.98	82
3	K	4	150	150	155.58	162.18	50
3	K	4	300	150	155.58	162.18	51
3	K	4	300	150	155.58	162.18	52
3	K	4	600	150	184.15	180.98	59
3	K	6	900	150	198.43	215.9	87

ANEXO 31

**REPORTE RESULTADOS ESTRUCTURA ALAMBRICA SIN MATERIAL EN
SOFTWARE SAP 2000**

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
1	0,	DEAD	LinStatic	-54097,89	0,	-75,54	0,	-77809,18
1	515,	DEAD	LinStatic	-55957,04	0,	-75,54	0,	-38904,59
1	1030,	DEAD	LinStatic	-57816,19	0,	-75,54	0,	7,424E-11
2	0,	DEAD	LinStatic	22908,86	5,684E-14	-51,26	0,	-52801,52
2	515,	DEAD	LinStatic	21049,71	5,684E-14	-51,26	0,	-26400,76
2	1030,	DEAD	LinStatic	19190,56	5,684E-14	-51,26	0,	-2,092E-11
5	0,	DEAD	LinStatic	-2531,	-1764,23	-8,38	-11900,23	-8244,58
5	500,	DEAD	LinStatic	-2531,	40,77	-8,38	-11900,23	-4056,83
5	1000,	DEAD	LinStatic	-2531,	1845,77	-8,38	-11900,23	130,92
6	0,	DEAD	LinStatic	0,	-597,71	-2,910E-11	0,	0,
6	20,	DEAD	LinStatic	0,	-525,51	-2,910E-11	0,	5,821E-10
6	20,	DEAD	LinStatic	0,	-515,46	-2,910E-11	0,	5,821E-10
6	120,	DEAD	LinStatic	0,	-154,46	-2,910E-11	0,	3,492E-09

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
6	120,	DEAD	LinStatic	0,	-144,4	-2,910E-11	0,	3,492E-09
6	160,	DEAD	LinStatic	0,	-5,780E-12	-2,910E-11	0,	4,657E-09
7	0,	DEAD	LinStatic	-14027,45	-1,819E-12	-382,62	0,	-2,728E-12
7	125,	DEAD	LinStatic	-13576,2	-1,819E-12	-382,62	0,	47827,62
7	250,	DEAD	LinStatic	-13124,95	-1,819E-12	-382,62	0,	95655,24
8	0,	DEAD	LinStatic	-9568,88	-439,95	1707,65	-575,35	474075,65
8	515,	DEAD	LinStatic	-7709,73	-439,95	1707,65	-575,35	-405365,94
8	1030,	DEAD	LinStatic	-5850,58	-439,95	1707,65	-575,35	-1284807,54
9	0,	DEAD	LinStatic	2090,27	-3556,07	-439,95	-234535,5	-575,35
9	50,	DEAD	LinStatic	2090,27	-3375,57	-439,95	-234535,5	21422,07
9	50,	DEAD	LinStatic	2109,72	-1583,54	494,77	-64986,61	48217,07
9	550,	DEAD	LinStatic	2109,72	221,46	494,77	-64986,61	-199170,14
10	0,	DEAD	LinStatic	2121,61	2017,94	-2412,1	6206,3	-250370,73
10	197,08	DEAD	LinStatic	2121,61	2729,4	-2412,1	6206,3	225006,13
11	0,	DEAD	LinStatic	-1131,3	1193,82	-3674,06	37256,54	-218617,15

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
11	39,	DEAD	LinStatic	-1272,09	1193,82	-3674,06	37256,54	-75328,91
11	78,	DEAD	LinStatic	-1412,88	1193,82	-3674,06	37256,54	67959,33
12	0,	DEAD	LinStatic	0,	-597,71	0,	0,	0,
12	20,	DEAD	LinStatic	0,	-525,51	0,	0,	0,
12	20,	DEAD	LinStatic	0,	-515,46	0,	0,	0,
12	120,	DEAD	LinStatic	0,	-154,46	0,	0,	0,
12	120,	DEAD	LinStatic	0,	-144,4	0,	0,	0,
12	160,	DEAD	LinStatic	0,	1,496E-12	0,	0,	0,
13	0,	DEAD	LinStatic	-8850,74	-3117,75	-2387,64	-168159,71	74513,08
13	50,	DEAD	LinStatic	-8850,74	-2937,25	-2387,64	-168159,71	193895,08
13	50,	DEAD	LinStatic	-8841,54	-580,87	182,38	-12585,88	159088,
13	329,	DEAD	LinStatic	-8841,54	426,32	182,38	-12585,88	108203,02
13	329,	DEAD	LinStatic	-8832,15	2784,31	2046,94	132775,36	148034,78
13	379,	DEAD	LinStatic	-8832,15	2964,81	2046,94	132775,36	45687,65
14	0,	DEAD	LinStatic	-7572,08	-2046,94	8899,59	-45687,65	-105111,96
14	39,	DEAD	LinStatic	-7431,29	-2046,94	8899,59	-45687,65	-452196,04
14	78,	DEAD	LinStatic	-7290,5	-2046,94	8899,59	-45687,65	-799280,12

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
15	0,	DEAD	LinStatic	9469,72	-1834,99	-24,46	- 11869,91	- 159763,75
15	379,	DEAD	LinStatic	9469,72	-466,8	-24,46	- 11869,91	- 150493,05
16	0,	DEAD	LinStatic	-1131,3	1193,82	-3674,06	37256,54	- 218617,15
16	78,	DEAD	LinStatic	-1412,88	1193,82	-3674,06	37256,54	67959,33
16	78,	DEAD	LinStatic	-5943,51	7,276E-12	1502,63	0,	258452,01
16	125,	DEAD	LinStatic	-6113,18	7,276E-12	1502,63	0,	187828,5
16	250,	DEAD	LinStatic	-6564,43	7,276E-12	1502,63	0,	-3,956E-11
17	0,	DEAD	LinStatic	- 10536,89	0,	67,44	0,	11599,86
17	86,	DEAD	LinStatic	- 10847,35	0,	67,44	0,	5799,93
17	172,	DEAD	LinStatic	- 11157,81	0,	67,44	0,	-1,819E-12
18	0,	DEAD	LinStatic	570,13	-5455,51	2022,48	- 38756,07	205451,39
18	259,5	DEAD	LinStatic	570,13	-4518,72	2022,48	- 38756,07	- 319382,6
19	0,	DEAD	LinStatic	584,93	-2625,04	-2484,34	13810,17	- 286590,19
19	155,	DEAD	LinStatic	584,93	-2065,49	-2484,34	13810,17	98482,52
20	0,	DEAD	LinStatic	609,23	-169,39	136,13	73034,29	105286,65

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
20	447,9	DEAD	LinStatic	609,23	1447,53	136,13	73034,29	44313,93
20	895,8	DEAD	LinStatic	609,23	3064,45	136,13	73034,29	-16658,79
21	0,	DEAD	LinStatic	-10982,94	0,	-284,42	0,	-7,276E-12
21	125,	DEAD	LinStatic	-10531,69	0,	-284,42	0,	35553,06
21	250,	DEAD	LinStatic	-10080,44	0,	-284,42	0,	71106,12
22	0,	DEAD	LinStatic	-8548,21	-68,07	-589,04	8329,4	-315801,91
22	474,94	DEAD	LinStatic	-6833,7	-68,07	-589,04	8329,4	-36045,36
22	949,87	DEAD	LinStatic	-5119,18	-68,07	-589,04	8329,4	243711,18
23	0,	DEAD	LinStatic	-2982,76	-2843,85	82,68	-62613,4	13507,24
23	265,91	DEAD	LinStatic	-2982,76	-1883,94	82,68	-62613,4	-8478,83
23	531,81	DEAD	LinStatic	-2982,76	-924,02	82,68	-62613,4	-30464,91
23	531,81	DEAD	LinStatic	-2998,26	881,46	-81,52	88540,3	-28569,42
23	797,72	DEAD	LinStatic	-2998,26	1841,38	-81,52	88540,3	-6892,46
23	1063,62	DEAD	LinStatic	-2998,26	2801,3	-81,52	88540,3	14784,5
24	0,	DEAD	LinStatic	-4223,24	1296,34	-641,52	2969,94	-195308,27
24	169,87	DEAD	LinStatic	-4836,47	1296,34	-641,52	2969,94	-86332,75

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
24	169,87	DEAD	LinStatic	-5903,41	5,684E-14	-151,	0,	-155530,9
24	599,94	DEAD	LinStatic	-7455,95	5,684E-14	-151,	0,	-90590,71
24	1199,87	DEAD	LinStatic	-9621,71	5,684E-14	-151,	0,	2,825E-11
25	0,	DEAD	LinStatic	-9621,71	-5,684E-14	-151,	0,	0,
25	640,	DEAD	LinStatic	-7311,31	-5,684E-14	-151,	0,	96640,56
25	1030,	DEAD	LinStatic	-5903,41	-5,684E-14	-151,	0,	155530,9
25	1030,	DEAD	LinStatic	-4836,47	-1296,34	-641,52	2969,94	86332,75
25	1199,87	DEAD	LinStatic	-4223,24	-1296,34	-641,52	2969,94	195308,27
25	1199,87	DEAD	LinStatic	-5645,19	-2511,15	1715,21	-8844,61	-127471,28
25	1280,	DEAD	LinStatic	-5355,92	-2511,15	1715,21	-8844,61	-264910,99
26	0,	DEAD	LinStatic	-7105,24	53,45	-4160,84	30166,03	-1364436,47
26	80,13	DEAD	LinStatic	-7394,51	53,45	-4160,84	30166,03	-1031028,27
26	80,13	DEAD	LinStatic	-5119,18	68,07	-589,04	8329,4	-243711,18
26	640,	DEAD	LinStatic	-7140,31	68,07	-589,04	8329,4	86075,63
26	1030,	DEAD	LinStatic	-8548,21	68,07	-589,04	8329,4	315801,91
26	1030,	DEAD	LinStatic	-10080,44	0,	-284,42	0,	-71106,12

