

**DISEÑO DE UN BANCO PARA ENSAYO
DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA DE CILINDROS UTILIZADOS EN GAS
NATURAL VEHICULAR**

ADRIAN URIEL GALVIS ARCILA



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

2006

**DISEÑO DE UN BANCO PARA ENSAYO
DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA DE CILINDROS UTILIZADOS EN GAS
NATURAL VEHICULAR**

ADRIAN URIEL GALVIS ARCILA

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

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

2006

A Dios.

A mis hermanos y hermana por su compañía, alegría y apoyo incondicional.

A mi hermanito Wolfgang por su energía y por darme tantos momentos felices.

A todos mis amigos y amigas por su amabilidad y compañía.

AGRADECIMIENTOS

A Omar Armando Gélvez Arocha, ingeniero mecánico, profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, director del proyecto de grado, por su respaldo, colaboración y orientación.

A Alfonso García Castro, ingeniero mecánico, profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su enseñanza y orientación.

Al ing. Fernando Corredor, representante de Daymont Ltda, y al ing. William Crespo representante de Arvax Ltda, por su atenta colaboración y suministro de información.

A todos los proveedores de partes y componentes por su oportuna y amable atención.

GLOSARIO

ACTUADOR: Elemento conformado por un cilindro un pistón y un vástago, empleado para la conversión de energía hidráulica en energía mecánica o viceversa.

CILINDRO: Se refiere a los recipientes cerrados sin costura, empleados para almacenamiento de gas a elevada presión.

EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA: Aumento en el volumen de un recipiente cuando es sometido a presión.

EDS: Siglas de Estaciones De Servicio, establecimientos dedicados solo al suministro de gas a los vehículos.

TDC: Siglas de Talleres De Conversión, establecimientos dedicados a la conversión, control y mantenimiento de vehículos.

NTC: Norma Técnica Colombiana.

CGA: Compressed Gas Association.

ISO: Organización internacional de Estándarización.

GNV: Gas Natural Vehicular.

GPC: Giga Pies cúbicos.

MPCD: Mega Pies Cúbicos por Día.

BSPP: Rosca recta británica para tubería.

NPT: Rosca cónica americana para tubería.

NGT: Roscas cónica para gas.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	16
1. ACERCA DEL GAS NATURAL	18
1.1 ORIGEN Y OBTENCIÓN	18
1.1.1 Origen del gas.	18
1.1.2 Extracción del gas.	19
1.2 LA INDUSTRIA DEL GAS EN COLOMBIA	19
1.2.1 Evolución y situación actual de la industria del gas natural.	20
1.2.2 Fuentes de gas en Colombia.	21
1.3 LA INDUSTRIA DEL GAS NATURAL VEHICULAR	22
1.3.1 Conversión de vehículos a gas.	23
2. CILINDROS PARA GAS NATURAL COMPRIMIDO VEHICULAR.	24
2.1 RESOLUCIONES Y NORMATIVIDAD.	24
2.1.1 Resolución No 80582 del 8 de abril de 1996.	24
2.1.2 Normatividad relacionada con los cilindros y el banco de ensayo.	26
2.1.3 Características de los cilindros utilizados en GNV.	27
2.2 PROCESOS Y ENSAYOS EN LA CERTIFICACIÓN DE CILINDROS	29
2.2.1 Orden lógico para realización de los controles.	29
2.2.2 Prueba hidrostática.	29
2.3 EXIGENCIAS IMPUESTAS AL BANCO PARA ENSAYO DE EXPANSIÓN	32
2.3.1 Exigencias en cuanto a presión.	32
2.3.2 Exigencias en cuanto a dilatación volumétrica.	32
2.3.3 Exigencias en cuanto al peso del cilindro.	32
2.3.4 Condición de aceptación o rechazo de cilindros.	33

3. DESARROLLO DEL BANCO PARA ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA.	34
3.1 FUNDAMENTO PARA EL DESARROLLO DEL BANCO	34
3.1.1 Justificación para la implementación de estos bancos.	34
3.2 EL BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	35
3.2.1 El sistema de presión.	35
3.2.2 El sistema de medición de dilatación volumétrica.	36
3.2.3 El sistema de llenado y vaciado de cilindros.	37
3.2.4 Automatización de la máquina.	37
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA.	40
4.1 SISTEMA DE PRESIÓN.	40
4.1.1 Diseño hidráulico y neumático.	40
4.1.2 Diseño Mecánico del sistema de bombeo.	58
4.1.3 Ensamble y montaje del sistema de bombeo.	67
4.2 SISTEMA PARA MEDICIÓN DE DILATACIÓN VOLUMÉTRICA	72
4.2.1 Diseño hidráulico del sistema de dilatación volumétrica.	72
4.2.2 Diseño mecánico del sistema de medición.	77
4.3 SISTEMA PARA EL LLENADO Y VACIADO DE LOS CILINDROS	90
4.3.1 Llenado de cilindros con bomba centrifuga.	91
4.3.2 Llenado y vaciado de cilindros por aire a presión.	94
4.4 ANALISIS POR MEDIO DE ELEMENTOS FINITOS	97
4.4.1 Análisis por medio de elementos finitos para el sistema de presión.	97
4.4.2 Análisis por medio de elementos finitos del sistema medición de dilatación volumétrica.	103
5. AUTOMATIZACIÓN DE LA MÁQUINA	108
5.1 DEFINICIÓN DEI SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN	109
5.1.1 Grafcet de nivel superior.	111
5.1.2 Modo en marcha automática.	111

5.1.3 Modo en marcha manual.	113
5.1.4 Modo en paro de emergencia.	114
5.2 PLANTEAMIENTO DEL AUTOMATISMO.	114
5.2.1 Diagrama de contactos.	115
6. PRESUPUESTO	120
6.1 COSTOS DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE PRESIÓN	120
6.2 COSTOS DE COMPONENTES PARA SISTEMA DE MEDICIÓN DE DILATACIÓN VOLUMÉTRICA	123
6.3 COSTOS DE COMPONENTES PARA LLENADO Y VACIADO	125
6.4 COSTOS DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL	127
6.5 COSTO TOTAL DEL BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	128
7. CONCLUSIONES	130
BIBLIOGRAFÍA	132
ANEXOS	133

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Ejemplo de composición del gas natural.	18
Tabla 2. Reservas probadas y probables en Colombia.	22
Tabla 3. Resistencia de tornillos según grado SAE y Métrico.	68
Tabla 4. Presión de contacto por ajuste forzado tapa – acople.	84
Tabla 5. Esfuerzos por ajuste forzado en la superficie de contacto.	85
Tabla 6. Esfuerzos por ajuste forzado en el ducto interno del acople de presión.	86
Tabla 7. Esfuerzo por ajuste forzado y presión de 4500 PSI en el acople.	87
Tabla 8. Caudal hallado y datos de ecuaciones de bomba y sistema.	92
Tabla 9. Datos de accesorios y tubería.	93
Tabla 10. Curva y datos arrojados por el programa.	93
Tabla 11. Datos de tubería y accesorios para llenado con aire a presión.	96
Tabla 12. Ecuaciones y curvas para vaciado por aire a presión.	97
Tabla 13. Materiales y mano de obra de sistema de presión.	121
Tabla 14. Costos de componentes seleccionados del sistema de presión.	121
Tabla 15. Costos de accesorios para tubería del sistema de presión.	122
Tabla 16. Materiales y mano de obra para el sistema de medición de dilatación volumétrica.	123
Tabla 17. Costos de componentes seleccionados para el sistema de medición de dilatación volumétrica.	124
Tabla 18. Materiales y mano de obra para el sistema de llenado y vaciado.	125
Tabla 19. Costos de componentes seleccionados para llenado y vaciado.	126
Tabla 20. Costos de accesorios de mando y control.	127
Tabla 21. Costo del automatismo y total de mando y control.	128
Tabla 22. Costo total del banco de ensayos de expansión volumétrica.	128

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Consumo de gas natural por sectores en el 2004.	21
Figura 2. Total nacional de automotores convertidos a gas.	23
Figura 3. Ensayos para la certificación de cilindros de GNV.	30
Figura 4. Reducción del área de resistencia por microfisuras.	31
Figura 5. Esquema simplificado del sistema de presión.	35
Figura 6. Esquema simplificado del sistema de medición de dilatación.	36
Figura 7. Llenado y vaciado de cilindros.	38
Figura 8. Esquema simplificado de la automatización.	38
Figura 9. Circuito hidráulico para el sistema de presión.	41
Figura 10. Amplificador de presión.	42
Figura 11. Perdidas máximas de presión en la etapa de elevación.	47
Figura 12. Acople rápido.	49
Figura 13. Electroválvula de alta presión.	50
Figura 14. Válvula de bola para regular caudal de aire.	51
Figura 15. Electroválvula neumática para control direccional.	52
Figura 16. Filtro de aire.	53
Figura 17. Accesorios neumáticos.	55
Figura 18. Accesorios Hidráulicos.	56
Figura 19. Curva de caída de presión versus caudal de la electroválvula hidráulica.	57
Figura 20. Orificio de caída de presión.	57
Figura 21. Dimensiones del perfil de la viga de soporte.	59
Figura 22. Dimensiones del perfil para soporte del actuador hidráulico.	60
Figura 23. Fuerzas externas en los actuadores.	61
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre para la viga de soporte.	61

Figura 25. Fuerzas y momentos sobre la viga soporte.	62
Figura 26. Condición de riesgo de pandeo.	64
Figura 27. Condición de apoyos de la columna.	64
Figura 28. Orificio regulador para descenso de presión.	65
Figura 29. Esquema del dispositivo de acople.	66
Figura 30. Distribución cualitativa de la presión de contacto por desalineamiento de vástagos.	67
Figura 31. Montaje de actuadores.	68
Figura 32. Ensamble de accesorios hidráulicos.	69
Figura 33. Ensamble de accesorios neumáticos.	70
Figura 34. Sistema de bombeo ensamblado.	70
Figura 35. Puesta a tierra de la viga de soporte.	71
Figura 36. Sistema para la medición de dilatación volumétrica.	73
Figura 37. Ubicación de la balanza digital.	74
Figura 38. Accesorios adicionales para medición de dilatación volumétrica.	76
Figura 39. Recolección de agua sobrante.	77
Figura 40. Medidas de la camisa de acero.	78
Figura 41. Tapa de la camisa.	79
Figura 42. Mecanismo de gancho cierre.	80
Figura 43. Tensor para ajuste de fuerza de cierre.	80
Figura 44. Diagrama de fuerzas externas sobre la estructura.	81
Figura 45. Palanca de accionamiento para los ganchos cierre.	83
Figura 46. Acople de presión al cilindro.	83
Figura 47. Camisa de acero, dimensiones y montaje.	88
Figura 48. Tapa de la camisa ensamblada.	89
Figura 49. Circuito para llenado y vaciado de cilindros.	90
Figura 50. Llenado y vaciado de cilindros con aire a presión.	94
Figura 51. Cuerpo del acople de vaciado.	95
Figura 52. Acople para vaciado de cilindros.	95

Figura 53. Viga para simulación.	98
Figura 54. Estado de cargas y restricciones para simulación.	98
Figura 55. Simulación de esfuerzos de la viga soporte.	99
Figura 56. Simulación de Deformación de la viga soporte.	100
Figura 57. Vista lateral de deformación de la viga.	100
Figura 58. Cargas y restricciones para simulación de pandeo.	101
Figura 59. Simulación de pandeo del vástago hidráulico.	102
Figura 60. Cargas y restricciones en el acople por ajuste forzado.	104
Figura 61. Simulación de esfuerzos en acople por ajuste forzado.	104
Figura 62. Cargas y restricciones en el acople bajo presión de ensayo.	105
Figura 63. Simulación de esfuerzos en el acople bajo presión de ensayo.	106
Figura 64. Elementos de accionamiento y entrada para control.	108
Figura 65. Tablero de maniobra para el control automático y manual.	110
Figura 66. Grafcet de nivel superior.	111
Figura 67. Modo en marcha automática.	112
Figura 68. Funcionamiento en modo manual.	113
Figura 69. Modo en parada de emergencia.	114
Figura 70. Entradas al PLC.	115
Figura 71. Diagrama de contactos del PLC.	116
Figura 72. Control manual y salidas del PLC.	118

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo a. manuales de operación y mantenimiento	133
Anexo b. distribución y ubicación del banco	143
Anexo c. hojas de características de componentes seleccionados y proveedores.	145
Anexo d. manual del controlador lógico programable	165
Anexo e. cálculos analíticos y teoría	178
Anexo f. planos del banco de ensayos	194

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO DE UN BANCO PARA ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA DE CILINDROS UTILIZADOS EN GAS NATURAL VEHICULAR. *

AUTOR:

Adrian Uriel Galvis Arcila. **

PALABRAS CLAVES:

Gas natural, Vehículos, Cilindro, Ensayo, Expansión volumétrica.

DESCRIPCIÓN:

El gas natural es un combustible abundante, económico, ecológico y relativamente fácil de explotar y transportar. Si embargo en la actualidad su utilización no ha sido masificada por lo que se espera un amplio consumo en el sector vehicular ya que en Colombia existe un amplio potencial de vehículos a ser convertidos a gas.

Los talleres de conversión de vehículos a gas, actualmente tienen la necesidad de implementar todos los equipos exigidos en la certificación para uso seguro de los cilindros empleados en el almacenamiento del gas en el vehículo, lo que permitiría agilizar y mejorar el proceso de control y reducir los costos de evaluación y examen del estado de los cilindros.

El proyecto trata sobre el desarrollo de una propuesta de diseño del equipo empleado en el seguimiento del estado de fatiga de los cilindros de alta presión de servicio (3000 PSI), que debe realizarse durante toda su vida útil de 15 años, el método consiste en aplicar una presión de 4500 PSI, en agua para medir la deformación volumétrica que sufre el cilindro, luego se elimina la presión y se mide la deformación volumétrica permanente que queda en el cilindro, esta última no debe pasar los porcentajes permitidos por la normatividad o de lo contrario el cilindro es destruido.

El diseño obtenido y evaluado por el método de elementos finitos, brinda un desempeño y operación, excelentes que permitirán alcanzar presiones hasta de 5000 PSI, con una precisión del 1% y realizar lecturas de dilatación volumétrica de 1800 cm³ y 1% de precisión, cumpliendo con la normatividad exigida. Por otro lado, los costos de adquisición, implementación, operación y mantenimiento son bajos en comparación con otros equipos y mecanismos aplicados, el equipo está diseñado solo para ensayar cilindros de montaje en los vehículos y no se especifica para cilindros de estación fija.

* Proyecto de grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Omar Gélvez A.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN OF EQUIPMENT FOR TEST OF VOLUMETRIC EXPANSION OF USED CYLINDERS IN VEHICULAR NATURAL GAS. *

AUTHOR:

Adrián Uriel Galvis Arcila. **

KEY WORDS:

Natural gas, Vehicles, Cylinder, Test, Volumetric Expansion.

DESCRIPTION:

The natural gas is an abundant, economic, ecological and relatively easy fuel of to explode and to transport. However their use at the present time it has not been developed and a wide consumption is expected since in the vehicular sector in Colombia a wide potential of vehicles it exists to be converted to gas.

The conversion shops of vehicles to gas, at the moment have the necessity to implement all the teams demanded in the certification for sure use of cylinders used in the storage of the gas in the vehicle, what would allow to speed up and to improve the control process and to reduce the evaluation costs and exam of the state of cylinders.

The project tries on the development a design proposal of a team used in the pursuit the state of fatigue the cylinders of high pressure service (3000 PSI), that it should be made during all their 15 year-old useful life, the method consists on applying a pressure of 4500 PSI, in water to measure the volumetric deformation that suffers the cylinder, then the pressure is eliminated and the volumetric deformation permanent is measured that is in the cylinder, this it finishes it should not pass the percentages allowed by the norm in otherwise the cylinder is destroyed.

The resulting design and the evaluation by the method of finite elements, it offers an performance and operation, excellent that will allow to reach pressures until of 5000 PSI, with precision of 1% and to carry out readings of volumetric dilation of 1800 cm³ and 1% of precision, fulfilling with the norm. On the other hand, the costs of acquisition, implementation, operation and maintenance are low in comparison with other teams and applied mechanisms, the team this designed alone to test cylinders mounted in the vehicles and it is not specified for cylinders of fixed station.

* Degree Project.

** Physical - mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Omar Armando Gélvez A.

INTRODUCCIÓN

El gas natural es un combustible abundante, económico, limpio y fácil de transportar, si embargo su consumo aun no ha sido masificado y en varios casos se desperdicia reinyectándolo en los pozos o peor aun quemándolo (incluso hoy día), las aplicaciones más usuales para el gas son en el sector residencial, industrial, la generación y el transporte vehicular, siendo esta última aplicación relativamente nueva para algunos países subdesarrollados, sin embargo en cualquiera de los sectores de aplicación se presenta actualmente un desarrollo acelerado producto de la necesidad de aprovechar este recurso.

Colombia y los países sudamericanos no están exentos de este boom energético ya que por ejemplo en Brasil y Argentina se ha masificado el consumo de gas en el sector vehicular, también en países como Chile Paraguay y Perú se prevé un amplio mercado en el consumo de gas.

En el sector vehicular el uso radica en la modificación de vehículos que funcionan originalmente con gasolina o diesel para que utilicen gas natural como combustible, es de esperarse que esto implique modificaciones para el desempeño del motor, pero mientras que existen unas pequeñas desventajas son muchos los beneficios obtenidos para la vida y cuidado del motor, el medio ambiente, la salud y economía tanto del usuario como del país.

El principal obstáculo para masificar el consumo de gas en el transporte vehicular es el desarrollo de la infraestructura y tecnología necesaria para colocar fácilmente y a disposición del usuario tanto el gas como los equipos necesarios para el mantenimiento de calidad exigido a los componentes instalados en el vehículo.

Una de las limitaciones para el uso del gas como combustible automotor radica en la autonomía del vehículo ya que su almacenamiento en cantidades importantes al

interior de este, resulta en una tarea exigente y de alta seguridad, una forma de almacenamiento es la licuefacción del gas y mantenerlo a presión ambiental, otra es el almacenamiento de una cantidad importante a elevada presión que puede alcanzar incluso 5000 PSI, esta última opción es la de mayor aceptación para el uso automotor.

Los cilindros para servicio de alta presión, son fabricados con materiales de alta resistencia y técnicas especiales de manufactura, también se realiza un seguimiento de por vida para garantizar el uso seguro de estos recipientes

El presente proyecto trata sobre el diseño para una posterior construcción de un equipo semiautomático que permita realizar el ensayo de expansión volumétrica exigido para cilindros de alta presión de servicio, el cual representa el punto más importante dentro de los ensayos exigidos en el proceso de certificación para el uso seguro de los cilindros utilizados en la industria del gas natural comprimido vehicular.

Es inevitable la demanda de estos equipos por parte de los talleres de conversión ya que están relacionados directamente con la cobertura de la industria del gas vehicular, por tanto a medida que continúe creciendo aceleradamente la demanda de conversiones (gasolina y diesel a gas), se deberá dotar a los talleres de conversión y estaciones de servicio, de los equipos y capacitación necesarios para asumirla y contribuir con el desarrollo de esta industria.

1. ACERCA DEL GAS NATURAL

El llamado gas natural se caracteriza por ser una mezcla de gases hidrocarburos ligeros en la que el metano (CH_4), es el gas predominante, ocupando normalmente más del 80% en volumen de la mezcla (al momento de la extracción), también contiene gases como etano, propano, butano, pentano y pequeñas cantidades de nitrógeno, azufre y oxígeno entre otros.

1.1 ORIGEN Y OBTENCIÓN

En algunos casos el gas se utiliza directamente pero en su mayoría debe retirársele los compuestos dañinos como por ejemplo el azufre, fósforo y otros, después de un proceso de purificación la cantidad de gas metano puede alcanzar alrededor del 95%.

Tabla 1. Ejemplo de composición del gas natural.

Hidrocarburo	Composición Química	Rango En %
Metano	CH_4	91 - 95
Etano	C_2H_6	2 - 6
Dióxido de Carbono	CO_2	0 - 2
Propano	C_3H_8	0 - 2
Nitrogeno	N_2	0 - 1
Otros	-----	0 - 2

Fuente: UPME. Departamento nacional de planeación. Unidad de estructura y energía.

Los datos de la tabla anterior son representativos ya que la composición del gas natural es variable, dependiendo de cada yacimiento de donde es extraído, es decir, hay tantas variaciones en la composición como yacimientos existen.

1.1.1 Origen del gas. El gas se origina a través de un proceso anaeróbico de descomposición lento de las grasas y proteínas de los organismos, el mecanismo de acumulación consiste en que las plantas animales y microorganismos que vivieron hace millones de años, al morir quedaron atrapados y sepultados por lodo

y arena (sedimentación), con el transcurso de muchos milenios y con las altas temperaturas y presiones del subsuelo se favorece la formación del gas quedando atrapado en la porosidad de las rocas o en cavidades subterráneas cuyas paredes y características geológicas actúan de forma impermeable (yacimientos), lo que impide el escape del gas hacia la atmósfera, al gas producido bajo estas condiciones se le conoce con el nombre de gas metano termogénico.

Otra fuente o medio en el que se puede obtener gas natural, es por la descomposición de la materia orgánica debido a microorganismos que viven en medios sin oxígeno, por ejemplo algunos sitios en la superficie de la tierra y en los intestinos de los animales, un mecanismo de acumulación natural del gas es en los rellenos sanitarios o en los pantanos (de allí el nombre de gas de los pantanos), al gas obtenido bajo estas condiciones se le conoce con el nombre de gas metano biogénico.

1.1.2 Extracción del gas. Todo el gas para consumo masivo se extrae actualmente mediante perforación del subsuelo hasta alcanzar un yacimiento (bóveda rocosa que contiene gas o gas y petróleo), existen diferentes formas de extraer el gas dependiendo de las condiciones en que se encuentra: rocas, profundidad, presión, solo o mezclado, etc. Sin embargo por lo general el gas se encuentra bajo presión y sólo es suficiente con la perforación para sacarlo, después de extraído el gas, se le trata para colocarlo en el sistema de transporte hacia las plantas de distribución para finalmente llegar al usuario.

1.2 LA INDUSTRIA DEL GAS EN COLOMBIA

En la actualidad el gas natural en Colombia es un energético no viable a nivel internacional de forma tal que, en el corto plazo, su desarrollo y utilización ha estado y continuará estando sujeta a las posibilidades de desarrollo del mercado interno.

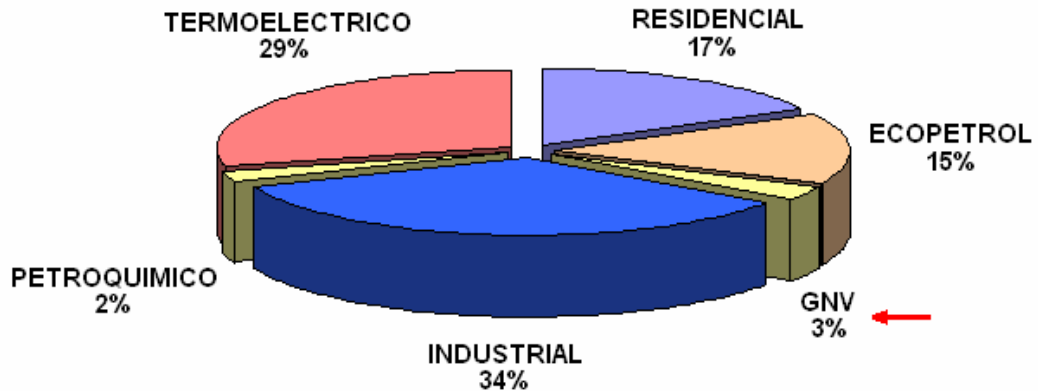
1.2.1 Evolución y situación actual de la industria del gas natural. A mediano plazo se tiene la posibilidad de realizar proyectos de interconexión con los países vecinos, lo cual permitiría ampliar el mercado y posibilitar el intercambio internacional del gas natural, con fines de aprovechar las reservas colombianas del hidrocarburo (6640 GPC probados, 2230 GPC probables y 9575 GPC potenciales adicionales estimados). Las reservas probadas remanentes son suficientes para 30 años al nivel actual de consumo².

➤ Evolución del consumo. El desarrollo de la industria del gas natural en Colombia es reciente, Si bien hubo aprovechamientos limitados del hidrocarburo desde los años 50, su uso masivo se inició a mediados de los años 70 con la utilización del gas descubierto en la región de la Costa Atlántica de Colombia (en los yacimientos ubicados en la Guajira), con el fin de sustituir el fuel oil que se consumía entonces en la generación térmica de la Costa Atlántica. En 1986, con el Programa de Gas para el Cambio, se aceleró la extensión del servicio de gas a los centros urbanos de esa región y a otros en las áreas cercanas a los campos en producción en el Interior del país.

Actualmente el plan de masificación del gas se ha visto complementado por la ampliación de las reservas, merced a nuevos hallazgos del hidrocarburo en el pie de monte de los Llanos Orientales, por la puesta en marcha de un marco regulatorio para el servicio público de gas combustible por tubería y por la dinámica de las nuevas demandas, particularmente en el sector termoeléctrico para el cual, en los últimos años se han instalado 1544 MW en nuevas centrales a gas, sobre un total de 2985 MW a diciembre de 1999 (25.7% del total de la capacidad instalada).

² BETANCOURT, Félix. El Mercado del Gas Natural En Colombia, Quito, Ecuador, 2000. P. 3.

Figura 1. Consumo de gas natural por sectores en el 2004.



Fuente: Revista Gas Vehicular, Bogotá. Nº 20 (abr.-jul. 2005); p. 35.

1.2.2 Fuentes de gas en Colombia. Actualmente las dos fuentes de mayor importancia para la extracción de gas natural para uso automotor son las de la cuenca de la guajira con los yacimientos de Chuchupa, Ballena y Riohacha y las de la cuenca de los llanos orientales con Cusiana, Cupiagua y Volcanera, encontrándose que el gas de guajira es el único utilizado como combustible automotor quedando un potencial bastante alto sin explotar, como por ejemplo el gas de Cusiana en donde diariamente se extraen 1600 millones³ de pies cúbicos de los cuales solo se consumen 72 millones, cantidad que representa un 4,5 %, el resto se debe de reinyectar no solo para extraer más petróleo sino porque no es viable almacenarlo y no existe el mercado de consumo para utilizarlo.

³ Año del GNV en Colombia. En: Revista Gas Vehicular. Bogotá. No. 15 (nov.-dic. 2004); p. 19.

Tabla 2. Reservas probadas y probables en Colombia.