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
26	1280,	DEAD	LinStatic	-10982,94	0,	-284,42	0,	1,387E-11
27	0,	DEAD	LinStatic	-996,15	-431,81	-5,85	-52491,74	-1157,5
27	311,	DEAD	LinStatic	-996,15	690,9	-5,85	-52491,74	660,66
28	0,	DEAD	LinStatic	-954,63	4550,58	62,28	441015,13	8081,23
28	189,	DEAD	LinStatic	-954,63	5232,87	62,28	441015,13	-3689,24
28	189,	DEAD	LinStatic	-924,09	-4780,31	25,88	449329,51	1958,
28	378,	DEAD	LinStatic	-924,09	-4098,02	25,88	449329,51	-2933,55
28	378,	DEAD	LinStatic	-906,1	-297,28	-3,93	26811,62	-645,41
28	689,	DEAD	LinStatic	-906,1	825,43	-3,93	26811,62	578,18
29	0,	DEAD	LinStatic	-3623,43	0,	-101,38	0,	-104417,44
29	515,	DEAD	LinStatic	-5482,58	0,	-101,38	0,	-52208,72
29	1030,	DEAD	LinStatic	-7341,73	0,	-101,38	0,	1,050E-10
30	0,	DEAD	LinStatic	-7341,73	0,	-101,38	0,	0,
30	640,	DEAD	LinStatic	-5031,33	0,	-101,38	0,	64880,74
30	1030,	DEAD	LinStatic	-3623,43	0,	-101,38	0,	104417,44
30	1030,	DEAD	LinStatic	-4143,36	-2426,51	712,72	4134,86	299928,42
30	1280,	DEAD	LinStatic	-3240,86	-2426,51	712,72	4134,86	121749,65

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
31	0,	DEAD	LinStatic	23030,66	5,684E-14	-100,88	0,	-103910,07
31	515,	DEAD	LinStatic	21171,51	5,684E-14	-100,88	0,	-51955,04
31	1030,	DEAD	LinStatic	19312,36	5,684E-14	-100,88	0,	-4,587E-11
32	0,	DEAD	LinStatic	694,32	-1487,16	4,88	1844,52	4110,82
32	500,	DEAD	LinStatic	694,32	317,84	4,88	1844,52	1669,36
32	1000,	DEAD	LinStatic	694,32	2122,84	4,88	1844,52	-772,09
32	1000,	DEAD	LinStatic	2401,15	-1468,85	24,73	5132,2	16317,1
32	1354,54	DEAD	LinStatic	2401,15	-188,96	24,73	5132,2	7548,49
32	1709,08	DEAD	LinStatic	2401,15	1090,93	24,73	5132,2	-1220,11
32	2063,62	DEAD	LinStatic	2401,15	2370,82	24,73	5132,2	-9988,72
32	2063,62	DEAD	LinStatic	-1759,69	-4734,42	-28,71	3073,17	-40154,75
32	2550,9	DEAD	LinStatic	-1759,69	-2975,35	-28,71	3073,17	-26163,15
32	3038,17	DEAD	LinStatic	-1759,69	-1216,29	-28,71	3073,17	-12171,55
32	3525,45	DEAD	LinStatic	-1759,69	542,78	-28,71	3073,17	1820,06
32	4012,72	DEAD	LinStatic	-1759,69	2301,85	-28,71	3073,17	15811,66
32	4500,	DEAD	LinStatic	-1759,69	4060,91	-28,71	3073,17	29803,26
33	0,	DEAD	LinStatic	-9720,92	-467,93	2412,35	-12993,56	1808768,3
33	640,	DEAD	LinStatic	-12031,32	-467,93	2412,35	-12993,56	264865,99
33	1030,	DEAD	LinStatic	-13439,22	-467,93	2412,35	-12993,56	675949,48

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
33	1030,	DEAD	LinStatic	-8535,36	1,137E-12	-540,33	0,	- 135083,4
33	1280,	DEAD	LinStatic	-9437,86	1,137E-12	-540,33	0,	-1,910E-11
34	0,	DEAD	LinStatic	-9437,86	-1,137E-12	-540,33	0,	4,547E-12
34	125,	DEAD	LinStatic	-8986,61	-1,137E-12	-540,33	0,	67541,7
34	250,	DEAD	LinStatic	-8535,36	-1,137E-12	-540,33	0,	135083,4
35	0,	DEAD	LinStatic	3493,01	-3631,5	467,93	248566,17	- 12993,56
35	50,	DEAD	LinStatic	3493,01	-3451,	467,93	248566,17	- 36389,86
35	50,	DEAD	LinStatic	3473,57	-1632,74	-466,8	65760,28	- 43740,56
35	550,	DEAD	LinStatic	3473,57	172,26	-466,8	65760,28	189657,89
36	0,	DEAD	LinStatic	3461,68	1986,08	2440,08	- 14252,52	252746,8
36	197,08	DEAD	LinStatic	3461,68	2697,54	2440,08	- 14252,52	- 228143,87
37	0,	DEAD	LinStatic	-1133,56	-1211,66	-3607,	-38417,	- 210908,15
37	39,	DEAD	LinStatic	-1274,35	-1211,66	-3607,	-38417,	- 70235,25
37	78,	DEAD	LinStatic	-1415,14	-1211,66	-3607,	-38417,	70437,65
38	0,	DEAD	LinStatic	-8746,11	-2960,67	2423,33	161708,85	-76834,

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
38	50,	DEAD	LinStatic	-8746,11	-2780,17	2423,33	161708,85	-198000,25
38	50,	DEAD	LinStatic	-8755,31	-619,13	-146,7	13068,16	-153994,6
38	329,	DEAD	LinStatic	-8755,31	388,06	-146,7	13068,16	-113065,17
38	329,	DEAD	LinStatic	-8764,7	2547,5	-2011,26	-123762,1	-143503,78
38	379,	DEAD	LinStatic	-8764,7	2728,	-2011,26	-123762,1	-42940,91
39	0,	DEAD	LinStatic	-7489,17	2011,26	8895,1	42940,91	-101024,75
39	39,	DEAD	LinStatic	-7348,38	2011,26	8895,1	42940,91	-447933,59
39	78,	DEAD	LinStatic	-7207,59	2011,26	8895,1	42940,91	-794842,42
40	0,	DEAD	LinStatic	10675,68	-1798,61	16,75	13057,98	157659,4
40	379,	DEAD	LinStatic	10675,68	-430,42	16,75	13057,98	151309,87
41	0,	DEAD	LinStatic	-1133,56	-1211,66	-3607,	-38417,	-210908,15
41	78,	DEAD	LinStatic	-1415,14	-1211,66	-3607,	-38417,	70437,65
41	78,	DEAD	LinStatic	-5790,94	-3,638E-12	1532,11	0,	263523,34
41	125,	DEAD	LinStatic	-5960,61	-3,638E-12	1532,11	0,	191514,06
41	250,	DEAD	LinStatic	-6411,86	-3,638E-12	1532,11	0,	1,000E-10

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
42	0,	DEAD	LinStatic	-10217,17	-3,638E-12	130,4	0,	22428,6
42	86,	DEAD	LinStatic	-10527,63	-3,638E-12	130,4	0,	11214,3
42	172,	DEAD	LinStatic	-10838,09	-3,638E-12	130,4	0,	1,546E-11
43	0,	DEAD	LinStatic	1780,58	-5408,98	-1994,5	46173,97	-200600,3
43	259,5	DEAD	LinStatic	1780,58	-4472,18	-1994,5	46173,97	316973,52
43	259,5	DEAD	LinStatic	1765,78	-2586,64	2512,32	-9013,71	298980,36
43	414,5	DEAD	LinStatic	1765,78	-2027,09	2512,32	-9013,71	-90428,86
43	414,5	DEAD	LinStatic	1741,47	-143,97	-108,15	68428,74	72928,14
43	862,4	DEAD	LinStatic	1741,47	1472,95	-108,15	68428,74	24486,55
43	1310,3	DEAD	LinStatic	1741,47	3089,87	-108,15	68428,74	23955,04
44	0,	DEAD	LinStatic	-12641,25	54,08	-812,98	11977,52	412556,41
44	474,94	DEAD	LinStatic	-10926,74	54,08	-812,98	11977,52	26444,84
44	949,87	DEAD	LinStatic	-9212,22	54,08	-812,98	11977,52	359666,72
45	0,	DEAD	LinStatic	-11557,68	-2953,84	-89,32	53422,57	-331,41