CAMPOS	Reservas probadas (GPC)	%	Reservas probables (GPC)
Opón (1)	45	0.7%	
Otros interior del país	316	4.6%	
Piedemonte (2)	390	5.7%	330
Cusiana-Cupiaqua (3)	3,004	44.2%	1,200
Interior del país	3,755	55.2%	
Guajira (4)	2,995	44.0%	700
Guepaje	50	0.7%	
Costa Atlántica	3,045	44.8%	
TOTAL PAIS	6,800	100.0%	2,230

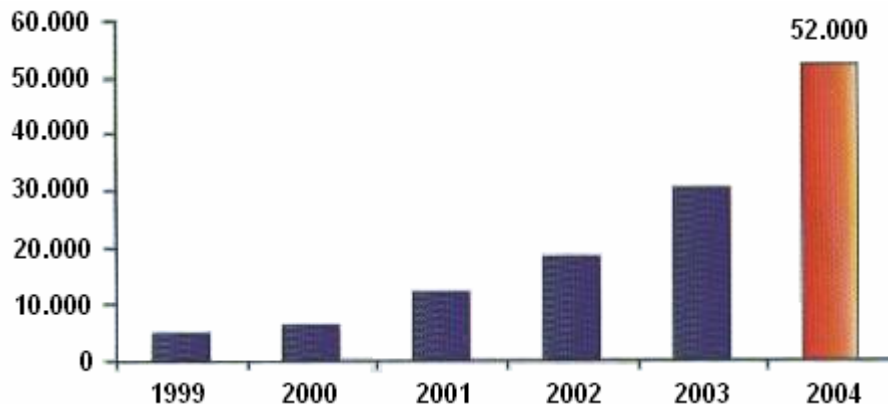
Fuente: Departamento Nacional De Planeación, Unidad de infraestructura y energía.

Como lo presenta esta tabla, el país dispone de amplias reservas probadas de gas que suman 6800 GPC (Giga Pies Cúbicos), y 2230 GPC probables, lo cual representa un recurso muy importante para la nación.

1.3 LA INDUSTRIA DEL GAS NATURAL VEHICULAR

Debido a que en Colombia se dispone de amplias reservas de gas, se espera lograr la masificación de este recurso en diferentes sectores pero en especial en el sector vehicular con el objetivo de utilizar un energético económico, limpio y que protege el medio ambiente, además debe tenerse en cuenta que el uso de este combustible en automotores redunda no solo en la economía y ambiente sino que prolonga la vida del motor al producir una combustión más limpia y completa al producirse escaso hollín y residuos en la cámara de combustión.

Figura 2. Total nacional de automotores convertidos a gas.



Fuente: Revista Gas Natural Vehicular.

1.3.1 Conversión de vehículos a gas. Aunque la industria del gas vehicular actualmente no representa gran importancia en el consumo de gas (ver figura 1), se espera que a mediano plazo se caracterice por ser una de los más rentables y grandes proyectos dentro de las metas de masificación del consumo de gas en Colombia, actualmente existe un amplio potencial de conversión de vehículos y en los últimos años se ha mostrado un incremento acelerado en el número de estos.

En cuanto a la parte técnica de la infraestructura, se presentan dos factores principales que influyen en el número de conversiones y por tanto en la masificación del consumo de gas en el sector vehicular, uno es la ubicación estratégica de nuevas EDS (Estaciones De Servicio), a lo largo y ancho del país para garantizar el suministro de gas a los usuarios, el otro factor es agilizar el procedimiento para el mantenimiento y control de los componentes del kit de conversión que se logra dotando a los TDC (Talleres De Conversión), de los laboratorios, equipos y personal necesarios para el examen y certificación de los componentes.

2. CILINDROS PARA GAS NATURAL COMPRIMIDO VEHICULAR.

Este tipo de cilindros presentan características de construcción y funcionamiento que difieren de los cilindros convencionales, ya que en particular están diseñados no solo para resistir presiones tan elevadas como 200 Bar (3000 PSI), sino que deben hacerlo en un ambiente de trabajo pesado, el cual incluye la exposición a golpes, alta temperatura, humedad, lodos, aceites y en general cualquier riesgo que implique llevar un cilindro instalado en un vehículo (impacto e incendio en accidentes), por otro lado, considerando que la sustancia que se transporta es combustible altamente volátil, una entidad debidamente autorizada debe certificar el uso de los cilindros para evitar riesgos a los usuarios.

Aunque la normatividad referida a la cadena del gas especialmente en lo relacionado a transporte y distribución, todavía esta sujeta a cambios para su mejora, la normativa relacionada con los cilindros para GNCV es clara ya que en Colombia la norma técnica relacionada esta basada en normas internacionales bien definidas, a continuación se presenta las resoluciones y normas referentes al tema de los cilindros.

2.1 RESOLUCIONES Y NORMATIVIDAD.

Las estaciones de servicio y los talleres de conversión deben cumplir con una serie de normas en procura de la estandarización y practica segura en el suministro de gas y del mantenimiento e instalación de componentes, a continuación se presenta un breve extracto de la resolución N° 80582 del 8 de abril de 1996, en relación a los talleres de conversión.

2.1.1 Resolución No 80582 del 8 de abril de 1996. *Por la cual se reglamenta el almacenamiento, manejo y distribución del gas natural comprimido (GNC), para*

uso en vehículos automotores, la conversión de los mismos y se delegan unas funciones.

A continuación se citan los artículos relacionados con los cilindros para almacenamiento de GNC.

Artículo 87. *Los cilindros para Gas Natural Comprimido GNC que se fabriquen en el país o que se importen para ser instalados en los vehículos como parte del equipo de conversión, deben operar a una presión normal de trabajo de 200 bar (3000 psi) a 21 ± 1 C.*

Artículo 88. *A todos los cilindros de GNC instalados se les deberá efectuar una revisión periódica anual contada a partir de la fecha de instalación en el vehículo, y una obligatoria cada cinco (5) años, siendo la primera a partir de los cinco años de la fecha de fabricación del cilindro, con el fin de verificar el cumplimiento de los requisitos técnicos mínimos para su seguro y adecuado funcionamiento, de tal manera que puedan ser puestos nuevamente en servicio.*

Parágrafo 1. *Para dar cumplimiento a lo establecido en el presente artículo, los talleres de conversión deberán desmontar el o los cilindros instalados en el vehículo en cualquiera de los siguientes casos:*

- a. Por cumplimiento del periodo de cinco (5) años definido en este artículo.*
- b. Cuando durante la revisión anual se detecten signos de corrosión, abolladuras, picaduras, fisuras, daños por fuego o calor, puntos de soldadura, desgaste del cuerpo del cilindro debido a la incidencia de agentes externos, o aquellos que a criterio del personal calificado del taller de conversión comprometan la seguridad del cilindro.*

Parágrafo 2. *Una vez definida la necesidad de desmonte del o de los cilindros, estos serán enviados a un establecimiento que efectuó las siguientes pruebas:*

- *Control de identificación del cilindro.*
- *Retiro de la válvula y barrido con gas inerte.*
- *Limpieza interna y externa.*
- *Inspección visual interna y externa.*
- *Control de roscas.*
- *Control de funcionamiento de la válvula.*
- *Control de peso.*
- *Medición de espesores.*
- *Prueba hidrostática (ensayo de expansión volumétrica).*
- *Secado del cilindro.*
- *Marcado de nueva identificación.*
- *Pintura.*

También serán remitidos a estos establecimientos, aquellos cilindros que cumplan dos (2) años de almacenamiento en bodega sin utilización alguna.

Parágrafo 3. *Los cilindros desmontados por las razones expuestas en este artículo, solo podrán ser instalados nuevamente, si el establecimiento que efectuó las pruebas así lo acredita.*

Referido al parágrafo 2, los cilindros que deben estar fabricados bajo la norma NTC 3847 o ISO 11439, para obtener su certificación deben cumplir con la norma para procedimientos técnicos de ensayo NTC 4828.

2.1.2 Normatividad relacionada con los cilindros y el banco de ensayo. En Colombia existen dos normas para garantizar la correcta fabricación y seguimiento en servicio de los cilindros para GNCV, estas normas son:

1) Norma Técnica Colombiana NTC 4828:

MÉTODOS PARA INSPECCIÓN DE CILINDROS Y SUS SISTEMAS
DE MONTAJE EN VEHÍCULOS QUE OPERAN CON GNC.

2) Norma Técnica Colombiana NTC 3847:

CILINDROS DE ALTA PRESIÓN PARA ALMACENAMIENTO DE GAS NATURAL UTILIZADO COMO COMBUSTIBLE PARA VEHICULOS.

Las normas anteriores están basadas en las normas internacionales CGA C 6-4 e ISO 11439 respectivamente, en ellas se presenta los procedimientos y ensayos necesarios en la fabricación y el desarrollo de la certificación de los cilindros.

2.1.3 Características de los cilindros utilizados en GNV. A continuación se presentan las características de estos cilindros en cuanto a tamaño, presión de servicio, tipo, contenido, temperatura y vida útil especificado por la Norma Técnica Colombiana NTC 4828:

- 1) Los cilindros pueden tener volúmenes de hasta 1000 L de capacidad de agua y presiones de servicio entre 165 Bar (2400 PSI) y 300 Bar (4350 PSI).
- 2) Estos cilindros se clasifican en los siguientes tipos, según su refuerzo y materiales:
 - TIPO 1: Cilindro totalmente metálico, puede ser de acero aleado (con tratamiento térmico y revenido), o aleación de aluminio.
 - TIPO 2: Cilindro interno metálico con suficiente resistencia para soportar toda la carga longitudinal, son reforzados (exteriormente), con fibra en matriz de resina, únicamente en dirección circunferencial (espiral).
 - TIPO 3: Cilindro interno metálico que soporta solo una parte de la carga longitudinal, es reforzado con fibras devanadas en un patrón helicoidal (polar), brindando refuerzo longitudinal y circunferencial, se refuerza en un patrón espiral otorgando refuerzo circunferencial.

- TIPO 4: Cilindro interno NO METALICO que no soporta carga, por lo general esta fabricado con material termoplástico y es reforzado con fibras tanto en un patrón helicoidal (refuerzo longitudinal y circular), así como en un patrón espiral (refuerzo circular), se emplean rebordes metálicos en acero inoxidable o aluminio que aceptan válvulas o dispositivos de alivio de presión.
- 3) Los cilindros están especificados para contener GNV con los siguientes requisitos respecto de los agentes corrosivos:
- Presión parcial de H₂S y de los sulfuros solubles: 0,05 PSI máximo.
 - La presión y la temperatura correspondiente al punto de rocío del vapor de agua en el combustible, debe ser compatible con el sitio geográfico y se debe seleccionar de forma que no haya condensación en el cilindro.
 - En cuanto a la concentración de oxígeno siempre que se mantenga arriba de la temperatura de rocío, no es necesario establecer límites que puedan suponer efectos corrosivos, sin embargo la concentración de oxígeno nunca debe acercarse a la inflamabilidad de la mezcla.
 - Que no contenga ni agregar metanol (en las EDS).
- 4) Todos los materiales del cilindro, deben operar en un intervalo de temperaturas entre -40 °C (-40 °F) y 82 °C (180 °F).
- 5) La vida útil de todos los tipos de cilindros esta especificada para 15 años contados a partir de la primer prueba hidrostática (En fabrica).

2.2 PROCESOS Y ENSAYOS EN LA CERTIFICACIÓN DE CILINDROS

Para que un cilindro pueda ser utilizado en un vehiculo debe cumplir satisfactoriamente y en orden una serie de pruebas orientadas a determinar el estado en que se encuentra el cilindro, estas pruebas buscan realizar un seguimiento y control de corrosión, quemaduras, ralladuras peligrosas, abolladuras, daño en roscas (válvula y cilindro), estado de fatiga del cilindro, etc.

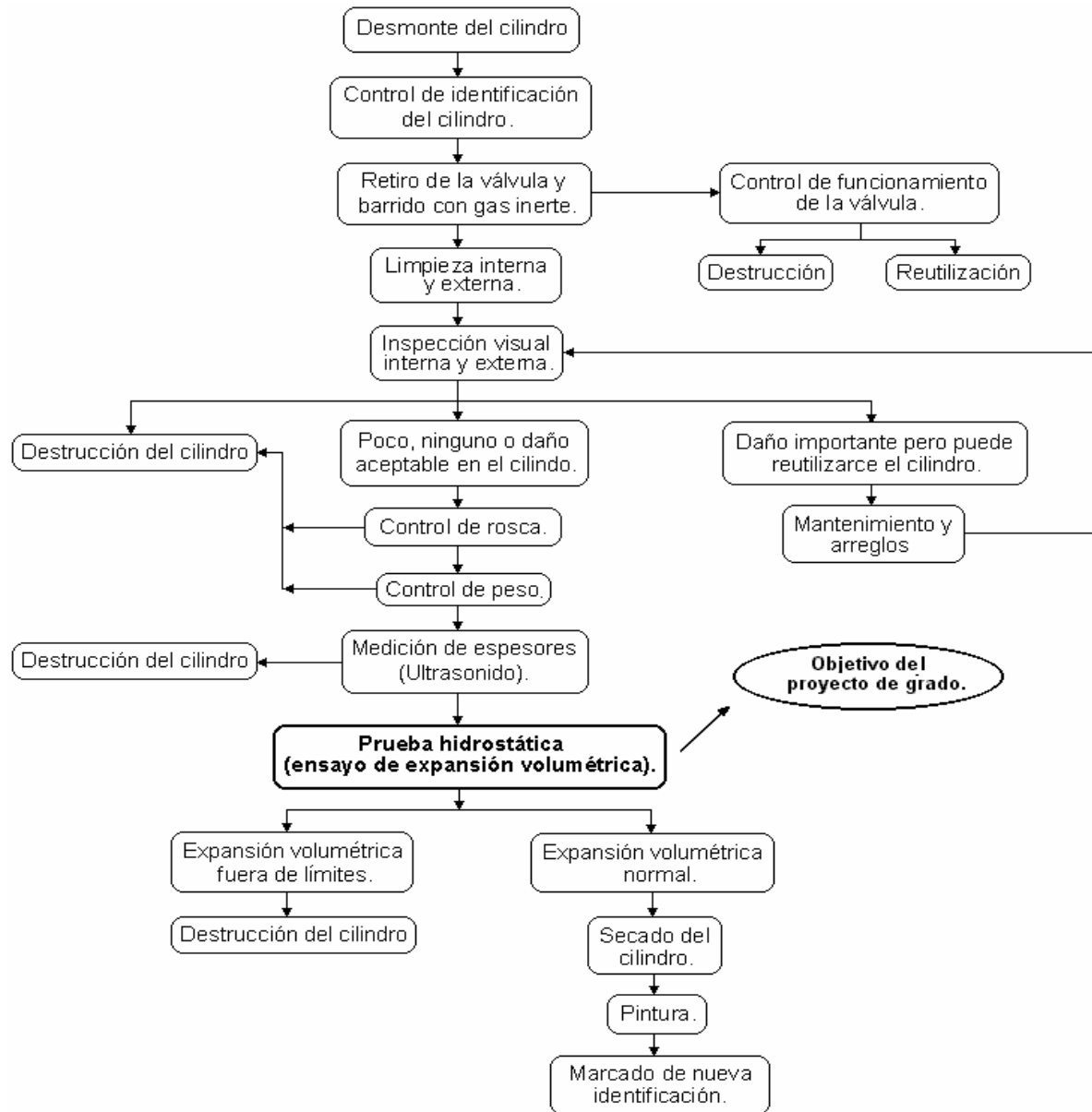
2.2.1 Orden lógico para realización de los controles. Después de definida la necesidad de desmonte del cilindro se debe realizar el procedimiento que se muestra en la figura 3.

De los ensayos y controles citados en la figura 3, los más importantes en cuanto a implementar se refiere son la inspección visual interna, la medición de espesor por ultrasonido y el ensayo de expansión volumétrica, este último representa el de mayor importancia debido a la elevada presión y precisión con la que se debe desarrollar el ensayo.

2.2.2 Prueba hidrostática. Una prueba hidrostática consiste en aplicar a un recipiente una determinada presión estática (sin movimiento del fluido presurizado), mediante el uso de un fluido que por lo general es agua, en otros casos particulares en los que no sea recomendable emplear agua, como actuadores hidráulicos y sus accesorios, se usa aceite.

Esta prueba se aplica al interior de recipientes como en el caso de Cilindros, tubería, actuadores, accesorios, etc., y así mismo al exterior de recipientes como en submarinos, ductos sumergidos o enterrados, relojes, cámaras, humanos, etc., dependiendo de su aplicación se encuentra una gama de presiones que van desde la ambiental asta elevados niveles como 15.000 PSI.

Figura 3. Ensayos para la certificación de cilindros de GNV.



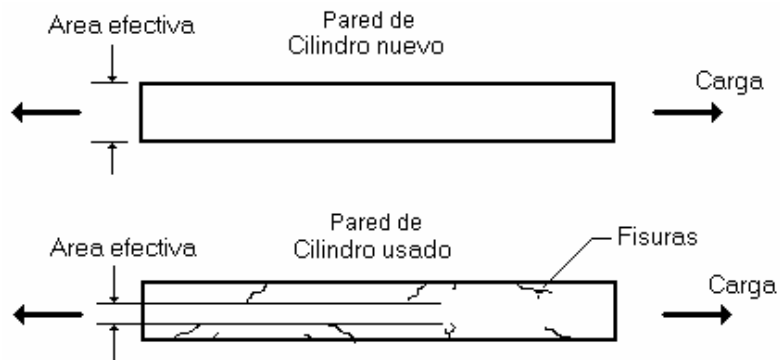
➤ Objetivo de una prueba hidrostática. Las dos principales aplicaciones de una prueba hidrostática son la verificación práctica de la hermeticidad (fugas), y la resistencia mecánica de un recipiente en general, es decir, cilindros, compartimentos, estuches, cabinas, etc.

➤ Ensayo de expansión volumétrica. Existe otra aplicación que es utilizada en cilindros que almacenan gas a elevada presión de servicio (hasta 5000 PSI), y su objetivo es realizar un seguimiento indirecto del estado de fatiga del o los materiales del cilindro, esta prueba consiste en aplicar una elevada presión de agua para medir la deformación volumétrica total del cilindro, luego se elimina la presión y se mide la deformación volumétrica permanente.

Para que el cilindro se considere en buen estado, el porcentaje de la deformación volumétrica permanente con respecto a la deformación total, debe ser menor al límite permitido bajo norma.

➤ Fundamento del ensayo de expansión volumétrica. Este ensayo se diferencia de las demás pruebas hidrostáticas (fugas y reventamiento), porque busca realizar un seguimiento en forma indirecta del estado de fatiga del material del cilindro, es decir, con el tiempo y el servicio (ciclos de llenado y vaciado), en el cilindro se van formando grietas que crecen hasta causar fugas peligrosas o en algunos casos (casi nunca), la falla del cilindro.

Figura 4. Reducción del área de resistencia por microfisuras.



Las grietas tienen su origen en pequeños puntos de discontinuidad ya sea en la superficie o en el interior del material, causando que los esfuerzos sean concentrados en las zonas próximas circundantes a la discontinuidad, los puntos de discontinuidad son originados por cambios bruscos en la geometría de la pieza

como los bordes, esquinas, ángulos, agujeros, acabado superficial etc., así como por defectos propios del material debido a inclusiones, no homogeneidad, cavidades internas, etc.

2.3 EXIGENCIAS IMPUESTAS AL BANCO PARA ENSAYO DE EXPANSIÓN

Bajo norma los cilindros para servicio de alta presión (sin costura), son ensayados a una presión 1,5 veces la presión máxima de servicio empleándose agua como fluido de trabajo, tanto para la medición de volumen como para la aplicación de presión.

2.3.1 Exigencias en cuanto a presión. Todos los cilindros a probar (en este equipo), tienen una presión máxima de servicio de 200 Bar (3000 Psi), por lo tanto el ensayo de expansión se realiza a una presión de 300 Bar (4500 Psi), esta presión debe ser alcanzada suavemente evitando pulsos y a una rata máxima de 120 Psi/s, por otro lado, al manómetro para medir dicha presión se le exige tener una precisión del 1%, en el intervalo del 80% al 120% de la presión de ensayo, es decir, entre 3600 y 5400 PSI.

2.3.2 Exigencias en cuanto a dilatación volumétrica. Debe realizarse las lecturas de dilatación volumétrica total, elástica y permanente, con una precisión de 0,1 cm^3 , dentro de un rango de 0 a 1000 cm^3 , el método a utilizar según el CGA Pamphlet C-1 es el de camisa o chaqueta de agua.

2.3.3 Exigencias en cuanto al peso del cilindro. La masa de los cilindros estándar utilizados en GNV (sin tomar en cuenta los cilindros especificados para estación fija), se encuentran por debajo de 150 Kg., como esta prueba busca determinar si el cilindro a perdido espesor en sus paredes, la medición de la masa debe realizarse con una precisión de 1 gr, por escala.

La medición del peso de un cilindro y demás pruebas se realizan antes del ensayo de expansión volumétrica ya que solo se ensayan cilindros que hayan cumplido y pasado satisfactoriamente todas la pruebas.

2.3.4 Condición de aceptación o rechazo de cilindros. El parámetro por el cual se define si un cilindro puede emplearse en servicio es el porcentaje de dilatación volumétrica permanente referido a la deformación volumétrica total:

$$\%DVP = \frac{DVP}{DVT} \times 100;$$

Donde:

$\%DVP$ = Porcentaje de deformación volumétrica permanente.

DVP = Deformación volumétrica permanente.

DVT = Deformación volumétrica total.

Para cilindros del tipo 1, si el $\%DVP$ es mayor o igual a 10%, el cilindro no es reutilizable y debe destruirse.

Para cilindros del tipo 2, 3 y 4 si el $\%DVP$ es mayor o igual a 5%, el cilindro no es reutilizable y debe destruirse.

3. DESARROLLO DEL BANCO PARA ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA.

El presente capítulo describe el porque de la necesidad de estos bancos y define a rasgos generales los mecanismos o partes básicas que constituyen el equipo, exponiendo las soluciones que están de acuerdo con las exigencias de desempeño dadas por la normatividad.

3.1 FUNDAMENTO PARA EL DESARROLLO DEL BANCO

Actualmente los talleres de conversión requieren del diseño de un equipo de alta confiabilidad, seguro y que cumpla con todos los requisitos impuestos bajo norma considerando que se empleará en la certificación para uso seguro de cilindros utilizados en GNV, los trámites para este fin solo pueden realizarse a largo plazo y depende solamente del taller de conversión interesado.

3.1.1 Justificación para la implementación de estos bancos. La industria del gas en el sector vehicular presenta un crecimiento acelerado y la meta del gobierno es la masificación del consumo, en la medida en que se avance en esta materia, los talleres de conversión deberán prestar los servicios de conversión de vehículos y mantenimiento de los equipos de gas así como brindar certificación para el uso seguro de los componentes del kit de gas de entre los cuales se encuentran los cilindros para GNV.

Por ahora no es obligatorio contar con los equipos para tal fin (por su elevado costo e implementación), sin embargo los talleres de conversión deben llegar a tener implementados todos los equipos de ensayo requeridos (Artículo 89, RESOLUCIÓN N° 80582 del 8 de Abril de 1996), para la certificación de los cilindros y demás componentes.

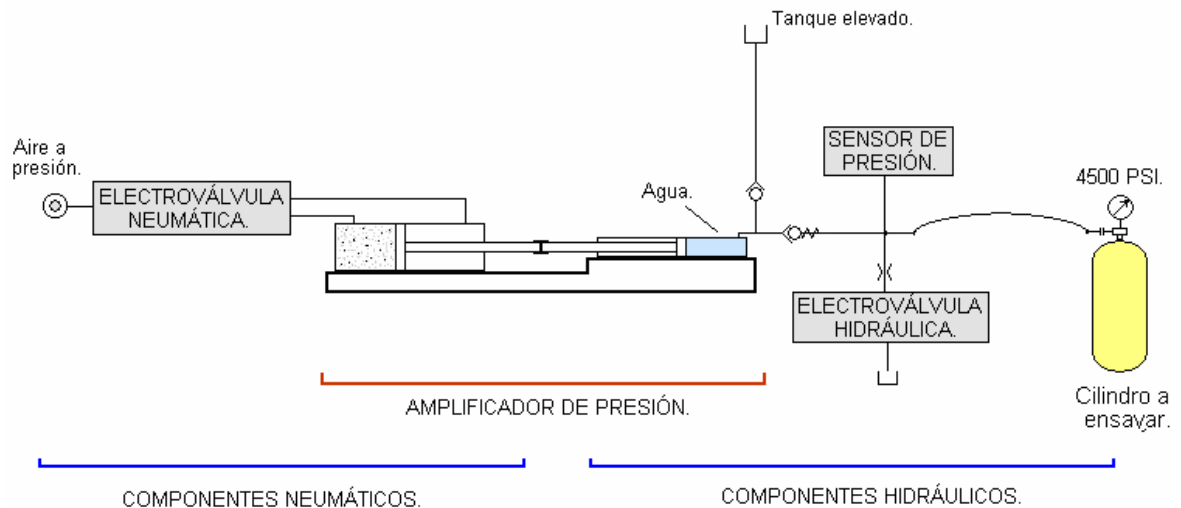
3.2 EL BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA

Es el equipo empleado para hacer seguimiento en servicio de los cilindros de alta presión, para cumplir con su función, esta conformado por unos sistemas básicos encargados de realizar las tareas propias del ensayo:

- 1) El sistema de presión.
- 2) El sistema de medición de dilatación volumétrica.
- 3) El sistema de llenado y vaciado de cilindros.
- 4) Automatización de la máquina.

Los demás sistemas como el envalvulado, movimiento de cilindros, secado y otros, no son propios del equipo y su implementación es independiente al mismo.

Figura 5. Esquema simplificado del sistema de presión.



3.2.1 El sistema de presión. Es el encargado de alcanzar y sostener la presión de prueba de 4500 PSI, transmitiéndola al cilindro a ensayar, se requiere de un sistema sencillo que cumpla con las siguientes características:

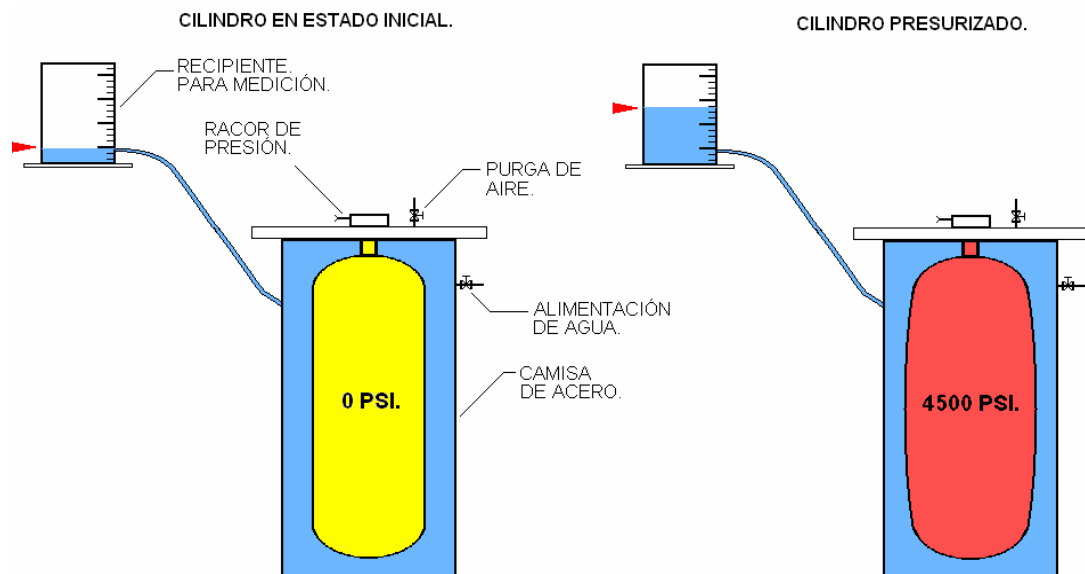
- Fácil operación y desempeño estable.
- Elevación y alivio de presión suave y graduable.
- Operación remota, manual y autónoma del operario.

- Bajo consumo de energía.
- Alta movilidad del equipo.

Solo puede utilizarse agua limpia como fluido ya que se garantiza que no quedará residuos del fluido después del ensayo, en la norma NTC 4828, se prohíbe el uso de aceite y demás fluidos para efectuar el ensayo.

➤ Solución a desarrollar para el sistema de presión. Para cumplir con los requisitos de norma y exigencias del medio, se concluye que la solución es utilizar un amplificador de presión que actúe como bomba recíproca (Figura 5), se emplea aire a presión para accionar el equipo por su alta disponibilidad y bajo costo.

Figura 6. Esquema simplificado del sistema de medición de dilatación.



3.2.2 El sistema de medición de dilatación volumétrica. Es el encargado de realizar la medición precisa y confiable de la dilatación volumétrica total y permanente que sufre el cilindro al ser sometido a presión, permitiendo medir valores de 1000 cm^3 , con una precisión de $0,1 \text{ cm}^3$, por división, debe cumplir con las siguientes características:

- Fácil operación.
- Brindar seguridad (en caso de estallido del cilindro).
- Garantizar precisión y exactitud en la medición.

➤ Solución a desarrollar para el sistema de medición. Bajo norma, debe emplearse el método de chaqueta o camisa de agua, este consiste en ubicar el cilindro al interior de un recipiente metálico lleno con agua y libre de aire en su interior, para la medición se selecciona una balanza electrónica para brindar facilidad y precisión en la toma de datos.

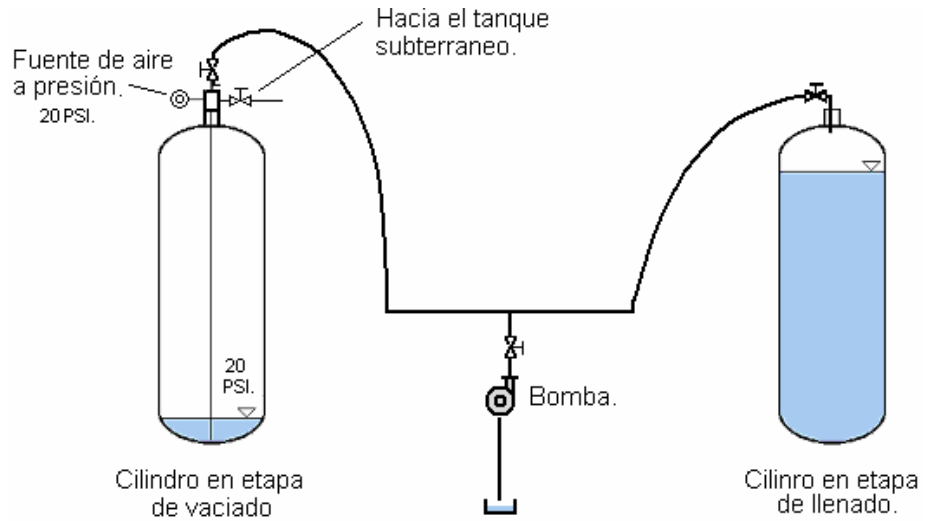
3.2.3 El sistema de llenado y vaciado de cilindros. Es el encargado de llenar los cilindros con agua y prepararlos para el ensayo, así como del vaciado del agua después del ensayo, el mayor volumen de cilindro es de 136 Litros, y se recomienda un tiempo de llenado no mayor a 5 minutos, se requiere que sea:

- Práctico en funcionamiento.
- Rápido llenado y vaciado.
- Económico en costos y energía.
- Poco espacio requerido.

➤ Solución para llenado y vaciado. Se empleará una bomba centrífuga para llenado de cilindros y envío de agua al tanque elevado, para el vaciado y también llenado de cilindros se emplea aire a presión a un valor no superior de 25 PSI, (ver figura 7).

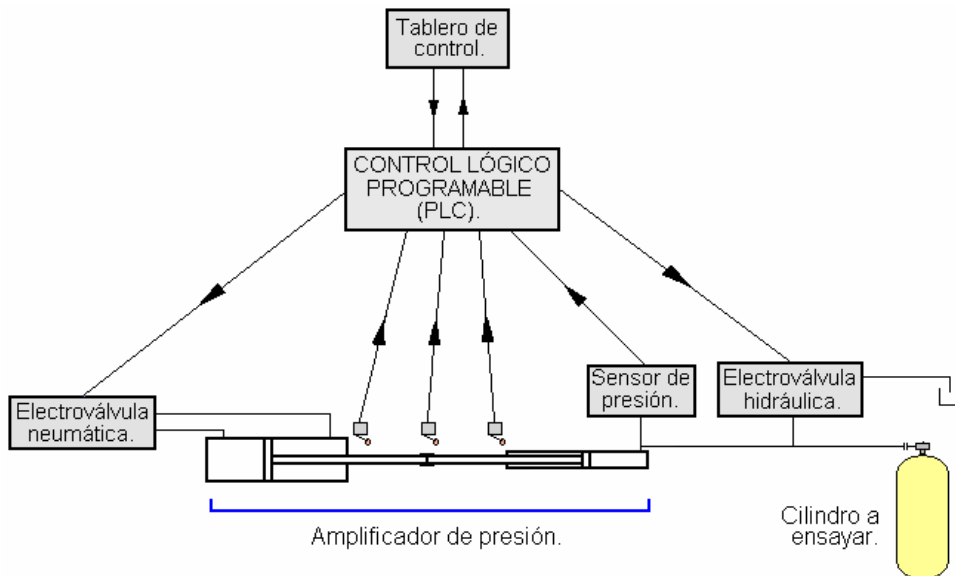
3.2.4 Automatización de la máquina. Es el encargado de garantizar que el desarrollo del ensayo sea siempre el mismo, y no dependa del operario ni de las condiciones emocionales en que se encuentre, el objetivo es el control automático de los parámetros en cuanto a manejo de presión y dar aviso para la toma de mediciones.

Figura 7. Llenado y vaciado de cilindros.



Se emplea un PLC, con un sensor de presión piezoeléctrico como elemento de monitoreo y seguridad así como las correspondientes electroválvulas y elementos de accionamiento.

Figura 8. Esquema simplificado de la automatización.



En lo posible se recomienda comprar las partes o componentes a empresas con experiencia en cada pieza en particular, con esto se asegura la calidad y se

fundamenta el banco ante los entes reguladores como el Bureau Veritas Quality International y la Superintendencia de Industria y Comercio, con el fin de lograr una rápida certificación del equipo para su entrada en funcionamiento.

4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA.

En el presente capítulo se dimensiona, selecciona y presenta las comprobaciones para los componentes que conforman la máquina, el estudio se subdivide en el análisis de los siguientes sistemas:

- 1) Sistema de presión.
- 2) Sistema de medición de dilatación volumétrica.
- 3) Sistema de llenado y vaciado de cilindros.
- 4) Automatización de la máquina.

4.1 SISTEMA DE PRESIÓN.

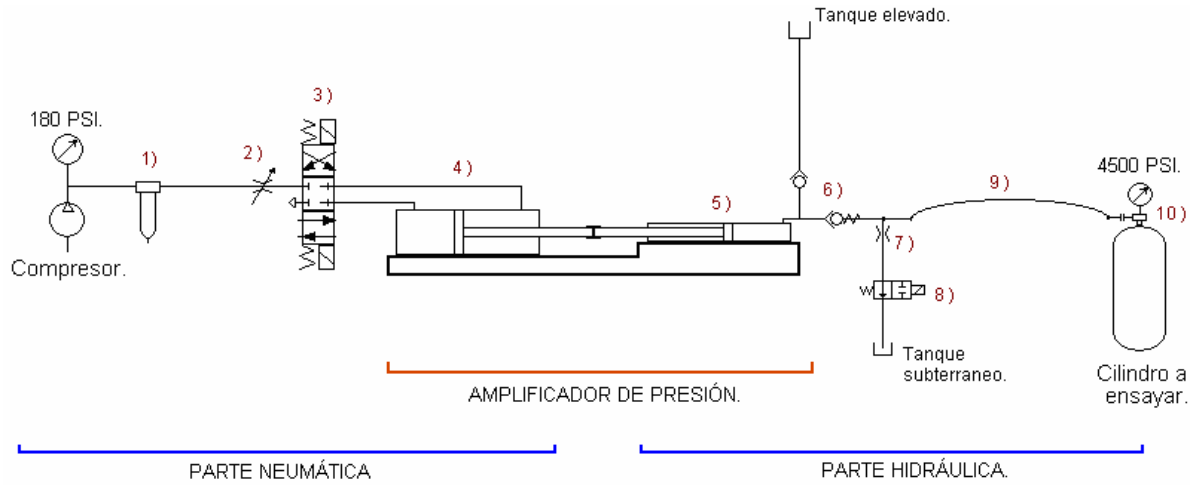
En esencia el sistema es una bomba recíproca (desplazamiento positivo), para suministro de agua a elevada presión y bajo caudal, es accionada por aire a presión y esta conformada por los accesorios para manejo de aire a presión, el amplificador de presión y los accesorios para manejo de alta presión hidráulica.

El diseño y estudio del sistema se enfoca de la siguiente manera:

- 1) Un diseño hidráulico y neumático.
- 2) Un diseño mecánico.
- 3) El montaje de los componentes.

4.1.1 Diseño hidráulico y neumático. Con el fin de cumplir con las exigencias de la norma y las características de desempeño exigidas, se presenta el siguiente esquema del circuito hidráulico para el manejo de presión.

Figura 9. Circuito hidráulico para el sistema de presión.



- | | | |
|----------------------------------|---|------------------------------|
| 1) Filtro de aire. | 5) Actuador hidráulico. | 9) Manguera de alta presión. |
| 2) Válvula reguladora de caudal. | 6) Válvulas antirretorno. | 10) Acople de cilindros. |
| 3) Electroválvula neumática 4/3. | 7) Orificio regulador (Descenso de presión). | |
| 4) Actuador neumático. | 8) Electroválvula hidráulica (alivio de presión). | |

El desarrollo para las dimensiones, selección y análisis de las partes constitutivas se distribuye de la siguiente manera:

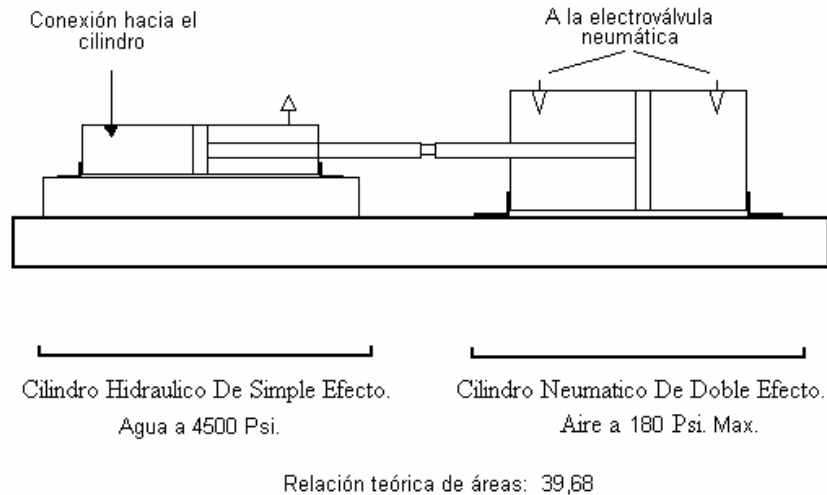
- 1) El amplificador de presión.
- 2) Los componentes para manejo y control de presión.
- 3) Las fuentes de pérdida de presión.
- 4) Dinámica del sistema.
- 5) El alivio de presión.

➤ Amplificador de presión. Es un actuador hidráulico de simple efecto que trabaja como pistón de bombeo conectado con un actuador neumático de doble efecto, este último es el elemento motriz para accionamiento, se especifican los siguientes puntos a considerar para definir el amplificador:

- 1) Relación de amplificación.
- 2) Cálculo del consumo de aire.
- 3) Cálculo del flujo de agua.

4) Presión de aire para accionamiento.

Figura 10. Amplificador de presión.



- Relación de amplificación. La relación de amplificación se define como la relación entre la presión de salida y la presión de entrada:

$$R_{amp} = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} ;$$

Para el caso ideal en el que no se toma en cuenta la fricción, la relación anterior queda de la siguiente forma:

$$R_T = \frac{D_e^2}{D_s^2} ;$$

Donde:

D_e = Diámetro del pistón del actuador de accionamiento (neumático).

D_s = Diámetro del pistón del actuador accionado (hidráulico).

Sin embargo en la práctica debe tenerse en cuenta la fricción en los sellos de pistones y vástagos la cual se expresa como la presión necesaria para vencer la fricción e iniciar el movimiento del vástago sin carga alguna, la relación de

amplificación real define verdaderamente al equipo y es importante expresarla como la relación de presiones entre la presión aplicada a la entrada y la presión entregada a la salida.

La relación de amplificación real para el equipo es:

$$R_R = \frac{P_H}{P_N};$$

La relación matemática entre R_R y R_T esta dada por:

$$R_T = \frac{R_R + \frac{P_{fH}}{P_{fN}}}{1 - \frac{P_{fN}}{P_N}};$$

Para que se inicie el movimiento del amplificación, la condición mínima es:

$$P_N > \frac{P_{fH}}{R_T} + P_{fN};$$

Donde:

R_T = Relación de amplificación teórica.

R_R = Relación de amplificación real.

P_N = Presión neumática aplicada al equipo.

P_H = Presión hidráulica entregada por el equipo.

P_{fN} = Presión de fricción actuador neumático.

P_{fH} = Presión de fricción actuador hidráulico.

- Diámetro de los actuadores. Para buscar el factor de amplificación de presión necesario, se escoge de entre los diámetros estándar el de 160 mm, para el pistón neumático y 25,4 mm, para el hidráulico que es el mínimo disponible para las

características del actuador, con esto se obtiene una relación de amplificación teórica de 39,68 que es necesaria debido a las pérdidas de presión por fricción de sellos y la pérdida de presión dinámica por tubería y accesorios.

La relación real del equipo es de 25,67 bajo consideraciones de P_{fN} y P_{fH} Presentadas más adelante, debe tenerse en cuenta que accesorios como válvulas neumáticas, así como válvulas antirretorno y de alivio hidráulicas, son íntegros (son componentes internos), con el equipo de bombeo de alta presión y no son separados o independientes.

- Carrera de los actuadores. Se escoge pensando en suministrar de un solo movimiento (inyección), el volumen total de dilatación para un cilindro nuevo de 40 litros del tipo 1, véase el numeral 2.1.3, ya que es el más utilizado por la empresa, la deformación es de alrededor de 250 cm^3 , y para cubrirla con amplio margen, se selecciona una carrera de 70 cm, que para un diámetro de 2,54 cm, resulta en un volumen de inyección de 350 cm^3 .
- Cálculo del consumo de aire. Se realiza con base en la condición bajo norma que establece una tasa de elevación de presión de 120 PSI/S , como máximo, según esto al momento de alcanzarse una presión de 4500 PSI, habrá transcurrido un tiempo de 37,5 segundos.

Si se asume que la deformación del cilindro es instantánea⁴ a medida que se aplica presión, puede considerarse que el tiempo de elevación de presión es el mismo tiempo que tarda la bomba en desplazar la cantidad de agua requerida para compensar la dilatación volumétrica, por tanto:

$$t_{EP} = t_{DV};$$

Donde:

⁴ En realidad los materiales presentan un retardo en la deformación con respecto a la carga aplicada, por esta razón es necesario el transcurso de un tiempo mínimo para realizar la lectura de la deformación del cilindro.

t_{EP} = Tiempo de Elevación de Presión.

t_{DV} = Tiempo para llegar a dilatación volumétrica total.

La anterior es una consideración conservadora ya que el t_{DV} es siempre mayor que el t_{EP} , siendo amplia la diferencia para algunos cilindros, sin embargo esta es necesaria debido a la incertidumbre en la respuesta a la deformación para los diferentes materiales y tamaños de cilindros.

Para el cálculo del flujo de aire, se asume que se consume la totalidad de la carrera del actuador, es decir, habrá una dilatación volumétrica de 350 cm^3 , por tanto el volumen de aire necesario para esta condición, es el área del pistón neumático multiplicada por la carrera del mismo, entonces:

$$V_{aire} = A_{PN} C = \frac{\pi}{4} D^2 C ;$$

Donde:

D = Diámetro del pistón neumático.

C = Carrera del pistón neumático.

Como este volumen de aire debe ser desplazado en un tiempo de t_{DV} , se determina que el caudal de aire es el siguiente:

$$\dot{V}_{aire} = \frac{V_{aire}}{t_{DV}} ;$$

$$\dot{V}_{aire} = \frac{\pi D^2 C}{4 t_{DV}} ;$$

De la ecuación anterior se obtiene un caudal de aire de $22,52 \text{ l}/\text{min}$ o $0,7952 \text{ CFM}$ (pies cúbicos por minuto), el cual es un caudal bajo para tomar en cuenta las pérdidas por flujo como se mostrará más adelante.

- Cálculo del flujo de agua. Se realiza teniendo en cuenta la misma consideración hecha para el cálculo del consumo de aire, es decir, se determina para un cilindro hipotético que presentará deformación instantánea con la carga (presión), y a su vez tendrá una dilatación volumétrica total de 350 cm^3 , por tanto el flujo de agua es establecido por la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{V_{DA}}{t_{DV}};$$

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{\pi d^2 C_H}{4 t_{DV}};$$

Donde:

d = Diámetro del pistón del actuador hidráulico.

C_H = Carrera del actuador hidráulico.

De la expresión anterior se obtiene un caudal de $9,5 \text{ cm}^3/\text{s}$, que para las unidades comúnmente utilizadas en hidráulica, equivale a 0,57 LPM (litros por minuto), 0,15 GPM (galones por minuto), este caudal es bastante reducido para dar importancia estricta a las pérdidas por flujo en tubería y accesorios, más adelante se mostrará para un accesorio en particular.

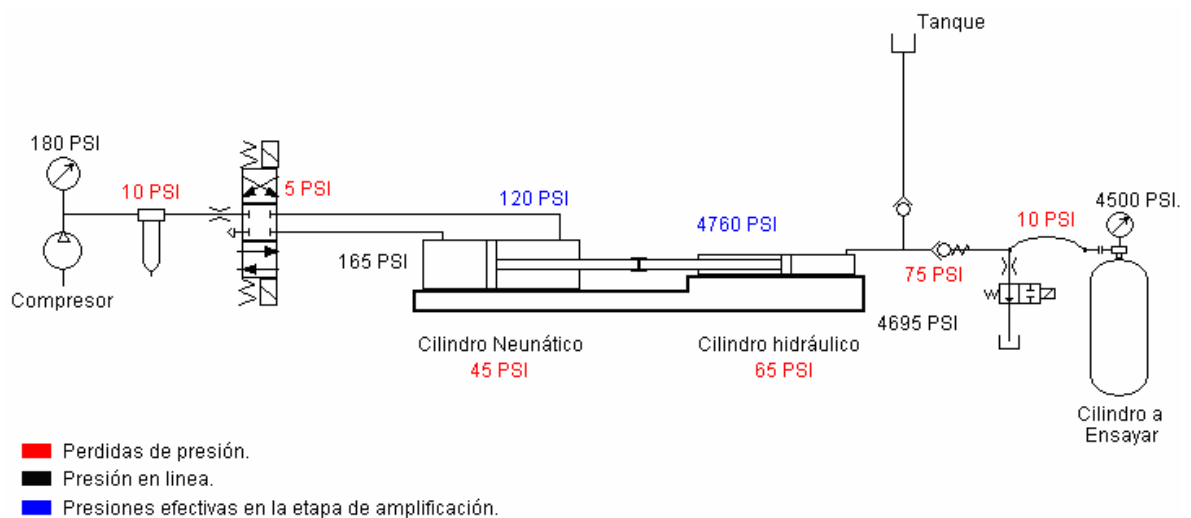
- Presión de aire para accionamiento del sistema de bombeo. Para el cálculo de la presión neumática necesaria para actuar el sistema de bombeo, se debe tener en cuenta el estado de trabajo que tiene mayor requerimiento de presión, este es la etapa de elevación de presión debido a que suman las pérdidas por fricción en sellos y las pérdidas por flujo de agua y aire.

Las demás etapas como el sostenimiento y alivio de presión no presentan requerimientos altos de energía debido a que en ellas no se actúa contra las pérdidas por fricción ni por flujo.

La presión para accionamiento del amplificador de presión, es de solo 160 PSI, sin embargo debe tenerse en cuenta las pérdidas de presión hidráulicas, neumáticas y un pequeño margen de sobre presión, bajo consideraciones presentadas a continuación, se determina una presión de 180 PSI máxima, para accionamiento del sistema.

➤ Fuentes de pérdida de presión. Las fuentes de pérdida para esta aplicación se encuentran en la fricción estática, dinámica y en tubería y accesorios, estas dos ultimas son de difícil estimación, sin embargo, el caudal es muy reducido, y por tanto son casi despreciables o de poca importancia.

Figura 11. Pérdidas máximas de presión en la etapa de elevación.



El anterior diagrama de pérdidas se establece considerando un prolongado tiempo de uso del equipo (especialmente para el filtro), y suministrando un margen de sobrepresión de 110 PSI, en el lado hidráulico, para estas condiciones se requiere de un compresor que como máximo pueda entregar una presión de 180 PSI, sin embargo un compresor de 160 PSI puede mover y hacer funcionar el equipo en condiciones nuevas o de optimo mantenimiento.

- Pérdidas en el lado neumático. Las pérdidas de importancia en el lado neumático son debido a la fricción por los sellos del actuador, en el filtro de aire, en la electroválvula y por flujo, el fabricante confirma que se necesita de 45 PSI, para iniciar el movimiento del vástago sin carga (Vencer la fricción), a su vez el proveedor del filtro de aire, especifica una caída de presión para uso prolongado de 10 Psi, las pérdidas por flujo en tubería y en la electroválvula son despreciables (menor que 1 PSI), por el bajo caudal de aire que se maneja y por la dinámica del sistema, sin embargo se asume un valor conservador de 5 PSI.

- Pérdidas en el lado hidráulico. Las pérdidas en el lado hidráulico son debido a 45 PSI por fricción en sellos, 75 PSI por válvula antirretorno y en tubería y accesorios se asume un valor conservador de 10 PSI.

➤ Componentes seleccionados para manejo y control de presión. A continuación se listan y mencionan las características solo de los principales accesorios seleccionados, posteriormente se especificaran los accesorios que deben ser fabricados junto con sus características, la selección de divide y presenta de la siguiente manera:

- 1) Principales componentes hidráulicos.
- 2) Principales componentes neumáticos.

- Principales componentes hidráulicos. Consiste en los componentes hidráulicos que no son prácticos ni económicos de fabricar y que están disponibles en el mercado a bajo precio, alta confiabilidad y garantía.

- Actuador hidráulico. Teniendo en cuenta que los costos son demasiado altos para materiales resistentes al agua (acero inoxidable, aluminio y acero cromado), y presiones elevadas, se decide por la utilización del cilindro o actuador con las siguientes especificaciones:

Diámetro: 25,4 mm (1”).

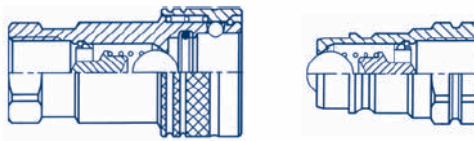
Carrera: 700 mm.

Servicio: de simple efecto, actuando a la salida.

Material: Acero SAE 1045,

- Acople rápido. Para conectar el sistema de presión al cilindro se debe utilizar un enchufe rápido, tanto este como la tubería, se especifican para ¼”.

Figura 12. Acople rápido.



Se utiliza el de tipo bola debido a su mejor desempeño para el sellado, el macho debe ir conectado a la tapa y la hembra a la tubería flexible.

- Tubería flexible. Debido al bajo caudal y alta presión, la mejor opción es utilizar tubería de ¼”, con doble enmallado metálico, para presión de trabajo de 400 Bar (6000 PSI), por otro lado, para alta presión resulta económico la utilización de tubería de bajo diámetro, se requiere aproximadamente entre 1,5 y 2 metros.

- Válvulas antirretorno. Se utilizan dos válvulas antirretorno de 3/8” para montaje en línea sin embargo una de ellas debe estar calibrada (el resorte), para 70 PSI en la apertura y es montada en la línea de descarga de alta presión, la otra válvula debe calibrarse para una presión no mayor a 5 PSI, con el fin de garantizar su apertura en la etapa de succión.

- Electroválvula para alivio de presión. Para el alivio de presión se debe utilizar una electroválvula que pueda soportar 5000 PSI o más y estar provista o proveerle de un agujero ubicado antes del obturador con el fin de evitar que la caída de presión se de en el obturador causando desgaste acelerado del mismo.

El pequeño orificio también evita golpes de ariete y ratas de descenso de presión indeseables para el ensayo.

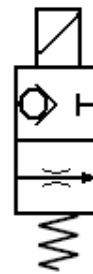
Se selecciona la válvula de la marca Alemana HAWE HYDRAULIK, con especificación EM11DS, que brinda las siguientes características:

- Válvula 2/2 (2 vías, 2 posiciones).
- Normalmente abierta.
- Presión de operación: 450 Bar.

Figura 13. Electroválvula de alta presión.



Esquema.



- Caudal máximo: 1 LPM (Litro Por Minuto).
- Actuada directamente por solenoide.
- Puertos de ¼" rosca BSPP (G ¼").

El proveedor más cercano se encuentra en España, para consultar proveedor y características de la válvula HAWE, remítase al anexo C.

- Principales componentes neumáticos. Consisten en los componentes que no son viables de fabricar y que se encuentran en el mercado fácilmente y bajo garantía de funcionamiento.

- Actuator neumático. Para el actuator neumático se escoge el tamaño estándar con las siguientes consideraciones:

Diámetro del pistón: 160 mm.

Carrera: 700 mm.

Servicio: Doble efecto.

Material: Aluminio según norma de fabricación ISO 6431.

Detalles: Con amortiguación y sin imán, sellos autolubricantes.

Datos de servicio:

Fluido: aire filtrado y preferiblemente lubricado.

Presión máx: 180 PSI.

Temperatura: entre -5 y 70 °C.

- Válvula reguladora de caudal. Se encuentra que una válvula de globo de ½", comúnmente utilizada para agua, ofrece excelente control del flujo y resulta apropiada para la fijación del caudal de aire, las ventajas son nulo mantenimiento, bajo costo, fácil adquisición y recambio.

Figura 14. Válvula de bola para regular caudal de aire.



- Válvula para control direccional de flujo. Debido al elevado costo de una válvula proporcional, se opta por la utilización de una válvula 4/2 y estados on/off para control direccional junto con la válvula de globo mencionada en el parágrafo anterior.

De acuerdo con el catalogo de la marca Norteamericana de neumática Numatics se selecciona la válvula con referencia L01 SS 6 59 4 0 11B 60, la cual indica las siguientes características:

Tamaño del puerto: 1/8".

Accionamiento: por solenoide y retorno por muelle.

Función: 4 vías y 3 posiciones con centro cerrado.

Montaje: para montaje en línea sin control de velocidad.

Cableado: conector para solenoide DC.

Voltaje: 12/24 Voltios DC.

Potencia: 6 vatios.

Figura 15. Electroválvula neumática para control direccional.



Datos técnicos:

Presión máxima: 180 PSI.

Capacidad de flujo: 9,3 CFM para un salto de 80 PSI.