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
45	265,91	DEAD	LinStatic	-11557,68	-1993,92	-89,32	53422,57	23418,96
45	531,81	DEAD	LinStatic	-11557,68	-1034,	-89,32	53422,57	47169,32
45	531,81	DEAD	LinStatic	-11542,18	770,52	74,89	-97248,16	29776,14
45	797,72	DEAD	LinStatic	-11542,18	1730,43	74,89	-97248,16	9863,48
45	1063,62	DEAD	LinStatic	-11542,18	2690,35	74,89	-97248,16	10049,19
46	0,	DEAD	LinStatic	-4654,42	-1282,14	-1122,11	4032,81	-315234,57
46	84,93	DEAD	LinStatic	-4961,04	-1282,14	-1122,11	4032,81	-219928,1
46	169,87	DEAD	LinStatic	-5267,65	-1282,14	-1122,11	4032,81	-124621,63
47	0,	DEAD	LinStatic	-2010,21	-27,65	-22,54	-121445,2	57,04
47	311,	DEAD	LinStatic	-2010,21	1095,06	-22,54	-121445,2	7068,42
47	311,	DEAD	LinStatic	-1950,85	-2726,3	-90,67	281755,79	-9272,54
47	500,	DEAD	LinStatic	-1950,85	-2044,01	-90,67	281755,79	7863,79
47	500,	DEAD	LinStatic	-1905,85	2316,1	-54,27	-279351,54	-5011,68
47	689,	DEAD	LinStatic	-1905,85	2998,39	-54,27	-279351,54	5245,74

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
47	689,	DEAD	LinStatic	-1872,57	-885,82	-24,46	143166,11	-4690,39
47	1000,	DEAD	LinStatic	-1872,57	236,89	-24,46	143166,11	2915,57
48	0,	DEAD	LinStatic	-3418,83	1,137E-13	-182,31	0,	-187777,67
48	515,	DEAD	LinStatic	-5277,98	1,137E-13	-182,31	0,	-93888,84
48	1030,	DEAD	LinStatic	-7137,13	1,137E-13	-182,31	0,	1,218E-10
49	0,	DEAD	LinStatic	-7137,13	-1,137E-13	-182,31	0,	0,
49	640,	DEAD	LinStatic	-4826,73	-1,137E-13	-182,31	0,	116677,39
49	1030,	DEAD	LinStatic	-3418,83	-1,137E-13	-182,31	0,	187777,67
49	1030,	DEAD	LinStatic	-4073,41	2454,9	1498,59	1736,91	404384,82
49	1280,	DEAD	LinStatic	-3170,91	2454,9	1498,59	1736,91	29737,23
50	0,	DEAD	LinStatic	1516,99	-1314,61	23,51	-2982,92	8413,91
50	500,	DEAD	LinStatic	1516,99	490,39	23,51	-2982,92	-3340,04
50	1000,	DEAD	LinStatic	1516,99	2295,39	23,51	-2982,92	-15093,99
50	1000,	DEAD	LinStatic	5411,66	-1094,04	-9,05	-10616,2	-16538,94
50	1354,54	DEAD	LinStatic	5411,66	185,85	-9,05	-10616,2	-13330,83
50	1709,08	DEAD	LinStatic	5411,66	1465,74	-9,05	-10616,2	-10122,72
50	2063,62	DEAD	LinStatic	5411,66	2745,63	-9,05	-10616,2	-6914,61
50	2063,62	DEAD	LinStatic	-1180,16	-4845,04	0,37	-1810,62	5228,61
50	2550,9	DEAD	LinStatic	-1180,16	-3085,97	0,37	-1810,62	5049,2

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
50	3038,17	DEAD	LinStatic	-1180,16	-1326,91	0,37	-1810,62	4869,78
50	3525,45	DEAD	LinStatic	-1180,16	432,16	0,37	-1810,62	4690,36
50	4012,72	DEAD	LinStatic	-1180,16	2191,23	0,37	-1810,62	4510,95
50	4500,	DEAD	LinStatic	-1180,16	3950,29	0,37	-1810,62	4331,53
51	0,	DEAD	LinStatic	-1180,16	-3950,29	0,37	-1810,62	-4331,53
51	487,28	DEAD	LinStatic	-1180,16	-2191,23	0,37	-1810,62	-4510,95
51	974,55	DEAD	LinStatic	-1180,16	-432,16	0,37	-1810,62	-4690,36
51	1461,83	DEAD	LinStatic	-1180,16	1326,91	0,37	-1810,62	-4869,78
51	1949,1	DEAD	LinStatic	-1180,16	3085,97	0,37	-1810,62	-5049,2
51	2436,38	DEAD	LinStatic	-1180,16	4845,04	0,37	-1810,62	-5228,61
51	2436,38	DEAD	LinStatic	5411,66	-2745,63	-9,05	-10616,2	6914,61
51	2790,92	DEAD	LinStatic	5411,66	-1465,74	-9,05	-10616,2	10122,72
51	3145,46	DEAD	LinStatic	5411,66	-185,85	-9,05	-10616,2	13330,83
51	3500,	DEAD	LinStatic	5411,66	1094,04	-9,05	-10616,2	16538,94
52	0,	DEAD	LinStatic	-6329,23	-2489,4	9297,96	18114,81	561479,91
52	80,13	DEAD	LinStatic	-6618,5	-2489,4	9297,96	18114,81	-183565,88
52	80,13	DEAD	LinStatic	-4654,42	-1282,14	-1122,11	4032,81	-315234,57
52	250,	DEAD	LinStatic	-5267,65	-1282,14	-1122,11	4032,81	-124621,63
52	250,	DEAD	LinStatic	-12470,89	0,	-218,9	0,	-225468,07
52	640,	DEAD	LinStatic	-13878,79	0,	-218,9	0,	-140096,66
52	1280,	DEAD	LinStatic	-16189,19	0,	-218,9	0,	5,821E-11

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station	OutputCase	CaseType	P	V2	V3	T	M2
	mm			N	N	N	N-mm	N-mm
53	0,	DEAD	LinStatic	-	-18,83	-	-	-
				15181,34		13183,64	24286,45	2359880,8
53	80,13	DEAD	LinStatic	-	-18,83	-	-	-
				15470,61		13183,64	24286,45	1303475,92
53	80,13	DEAD	LinStatic	-9212,22	-54,08	-812,98	-	-
							11977,52	359666,72
53	640,	DEAD	LinStatic	-	-54,08	-812,98	-	95495,1
				11233,35			11977,52	1
53	1030,	DEAD	LinStatic	-	-54,08	-812,98	-	412556,41
				12641,25			11977,52	
53	1030,	DEAD	LinStatic	-	-1,819E-12	115,52	0,	28879,71
				28372,38				
53	1280,	DEAD	LinStatic	-	-1,819E-12	115,52	0,	-2,251E-11
				29274,88				
54	0,	DEAD	LinStatic	-2431,4	-1753,7	-18,4	-6795,59	-8245,67
54	500,	DEAD	LinStatic	-2431,4	51,3	-18,4	-6795,59	952,57
54	1000,	DEAD	LinStatic	-2431,4	1856,3	-18,4	-6795,59	10150,82
55	0,	DEAD	LinStatic	2430,45	-2278,07	9,37	41831,22	4713,04
55	260,5	DEAD	LinStatic	2430,45	-1337,67	9,37	41831,22	2273,32
55	260,5	DEAD	LinStatic	2430,45	-739,96	9,37	-5784,52	2273,32
55	739,5	DEAD	LinStatic	2430,45	989,23	9,37	-5784,52	-2212,76
55	739,5	DEAD	LinStatic	2430,45	1586,94	9,37	-	-2212,76
							53400,26	
55	1000,	DEAD	LinStatic	2430,45	2527,35	9,37	-	-4652,47
							53400,26	
56	0,	DEAD	LinStatic	-29,82	-3800,74	-17,98	-	-2288,15
							12809,33	

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
56	500,	DEAD	LinStatic	-29,82	-1995,74	-17,98	- 12809,33	6703,77
56	500,	DEAD	LinStatic	-29,82	20913,12	33,28	- 65610,85	6703,77
56	610,66	DEAD	LinStatic	-29,82	21312,61	33,28	- 65610,85	3021,03
56	610,66	DEAD	LinStatic	-29,82	-5289,73	33,28	- 65610,85	3021,03
56	1000,	DEAD	LinStatic	-29,82	-3884,21	33,28	- 65610,85	-9936,13
57	0,	DEAD	LinStatic	-36,4	10013,18	-30,54	40888,94	-5647,24
57	284,41	DEAD	LinStatic	-36,4	11039,9	-30,54	40888,94	3039,56
57	284,41	DEAD	LinStatic	-36,4	- 15562,43	-30,54	40888,94	3039,56
57	500,	DEAD	LinStatic	-36,4	- 14784,15	-30,54	40888,94	9624,37
57	500,	DEAD	LinStatic	-36,4	2555,12	45,	- 36920,23	9624,37
57	1000,	DEAD	LinStatic	-36,4	4360,12	45,	- 36920,23	- 12875,47
58	0,	DEAD	LinStatic	68,12	-3859,68	-41,52	93526,18	-7420,57
58	500,	DEAD	LinStatic	68,12	-2054,68	-41,52	93526,18	13340,12
58	500,	DEAD	LinStatic	68,12	20975,97	59,36	-10383,9	13340,12
58	610,66	DEAD	LinStatic	68,12	21375,45	59,36	-10383,9	6771,1
58	610,66	DEAD	LinStatic	68,12	-5226,88	59,36	-10383,9	6771,1