Temperatura de servicio: entre -23 °C a 46 °C.

- Selección del filtro de aire. Se filtra el aire con el objetivo de proteger la electroválvula y el actuador neumático, se escoge el filtro bajo referencia F22B-04 marca numatics con las siguientes características:

Tamaño de la conexión: ½" NPT.

Servicio: para separar agua líquida, óxido, escamas y desperdicios.

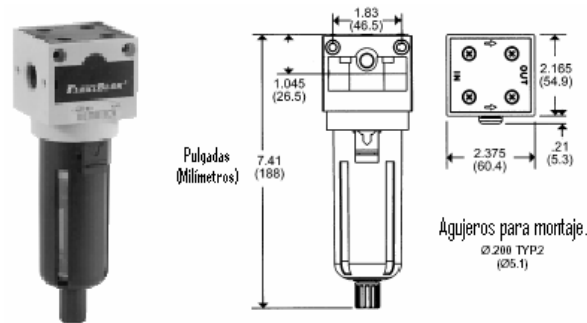
Purga: manual.

Tamaño de filtrado: 5 micras.

La curva de desempeño para este accesorio muestra que para un caudal de 0,8 CFM se presenta una caída de presión inferior a 0,1 PSI, sin embargo para

considerar el aumento en la caída de presión con el tiempo de uso del filtro, se asume una pérdida de 10 PSI, el filtro no forma parte integral del sistema de bombeo y no se instala al interior del mismo.

Figura 16. Filtro de aire.



- Compresor para accionamiento. Es importante tener presente que en los ensayos de certificación para uso seguro de cilindros para GNV, se presentan varias necesidades de aire comprimido, como por ejemplo el secado, y pintura del cilindro, así como en procesos que necesiten fuerza neumática como el banco, el envalvulado del cilindro, etc. esto según el diseño a realizar.

- Presión del compresor. Utilizando un compresor de 180 PSI, se tendrá 120 PSI, para actuar sobre el pistón neumático, con la relación de amplificación de 39,68 se obtiene 4760 PSI, pero se ven reducidos en 150 PSI por pérdidas, quedando 4610 PSI, con un margen de sobre presión de 110 PSI, para incertidumbre.

- Selección del compresor. Para cumplir con los requerimientos del banco para ensayos y las demandas extras de aire comprimido, se selecciona el compresor⁵ con las siguientes características:

Cabezote:

Industrial Marca: UNO-AIR.

⁵ Para proveedor, consultar el anexo C.

Configuración: 2 pistones en V, polea con aspas de refrigeración, tubería con aletas de refrigeración.

Material: Hierro fundido.

Presión: 200 PSI.

Caudal: 265 $\frac{L}{\text{min}}$ (9,4 CFM).

Motor:

Marca: Eléctricas Motors.

Potencia: 2 HP.

Tensión de alimentación: 110 V y 220 V.

Tanque:

Capacidad: 132 Litros (35 galones).

Accesorios:

Automático de 250 PSI con válvula de alivio.

Válvula de seguridad: $\frac{1}{2}$ " NPT de 200 PSI.

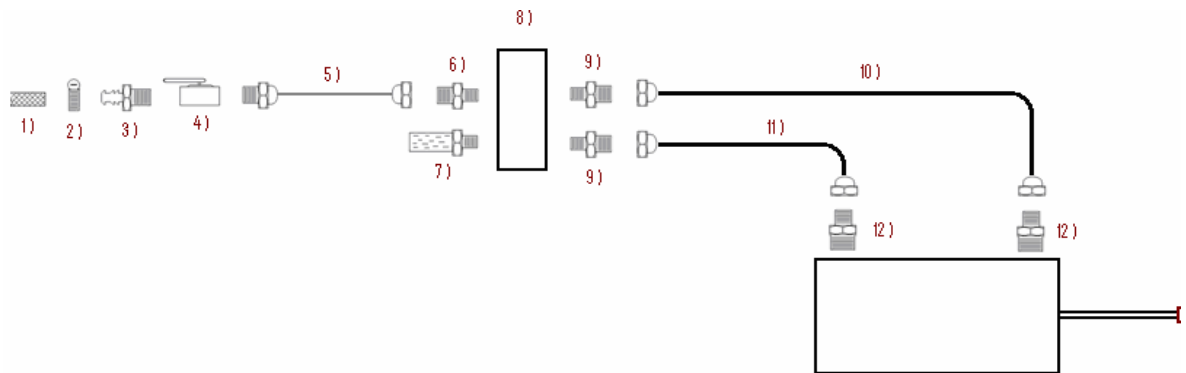
Manómetro: $\frac{1}{4}$ " NPT para 250 PSI.

- Tubería y accesorios. Se debe utilizar tubería de $\frac{1}{4}$ " con el fin de reducir al máximo las pérdidas principalmente si se instala la red neumática, en la siguiente figura se presenta el esquema de los accesorios necesarios para la parte neumática integra del sistema de presión.

El listado de los accesorios neumáticos es:

- 1) Manguera plástica de $\frac{1}{4}$ ".
- 2) Abrazadera de $\frac{1}{4}$ ".
- 3) Conector para manguera de $\frac{1}{4}$ " NPT.
- 4) Válvula de bola de $\frac{1}{4}$ " acero inoxidable.
- 5) Manguera neumática de $\frac{1}{4}$ " con 1 solo terminales macho y hembra, longitud de 25 cm.

Figura 17. Accesorios neumáticos.

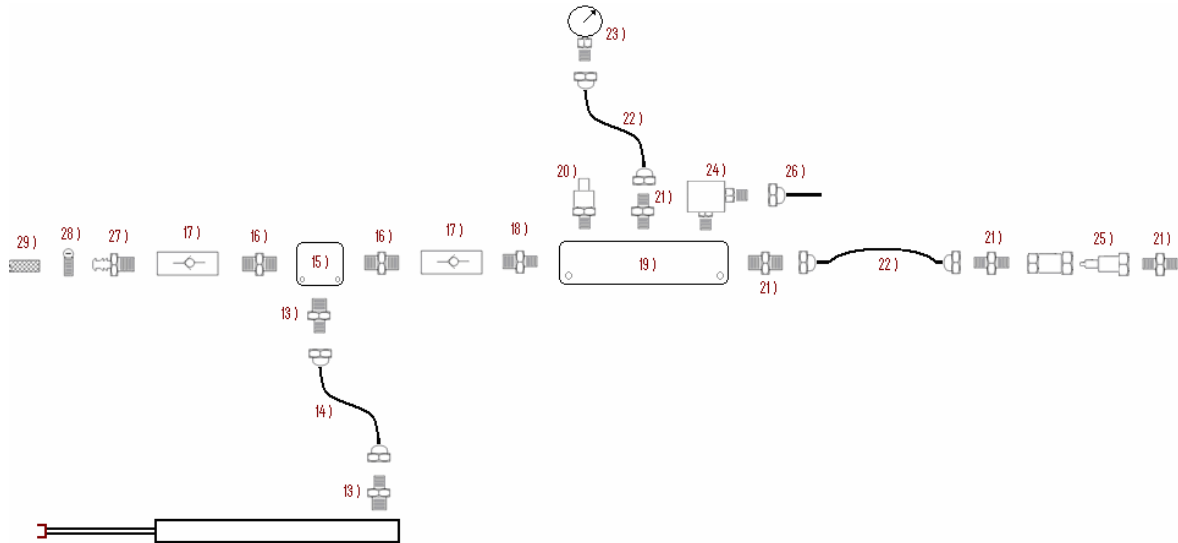


- 6) Reducción macho de 1/4" – 1/8".
- 7) Silenciador de malla, puerto de 1/8".
- 8) Electroválvula neumática 4/3, on/off y puertos de 1/8".
- 9) Reducción macho de 1/4" – 1/8", son 3 en total.
- 10) Manguera neumática de 1/4", conectores hembra de 1/4", longitud de 1,5 metros.
- 11) Manguera neumática de 1/4", conectores hembra de 1/4", longitud de 0,47 metros.
- 12) reducción de 3/4" – 1/4" NPT, son 2 en total.

El listado de accesorios necesarios para la parte hidráulica es:

- 13) Reducción macho de 3/8" – 1/4", para 5000 PSI.
- 14) Manguera hidráulica de 1/4" para 6000 PSI. 0,55 metros.
- 15) Distribuidor de 3/8" y 3 vías para 700 Bar.
- 16) Empalme de 3/8" 5000 PSI.
- 17) Válvula antirretorno de 3/8", montaje en línea, son 2 en total.
- 18) Reducción macho de 3/8" – 1/4", para 5000 PSI.
- 19) Distribuidor de 1/4" y 5 vías para 700 Bar.
- 20) Sensor de presión piezoeléctrico conector de 1/4". Rango de 0 – 5000 PSI.
- 21) Empalme de 1/4" NPT macho.
- 22) Manguera hidráulica de 1/4", 6000 PSI, acoplada, 2,5 metros.

Figura 18. Accesorios Hidráulicos.

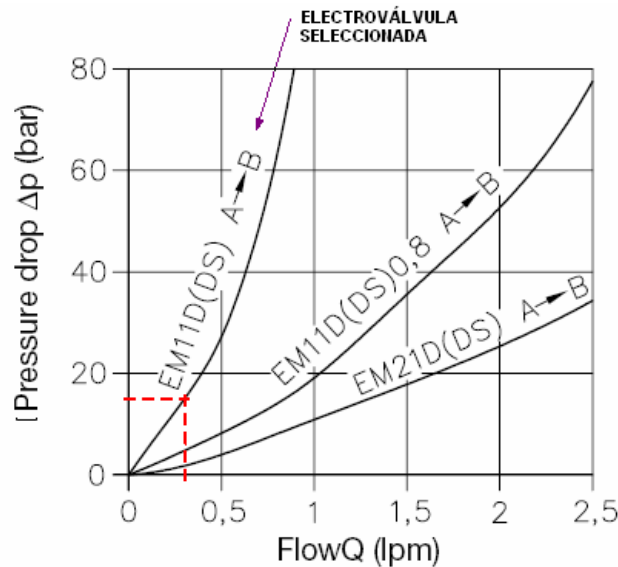


- 23) Manómetro de carátula 2" puerto de 1/4" NPT, rango 0 – 6000 PSI.
- 24) Electroválvula hidráulica de alta presión puertos G1/4", con un empalme de G1/4"- 1/4" NPT.
- 25) Racor rápido de 1/4".
- 26) Manguera de baja presión de 1/4", para agua, 2 metros.
- 27) Conector para manguera de 1/4".
- 28) Abrazadera de 1/4".
- 29) Manguera de 1/4" para agua, 2 metros.

➤ Descenso o alivio de presión. Después de transcurrido un minuto sosteniendo una presión de 4500 PSI, se procede a despresurizar el cilindro, esta etapa debe realizarse con el mayor cuidado posible para evitar originar un golpe de ariete (onda de presión), que pueda dañar los componentes.

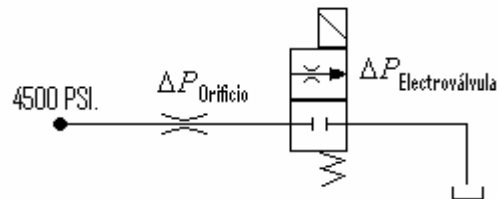
No puede permitirse una caída de presión de 4500 PSI, a través de la electroválvula, por que el obturador y el asiento de la válvula sufren un elevado desgaste y deterioro producto de la alta velocidad y picado por la inminente presencia de cavitación aguas abajo del obturador.

Figura 19. Curva de caída de presión versus caudal de la electroválvula hidráulica.



La solución consiste en instalar un pequeño orificio aguas arriba de la electroválvula y calcularlo para que produzca la mayor caída de presión a través del mismo.

Figura 20. Orificio de caída de presión.



El caudal máximo se presenta al iniciar la apertura de la electroválvula y para esta condición se determina un caudal de tan solo la mitad del de ascenso, es decir, 0,28 LPM, observando en la figura 19, se obtiene una caída de presión de 15 Bar (225 PSI), entonces la caída de presión en el orificio es:

$$\Delta P_{\text{orificio}} = 4280 \text{ PSI}$$

La relación entre caída de presión diámetro y caudal es:

$$Q_d = \alpha \frac{\pi}{4} d_o^2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}};$$

Donde:

Q_d = Caudal a través del orificio.

α = Coeficiente de flujo (aprox. 0,78)

d_o = Diámetro del agujero.

ΔP = Caída de presión a través del agujero.

ρ = Densidad del fluido (1000 Kg/m^3 , para agua).

Al despejar el diámetro y remplazar para $Q_d = 4,67e^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (0.28 LPM) y $\Delta P = 28,5$ MPa (4280 PSI), se obtiene un diámetro de:

$$d_o = 0,179 \text{ mm.}$$

➤ Dinámica del sistema de bombeo. La dinámica del sistema puede considerarse como cuasi-estática ya que debido al bajo caudal, se esperan pequeños movimientos con suaves pulsaciones causadas por la transición entre fricción estática y dinámica así como por la compresibilidad del fluido motor, especialmente al iniciar el movimiento.

4.1.2 Diseño Mecánico del sistema de bombeo. Consiste en el dimensionamiento y comprobación tanto de resistencia como de deformación para los elementos que no sean seleccionados y deban ser fabricados, es importante garantizar que las deformaciones sean bastante reducidas debido a que pueden originar un deterioro acelerado o la falla de la bomba amplificadora.

Se realiza el dimensionamiento y análisis presentados a continuación:

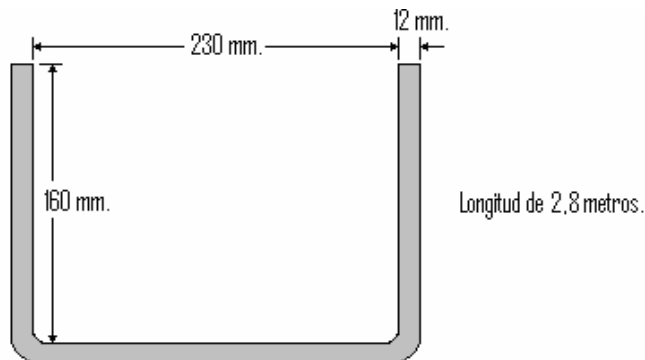
- 1) Dimensiones de la viga soporte para el sistema de bombeo.
- 2) Análisis de esfuerzos para la viga soporte.
- 3) Análisis de deformaciones para la viga soporte.

- 4) Análisis de pandeo del vástago del actuador hidráulico.
- 5) Orificio regulador de alivio de presión.
- 6) Acople de vástagos de los actuadores.

➤ Viga soporte para el sistema de bombeo. La característica más importante para definir el tamaño forma y dimensiones de la viga, fue el de suministrar la suficiente rigidez a la estructura para que con la carga de 1700 Kg, en los vástagos no se produzcan deflexiones de importancia que causen un desalineamiento de los vástagos y por tanto se produzca un desgaste acelerado de los sellos producto de la sobrecarga, además de aumentar el riesgo de pandeo del vástago hidráulico que es el elemento crítico.

Para este soporte se especifica el uso de un perfil en C, con un espesor de 12 mm y medidas internas de 230 mm, de alma y 160 mm, de ala con una longitud de 2,8 mts, estas dimensiones no son estándar así que se obtuvo a partir del doblado de lámina de acero ASTM A 36 rolado en caliente (Hot Roller), más conocido como HR.

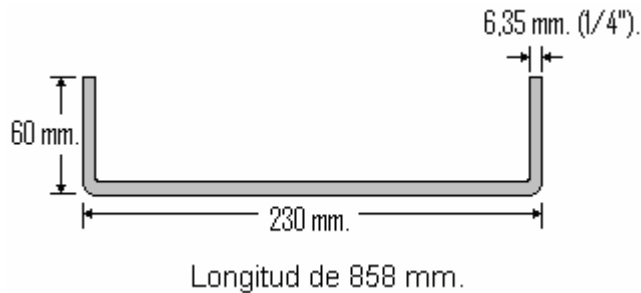
Figura 21. Dimensiones del perfil de la viga de soporte.



Sumado al anterior elemento, se requiere de una plataforma de soporte para el cilindro hidráulico, la cual ajusta la altura de este para la alineación con el actuador neumático.

Esta plataforma debe encajar perfectamente en la viga de soporte y proveer la suficiente resistencia, aquí no es crítica la exigencia de rigidez por esto se determina las dimensiones para el elemento mostradas en la siguiente figura.

Figura 22. Dimensiones del perfil para soporte del actuador hidráulico.



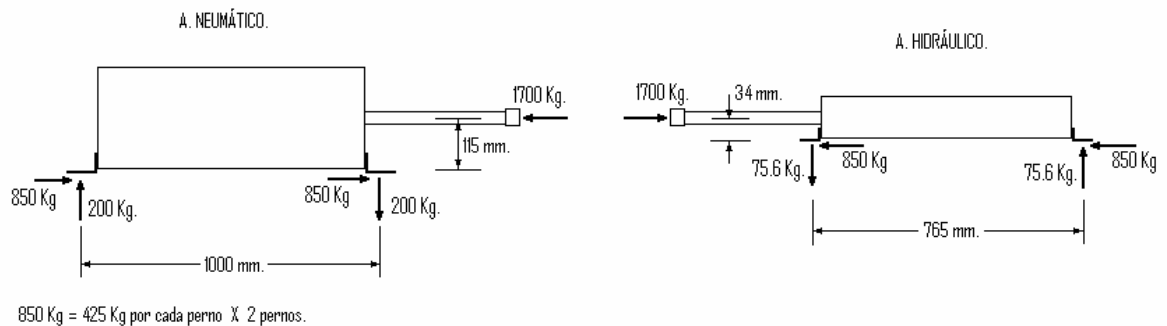
El conjunto de los anteriores elementos bajo carga se estudia por el método de elementos finitos mediante el software COSMOS Design Star 3.0, presentando los resultados para su evaluación.

Debe tenerse presente que aunque esta es una herramienta muy potente de análisis, es conveniente confrontar los resultados obtenidos mediante un cálculo analítico en la sección crítica, no todas las condiciones reales de un sistema podrán ser simuladas mediante software básicos de elementos finitos por lo que se requerirá de aproximación y comprobación.

➤ Análisis de esfuerzos para la viga soporte. Se asume que la carga es aplicada de forma puntual, los pies de los actuadores no transmiten momentos y la fuerza transmitida horizontal se distribuye equitativamente para los dos pies y a su vez para los dos pernos de cada pie.

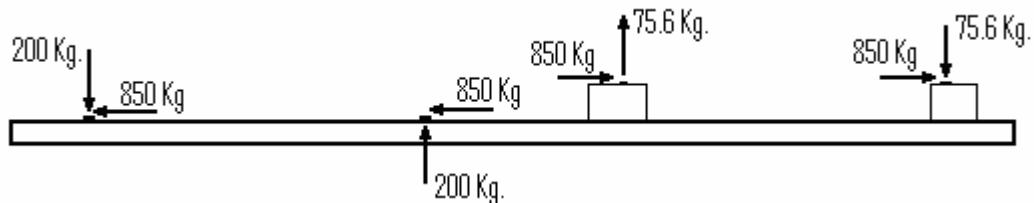
La fuerza transmitida por los vástagos de los actuadores es alrededor de 1700 Kg, por lo que la fuerza aplicada a cada perno es de 425 Kg.

Figura 23. Fuerzas externas en los actuadores.



A cada acción existe una reacción por lo que el diagrama de fuerzas sobre la viga queda de la siguiente forma:

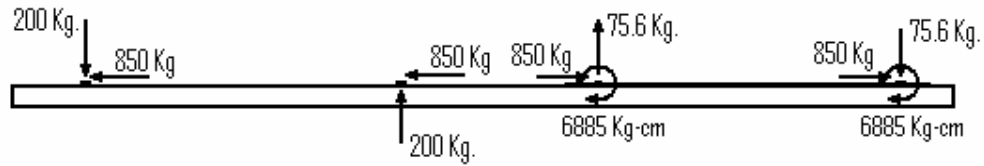
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre para la viga de soporte.



Debe tenerse en cuenta que en la viga no existen reacciones con el medio exterior más que para sostener el peso propio del conjunto, como la plataforma de soporte del actuador hidráulico se encuentra adherida a la viga, se refiere las fuerzas aplicadas sobre esta, al mismo plano de aplicación de las fuerzas del actuador neumático, esta simplificación es útil debido a la complejidad por el ensamble y cambio de sección.

La fuerza distribuida del peso del conjunto no se toma en cuenta debido a su bajo valor que es de $0,54 \text{ Kg/cm}$, el efecto de esta es una pequeña disminución en la deflexión y en el esfuerzo por lo que al despreciarla se simplifica el cálculo y se trabaja conservadoramente.

Figura 25. Fuerzas y momentos sobre la viga soporte.



De los resultados del diagrama⁶ de cortante y momento así como del desarrollo de las ecuaciones de deformación, se obtienen los siguientes resultados:

Momento máximo: 20000 Kg-cm.

Cortante Máximo: 200 Kg.

El esfuerzo de tensión por flexión es mayor que el de compresión y esta dado por:

$$\sigma_f = \frac{MC}{I};$$

Donde:

σ_f = Esfuerzo normal por flexión.

M = Momento flector en la sección.

C = Distancia más lejana al eje neutro.

I = Momento de inercia de la sección.

Evaluando para:

$M = 20000$ Kg-cm.

$C = 11,8$ cm.

$I = 2079,6$ cm⁴.

Se obtiene un esfuerzo de $114 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$; causado por el momento flector, a este se le debe sumar el esfuerzo normal producido por la carga axial:

⁶ Para consulta de los diagramas, ecuaciones y resultados remítase al anexo E.

$$\sigma = \frac{F}{A_s};$$

Donde:

σ = Esfuerzo normal producto de la tensión.

F = Fuerza axial de tensión en la zona media de la viga.

A_s = Área de la sección transversal de la viga.

Evaluando para:

$F = 1700 \text{ Kg.}$

$A_s = 68,88 \text{ cm}^2.$

De la anterior expresión se obtiene un esfuerzo normal por tensión de 25 Kg/cm^2 , y el esfuerzo normal total esta dado por:

$$\sigma_T = \sigma_f + \sigma ;$$

Resultando en un esfuerzo de 139 Kg/cm^2 , el acero utilizado es un ASTM A 36, con resistencia a tensión de 3600 Kg/cm^2 y límite elástico de 2300 Kg/cm^2 , considerando el esfuerzo permisible como:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{N};$$

Por consiguiente el factor de seguridad es de $N = 16$, no se toma en consideración el esfuerzo por cortante directo debido a su reducido valor.

➤ Análisis de deformaciones para la viga. Mediante el desarrollo y solución de las ecuaciones⁷ que expresan el cortante, momento, ángulo de giro y flecha como función de una coordenada x a lo largo de la viga, se obtiene.

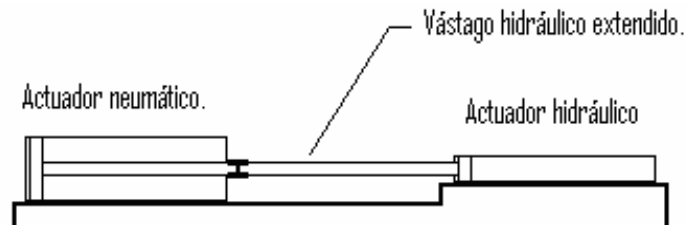
Flecha máxima: 0.363 mm.

⁷ Para consulta del desarrollo, refiérase al anexo E.

Ubicación flecha máx.: $x=142$ cm.

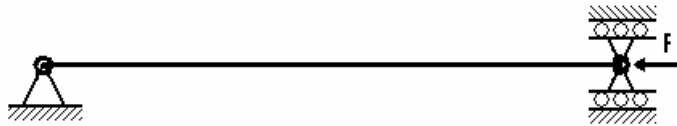
➤ Análisis de pandeo del vástago del actuador hidráulico. El vástago hidráulico del sistema de bombeo es un elemento que debe comprobarse ya que su diámetro es 2,54 cm, mientras que su largo es de 70 cm, la condición en la que presenta más riesgo, es cuando el actuador se encuentra totalmente extendido.

Figura 26. Condición de riesgo de pandeo.



- Comprobación de pandeo del vástago. Aplicando la teoría de columnas⁸, se obtiene que la columna es de tipo corta y se ubica en la zona cercana al límite entre cortas y largas esta zona es de alta incertidumbre para la predicción, por lo que es importante un factor de seguridad amplio.

Figura 27. Condición de apoyos de la columna.



El tipo de apoyo que más se asemeja con las características es el de apoyos articulados, tomando en consideración todas las condiciones necesarias, se determina una carga crítica de:

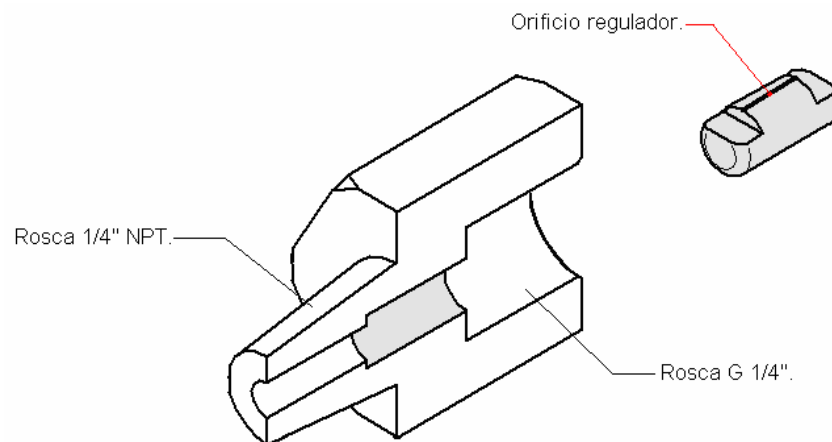
$$P_{cr} = 8600 \text{ Kg} ;$$

⁸ Para seguir o consultar el cálculo de pandeo, favor remítase al anexo E.

Como la carga transmitida es de $F = 1700 \text{ Kg}$, el factor de seguridad resultante es de $N = 5$, que resulta bastante apropiado para el rango en que se encuentra ubicada la columna.

➤ Orificio regulador de descenso de presión. Es un acople para pasar de rosca G 1/4" a 1/4" NPT. Fabricado con barra hexagonal de 1" y longitud de 41 mm, en acero AISI 1045, el cual contiene una cavidad para alojamiento bajo ajuste forzado de un implante en bronce el cual contiene el pequeño agujero regulador.

Figura 28. Orificio regulador para descenso de presión.

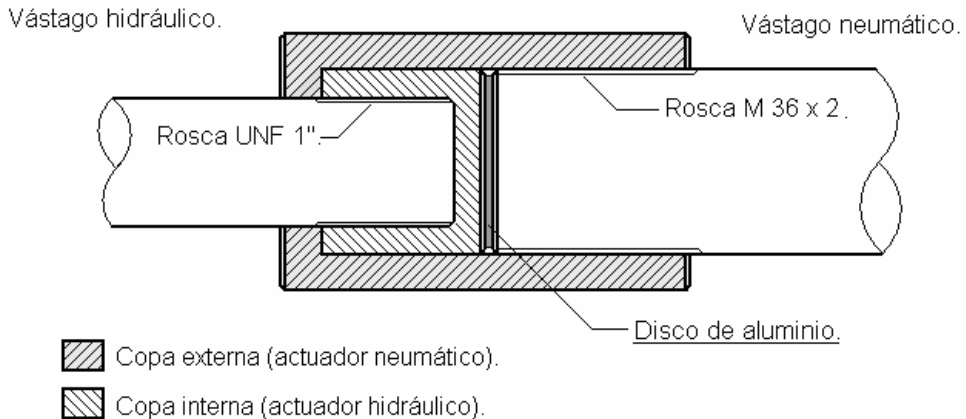


No se requiere de comprobación para las roscas ya que al cumplir con sus especificaciones, se garantiza la seguridad debido a que son roscas empleadas en sistemas de presión, para evitar desajuste (del implante), se debe garantizar una fuerza de montaje de 150 Kg, para el elemento que contiene el orificio regulador.