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
58	1000,	DEAD	LinStatic	68,12	-3821,36	59,36	-10383,9	- 16340,9 6
59	0,	DEAD	LinStatic	2586,83	-1702,07	15,11	-2788,74	7097,39
59	500,	DEAD	LinStatic	2586,83	102,93	15,11	-2788,74	-455,59
59	1000,	DEAD	LinStatic	2586,83	1907,93	15,11	-2788,74	-8008,57
60	0,	DEAD	LinStatic	2620,47	-1896,1	-24,3	-1514,03	-6804,13
60	383,	DEAD	LinStatic	2620,47	-513,47	-24,3	-1514,03	2504,63
60	383,	DEAD	LinStatic	2620,47	-428,86	-24,3	-1514,03	2504,63
60	538,	DEAD	LinStatic	2620,47	130,69	-24,3	-1514,03	6271,88
60	538,	DEAD	LinStatic	2620,47	215,3	-24,3	-1514,03	6271,88
60	1000,	DEAD	LinStatic	2620,47	1883,12	-24,3	-1514,03	17500,7 2
61	0,	DEAD	LinStatic	-4506,82	-1893,67	-14,8	-1483,67	- 32792,4 1
61	383,	DEAD	LinStatic	-4506,82	-511,04	-14,8	-1483,67	-27124,3
61	383,	DEAD	LinStatic	-4506,82	-426,43	-14,8	-1483,67	-27124,3
61	538,	DEAD	LinStatic	-4506,82	133,12	-14,8	-1483,67	- 24830,4 2
61	538,	DEAD	LinStatic	-4506,82	217,73	-14,8	-1483,67	- 24830,4 2
61	1000,	DEAD	LinStatic	-4506,82	1885,55	-14,8	-1483,67	- 17993,1 7
62	0,	DEAD	LinStatic	1864,56	-2357,99	-9,39	95,53	- 39831,7 5
62	270,	DEAD	LinStatic	1864,56	-1383,29	-9,39	95,53	- 37295,6 1
62	270,	DEAD	LinStatic	1864,56	-929,57	-9,39	95,53	- 37295,6 1
62	530,	DEAD	LinStatic	1864,56	9,03	-9,39	95,53	- 34853,3 9

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
62	530,	DEAD	LinStatic	1864,56	462,74	-9,39	95,53	- 34853,39
62	1000,	DEAD	LinStatic	1864,56	2159,44	-9,39	95,53	- 30438,62
63	0,	DEAD	LinStatic	2570,02	-2356,39	-9,2	-280,08	34807,08
63	270,	DEAD	LinStatic	2570,02	-1381,69	-9,2	-280,08	37290,86
63	270,	DEAD	LinStatic	2570,02	-927,98	-9,2	-280,08	37290,86
63	530,	DEAD	LinStatic	2570,02	10,62	-9,2	-280,08	39682,64
63	530,	DEAD	LinStatic	2570,02	464,34	-9,2	-280,08	39682,64
63	1000,	DEAD	LinStatic	2570,02	2161,04	-9,2	-280,08	44006,25
64	0,	DEAD	LinStatic	-2906,88	-1796,47	-11,89	671,76	51200,59
64	500,	DEAD	LinStatic	-2906,88	8,82	-11,89	671,76	57144,75
64	1000,	DEAD	LinStatic	-2906,88	1813,82	-11,89	671,76	63088,91
65	0,	DEAD	LinStatic	934,72	-1792,04	-19,44	-1816,7	-26795,
65	500,	DEAD	LinStatic	934,72	13,26	-19,44	-1816,7	- 17072,85
65	1000,	DEAD	LinStatic	934,72	1818,26	-19,44	-1816,7	-7350,7
67	0,	DEAD	LinStatic	-468,66	-1789,67	52,04	105173,91	30378,62
67	500,	DEAD	LinStatic	-468,66	15,33	52,04	105173,91	4360,99
67	1000,	DEAD	LinStatic	-468,66	1820,33	52,04	105173,91	- 21656,63
68	0,	DEAD	LinStatic	-164,21	-1805,48	15,5	2885,44	-1895,49
68	500,	DEAD	LinStatic	-164,21	-0,48	15,5	2885,44	-9644,33

Table: Element Forces - Frames, Part 1 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	CaseType	P N	V2 N	V3 N	T N-mm	M2 N-mm
68	1000,	DEAD	LinStatic	-164,21	1804,52	15,5	2885,44	- 17393,1 8

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
1	0,	DEAD	1,164E-10	1-1	0,
1	515,	DEAD	1,164E-10	1-1	515,
1	1030,	DEAD	1,164E-10	1-1	1030,
2	0,	DEAD	2,910E-11	2-1	0,
2	515,	DEAD	-1,705E-13	2-1	515,
2	1030,	DEAD	-2,944E-11	2-1	1030,
5	0,	DEAD	- 253043, 67	5-1	0,
5	500,	DEAD	177822, 8	5-1	500,
5	1000,	DEAD	- 293810, 74	5-1	1000,
6	0,	DEAD	- 47615,7 4	6-1	0,
6	20,	DEAD	- 36383,5 3	6-1	20,
6	20,	DEAD	- 36383,5 3	6-1	20,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
6	120,	DEAD	-2888,	6-1	120,
6	120,	DEAD	-2888,	6-1	120,
6	160,	DEAD	1,304E-09	6-1	160,
7	0,	DEAD	0,	7-1	0,
7	125,	DEAD	2,274E-10	7-1	125,
7	250,	DEAD	4,547E-10	7-1	250,
8	0,	DEAD	-234535,5	8-1	0,
8	515,	DEAD	-7962,04	8-1	515,
8	1030,	DEAD	218611,41	8-1	1030,
9	0,	DEAD	-378420,41	9-1	0,
9	50,	DEAD	-205129,23	9-1	50,
9	50,	DEAD	-206945,92	9-2	0,
9	550,	DEAD	133572,48	9-2	500,
10	0,	DEAD	134244,24	10-1	0,
10	197,08	DEAD	-333557,96	10-1	197,08
11	0,	DEAD	9038,11	11-1	0,
11	39,	DEAD	-37520,87	11-1	39,
11	78,	DEAD	-84079,85	11-1	78,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
12	0,	DEAD	-47615,74	12-1	0,
12	20,	DEAD	-36383,53	12-1	20,
12	20,	DEAD	-36383,53	12-1	20,
12	120,	DEAD	-2888,	12-1	120,
12	120,	DEAD	-2888,	12-1	120,
12	160,	DEAD	-3,257E-10	12-1	160,
13	0,	DEAD	-122533,35	13-1	0,
13	50,	DEAD	28841,86	13-1	50,
13	50,	DEAD	28561,77	13-2	0,
13	329,	DEAD	50120,37	13-2	279,
13	329,	DEAD	50215,9	13-3	0,
13	379,	DEAD	-93512,1	13-3	50,
14	0,	DEAD	-132775,36	14-1	0,
14	39,	DEAD	-52944,6	14-1	39,
14	78,	DEAD	26886,16	14-1	78,
15	0,	DEAD	-332511,32	15-1	0,
15	379,	DEAD	103676,34	15-1	379,
16	0,	DEAD	9038,11	16-1	0,
16	78,	DEAD	-84079,85	16-1	78,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElementStation mm
16	78,	DEAD	4,657E-10	16-2	0,
16	125,	DEAD	1,237E-10	16-2	47,
16	250,	DEAD	-7,858E-10	16-2	172,
17	0,	DEAD	4,657E-10	17-1	0,
17	86,	DEAD	4,657E-10	17-1	86,
17	172,	DEAD	4,657E-10	17-1	172,
18	0,	DEAD	-1131791,44	18-1	0,
18	259,5	DEAD	162364,47	18-1	259,5
19	0,	DEAD	160880,8	19-1	0,
19	155,	DEAD	524397,13	19-1	155,
20	0,	DEAD	522883,1	20-1	0,
20	447,9	DEAD	236642,53	20-1	447,9
20	895,8	DEAD	-773816,06	20-1	895,8
21	0,	DEAD	0,	21-1	0,
21	125,	DEAD	0,	21-1	125,
21	250,	DEAD	0,	21-1	250,
22	0,	DEAD	-36517,14	22-1	0,
22	474,94	DEAD	-4190,64	22-1	474,94
22	949,87	DEAD	28135,86	22-1	949,87

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
23	0,	DEAD	-543605,91	23-1	0,
23	265,91	DEAD	84965,84	23-1	265,91
23	531,81	DEAD	458290,85	23-1	531,81
23	531,81	DEAD	461176,28	23-2	0,
23	797,72	DEAD	99167,6	23-2	265,91
23	1063,62	DEAD	-518087,83	23-2	531,81
24	0,	DEAD	71826,49	24-1	0,
24	169,87	DEAD	-148382,28	24-1	169,87
24	169,87	DEAD	0,	24-2	0,
24	599,94	DEAD	-2,445E-11	24-2	430,07
24	1199,87	DEAD	-5,855E-11	24-2	1030,
25	0,	DEAD	0,	25-1	0,
25	640,	DEAD	3,638E-11	25-1	640,
25	1030,	DEAD	5,855E-11	25-1	1030,
25	1030,	DEAD	-148382,28	25-2	0,
25	1199,87	DEAD	71826,49	25-2	169,87
25	1199,87	DEAD	55112,69	25-3	0,
25	1280,	DEAD	256331,35	25-3	80,13
26	0,	DEAD	-2059,03	26-1	0,
26	80,13	DEAD	-6341,68	26-1	80,13

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElementStation mm
26	80,13	DEAD	28135,86	26-2	0,
26	640,	DEAD	-9971,75	26-2	559,87
26	1030,	DEAD	-36517,14	26-2	949,87
26	1030,	DEAD	0,	26-3	0,
26	1280,	DEAD	0,	26-3	250,
27	0,	DEAD	135607,57	27-1	0,
27	311,	DEAD	95318,45	27-1	311,
28	0,	DEAD	188844,63	28-1	0,
28	189,	DEAD	-735692,34	28-1	189,
28	189,	DEAD	-694803,4	28-2	0,
28	378,	DEAD	144198,34	28-2	189,
28	378,	DEAD	131389,02	28-3	0,
28	689,	DEAD	49262,31	28-3	311,
29	0,	DEAD	5,821E-11	29-1	0,
29	515,	DEAD	5,821E-11	29-1	515,
29	1030,	DEAD	5,821E-11	29-1	1030,
30	0,	DEAD	-5,821E-11	30-1	0,
30	640,	DEAD	-5,821E-11	30-1	640,
30	1030,	DEAD	-5,821E-11	30-1	1030,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
30	1030,	DEAD	- 349580, 11	30-2	0,
30	1280,	DEAD	257048, 05	30-2	250,
31	0,	DEAD	5,821E- 11	31-1	0,
31	515,	DEAD	2,893E- 11	31-1	515,
31	1030,	DEAD	-3,411E- 13	31-1	1030,
32	0,	DEAD	- 114954, 06	32-1	0,
32	500,	DEAD	177377, 32	32-1	500,
32	1000,	DEAD	- 432791, 31	32-1	1000,
32	1000,	DEAD	- 155980, 08	32-2	0,
32	1354,54	DEAD	137900, 3	32-2	354,54
32	1709,08	DEAD	-21991,3	32-2	709,08
32	2063,62	DEAD	- 635654, 9	32-2	1063,62
32	2063,62	DEAD	- 2000091, 37	32-3	0,
32	2550,9	DEAD	- 121698, 18	32-3	487,28
32	3038,17	DEAD	899544, 19	32-3	974,55
32	3525,45	DEAD	1063635, 73	32-3	1461,83
32	4012,72	DEAD	370576, 46	32-3	1949,1

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
32	4500,	DEAD	- 1179633, 63	32-3	2436,38
33	0,	DEAD	- 233397, 59	33-1	0,
33	640,	DEAD	66075,0 4	33-1	640,
33	1030,	DEAD	248566, 17	33-1	1030,
33	1030,	DEAD	2,328E- 10	33-2	0,
33	1280,	DEAD	-5,139E- 11	33-2	250,
34	0,	DEAD	-5,821E- 11	34-1	0,
34	125,	DEAD	8,390E- 11	34-1	125,
34	250,	DEAD	2,260E- 10	34-1	250,
35	0,	DEAD	- 405782, 68	35-1	0,
35	50,	DEAD	- 228720, 3	35-1	50,
35	50,	DEAD	- 226903, 6	35-2	0,
35	550,	DEAD	138216, 59	35-2	500,
36	0,	DEAD	137544, 84	36-1	0,
36	197,08	DEAD	- 323978, 89	36-1	197,08
37	0,	DEAD	- 13655,2 5	37-1	0,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
37	39,	DEAD	33599,59	37-1	39,
37	78,	DEAD	80854,43	37-1	78,
38	0,	DEAD	-122648,05	38-1	0,
38	50,	DEAD	20872,75	38-1	50,
38	50,	DEAD	21152,84	38-2	0,
38	329,	DEAD	53386,87	38-2	279,
38	329,	DEAD	53291,34	38-3	0,
38	379,	DEAD	-78596,15	38-3	50,
39	0,	DEAD	123762,1	39-1	0,
39	39,	DEAD	45323,06	39-1	39,
39	78,	DEAD	-33115,98	39-1	78,
40	0,	DEAD	-324563,7	40-1	0,
40	379,	DEAD	97837,4	40-1	379,
41	0,	DEAD	-13655,25	41-1	0,
41	78,	DEAD	80854,43	41-1	78,
41	78,	DEAD	-2,328E-10	41-2	0,
41	125,	DEAD	-6,185E-11	41-2	47,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElementStation mm
41	250,	DEAD	3,929E-10	41-2	172,
42	0,	DEAD	-4,657E-10	42-1	0,
42	86,	DEAD	-1,528E-10	42-1	86,
42	172,	DEAD	1,601E-10	42-1	172,
43	0,	DEAD	-1119406,12	43-1	0,
43	259,5	DEAD	162674,95	43-1	259,5
43	259,5	DEAD	164158,62	43-2	0,
43	414,5	DEAD	521722,1	43-2	155,
43	414,5	DEAD	523236,14	43-3	0,
43	862,4	DEAD	225610,52	43-3	447,9
43	1310,3	DEAD	-796233,12	43-3	895,8
44	0,	DEAD	34214,37	44-1	0,
44	474,94	DEAD	8531,62	44-1	474,94
44	949,87	DEAD	-17151,13	44-1	949,87
45	0,	DEAD	-584142,47	45-1	0,
45	265,91	DEAD	73673,86	45-1	265,91
45	531,81	DEAD	476243,44	45-1	531,81
45	531,81	DEAD	473358,	45-2	0,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElementStation mm
45	797,72	DEAD	140850,74	45-2	265,91
45	1063,62	DEAD	-446903,26	45-2	531,81
46	0,	DEAD	-104916,51	46-1	0,
46	84,93	DEAD	3982,19	46-1	84,93
46	169,87	DEAD	112880,89	46-1	169,87
47	0,	DEAD	-20986,46	47-1	0,
47	311,	DEAD	-186968,36	47-1	311,
47	311,	DEAD	-176584,46	47-2	0,
47	500,	DEAD	274210,27	47-2	189,
47	500,	DEAD	311130,5	47-3	0,
47	689,	DEAD	-191089,39	47-3	189,
47	689,	DEAD	-125478,54	47-4	0,
47	1000,	DEAD	-24570,79	47-4	311,
48	0,	DEAD	5,821E-11	48-1	0,
48	515,	DEAD	-3,411E-13	48-1	515,
48	1030,	DEAD	-5,889E-11	48-1	1030,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
49	0,	DEAD	-5,821E-11	49-1	0,
49	640,	DEAD	1,455E-11	49-1	640,
49	1030,	DEAD	5,889E-11	49-1	1030,
49	1030,	DEAD	304238,38	49-2	0,
49	1280,	DEAD	-309487,48	49-2	250,
50	0,	DEAD	-36532,82	50-1	0,
50	500,	DEAD	169524,02	50-1	500,
50	1000,	DEAD	-526919,13	50-1	1000,
50	1000,	DEAD	11330,27	50-2	0,
50	1354,54	DEAD	172324,39	50-2	354,54
50	1709,08	DEAD	-120453,48	50-2	709,08
50	2063,62	DEAD	-867003,34	50-2	1063,62
50	2063,62	DEAD	-2046943,74	50-3	0,
50	2550,9	DEAD	-114647,58	50-3	487,28
50	3038,17	DEAD	960497,77	50-3	974,55
50	3525,45	DEAD	1178492,3	50-3	1461,83
50	4012,72	DEAD	539336,	50-3	1949,1

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
50	4500,	DEAD	-	50-3	2436,38
			956971, 11		
51	0,	DEAD	-	51-1	0,
			956971, 11		
51	487,28	DEAD	539336,	51-1	487,28
51	974,55	DEAD	1178492	51-1	974,55
			,3		
51	1461,83	DEAD	960497,	51-1	1461,83
			77		
51	1949,1	DEAD	-	51-1	1949,1
			114647, 58		
51	2436,38	DEAD	-	51-1	2436,38
			2046943 ,74		
51	2436,38	DEAD	-	51-2	0,
			867003, 34		
51	2790,92	DEAD	-	51-2	354,54
			120453, 48		
51	3145,46	DEAD	172324,	51-2	709,08
			39		
51	3500,	DEAD	11330,2	51-2	1063,62
			7		
52	0,	DEAD	-	52-1	0,
			312060, 22		
52	80,13	DEAD	-	52-1	80,13
			112584, 85		
52	80,13	DEAD	-	52-2	0,
			104916, 51		
52	250,	DEAD	112880,	52-2	169,87
			89		
52	250,	DEAD	2,910E-	52-3	0,
			11		