➤ Acople de vástagos de los actuadores. El acople entre los extremos de los vástagos debe permitir un pequeño grado de libertad y suministrar una junta lo suficientemente rígida y confiable, lo anterior es necesario para evitar inducir cargas indeseables que afecten los sellos debido al desalineamiento residual entre los vástagos y garantizar que no se presente una condición de carga riesgosa que pueda resultar en pandeo del vástago hidráulico.

Se decide diseñar este acople ya que en el mercado no se encontró un dispositivo que cumpliera las anteriores especificaciones.

Figura 29. Esquema del dispositivo de acople.

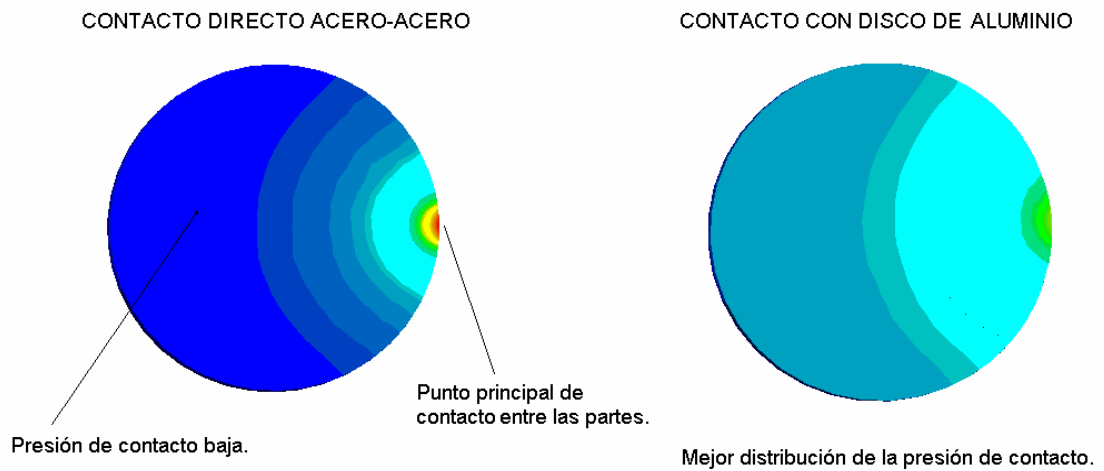


El acople está provisto de pequeñas holguras en las superficies de contacto entre copa externa e interna y entre copa externa y vástago hidráulico, el disco de aluminio podrá tener un espesor entre 2 y 3 milímetros y un diámetro de 32 mm, este disco al ser menos rígido, garantiza una mejor distribución de la presión de contacto en caso de un desalineamiento pronunciado de vástagos (observar Figura 30), mejorando la alineación de la carga transmitida por el eje de los vástagos, el material utilizado para el acople es acero al carbono SAE/AISI 1020, en barra de 2 pulgadas.

Aquí no es necesaria la comprobación de resistencia ya que la carga se transmite por presión (la rosca no soporta carga), de contacto entre las caras de los vástagos, cuando se retrae el actuador neumático, la rosca solo soporta la fuerza de fricción del vástago hidráulico que es de aproximados 25 Kg.

La presión media de contacto entre vástagos es de $211 \frac{Kg}{cm^2}$, por lo que el disco de aluminio trabaja en la zona elástica, evitando el daño del mismo.

Figura 30. Distribución cualitativa de la presión de contacto por desalineamiento de vástagos.



4.1.3 Ensamble y montaje del sistema de bombeo. Del correcto alineamiento de los vástagos neumático e hidráulico dependerá el buen desempeño de la bomba amplificadora, garantizando bajo riesgo de pandeo, larga vida de los sellos y al estar alineada la carga, se presentará menores deflexiones.

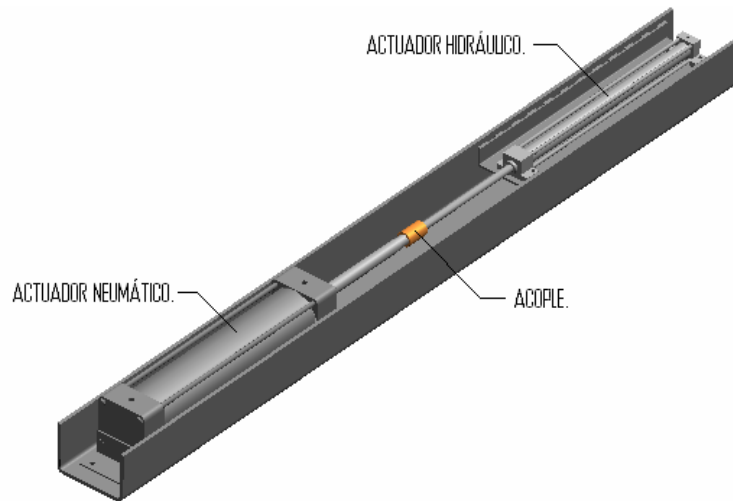
➤ Montaje del amplificador de presión. La metodología para el montaje consiste en la fijación y alineamiento del actuador neumático respecto de las alas de la viga, posteriormente se monta la plataforma se nivela y se fija con pequeñas prensas para luego soldarla.

El alineamiento de los actuadores se realiza para cuatro diferentes posiciones de los vástagos, haciendo las correcciones necesarias se fija el cilindro con prensas para marcar los agujeros a taladrar, el desalineamiento residual debe ser menor a 0,3 mm, entre los extremos debido a la alta carrera y soltura de los vástagos cuando están totalmente extendidos.

- Fijación de las partes. Para el anclaje de los actuadores neumático e hidráulico se utilizan pernos de media pulgada grado 8, no por su elevada resistencia sino

por la disponibilidad debido a que es utilizado en la instalación de los cilindros de GNV en los vehículos.

Figura 31. Montaje de actuadores.



El esfuerzo de corte por perno es de $335 \frac{Kg}{cm^2}$, que para un tornillo grado 8 representa un factor de seguridad de $N = 13$, para este anclaje se puede utilizar tornillo grado uno, que representa una factor de seguridad a cortante de $N = 3$, suficiente para la aplicación.

Tabla 3. Resistencia de tornillos según grado SAE y Métrico.

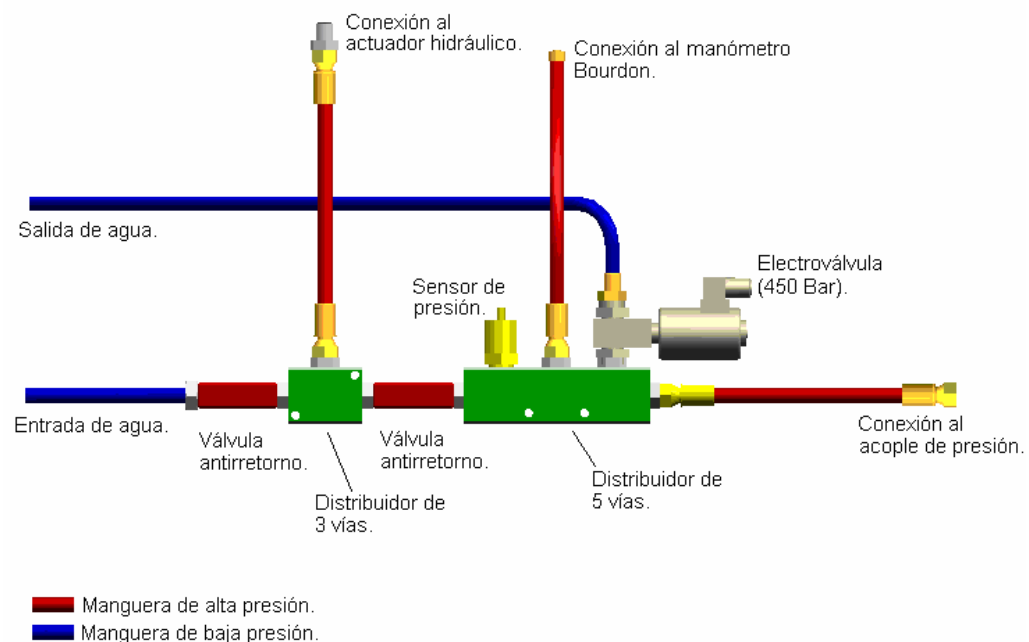
Grado SAE	Grado Métrico	Diámetro nominal Pulg.	Resistencia a la prueba Kpsi	Resistencia a la tensión Kpsi	Resistencia de fluencia Kpsi	Dureza Rockwell del núcleo mín / máx.	Material
1	4,6	1/4 a 1 1/2	33	60	36	B70/B100	Acero de bajo o mediano carbono
2	5,8	1/4 a 3/4	55	74	57	B80/B100	Acero de bajo o mediano carbono
	4,6	3/4 a 1 1/2	33	60	36	B70/B100	Acero de bajo o mediano carbono
4	8,9	1/4 a 1 1/2	65	115	100	C22/C32	Acero de mediano C, estirado en frío
5	8,8	1/4 a 1	85	120	92	C25/C34	Acero de mediano C, Temple y Revenido
	7,8	1 a 1 1/2	74	105	81	C19/C30	Acero de mediano C, T y R
	8,6	1 1/2 a 3	55	90	58	-- --	Acero de mediano C, T y R
5,1	8,8	Nº 6 a 5/8	85	120	-- --	C25/C40	Acero de mediano C, T y R
5,2	8,8	1/4 a 1 1/2	85	120	92	C26/C36	Acero martensítico de bajo C, grano fino T y R.
7	10,9	1/4 a 1 1/2	105	133	115	C28/C34	Acero de mediano C y aleación, T y R.
8	10,9	1/4 a 1 1/2	120	150	130	C33/C39	Acero de mediano C y aleación, T y R.
8,1	10,9	1/4 a 1 1/2	120	150	130	C32/C38	Acero de med. C y aleación, estirado en caliente.
8,2	10,9	1/4 a 1	120	150	130	C35/C42	Acero martensítico de bajo C, grano fino, T y R.

Fuente: SHIGLEY, Joseph L. Diseño de elementos de maquinaria.

Para la unión entre la plataforma que soporta al actuador hidráulico con la viga de soporte, se utiliza soldadura eléctrica con electrodo E6013 según especificación AWS (American Welding Society), aplicando cordones a 45° de 37 mm, de longitud y espaciados 37 mm, con el fin de evitar excesivos esfuerzos residuales.

➤ Ensamble y Montaje de accesorios hidráulicos y neumáticos. Los accesorios hidráulicos se montan de forma modular para instalar en la plataforma del actuador hidráulico, se ancla por medio de dos pies con tornillos de ¼”.

Figura 32. Ensamble de accesorios hidráulicos.



Los accesorios neumáticos se montan en una platina en el extremo de la viga del lado del actuador neumático, son la electroválvula y la válvula reguladora de caudal.

Para el anclaje a la viga de los accesorios hidráulicos, neumáticos y de los finales de carrera, se emplean tornillos de ¼” grado uno.

Figura 33. Ensamble de accesorios neumáticos.

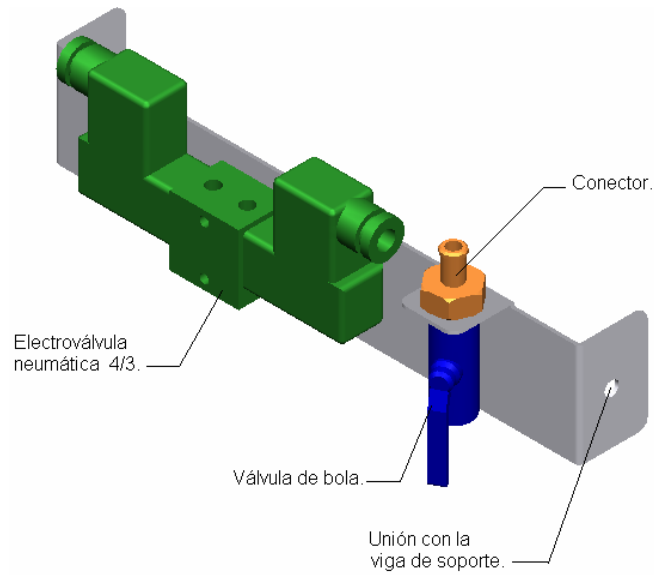
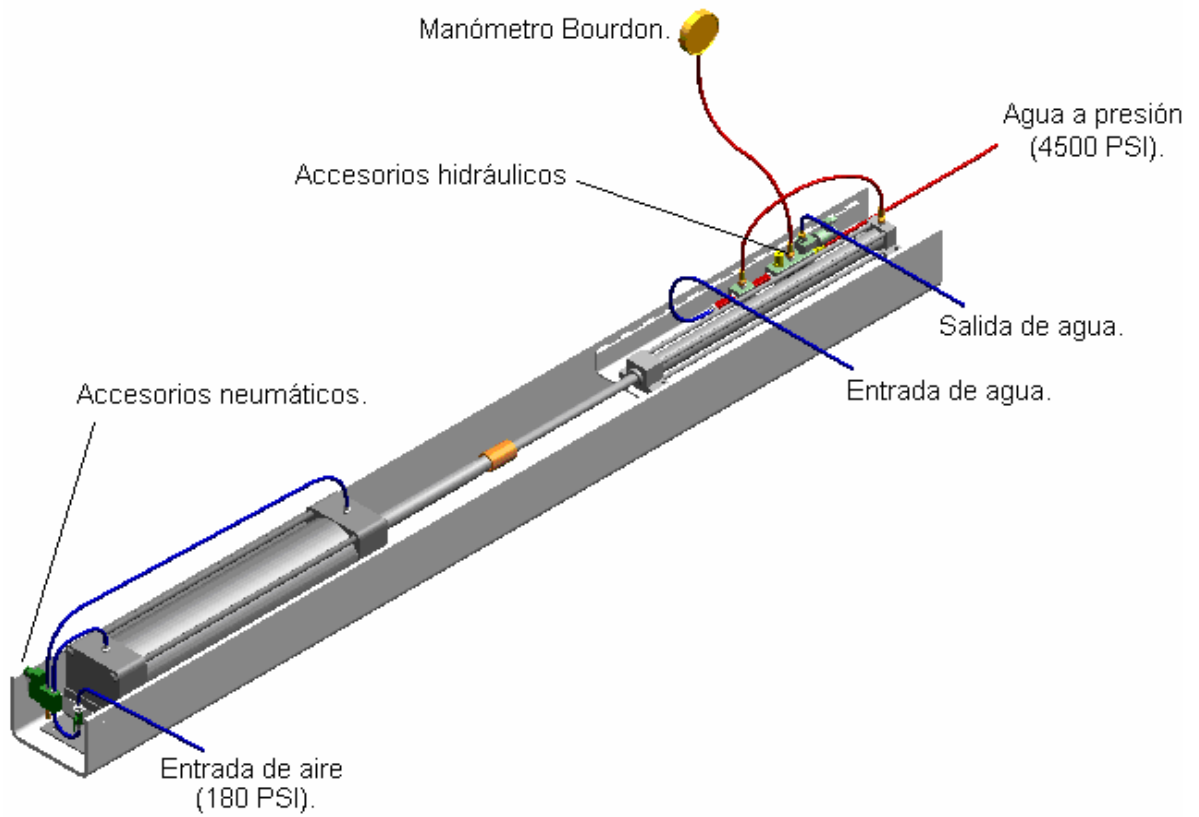


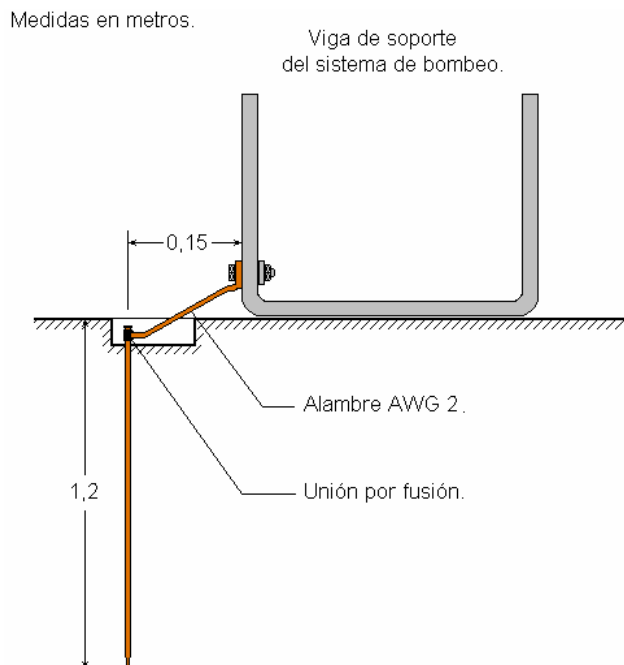
Figura 34. Sistema de bombeo ensamblado.



➤ Puesta a tierra del sistema de bombeo. El sistema de presión puede generar acumulación de carga originada por el movimiento y rozamiento de los elementos de los actuadores, también al momento del alivio de presión producto del elevado rozamiento agua – metal en la electroválvula hidráulica, en caso de NO contar con un sistema de puesta a tierra, se debe conectar la viga a tierra por medio de un alambre de cobre suave calibre AWG 2, este se conecta a una varilla de 1,2 metros de longitud y diámetro de ½ pulgada, en acero recubierto en cobre o preferiblemente en varilla de cobre.

La unión entre el alambre y la varilla debe ser por fusión y no por contactos, la instalación de la varilla debe quedar lo más cerca posible del sistema de bombeo y es prohibido conectar más equipos eléctricos o electrónicos a la varilla de puesta a tierra del sistema de bombeo.

Figura 35. Puesta a tierra de la viga de soporte.



No se debe conectar el sistema de bombeo con la camisa de acero para realizar la conexión a tierra, aunque la camisa se encuentra enterrada no garantiza el correcto drenaje de carga electrostática.

4.2 SISTEMA PARA MEDICIÓN DE DILATACIÓN VOLUMÉTRICA

El método consiste en ubicar el cilindro a ensayar dentro de una camisa de acero sellada llena con agua y libre de aire en su interior, Figura 36, con esto se logra que la dilatación volumétrica del cilindro sea igual al volumen de agua desplazado fuera de la camisa de acero, el estudio de este sistema requiere de:

- 1) Un diseño hidráulico del sistema.
- 2) Un diseño mecánico.
- 3) El montaje de los componentes.

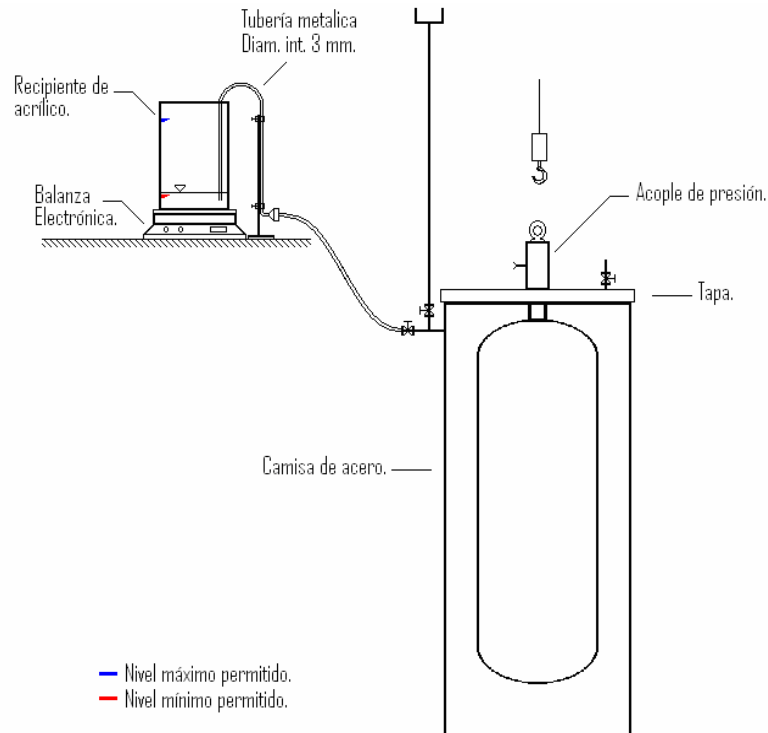
EL objetivo del sistema consiste en medir la masa de agua desplazada y por medio de la densidad calcular el volumen de agua, si se garantiza que el agua empleada presente una densidad de 1gr/cm^3 , la lectura de volumen dilatado es directa en cm^3 , en caso contrario se incluirá un factor de corrección que ajuste el cálculo debido a una densidad levemente diferente.

4.2.1 Diseño hidráulico del sistema de dilatación volumétrica. Este se limita a la especificación y disposición de los diferentes componentes para lograr su objetivo, se conforma de dos partes principales:

- 1) El equipo e instalación para medición.
- 2) Los accesorios del sistema de medición.

➤ Equipo para la medición de dilatación. Se selecciona una balanza electrónica con un rango de 2000 gr, y una sensibilidad de 0,1 gr por escala, lo que permite obtener un medidor de volumen con un rango de 1800 cm^3 y una sensibilidad de $0,1\text{ cm}^3$, por división, cumpliendo así con lo exigido bajo norma.

Figura 36. Sistema para la medición de dilatación volumétrica.



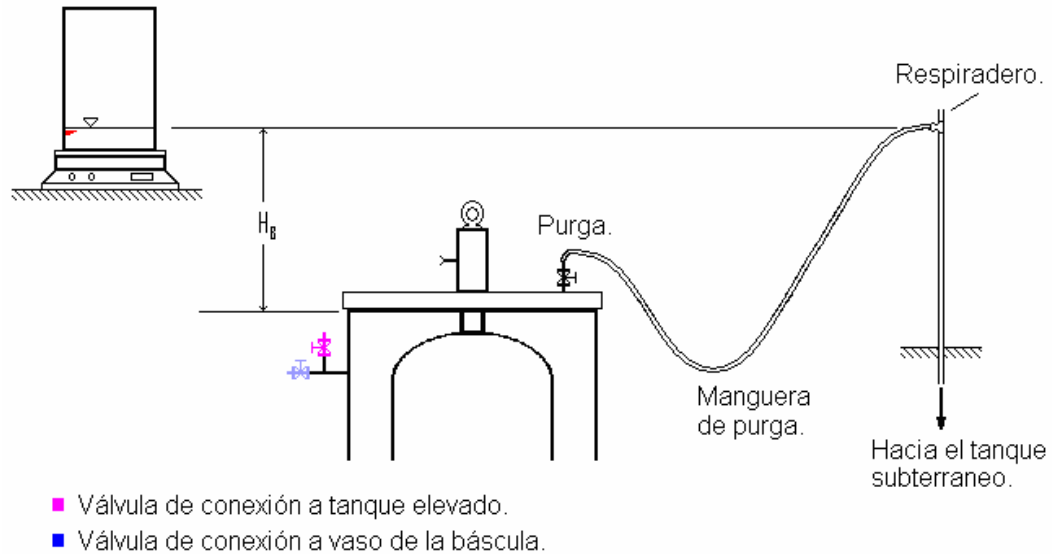
Sobre la balanza se monta un recipiente cilíndrico en lámina de acrílico de 2 mm, de espesor, con diámetro de 11 cm, y altura de 21 cm (medidas internas), el cual tiene una marca de color rojo a 2 cm, del fondo y una de color azul a 20 cm, del fondo.

Para la correcta operación del equipo de medición se debe considerar los siguientes puntos:

- 1) Ubicación de la balanza electrónica.
 - 2) Proceso para calibrar el nivel del vaso.
- Ubicación de la balanza electrónica. La ubicación de la balanza con respecto al punto más elevado del conducto de purga es de vital importancia para garantizar la calibración del nivel mínimo del vaso, la marca de color rojo del vaso

debe coincidir con la altura del punto más elevado de la manguera de purga tal y como se muestra en la siguiente figura.

Figura 37. Ubicación de la balanza digital.



Debe instalarse el respiradero mostrado en la figura anterior, ya que conecta el punto más elevado de la manguera de purga a la presión atmosférica, de lo contrario (sin respiradero), la verdadera diferencia de niveles estaría entre la marca roja del vaso y la boca de descarga al tanque subterráneo, lo que provocaría que el nivel del vaso continuara bajando incluso por el tubo en u y la manguera de conexión.

También es igual de importante realizar la secuencia lógica de forma correcta para calibrar el nivel del vaso, la cual se presenta a continuación.

- Proceso para calibrar el nivel mínimo del vaso. Para dar inicio se debe asegurar que el cilindro se encuentre en posición en la camisa, con los ganchos cierre accionados y las válvulas de purga abiertas.

- 1) Asegúrese de abrir las válvulas de purga de la tapa y conecte la manguera de purga.

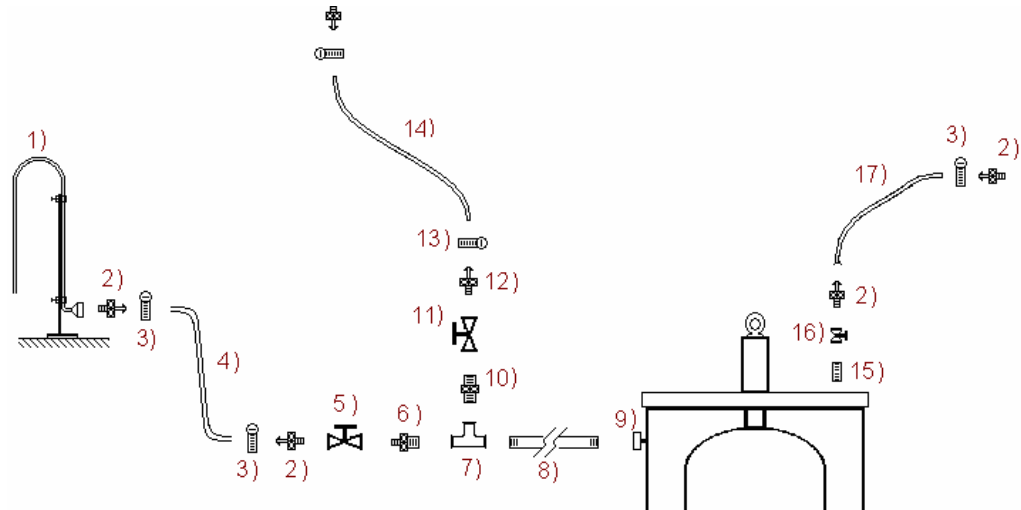
- 2) Abra la válvula de conexión al tanque elevado.
 - 3) Espere durante 30 segundos y cierre solo las válvulas de purga, excepto la que conecta a la manguera de purga.
 - 4) Abra la válvula de conexión a la báscula hasta que el nivel de agua este por encima de la marca roja de nivel mínimo y cierre inmediatamente la válvula de conexión a tanque elevado
 - 5) Espere unos segundos a que el nivel se ajuste solo y cierre la válvula de purga con conexión a manguera.
- Accesorios del sistema de medición de dilatación volumétrica. A continuación se listan los accesorios adicionales necesarios para el funcionamiento e interconexión del sistema de medición de dilatación volumétrica.