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
52	640,	DEAD	2,910E-11	52-3	390,
52	1280,	DEAD	2,910E-11	52-3	1030,
53	0,	DEAD	17611,16	53-1	0,
53	80,13	DEAD	19120,31	53-1	80,13
53	80,13	DEAD	-17151,13	53-2	0,
53	640,	DEAD	13124,6	53-2	559,87
53	1030,	DEAD	34214,37	53-2	949,87
53	1030,	DEAD	-2,328E-10	53-3	0,
53	1280,	DEAD	2,219E-10	53-3	250,
54	0,	DEAD	-255203,53	54-1	0,
54	500,	DEAD	170395,96	54-1	500,
54	1000,	DEAD	-306504,56	54-1	1000,
55	0,	DEAD	-322768,49	55-1	0,
55	260,5	DEAD	148182,19	55-1	260,5
55	260,5	DEAD	148182,19	55-2	0,
55	739,5	DEAD	88481,54	55-2	479,
55	739,5	DEAD	88481,54	55-3	0,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElementStation mm
55	1000,	DEAD	- 447404, 5	55-3	260,5
56	0,	DEAD	- 476141, 13	56-1	0,
56	500,	DEAD	972976, 71	56-1	500,
56	500,	DEAD	972976, 71	56-2	0,
56	610,66	DEAD	- 1363372, ,86	56-2	110,66
56	610,66	DEAD	- 1363372, ,86	56-2	110,66
56	1000,	DEAD	422517, 65	56-2	500,
57	0,	DEAD	890344, 65	57-1	0,
57	284,41	DEAD	- 2103509, ,37	57-1	284,41
57	284,41	DEAD	- 2103509, ,37	57-1	284,41
57	500,	DEAD	1167700, ,35	57-1	500,
57	500,	DEAD	1167700, ,35	57-2	0,
57	1000,	DEAD	- 561107, 33	57-2	500,
58	0,	DEAD	- 493506, 88	58-1	0,
58	500,	DEAD	985084, 62	58-1	500,
58	500,	DEAD	985084, 62	58-2	0,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
58	610,66	DEAD	- 1358219,83	58-2	110,66
58	610,66	DEAD	- 1358219,83	58-2	110,66
58	1000,0	DEAD	403200,99	58-2	500,0
59	0,	DEAD	- 244272,81	59-1	0,
59	500,	DEAD	155510,11	59-1	500,
59	1000,	DEAD	- 347206,98	59-1	1000,
60	0,	DEAD	- 59224,11	60-1	0,
60	383,	DEAD	402210,33	60-1	383,
60	383,	DEAD	402210,33	60-1	383,
60	538,	DEAD	425319,03	60-1	538,
60	538,	DEAD	425319,03	60-1	538,
60	1000,	DEAD	- 59415,04	60-1	1000,
61	0,	DEAD	- 52566,24	61-1	0,
61	383,	DEAD	407937,32	61-1	383,
61	383,	DEAD	407937,32	61-1	383,
61	538,	DEAD	430669,29	61-1	538,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
61	538,	DEAD	430669, 29	61-1	538,
61	1000,	DEAD	- 55187,6 7	61-1	1000,
62	0,	DEAD	- 145361, 25	62-1	0,
62	270,	DEAD	359710, 47	62-1	270,
62	270,	DEAD	359710, 47	62-1	270,
62	530,	DEAD	479381, 57	62-1	530,
62	530,	DEAD	479381, 57	62-1	530,
62	1000,	DEAD	- 136830, 26	62-1	1000,
63	0,	DEAD	- 155573, 83	63-1	0,
63	270,	DEAD	349066, 47	63-1	270,
63	270,	DEAD	349066, 47	63-1	270,
63	530,	DEAD	468322, 13	63-1	530,
63	530,	DEAD	468322, 13	63-1	530,
63	1000,	DEAD	- 148640, 69	63-1	1000,
64	0,	DEAD	- 71192,9 2	64-1	0,
64	500,	DEAD	375647, 21	64-1	500,
64	1000,	DEAD	-80012,8	64-1	1000,

Table: Element Forces - Frames, Part 2 of 2

Frame	Station mm	OutputCase	M3 N-mm	FrameElement	ElemStation mm
65	0,	DEAD	- 169548, 89	65-1	0,
65	500,	DEAD	275072, 68	65-1	500,
65	1000,	DEAD	- 182805, 89	65-1	1000,
67	0,	DEAD	- 221684, 58	67-1	0,
67	500,	DEAD	221898, 29	67-1	500,
67	1000,	DEAD	- 237018, 83	67-1	1000,
68	0,	DEAD	- 151153, 7	68-1	0,
68	500,	DEAD	300337, 79	68-1	500,
68	1000,	DEAD	- 150670, 73	68-1	1000,

ANEXO 32

REPORTE RESULTADOS VIGA 41-53 EN SOFTWARE ENGILAB FRAME

EngiLab Frame.2D 2021 Analysis Report

Model: "Viga 41-53.fr2d"

Report created: Wednesday, 10 November 2021, 17:28:30

Node Displacements

Node ID	X-Displacement	Y-Displacement	Z-Rotation
1	0.00000000	0.00000000	0.0034
2	0.00000000	0.00094317	0.0022
3	0.00000000	0.00118060	0.0000
4	0.00000000	0.00094317	-0.0022
5	0.00000000	0.00000000	-0.0034

Sign convention: Positive according to Global Axes

Displacements reported with 8 decimal places

Rotations (in Radians) reported with 4 decimal places

Background color: Free DOF Constrained DOF Spring DOF

Element End Forces

Element ID	Axial Force	Shear Force	Bending Moment
1 Start	0.0000	-2416.6485	0.0000
1 End	0.0000	-2416.6485	-751.5777
2 Start	0.0000	-4455.7087	-751.5777
2 End	0.0000	-4455.7087	-1593.7066
3 Start	0.0000	4455.7087	-1593.7066
3 End	0.0000	4455.7087	-751.5777
4 Start	0.0000	2416.6485	-751.5777
4 End	0.0000	2416.6485	0.0000

Sign convention: According to the diagrams' sign convention

Axial force: Positive when member is in tension

Shear force: Positive when it rotates the member clockwise

Bending moment: Positive when the "bottom" fiber is in tension ("top" fiber in compression)

Forces reported with 4 decimal places

Bending moments reported with 4 decimal places

Background color: Normal DOF Hinge DOF

Support Reactions

Node ID	X-Force	Y-Force	Z-Moment
1	0.0000	-2416.6485	
5	0.0000	-2416.6485	

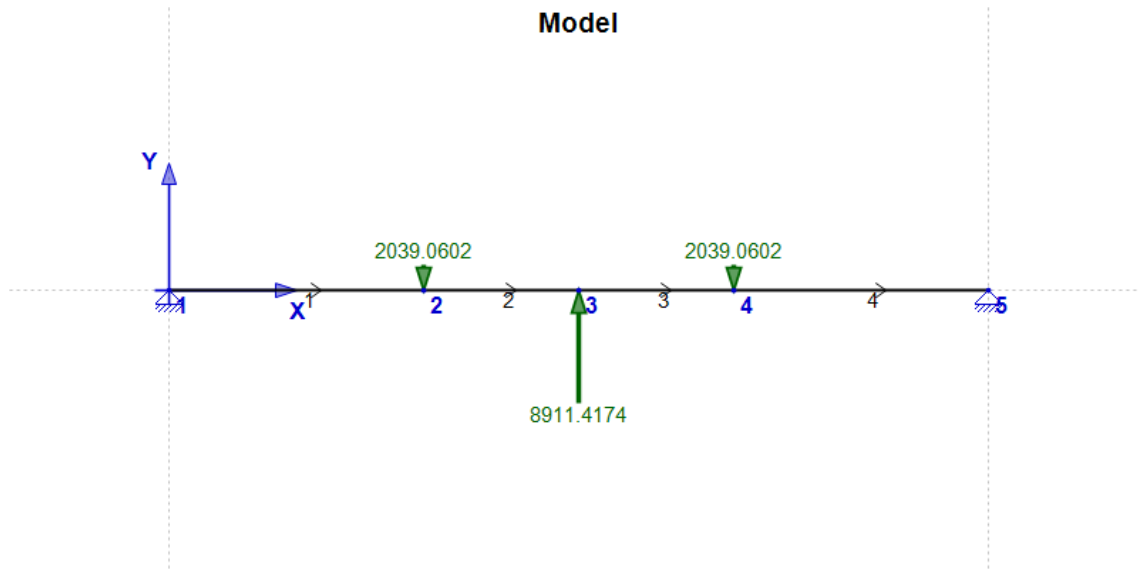
Sign convention: Positive according to Global Axes

Forces reported with 4 decimal places

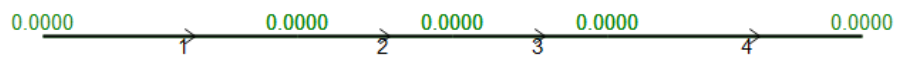
Bending moments reported with 4 decimal places

Background color: Free DOF Constrained DOF Spring DOF

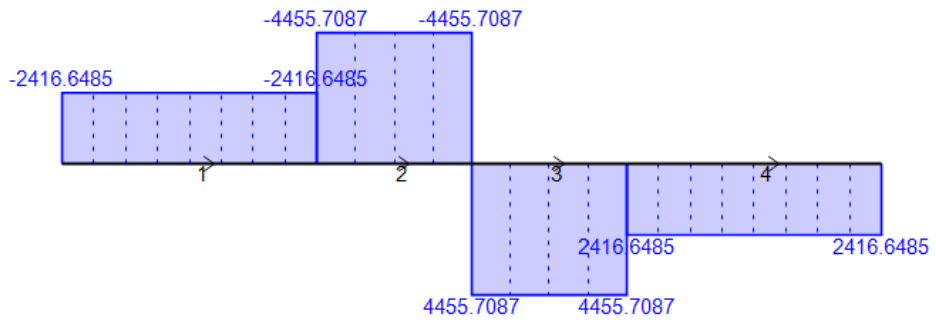
Model



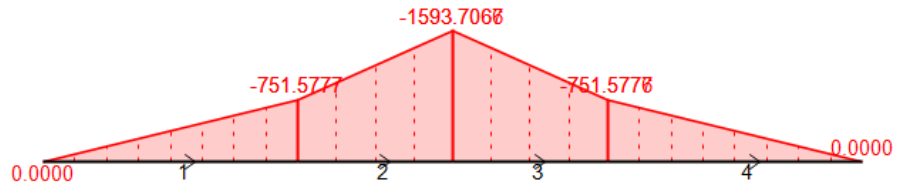
Axial Force Diagram [N]



Shear Force Diagram [V]



Bending Moment Diagram [M]



Deformation (x44.12)



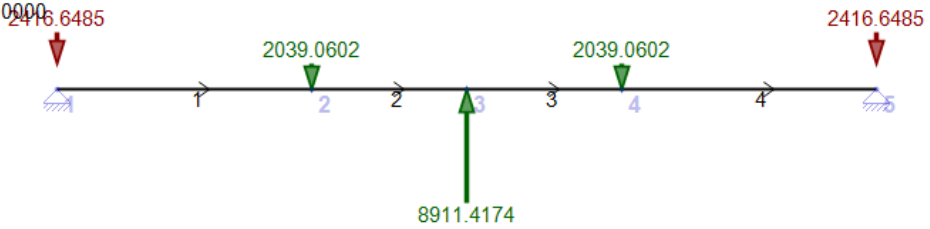
Free Body Diagram

Model Equilibrium

$$\Sigma F_X = 0.0000$$

$$\Sigma F_Y = 0.0000$$

$$\Sigma M = 0.0000$$



ANEXO 33

REPORTE RESULTADOS VIGA 47-46 EN SOFTWARE ENGILAB FRAME

EngiLab Frame.2D 2021 Analysis Report

Model: "Viga 47-46.fr2d"

Report created: Wednesday, 10 November 2021, 17:31:07

Node Displacements

Node ID	X-Displacement	Y-Displacement	Z-Rotation
1	0.00000000	0.00000000	-0.0009
2	0.00000000	0.00020161	0.0015
3	0.00000000	0.00000000	-0.0015
4	0.00000000	0.00000000	0.0017

Sign convention: Positive according to Global Axes

Displacements reported with 8 decimal places

Rotations (in Radians) reported with 4 decimal places

Background color: Free DOF Constrained DOF Spring DOF

Element End Forces

Element ID	Axial Force	Shear Force	Bending Moment
1 Start	0.0000	2039.0602	0.0000
1 End	0.0000	2039.0602	1019.5301
2 Start	0.0000	-22751.6369	1019.5301
2 End	0.0000	-22751.6369	-1499.0761
3 Start	0.0000	3850.6964	-1499.0761
3 End	0.0000	3850.6964	0.0000

Sign convention: According to the diagrams' sign convention

Axial force: Positive when member is in tension

Shear force: Positive when it rotates the member clockwise

Bending moment: Positive when the "bottom" fiber is in tension ("top" fiber in compression)

Forces reported with 4 decimal places

Bending moments reported with 4 decimal places

Background color: Normal DOF Hinge DOF

Support Reactions

Node ID	X-Force	Y-Force	Z-Moment
1	0.0000	2039.0602	
3	0.0000	-3850.6964	
4	0.0000	-24790.6971	

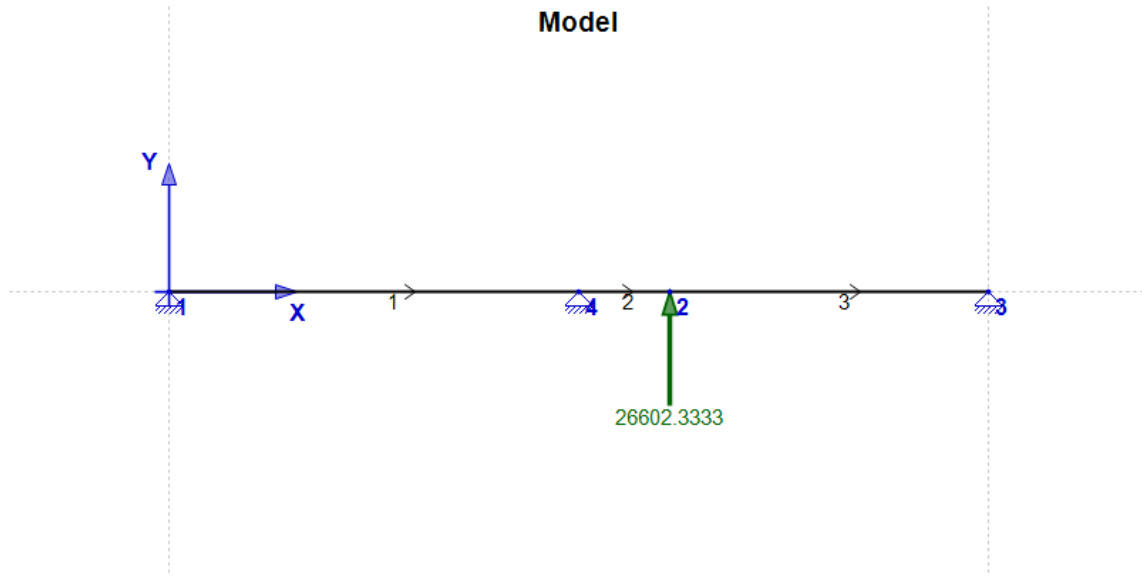
Sign convention: Positive according to Global Axes

Forces reported with 4 decimal places

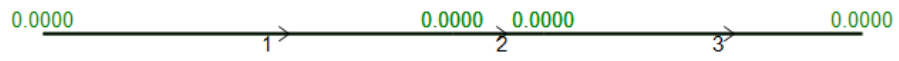
Bending moments reported with 4 decimal places

Background color: Free DOF Constrained DOF Spring DOF

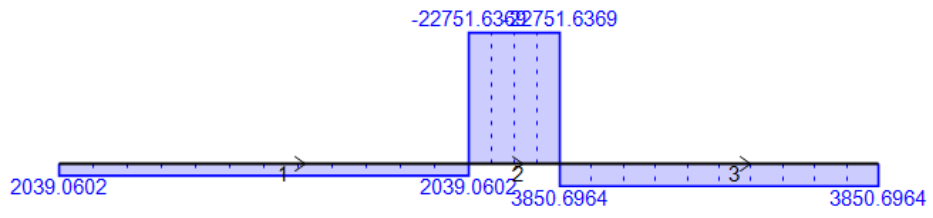
Model



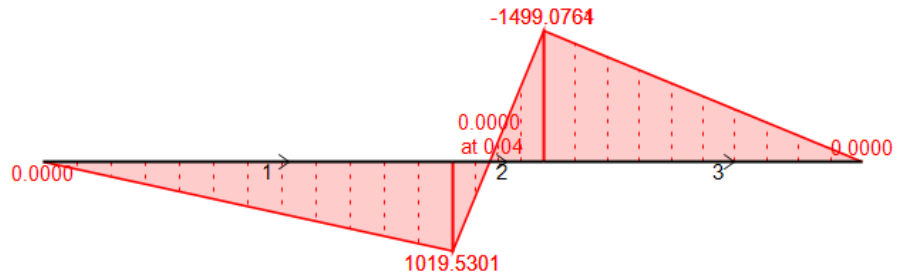
Axial Force Diagram [N]



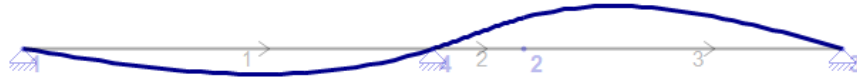
Shear Force Diagram [V]



Bending Moment Diagram [M]



Deformation (x187.29)