Listado de accesorios:

- 1) Tubo metálico en U, diámetro de 4 mm.
- 2) Conector para manguera de 1/4", Son 4 en total.
- 3) Abrazadera de 1/4", 4 en total.
- 4) Manguera de 1/4", 0,5 metros.
- 5) Válvula de bola de 1/4" en acero inoxidable.
- 6) Reducción macho de 3/4" – 1/4".
- 7) Te de acero inoxidable de 3/4".
- 8) Conjunto de Tubería de 3/4" en acero inoxidable y 3 codos a 90°.
- 9) unión de acero inoxidable de 3/4", soldada a la camisa de acero.
- 10) Reducción de 3/4"- 1/2".
- 11) Válvula de bola de 1/2" en acero inoxidable.
- 12) Conector para manguera de 1/2", 2 en total.
- 13) Abrazadera de 1/2", 2 en total.
- 14) Manguera de 1/2" para agua, 1.5 metros.

- 15) Niple de 1/4", en inox. 3 en total.
- 16) Válvula de bola de 1/4". 3 en total.
- 17) Manguera de 1/4", 3 metros.

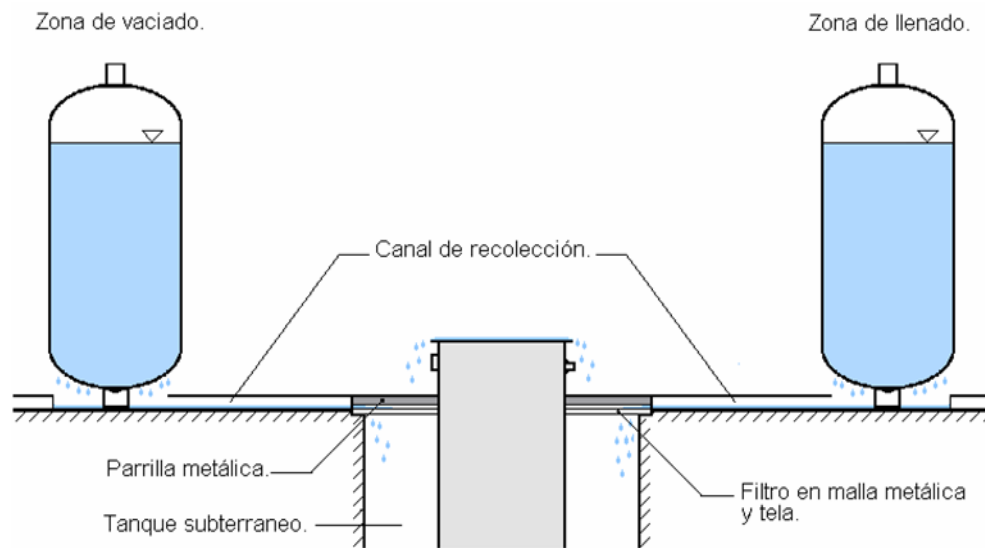
Figura 38. Accesorios adicionales para medición de dilatación volumétrica.



➤ Alimentación y recolección de agua. La alimentación de agua a la camisa de acero se debe realizar solo por medio de un tanque elevado y no por bomba ya que esta última puede introducir burbujas de aire al interior de la camisa producto de un cebado insuficiente y aireación causada por baja profundidad de la toma respecto del nivel del agua en la succión o por mal sellado y daño de la tubería de succión.

El exceso de agua en la camisa y el agua de salida de las purgas es drenada a un tanque subterráneo en la periferia de la camisa de acero, haciéndose pasar antes por un filtro en malla metálica mesh 60 y por un segundo filtro de tela para evitar contaminación del agua, el agua sobrante del llenado y vaciado de cilindros se envía al tanque subterráneo por medio de canales.

Figura 39. Recolección de agua sobrante.



4.2.2 Diseño mecánico del sistema de medición. El diseño básicamente se enfoca en los componentes de la chaqueta de agua necesarios para garantizar la conexión de presión, hermeticidad y cerrado de la misma, los componentes a estudiar son los siguientes:

- 1) Camisa de acero.
- 2) Tapa de la camisa de acero.
- 3) Empaquetadura para sellado.
- 4) Mecanismo de cierre.
- 5) Acople de presión con el cilindro a ensayar.

➤ Camisa de acero. Consiste en un cilindro metálico con las dimensiones internas suficientes para contener toda la variedad de tamaños de cilindros, el banco esta destinado a ensayar solo cilindros para gas vehicular por esta razón se utiliza las dimensiones de los cilindros de las marcas MAT S.A. y CILBRÁS, no se toma en consideración los cilindros estacionarios ya que no son el objetivo de los talleres de conversión.

Las dimensiones máximas que se pueden encontrar en cilindros son:

Longitud: 165 cm.

Diámetro externo: 39 cm.

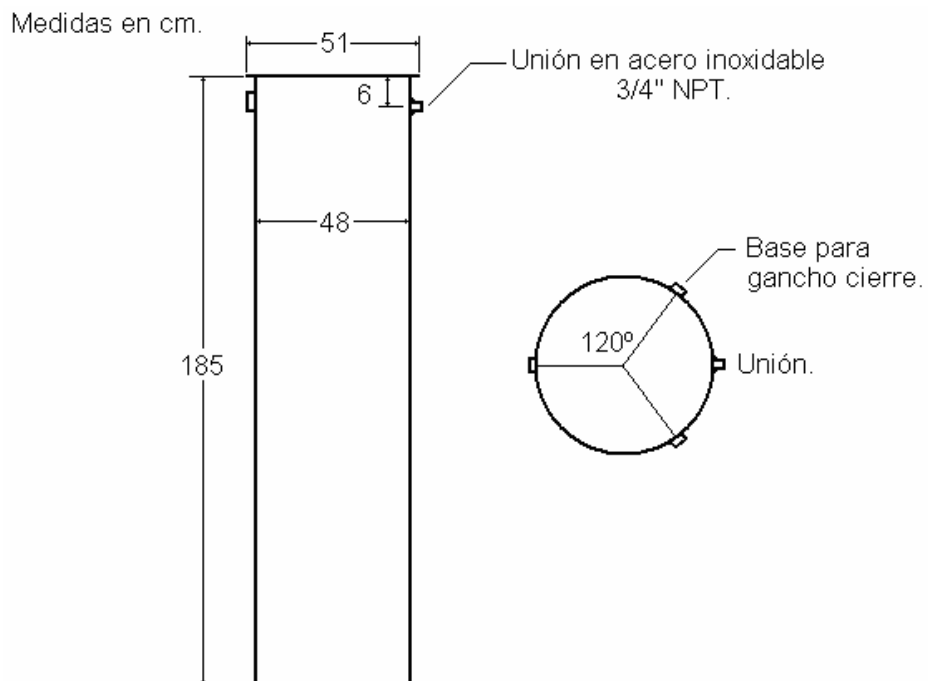
Volumen: 136 Litros (en agua).

Las medidas para la camisa son 48 cm, de diámetro interno, 185 cm, de longitud, y una pestaña para sellado hermético de 51 cm, de diámetro externo y 48 de diámetro interno.

Debido principalmente a limitaciones de espacio y por seguridad es necesario enterrar la camisa permitiendo que sobresalga 20 cm, para la operación del mecanismo de cierre, el montaje permite que el mismo agujero funcione como tanque subterráneo de recolección.

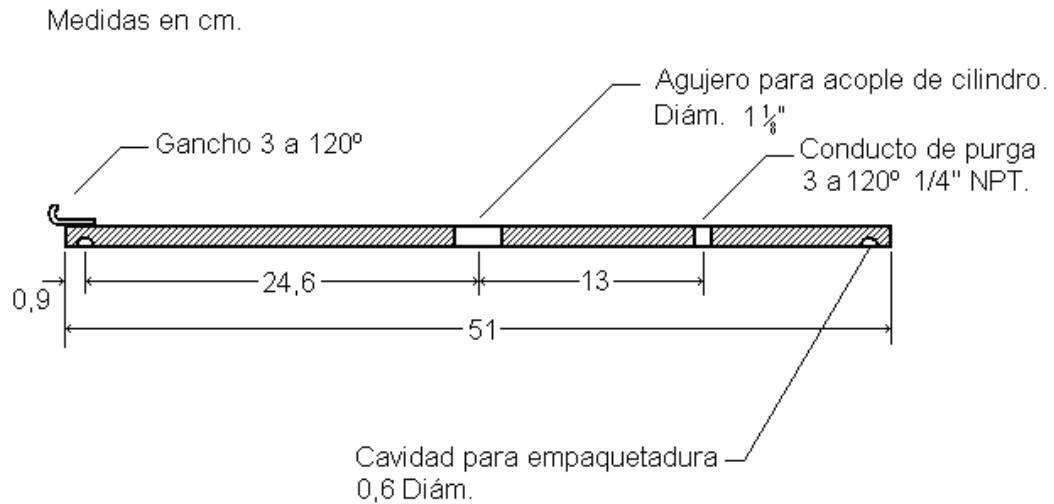
Se emplea acero inoxidable AISI 304 en lámina de 120 x 240 y 3 mm de espesor, con el fin de eliminar el uso de recubrimientos o pintura, reducir la necesidad de mantenimiento, evitar el rápido deterioro por corrosión y contaminación del agua.

Figura 40. Medidas de la camisa de acero.



- Tapa de la camisa. Es un disco de acero ASTM A 36, conformado por la empaquetadura para el sellado hermético, los ganchos para el cerrado, ductos y válvulas de purga y el acople de presión al cilindro.

Figura 41. Tapa de la camisa.

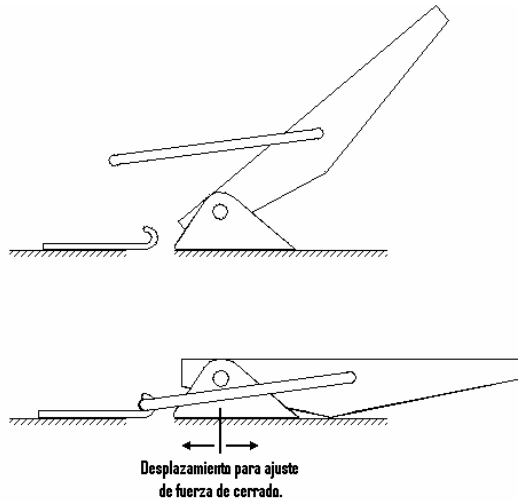


La tapa debe ser pintada con anticorrosivo y pintura para un mejor acabado y protección contra la corrosión, se debe maquinar pequeños conos entorno a los ductos de purga para facilitar la recolección de burbujas de aire atrapadas.

- Empaquetadura para el sellado. Se selecciona empaquetadura circular de caucho con un diámetro de 6 mm y longitud de 155 cm, para la unión de los extremos se realiza bisel a 20° respecto del eje longitudinal, para mejor sellado, el ángulo del plano del bisel debe estar inclinado unos 20° con respecto al plano de la tapa.
- Mecanismo de cierre. Para el cerrado de la tapa se selecciona el mecanismo de gancho cierre por su facilidad y rapidez en la operación, brindando la suficiente fuerza de sellado para evitar fugas de agua que producen falsas lecturas de dilatación volumétrica.

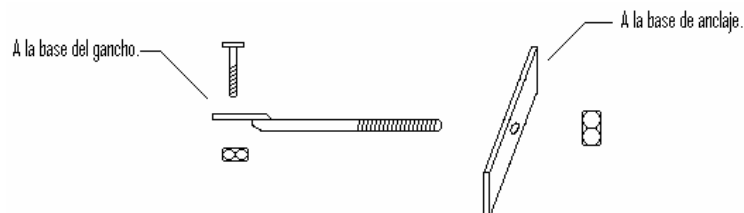
- Ajuste de fuerza de cierre. El ajuste de cerrado se realiza por medio de un tornillo en la zona inferior del mecanismo, este conecta con uno de los tornillos de anclaje y actúa sobre una lámina en contacto con la base para el soporte del mismo.

Figura 42. Mecanismo de gancho cierre.



El estudio analítico del gancho cierre es de elevada complejidad y precisión para fines prácticos debido a que cualquier pequeño desplazamiento genera amplio alejamiento de las condiciones teóricas, de igual forma los tres ganchos cierre no tienen medidas exactas entre si.

Figura 43. Tensor para ajuste de fuerza de cierre.



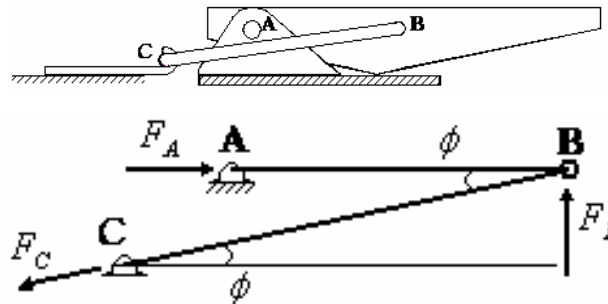
- Fuerza de cierre. Se estima una fuerza aproximada de cierre máxima permitida para no dañar el mecanismo, esta se basa en la resistencia del elemento más débil del mismo.

El elemento de menor resistencia es el apoyo en el punto A ya que esta fabricado con chapa calibre 20, cuyo espesor es de 0,912 mm, de acuerdo con la figura 44 se tiene que:

$$F_A = F_{CX} = F_C \cos \phi;$$

$$F_B = F_{CX} \tan \phi;$$

Figura 44. Diagrama de fuerzas externas sobre la estructura.



Donde:

F_A = Fuerza en el apoyo A.

F_C = Fuerza en el apoyo C.

F_{CX} = Fuerza de sellado.

F_B = Fuerza en apoyo B.

Para un acero SAE / AISI 1020 calibrado (trabajado en frío), con un $S_y = 3900 \text{ Kg/cm}^2$, y un factor de seguridad de $N = 2$, se obtiene un esfuerzo permisible:

$$\sigma_{perm} = 1900 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2};$$

El área de aplastamiento del apoyo A de la figura 42, es el espesor de la lámina multiplicado por el diámetro del agujero, para un espesor de lámina de 0,912 mm, y un diámetro de agujero de 4 mm. Se obtiene un área de 3,65 mm², y debido a que son dos apoyos en el punto A, el área total de resistencia es de 7,3 mm².

La fuerza de cerrado máxima permitida es:

$$F_A = F_{CX} = 139 \text{ Kg}$$

La operación del gacho cierre se realiza por medio de una palanca para brindar comodidad y seguridad.

- Momento y fuerza de accionamiento. Para el cálculo se toma en consideración la figura 44, y las siguientes dimensiones aproximadas.

$$\overline{AB} = 4 \text{ cm.}$$

$$\overline{CB} = 5,8 \text{ cm.}$$

$$\overline{BD} = 0,7 \text{ cm.}$$

El ángulo respecto de la horizontal es:

$$\phi = \arcsen \frac{\overline{BD}}{\overline{CB}} ;$$
$$\phi = 7^\circ$$

De la ecuación para la fuerza, se obtiene:

$$F_B = 17 \text{ Kg} ;$$

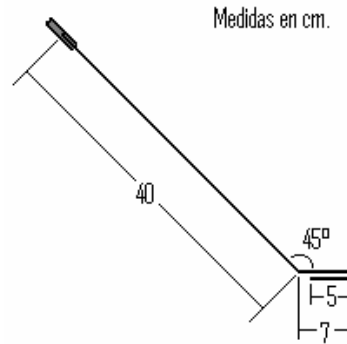
Y el momento de accionamiento es:

$$Ma = \overline{CB} \cdot F_B ;$$

$$Ma = 98,6 \text{ Kg.cm} ;$$

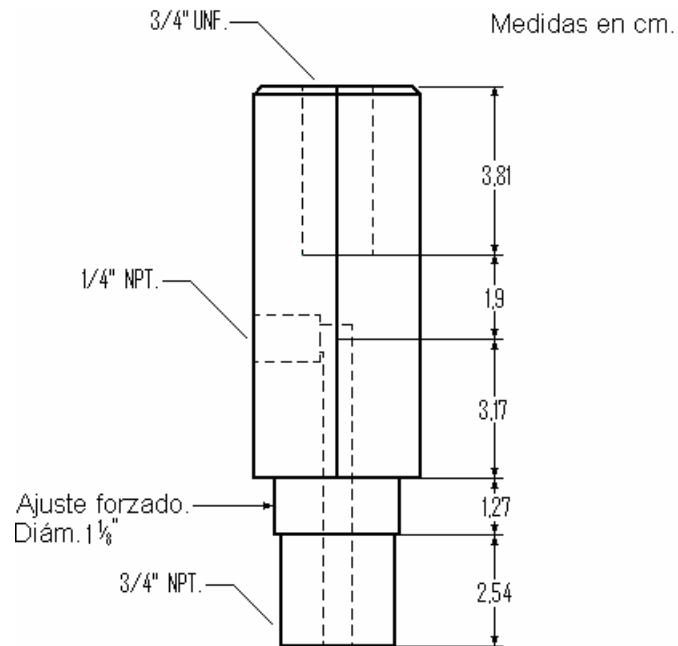
Para el accionamiento de los ganchos cierre se emplea una palanca con el fin de hacer la operación más cómoda y segura, la manipulación directa representa riesgo de lesiones producto de la fuerza y el reducido espesor de la chapa empleada en la fabricación, la fuerza de accionamiento máxima permitida en el extremo de la palanca es de 2,5 Kg.

Figura 45. Palanca de accionamiento para los ganchos cierre.



- Acople de presión con el cilindro a ensayar. Es el elemento de mayor cuidado debido a que debe resistir la presión de 4500 PSI, y servir de anclaje para el movimiento del cilindro, se emplea barra hexagonal de 1½”, en acero SAE / AISI 1045.

Figura 46. Acople de presión al cilindro.



El acople se une con la tapa mediante ajuste forzado y se debe brindar la interferencia suficiente para que la tapa sea sostenida firmemente y no se presente escape de agua de la camisa de acero.

- Análisis de esfuerzos por ajuste forzado en el acople. La unión entre la tapa y el acople de presión debe cumplir con los objetivos de brindar sellado y dar soporte a la tapa.

El peso de la tapa es de 20 Kg, y se fija una fuerza de fricción estática de 1000 Kg, que sería la fuerza necesaria para retirar el acople de la tapa, con este valor se determina la presión de contacto que esta dada por la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{F_f}{\pi \mu D_c L_c};$$

Tabla 4. Presión de contacto por ajuste forzado tapa – acople.

VARIABLE	DEFINICIÓN	VALOR	UNIDADES
DATOS			
F_f	Fuerza de fricción o fuerza de ajuste entre las partes	1000	Kg
μ	Coefficiente de fricción estática entre acero - acero.	0,74	—
D_c	Diámetro de la zona de contacto entre piezas.	2,86	cm
L_c	Longitud de contacto entre piezas.	1,27	cm
RESULTADOS			
P_c	Presión en la superficie de contacto.	120	Kg/cm ²

Los esfuerzos tangenciales en la parte interna y la parte externa en la zona de contacto son respectivamente:

$$\sigma_{iT(R)} = -P_c \frac{R^2 + r_i^2}{R^2 - r_i^2};$$

$$\sigma_{oT(R)} = P_c \frac{r_o^2 + R^2}{r_o^2 - R^2};$$

$$\sigma_{r(R)} = -P_c;$$

Es importante tener presente que un recipiente sometido solo a presión externa, experimenta un esfuerzo tangencial mayor en la superficie interna que en la externa.

Tabla 5. Esfuerzos por ajuste forzado en la superficie de contacto.

VARIABLE	DEFINICIÓN	VALOR	UNIDADES
DATOS			
P_c	Presión de contacto.	120	Kg/cm
r_i	Radio del ducto interno del acople de presión	0,635	cm
R	Radio de la zona de contacto.	1,43	cm
r_o	Radio externo de la tapa.	25,5	cm
RESULTADOS PARA ACOPLE DE PRESIÓN AL CILINDRO			
$\sigma_{t(R)}$	Esfuerzo tangencial en la superficie de contacto del acople.	-179	Kg/cm
$\sigma_{r(R)}$	Esfuerzo radial en la superficie de contacto del acople.	-120	Kg/cm
σ_{med}	Esfuerzo medio.	-150	Kg/cm
τ	esfuerzo cortante máximo.	30	Kg/cm
σ	Esfuerzo de Von - Mises.	156	Kg/cm
RESULTADOS PARA LA TAPA			
$\sigma_{t(R)}$	Esfuerzo tangencial en la superficie de contacto de la tapa.	120	Kg/cm
$\sigma_{r(R)}$	Esfuerzo radial en la superficie de contacto de la tapa.	-120	Kg/cm
σ_{med}	Esfuerzo medio.	0	Kg/cm
τ	esfuerzo cortante máximo.	120	Kg/cm
σ	Esfuerzo de Von - Mises.	208	Kg/cm

Los esfuerzos tangencial y radial en la superficie interna de un recipiente a presión sometido solo a presión externa son:

$$\sigma_t = -2P_c \frac{r_{ae}^2}{(r_{ae}^2 - r_{ai}^2)} ;$$

$$\sigma_r = 0 ;$$

El esfuerzo permisible según la teoría de falla de máxima energía de distorsión, también conocida como teoría de Von-Mises, para un estado de esfuerzo biaxial es:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau^2} ;$$

Para el acople se selecciona un acero SAE/AISI 1045 HR, con resistencia de fluencia de $S_y = 3100 \text{ Kg/cm}^2$, lo que representa un factor de seguridad de $N = 10$.

Tabla 6. Esfuerzos por ajuste forzado en el ducto interno del acople de presión.

VARIABLE	DEFINICIÓN	VALOR	UNIDADES
DATOS			
P_c	Presión de contacto.	120	Kg/cm
r_{ae}	Radio externo en la zona de ajuste forzado del acople.	1,43	cm
r_{ai}	Radio del ducto interno del acople.	0,635	cm
RESULTADOS			
σ_t	Esfuerzo tangencial en la superficie de contacto del acople.	-300	Kg/cm
σ_r	Esfuerzo radial en la superficie de contacto del acople.	0	Kg/cm
σ_{med}	Esfuerzo medio.	-150	Kg/cm
τ	esfuerzo cortante máximo.	150	Kg/cm
σ	Esfuerzo de Von - Mises.	300	Kg/cm

En la tapa se utiliza un acero ASTM A 36, con esfuerzo de fluencia de $S_y = 2100 \text{ Kg/cm}^2$, resultando en un factor de seguridad de $N = 10$.

La interferencia viene dada por la siguiente ecuación valida solo para materiales iguales:

$$\delta = \frac{P_c}{E} \left[\frac{2R^3(r_o^2 - r_i^2)}{(r_o^2 - R^2)(R^2 - r_i^2)} \right];$$

Remplazando para los valores anteriormente establecidos y con modulo de elasticidad del acero de $2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$ se obtiene una interferencia de:

$$\delta = 2,04 \times 10^{-4} \text{ cm}.$$

La interferencia anterior representa tan solo $2 \mu m$ de diferencia radial entre los diámetros de la pieza interior y la pieza exterior (margen estrecho para maquinado convencional), es recomendable agregar sellador o liquido trava roscas a las caras en contacto justo antes del montaje a presión.

- Resultados. El anterior estado de esfuerzos en el radio de contacto, se presenta cuando no hay presión en el ducto interno del acople, una vez se aplique la

presión nominal de prueba, el valor del esfuerzo tangencial y radial cambia así como la distribución de los esfuerzos.

El esfuerzo radial en la zona de contacto aumenta pero se desprecia este cambio para mantener la presión de contacto igual y simplificar el siguiente análisis aproximado para el acople bajo presión.

Esta aproximación es segura debido a los altos factores de seguridad, y porque al aumentar la presión de contacto, los esfuerzos tangenciales en el acople disminuyen, se realiza comprobación por el método de elementos finitos aplicando el software COSMOS DESIGN SATAR 3.0.

- Análisis de Esfuerzos en el acople bajo presión de ensayo. La superficie interior del ducto del acople es la de mayor sollicitación debido a que debe resistir los 4500 PSI, de presión y a su vez se ve afectada por la presión de contacto para el ajuste forzado.

Tabla 7. Esfuerzo por ajuste forzado y presión de 4500 PSI en el acople.

VARIABLE	DEFINICIÓN	VALOR	UNIDADES
DATOS			
P_i	Presión interna.	310	Kg/cm
P_o	Presión externa.	120	Kg/cm
r_i	Radio interno.	0,635	cm
r_o	Radio externo.	1,43	cm
RESULTADOS			
σ_t	Esfuerzo tangencial.	163	Kg/cm
σ_r	Esfuerzo radial.	-310	Kg/cm
σ_{med}	Esfuerzo medio.	-74	Kg/cm
τ	esfuerzo cortante máximo.	237	Kg/cm
σ	Esfuerzo de Von - Mises.	417	Kg/cm

El esfuerzo tangencial y radial para la superficie interna de un recipiente a presión viene dado por:

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 - r_o^2 (P_o - P_i)}{r_o^2 - r_i^2};$$

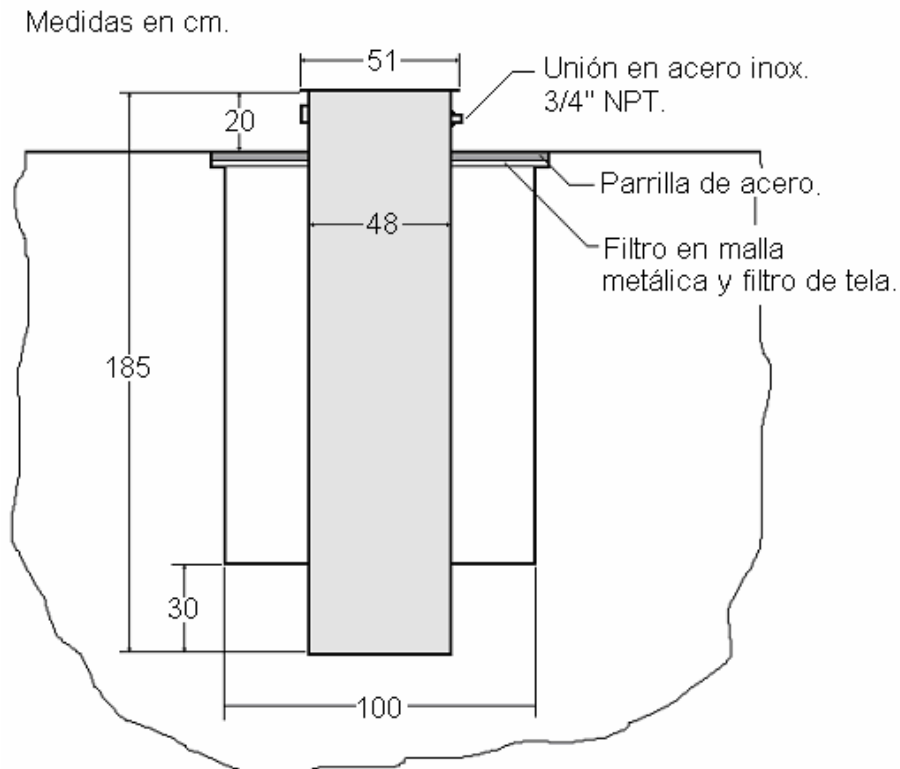
$$\sigma_r = -P_i;$$

Para un acero AISI 1045 HR, con esfuerzo de fluencia de $S_y = 3100 \text{ Kg/cm}^2$, resulta en un factor de seguridad de $N = 7$.

Presurizando el acople sin usar ajuste forzado se obtiene un esfuerzo de Von-Mises de $\sigma = 673 \text{ Kg/cm}^2$, que implica un factor de seguridad $N = 4$, que es representativo para las zonas no afectadas por ajuste forzado.

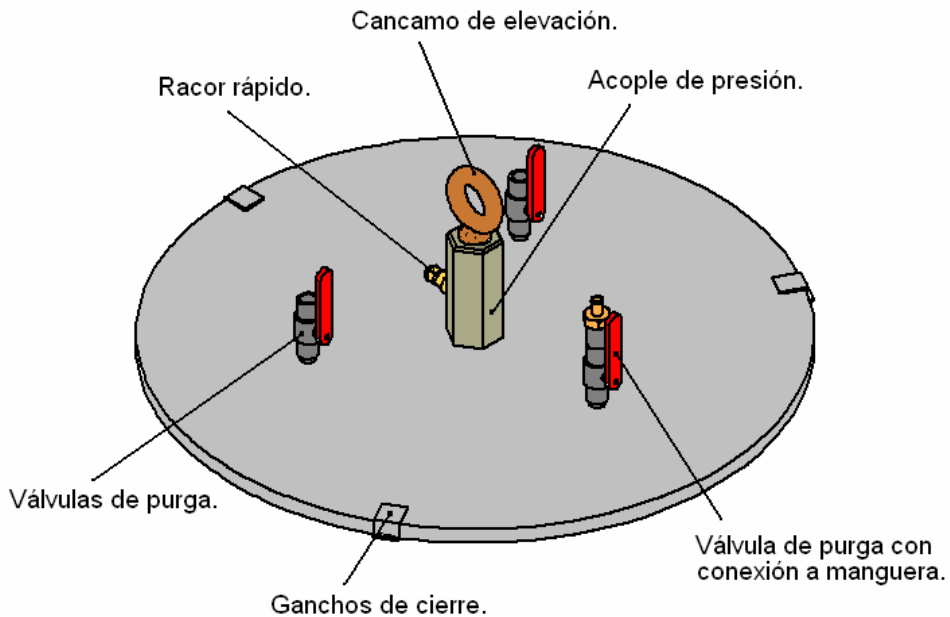
El ajuste forzado en esta aplicación implica una reducción en el estado de esfuerzos cuando se aplica presión al interior de acople, por otro lado, el ajuste por roscado resulta costoso y la soldadura introduce concentradores de esfuerzo elevados.

Figura 47. Camisa de acero, dimensiones y montaje.



- Montaje de la camisa de acero. Se emplea el montaje de la camisa para la instalación del tanque subterráneo, con el fin de evitar el ingreso de impurezas al sistema, se ubica una parrilla con dos filtros de partículas, el primero es un filtro en malla metálica mesh 60, para partículas grandes y punzantes y un segundo filtro en tela para evitar contaminación por partículas finas.

Figura 48. Tapa de la camisa ensamblada.



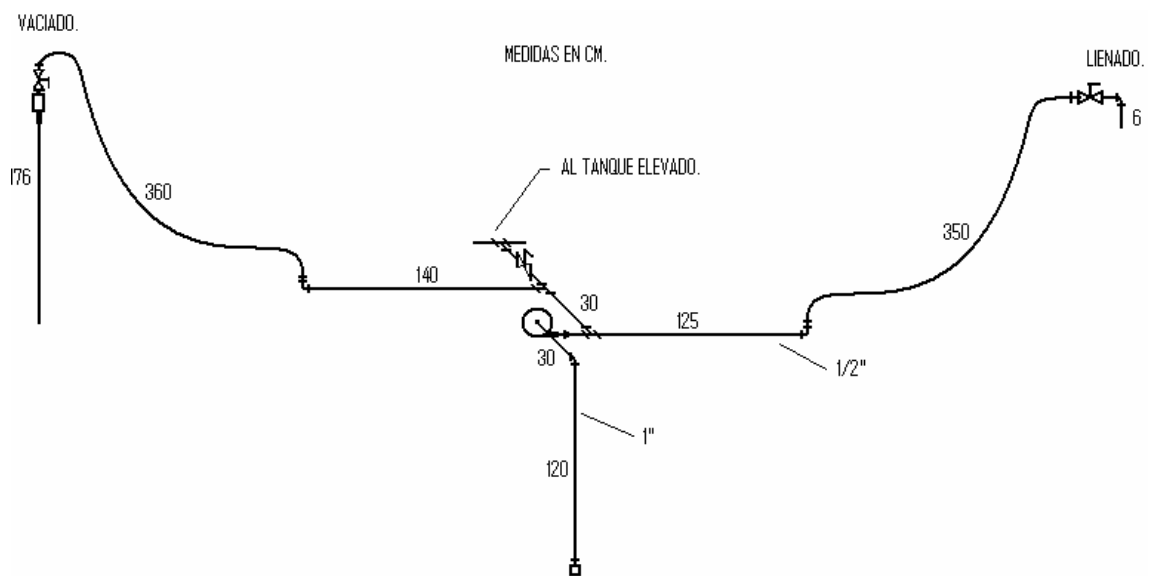
El montaje de la tapa debe hacerse como se muestra en la figura anterior orientando el racor rápido a 180 grados de la válvula de purga con conexión a manguera, con el fin de facilitar su manipulación.

- Instalación de accesorios y la balanza electrónica. Las válvulas de conexión a tanque elevado y la balanza electrónica se montan en el cuarto de mando a la izquierda del mando eléctrico, la balanza electrónica se instala en una zona segura y de fácil visualización para el operario del equipo.

4.3 SISTEMA PARA EL LLENADO Y VACIADO DE LOS CILINDROS

Antes del montaje del cilindro en la camisa de acero se procede al llenado con agua e instalación de la tapa, el agua empleada en esta tarea, proviene del tanque subterráneo o de un cilindro que se encuentre en la etapa de vaciado, el llenado se realiza por dos métodos: uno por bomba centrífuga y el otro por medio de aire a presión.

Figura 49. Circuito para llenado y vaciado de cilindros.



Después de realizado el ensayo, se retira el cilindro, se desmonta la tapa y se inicia el proceso de vaciado del agua, esta etapa se desarrolla solo por medio de aire a presión y su funcionamiento se presenta más adelante, el estudio del llenado y vaciado del agua de los cilindros se clasifica así:

- 1) Llenado de cilindros con bomba.
- 2) Llenado y vaciado de cilindros por aire a presión.

4.3.1 Llenado de cilindros con bomba centrífuga. Para el llenado de cilindros y retorno de agua al tanque elevado se selecciona una bomba centrífuga de uso general con las siguientes especificaciones⁹:

Marca: IHM.

Modelo: 1B – 1/4W.

Potencia: 0,25 HP (186 W).

Tamaño de puertos: 1” NTP en succión y descarga,

Diámetro de impulsor: 98 mm.

➤ Cálculo del caudal de agua para llenado con bomba. Se calcula aplicando la metodología más usada para válvulas y accesorios¹⁰, a continuación se presenta un breve resumen aplicado al sistema en particular.

- Ecuación de la bomba. Esta se obtiene de la curva de desempeño de la bomba seleccionada y consiste en tomar una serie de puntos para luego aplicar una regresión cuadrática y así obtener los coeficientes de la ecuación.

Debido a la dificultad para ajustar todo el rango de datos a una sola ecuación, se obtiene dos ecuaciones para dos rangos de datos así:

$$H_B = -2.977 \times 10^{-4} Q^2 - 0.0301Q + 19.09;$$

Donde:

H_B = Altura o cabeza entregada por la bomba en metros [m].

Q = Caudal entregado por la bomba en litros por minuto [LPM].

Válida para Q entre 0 y 90 LPM.

La segunda ecuación queda de la siguiente forma:

⁹ Remítase al anexo C, para curva de desempeño y características.

¹⁰ CRANE. Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías. México: Mc Graw Hill, 1992.

$$H_B = -1.527 \times 10^{-3} Q^2 + 0.153Q + 13.6;$$

Válida para Q entre 90 y 140 LPM.

Para el cálculo se emplea la primera ecuación y en caso de obtener un caudal fuera del rango, se cambiar a la segunda ecuación para hacer el cálculo.

Para la solución del sistema se realiza una hoja de cálculo en Excel, la cual permite calcular el caudal para diferentes curvas de bomba y sistema así como para diferente número y tipo de accesorios.

Tabla 8. Caudal hallado y datos de ecuaciones de bomba y sistema.

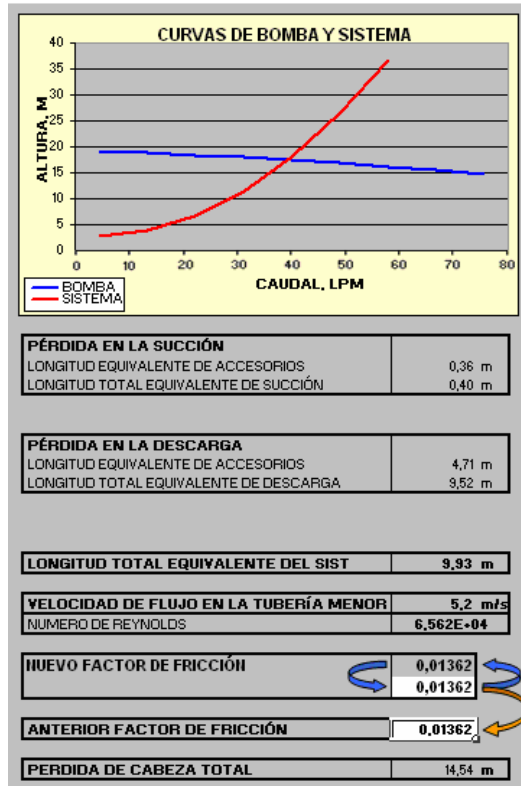
ECUACIÓN DE LA BOMBA	H_B =	-2,98E-04 Q²	-0,03 Q	19
ECUACIÓN DEL SISTEMA	H_s =	8,38E-04 Q²	0,01 Q²	2,9
INTERSECCIÓN	0 =	-1,058E-02 Q²	-0,03 Q +	16
SOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN		Q = 37,7 LPM.		
		H = 17,53 m.		

Para un caudal de 39 LPM, se obtiene un tiempo de llenado para el cilindro de 136 Litros de 3.5 minutos garantizando que la operación pueda llevarse a cabo antes o después del ensayo en un corto periodo de tiempo.

Tabla 9. Datos de accesorios y tubería.

	CANT.	UNID.
DATOS DE LA SUCCION.		
TUBERÍA.		
LONGITUD DE TUBERÍA RECTA.	1,5	mts
DIAMETRO DE LA TUBERÍA.	0,0254	mts
ACCESORIOS		
VÁLVULA DE PIE CON FILTRO	1	
CODOS	1	
DATOS DE LA DESCARGA		
TUBERÍA		
LONGITUD DE TUBERÍA RECTA	4,81	mts
DIÁMETRO DE LA TUBERÍA	0,0127	mts
ACCESORIOS		
AMPLIACIÓN BRUSCA		
Diámetro menor	0	mts
Diámetro mayor	0	mts
REDUCCIÓN BRUSCA		
Diámetro mayor	0,0254	mts
Diámetro menor	0,0127	mts
CONECTORES		
Diámetro	0,0127	mts
CODOS		
TE FLUJO DIRECTO	1	
TE FLUJO DESVIADO (90°).	0	
VÁLVULAS DE BOLA	1	
VÁLVULAS DE GLOBO	0	
VÁLVULAS DE COMPUERTA	0	

Tabla 10. Curva y datos arrojados por el programa.

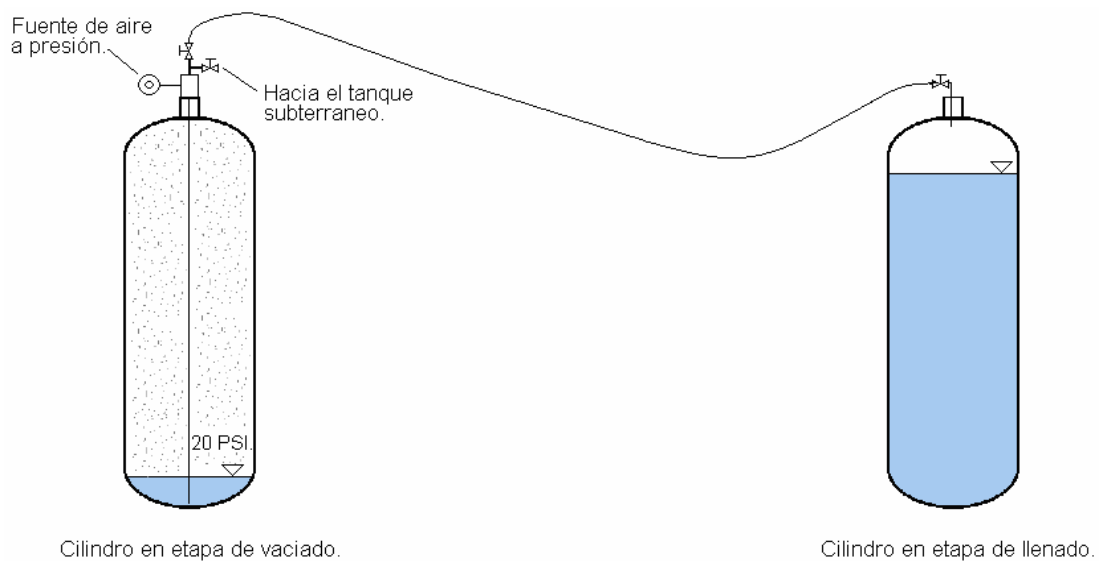


Esta hoja de cálculo se aplica solo a un sistema simple conformado por la tubería de succión y descarga junto con sus accesorios básicos, y por una bomba centrífuga.

4.3.2 Llenado y vaciado de cilindros por aire a presión. Se diseña un dispositivo mediante el cual no es necesario dar vuelta al cilindro lo que resulta en una tarea engorrosa y poco eficiente energéticamente.

➤ Acople para vaciado. El método consiste en introducir una sonda hasta el fondo del cilindro la cual va unida a una acople que permite su desplazamiento vertical para ajustarla a los diferentes cilindros, este a su vez aplica aire a una presión aproximada de 22 PSI.

Figura 50. Llenado y vaciado de cilindros con aire a presión.



Este sistema es fácil de usar y económico en energía y costos debido a que permite desplazar directamente el agua contenida en el cilindro a desocupar hacia el cilindro que se encuentra en llenado, también posee una derivación para enviar el agua hacia el tanque subterráneo.

se toma en consideración el estudio de flujo del aire debido a su reducida pérdida e influencia en la presión.

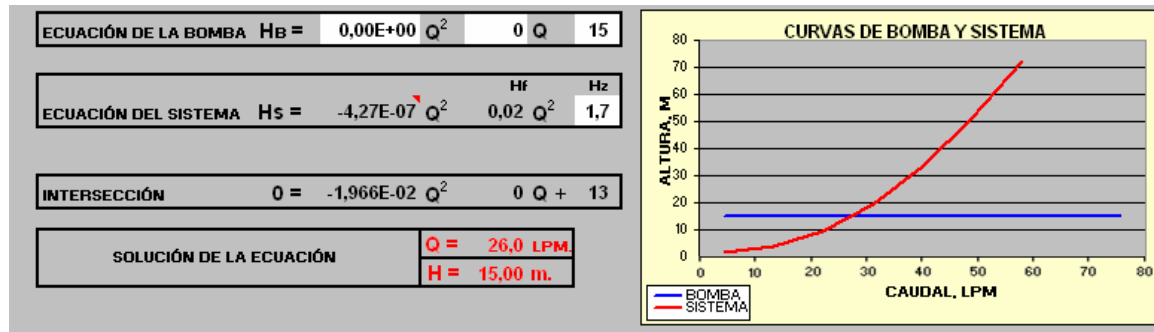
Tabla 11. Datos de tubería y accesorios para llenado con aire a presión.

	CANT.	UNID.
DATOS DEL ACOPLE DE VACIADO.		
TUBERÍA.		
LONGITUD DE TUBERÍA RECTA.	1,76	mts
DIÁMETRO DE LA TUBERÍA.	0,00635	mts
ACCESORIOS		
VÁLVULA DE PIE CON FILTRO	0	
CODOS	0	
DATOS DE LA DESCARGA		
TUBERÍA		
LONGITUD DE TUBERÍA RECTA	1,011	mts
DIÁMETRO DE LA TUBERÍA	0,0127	mts
ACCESORIOS		
AMPLIACION BRUSCA		
Diámetro menor	0,00635	mts
Diámetro mayor	0,0127	mts
REDUCCIÓN BRUSCA		
Diámetro mayor	0	mts
Diámetro menor	0	mts
CONECTORES		
Diámetro	4	
Diámetro	0,0127	mts
CODOS		
TE FLUJO DIRECTO	3	
TE FLUJO DESVIADO (90°).	1	
VÁLVULAS DE BOLA	2	
VÁLVULAS DE GLOBO	0	
VÁLVULAS DE COMPUERTA	0	

El caudal se calcula para el estado en el que el nivel del agua del cilindro en etapa de vaciado se encuentra casi en el fondo del cilindro, ver figura 50, se calcula para los valores de tubería y accesorios que se muestran en la tabla anterior.

Con un caudal de 26 LPM, aplicado a un cilindro de 136 litros, se obtiene un tiempo de 5 minutos, en caso de alta demanda de ensayos puede aumentarse la presión de aire para agilizar el vaciado y llenado de los cilindros.

Tabla 12. Ecuaciones y curvas para vaciado por aire a presión.



4.4 ANALISIS POR MEDIO DE ELEMENTOS FINITOS

Para el desarrollo del análisis se emplea el software de elementos finitos COSMO Desing Star 3.0, en su versión académica, se realiza comprobación para los esfuerzos máximos, deformaciones y puntos críticos de las piezas en particular, el análisis por elementos finitos se desarrolla para los siguientes sistemas:

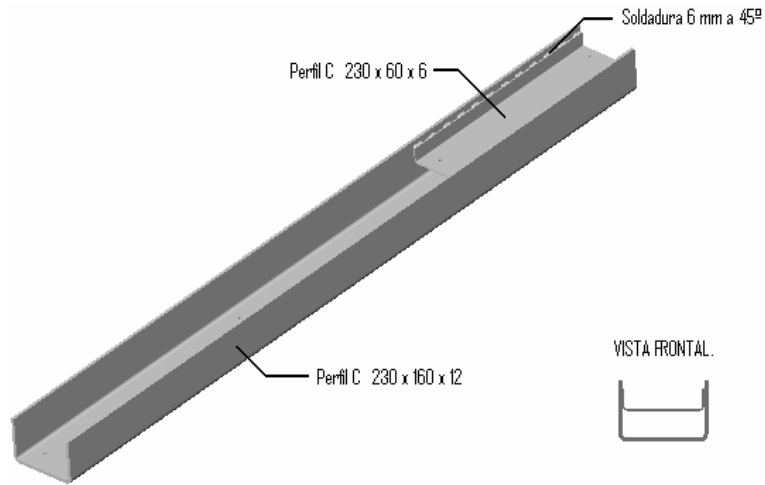
- 1) El sistema de presión.
- 2) El sistema de medición de dilatación volumétrica.

Los esfuerzo presentados a continuación son basados en la teoría de máxima energía de distorsión o de Von – Mises, aplicada a materiales dúctiles.

4.4.1 Análisis por medio de elementos finitos para el sistema de presión. Los elementos críticos a estudiar son la viga de soporte y el vástago del actuador hidráulico debido a que son los elementos de mayor cuidado, se realiza comprobación para los siguientes puntos:

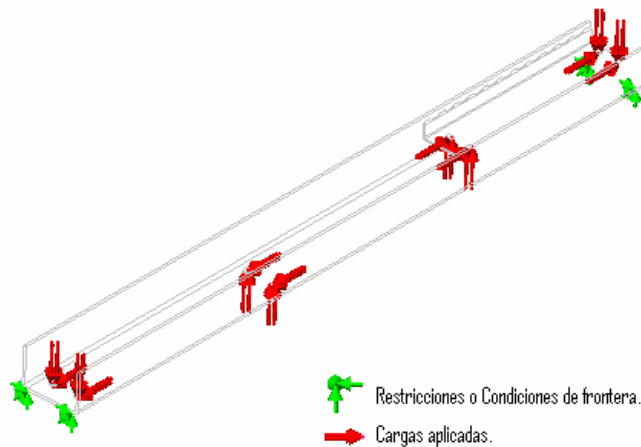
- 1) análisis distribución y concentración de esfuerzos.
 - 2) Análisis de deformaciones.
- Análisis de esfuerzos en viga de soporte. Para la simulación de esfuerzos se establece el estado de carga de la figura 54, y se asigna una condición de frontera disponible por el software que se aproxima al estado real.

Figura 53. Viga para simulación.



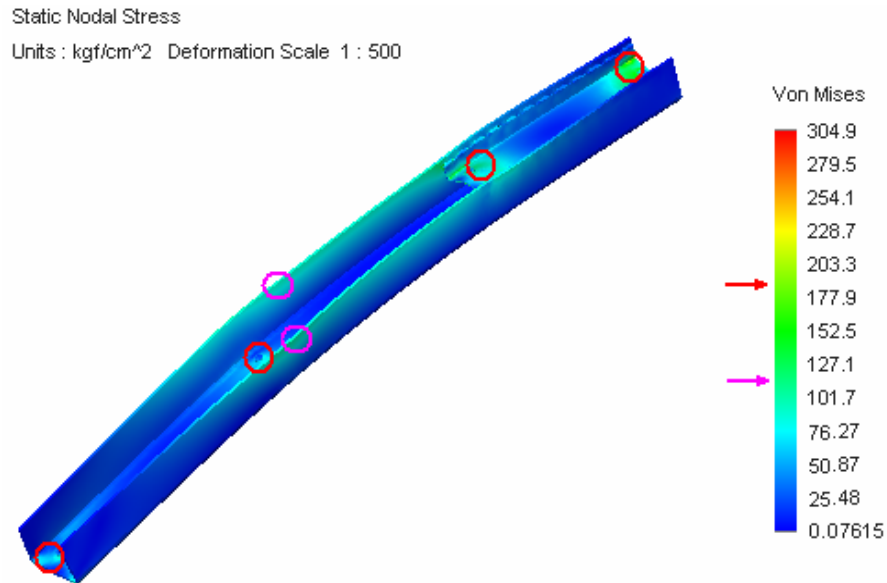
Esta condición consiste en aplicar una restricción a los bordes inferiores de la viga la cual permite movimiento angular pero no desplazamiento, esta aproximación es valida debido a que las deformaciones en la dirección longitudinal de la viga, son despreciables, el material utilizado para la simulación es un acero simple al carbón, con las propiedades del ASTM A 36.

Figura 54. Estado de cargas y restricciones para simulación.



En la siguiente figura se observa que el esfuerzo mayor se encuentra en las alas de la viga en la zona media de esta (círculos de color magenta), presentando un valor de entre 101,7 a 127,1 $\frac{Kg}{cm^2}$, que resulta en un factor de seguridad de N = 9.

Figura 55. Simulación de esfuerzos de la viga soporte.

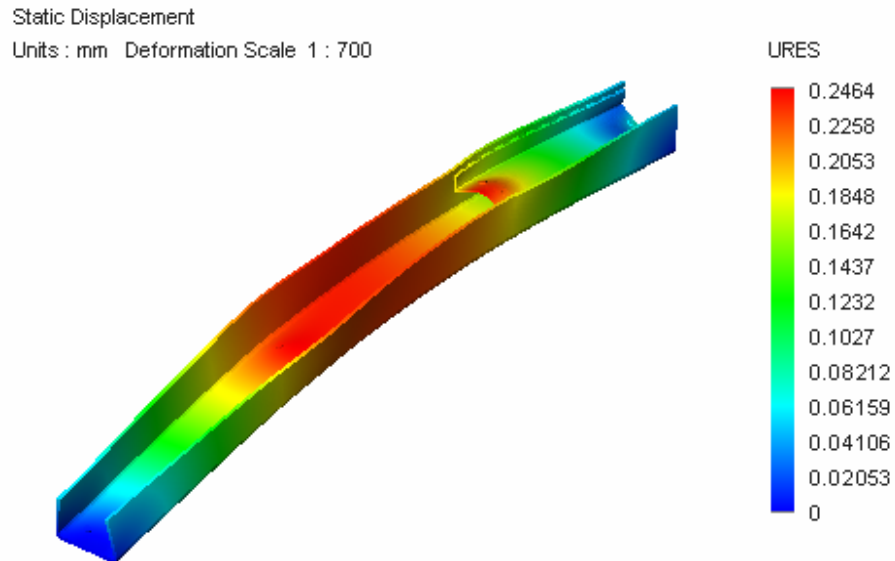


Es importante notar que los esfuerzos en la zona de contacto de los pies de los actuadores y la viga (círculos rojos), se presentan elevados esfuerzos, pero en ningún punto de la viga llegan a ser mayores que $200 \frac{Kg}{cm^2}$.

El esfuerzo real es menor que el simulado debido a que se transmite una porción de la carga por medio de la fricción entre las partes y porque la fuerza transmitida en los pies esta distribuida en el área de contacto.

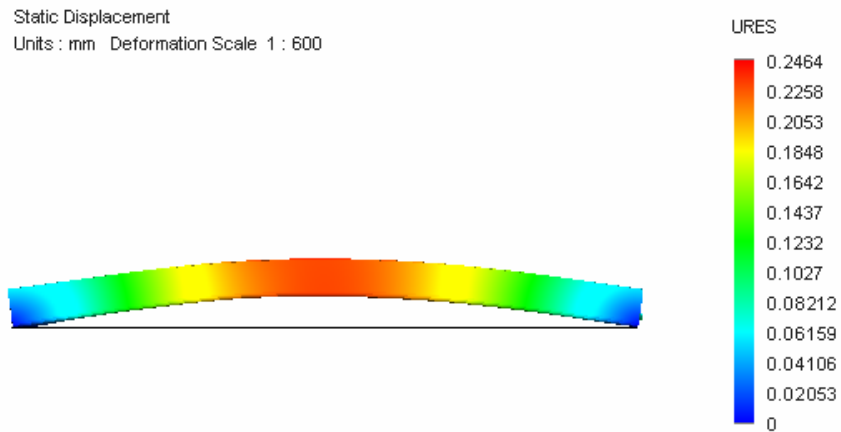
➤ Análisis de deformaciones en viga de soporte. Las deformaciones mostradas en las siguientes figuras representan el valor total o resultante de la deformación en los tres ejes espaciales, sin embargo en este caso indican la deformación vertical o flecha debido a que las deformaciones en los demás ejes son despreciables en comparación a la deformación en la dirección vertical., en la zona media de la viga.

Figura 56. Simulación de Deformación de la viga soporte.



De la figura anterior se observa que la mayor deformación es de 0,2464 mm, y se encuentra aproximadamente en la zona media de la viga, en el siguiente diagrama se puede apreciar mejor esta condición.

Figura 57. Vista lateral de deformación de la viga.



- Resultados. El desarrollo analítico de la viga muestra un esfuerzo y deformación algo mayores que los obtenidos mediante simulación, siendo bastante aproximados entre sí los resultados por ambos métodos.