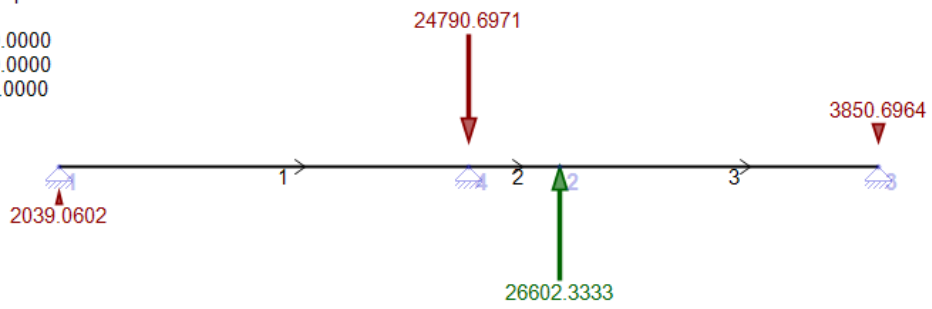
Free Body Diagram

Model Equilibrium

$$\Sigma F_X = 0.0000$$

$$\Sigma F_Y = 0.0000$$

$$\Sigma M = 0.0000$$



ANEXO 34

REPORTE RESULTADOS VIGA 48-49 EN SOFTWARE ENGILAB FRAME

EngiLab Frame.2D 2021 Analysis Report

Model: "Viga 48-49.fr2d"

Report created: Wednesday, 10 November 2021, 17:30:10

Node Displacements

Node ID	X-Displacement	Y-Displacement	Z-Rotation
1	0.00000000	0.00000000	0.0029
2	0.00000000	0.00046738	-0.0008
3	0.00000000	0.00000000	-0.0022
4	0.00000000	0.00000000	0.0011

Sign convention: Positive according to Global Axes

Displacements reported with 8 decimal places

Rotations (in Radians) reported with 4 decimal places

Background color: Free DOF Constrained DOF Spring DOF

Element End Forces

Element ID	Axial Force	Shear Force	Bending Moment
1 Start	0.0000	-8911.4174	0.0000
1 End	0.0000	-8911.4174	-2534.4962
2 Start	0.0000	17690.9159	-2534.4962
2 End	0.0000	17690.9159	1279.4883
3 Start	0.0000	-2558.9766	1279.4883
3 End	0.0000	-2558.9766	0.0000

Sign convention: According to the diagrams' sign convention

Axial force: Positive when member is in tension

Shear force: Positive when it rotates the member clockwise

Bending moment: Positive when the "bottom" fiber is in tension ("top" fiber in compression)

Forces reported with 4 decimal places

Bending moments reported with 4 decimal places

Background color: Normal DOF Hinge DOF

Support Reactions

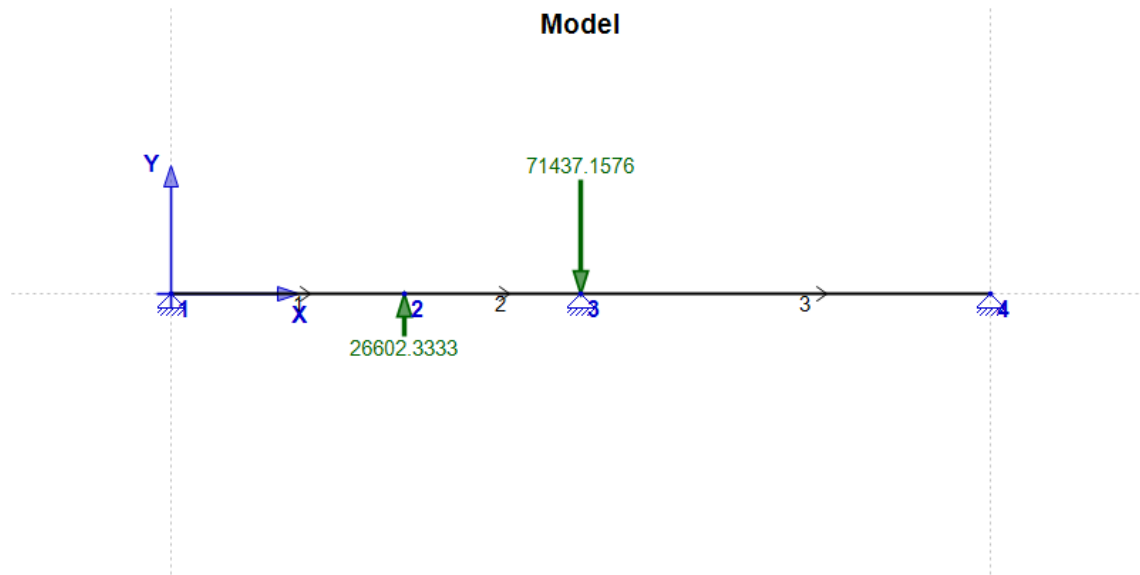
Node ID	X-Force	Y-Force	Z-Moment
1	0.0000	-8911.4174	
3	0.0000	51187.2651	
4	0.0000	2558.9766	

Sign convention: Positive according to Global Axes

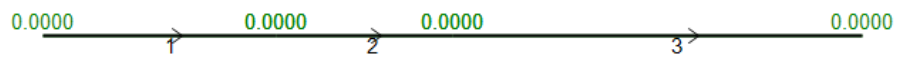
Forces reported with 4 decimal places

Bending moments reported with 4 decimal places

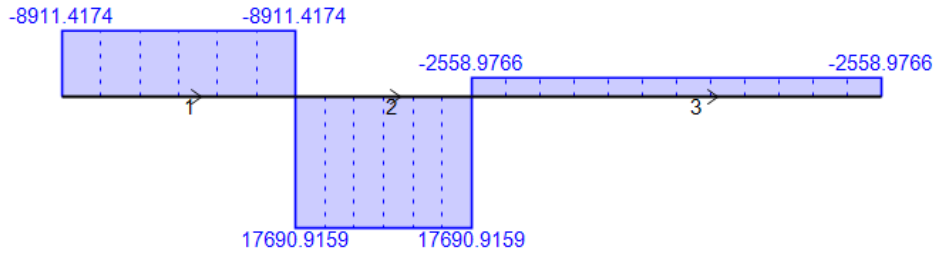
Background color: Free DOF Constrained DOF Spring DOF



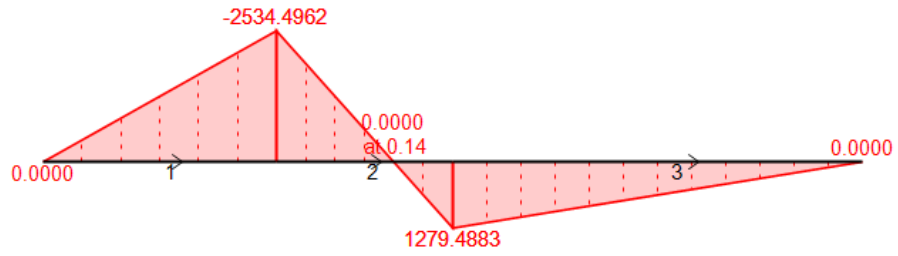
Axial Force Diagram [N]



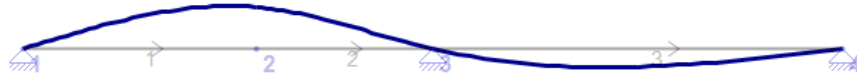
Shear Force Diagram [V]



Bending Moment Diagram [M]



Deformation (x108.51)



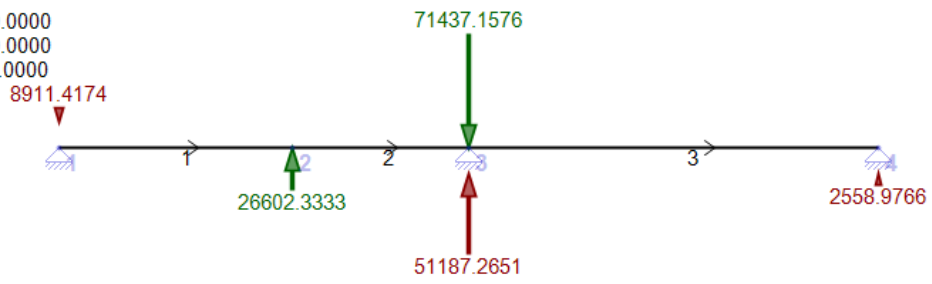
Free Body Diagram

Model Equilibrium

$$\Sigma F_X = 0.0000$$

$$\Sigma F_Y = 0.0000$$

$$\Sigma M = 0.0000$$



ANEXO 35

RECOMENDACIONES

Se recomienda que las válvulas que entren al banco se encuentren revisadas y limpias con la finalidad de que no entren agentes contaminantes al sistema.

Es posible la implementación de un sistema de control automatizado para la toma de datos mediante los manómetros digitales y el uso de un computador y/o software para la recopilación de los datos.

Se recomienda contar con la fuente de voltaje adecuada para suplir las necesidades que tiene el motor.

Contar con una fuente de agua que posea la menor cantidad de contaminantes posibles, con la finalidad de evitar daños en los componentes hidráulicos o hasta la misma válvula que se va a probar.

El personal encargado del manejo del banco debe estar capacitado y tener conocimiento tanto acerca del funcionamiento y manejo del banco como de la prueba a realizar y el manejo de las mismas válvulas de alivio de presión.

En el diseño del subsistema de alimentación de alimentación del agua se sugiere ubicar un dispositivo adicional a la tubería para poder reducir al máximo posibles efectos generados por el origen del fenómeno conocido como golpe de ariete.