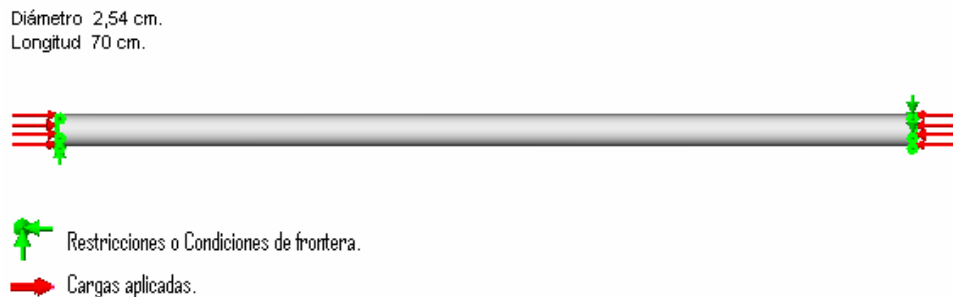
Una observación importante es que la flecha máxima obtenida por ambos métodos es menor que medio milímetro lo cual representa un beneficio para el equipo de bombeo ya que garantizando baja deflexión se presenta menos riesgo de pandeo y deterioro de sellos de actuadores.

Para el caso de los apoyos de los pies de los actuadores se observa un esfuerzo máximo de 200 Kg/cm^2 , (sensiblemente mayor al real), que bajo un S_{perm} de 1150 Kg/cm^2 , resulta en un factor de seguridad de $N = 5,7$, los altos factores de seguridad son producto de la exigencia de rigidez más que de resistencia de la viga.

➤ Análisis de pandeo del vástago hidráulico. Se recurre a la herramienta BUCKLING del software de análisis por elementos finitos COSMOS DESIGN STAR 3.0 en su versión académica.

Se aplica restricción a las caras de los extremos del vástago, las cuales impiden el movimiento lateral y permiten movimiento angular y axial (extremos articulados), la carga axial aplicada es de 1700 Kg, y se utiliza un acero simple al carbono con modulo de elasticidad de $2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.

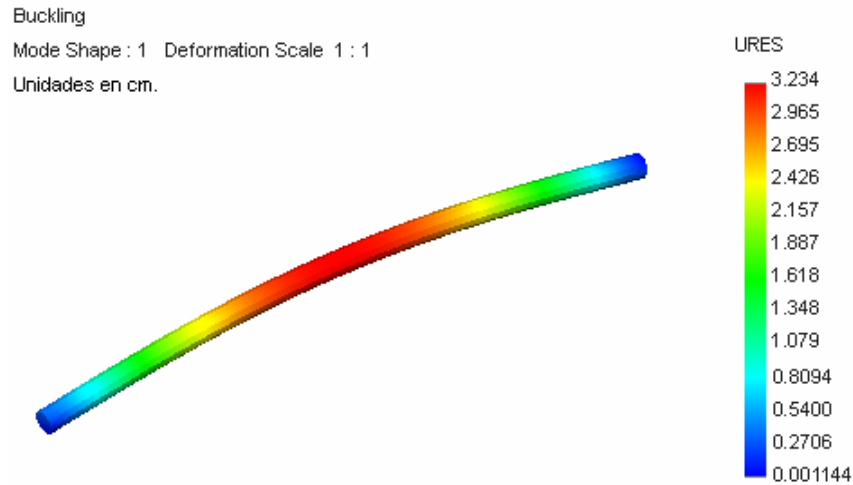
Figura 58. Cargas y restricciones para simulación de pandeo.



Los resultados de deformación listados en la columna derecha de la siguiente figura, representan la deformación producida por la carga crítica para el pandeo

del elemento, es decir, la deformación máxima que sufre el elemento al momento de producirse la falla inminente por pandeo.

Figura 59. Simulación de pandeo del vástago hidráulico.



El software permite calcular el BLF (Buckling Load Factor), que representa el factor de seguridad, en este caso determina un factor de $N = 5,13$, luego la carga crítica de pandeo es de:

$$P_{cr} = 8700 \text{ Kg} ;$$

- Resultados. Como es de esperarse, para este caso simple los dos métodos arrojan resultados prácticamente iguales lo que garantiza la seguridad en la utilización del elemento, para elementos y estados de carga más complejos el análisis por elementos finitos es una herramienta muy útil para el análisis.

Un factor de seguridad de $N = 5$, puede parecer alto pero resulta en un factor apropiado para el caso, considerando que en la práctica es imposible centrar perfectamente la carga y que la columna se encuentra en la zona intermedia entre columnas cortas y largas que es una zona de alta incertidumbre para la formulación, debido a que se presenta pandeo elástico y pandeo inelástico conjuntamente.

4.4.2 Análisis por medio de elementos finitos del sistema medición de dilatación volumétrica. Para este sistema, el elemento crítico que necesita de comprobación, es el acople de presión al cilindro ya que además de resistir la elevada presión de ensayo debe especificarse para el montaje en la tapa de la camisa de acero que es por ajuste forzado, se realiza el análisis de esfuerzos para los siguiente estados de sollicitación:

- 1) Análisis para el ajuste forzado.
- 2) Análisis del acople bajo presión de ensayo.

➤ Análisis de esfuerzos en el acople de presión al cilindro. La simulación se aplica solo al acople por ser el elemento más esforzado, el objetivo es la observación y evaluación de la distribución de esfuerzos y de las zonas de concentración.

- Análisis para ajuste forzado. Se aplica una presión de contacto de $120 \frac{Kg}{cm^2}$, y se fija el extremo que conecta con el cáncamo de elevación, para mejor observación se realiza un corte en la sección media para observación de las carga y restricciones que se muestran en la figura 61.

En la figura 64, se evidencia que en los cambios de sección de la pieza no se presentan esfuerzos de consideración encontrándose como máximo esfuerzos de $210 \frac{Kg}{cm^2}$.

Figura 60. Cargas y restricciones en el acople por ajuste forzado.

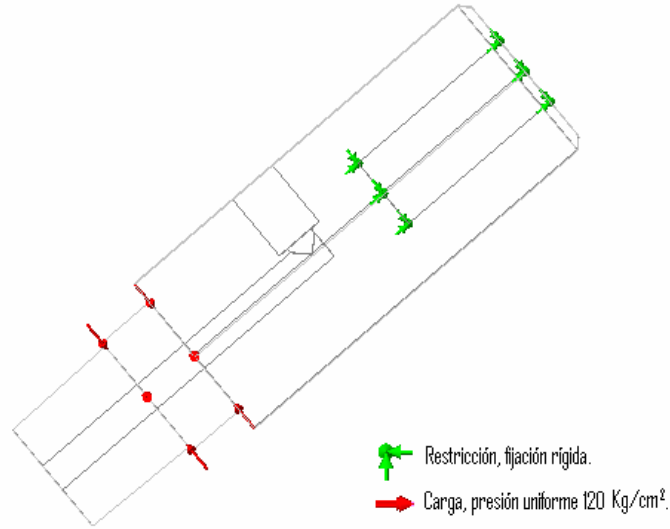
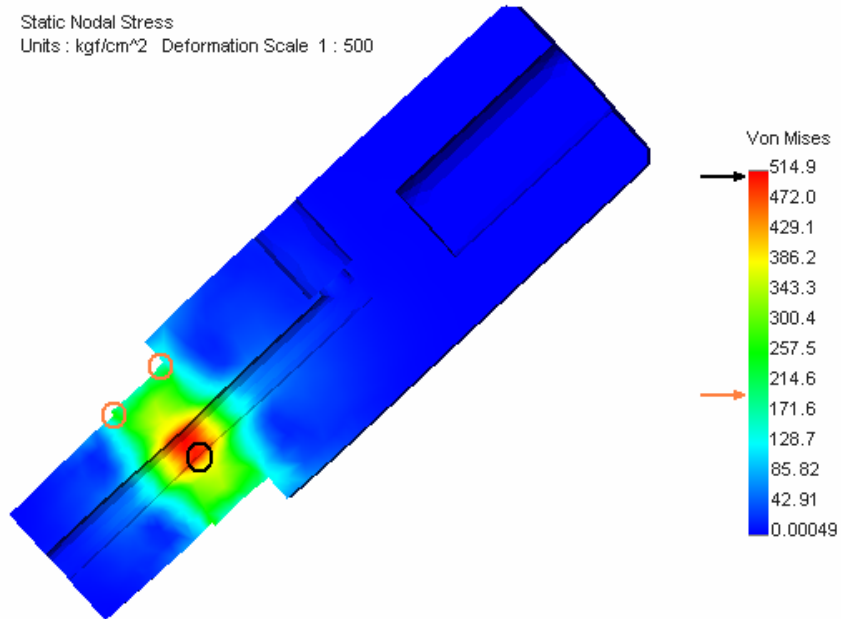


Figura 61. Simulación de esfuerzos en acople por ajuste forzado.



El esfuerzo en la superficie interna presenta un valor de 515 Kg/cm^2 , sensiblemente mayor al calculado analíticamente de 300 Kg/cm^2 , esto se debe a que en el estudio analítico no se considera la influencia de la geometría real de la pieza sino que se calcula como un simple recipiente cilíndrico a presión.

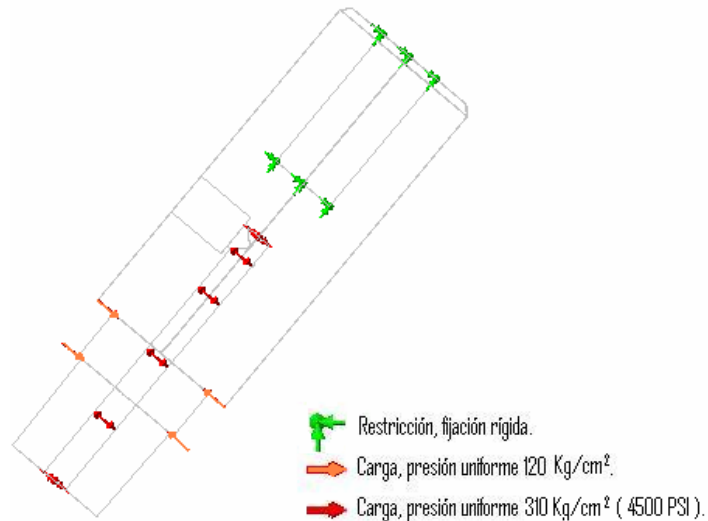
El esfuerzo de Von-Mises representativo es:

$$\sigma = 515 \text{ Kg/cm}^2 ;$$

Para este esfuerzo se obtiene un factor de seguridad de $N = 6$.

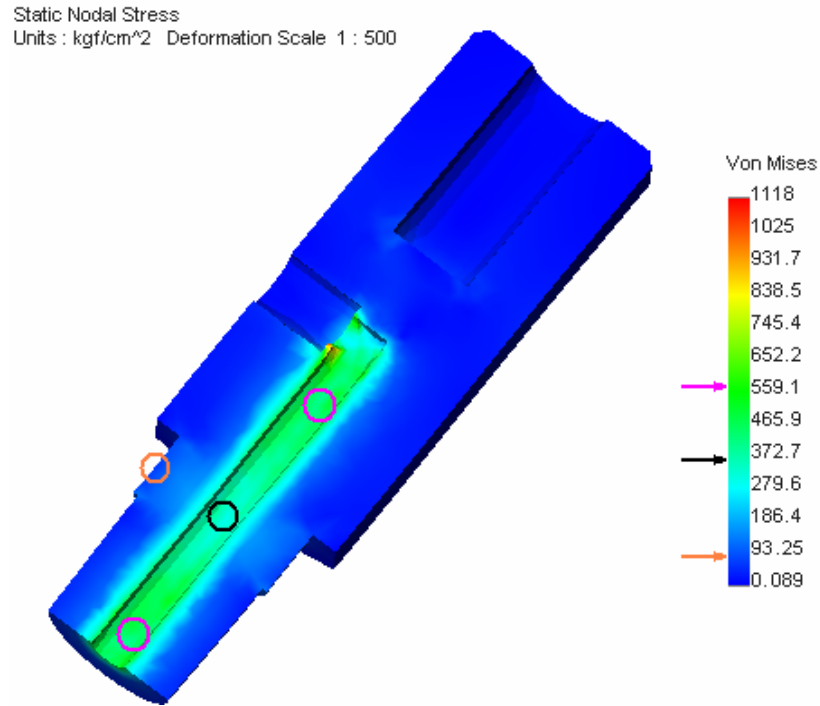
- Análisis del acople bajo presión de ensayo. Se simula aplicando carga de presión a la superficie interna y externa de 310 Kg/cm^2 (4500 PSI), y 120 Kg/cm^2 , respectivamente, al igual que en el análisis anterior, a la conexión con el cáncamo de elevación se aplica la restricción de fijación rígida.

Figura 62. Cargas y restricciones en el acople bajo presión de ensayo.



En la figura 63, se presenta la distribución del esfuerzo de Von – Mises donde se realiza una sección a lo largo del eje longitudinal para mejor visualización de los esfuerzos.

Figura 63. Simulación de esfuerzos en el acople bajo presión de ensayo.



El esfuerzo en la superficie interna en la zona afectada por ajuste forzado (círculo de color negro), es de 345 Kg/cm^2 , en las zonas que no están afectadas por ajuste forzado (círculos de color magenta), la intensidad es sensiblemente mayor con un valor de entre 400 Kg/cm^2 y 700 Kg/cm^2 .

Para el cálculo del factor de seguridad del elemento se toma en consideración el esfuerzo máximo en la superficie del conducto interno sometida a la presión de ensayo ya sea por el método analítico o por el método de elementos finitos.

El esfuerzo de Von-Mises es:

$$\sigma = 700 \text{ Kg/cm}^2 ;$$

Para acero SAE/AISI 1045, representa un factor de seguridad de $N = 4$, en conclusión para el acople y la tapa se obtienen amplios factores de seguridad lo que brinda confiabilidad y seguridad en estos componentes.

- Resultados. El hecho de emplear ajuste forzado en lugar de unión por roscado o por soldadura, redundaría en una reducción importante para la distribución de carga en la superficie del ducto interno, por lo que se recomienda no emplear los métodos de unión por roscado o soldadura en los que no ocurre esta distribución de esfuerzo y se introducen concentradores de esfuerzo que producen daño prematuro del componente.

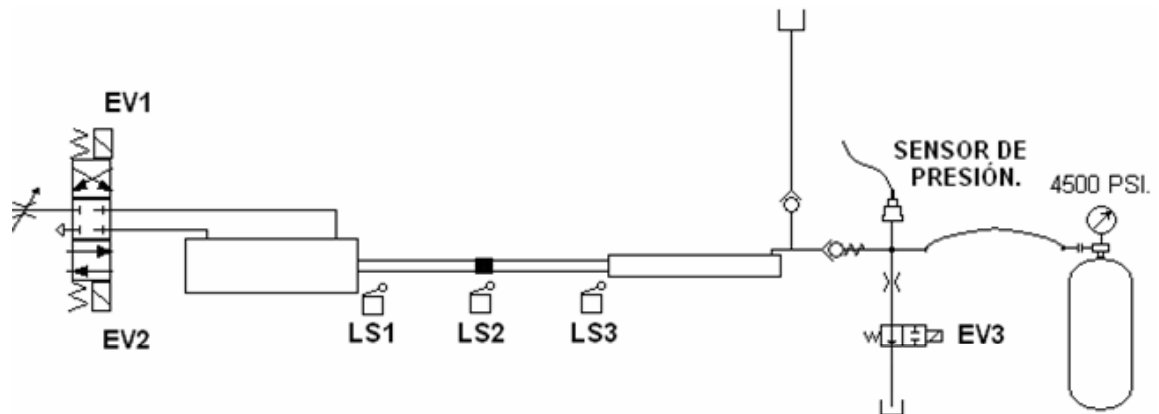
5. AUTOMATIZACIÓN DE LA MÁQUINA

Se aplica automatización al control y manejo de presión que es el proceso principal del ensayo, con esto se garantiza que siempre sea realizado de igual forma cada vez que se pruebe un cilindro, los puntos bajo control consisten en las siguientes operaciones:

- Elevación, sostenimiento y alivio de presión.
- Aplicación de tiempos de espera necesarios entre etapas.
- Aviso para toma de lectura de balanza electrónica.

Con lo anterior se asegura que el desarrollo no dependa (dentro del funcionamiento normal), del operario, evitando fallas por: estado de ánimo, operación rutinaria o distracciones.

Figura 64. Elementos de accionamiento y entrada para control.



EV1: Solenoide retroceso de actuador neumático.

EV2: Solenoide avance de actuador neumático (elevar presión).

EV3: Solenoide electroválvula de alivio de presión.

LS1, LS2, LS3: Finales de carrera.

5.1 DEFINICIÓN DEI SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN

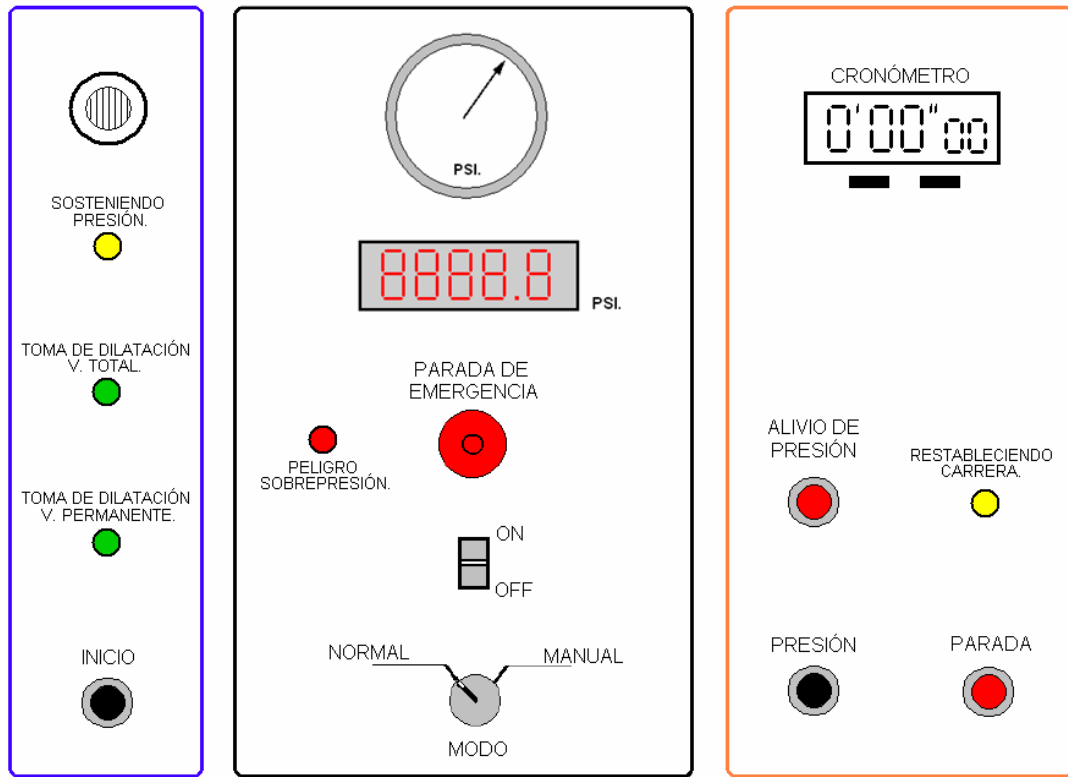
Se emplean elementos para control direccional y de presión así como los necesarios para el control de carrera y mando manual, se suministra un pulsador de emergencia para el caso de bloqueo del automatismo o falla.

Para el control del proceso se establece un tablero de mando que contendrá tres secciones necesarias en la operación del banco, estas son:

- 1) Zona de mando automático: Solo es necesario el pulsador de arranque y las respectivas luces de indicación y parlante para aviso de registro de dilatación.
- 2) Zona de monitoreo y mando principal: Donde se ubican los manómetros para seguimiento, pulsador de emergencia, selector de modo de operación e interruptor de encendido.
- 3) Zona de mando manual: Se ubican los pulsadores para elevación, parada o sostenimiento y alivio de presión, también se instala un cronómetro para medición de los tiempos reglamentarios.

Se desarrolla el método de diagrama funcional GRAFCE (Gráfico de Mando Etapa/Transición), para establecer y seguir la secuencia de control y para la programación del automatismo, los modos de marcha, paro y sus relaciones se establecen mediante la metodología GEMMA (Guía de Estudio de los Modos de Marcha y Paro).

Figura 65. Tablero de maniobra para el control automático y manual.



- PULSADORES.
- LUCES, PILOTOS DE SEÑALIZACIÓN.

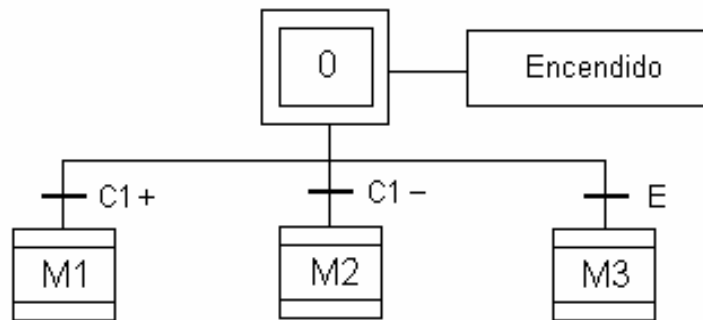
De acuerdo con la metodología GEMMA, para la automatización requerida por la máquina se definen los siguientes estados o modos de funcionamiento:

- Graficet de nivel superior.
- Modo en marcha automática.
- Modo en marcha manual.
- Modo en paro de emergencia.

Los tres últimos estados anteriores son representados como una macro etapa en el Graficet de nivel superior, a continuación se expone el desarrollo del método.

5.1.1 Grafcet de nivel superior. Muestra las condiciones existentes y necesarias entre los estados de operación de la máquina, una vez encendida se tiene la opción de operar la máquina de forma automática, manual, o activar el modo de emergencia, no se presenta marcha de preparación debido a que no es requerida por el sistema de bombeo para trabajar.

Figura 66. Grafcet de nivel superior.



C1: Selector de operación, (+) automática, (-) manual.

E: Pulsador de emergencia.

M1: Macro de funcionamiento automático.

M2: Macro de funcionamiento manual.

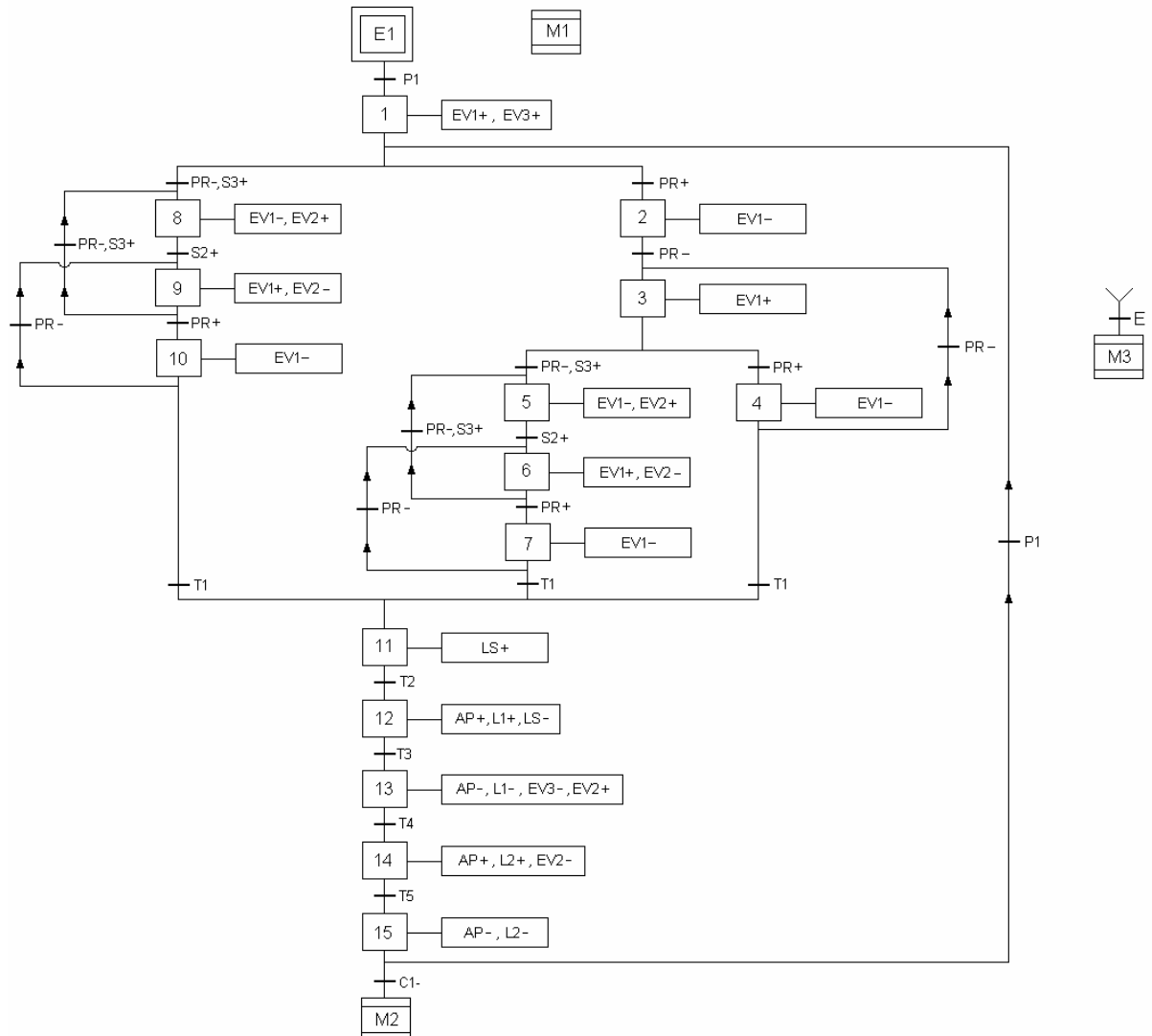
M3: Macro de parada de emergencia o falla.

5.1.2 Modo en marcha automática. Se encarga de realizar el desarrollo propio del ensayo de expansión, e inicia una vez se posicione el selector en automático (C1+), y a continuación se presione el pulsador de arranque P1.

Las tareas a realizar son las siguientes:

- Accionamiento del sistema de bombeo hasta alcanzar la presión de ensayo.
- Suministrar los tiempos de sostenimiento.
- Dar aviso sonoro y lumínico para tomas de dilatación volumétrica.
- Reposicionar el actuador neumático para el siguiente cilindro a ensayar.
- Brindar una bifurcación hacia el modo de emergencia, en todas las etapas del ciclo.

Figura 67. Modo en marcha automática.



E: Parada de emergencia.

C1: Selector de operación, (+) automática, (-) manual.

P1: Pulsador de arranque para modo automático.

EV1+: Salida de actuador neumático, elevación de presión.

EV1-: Deshabilitar, elevación de presión

EV2+: Entrada del actuador neumático, restablecimiento.

EV2-: Deshabilitar entrada del actuador neumático.

EV3+: Cierre de válvula de drenaje.

EV3-: Apertura de válvula de drenaje (alivio de presión).

S2: Final de carrera, límite para retroceso de actuador neumático.

S3: Final de carrera, Límite de carrera de bombeo.

Pr: Presostato (sensor piezoeléctrico), límite máximo de presión.

T1: Temporizador, tiempo de espera para iniciar sostenimiento.

T2: Temporizador, tiempo de espera de sostenimiento de presión e inicio de etapa de toma de volumen.

T3: Temporizador, tiempo de espera para toma de volumen total dilatado, e inicio del alivio de presión.

T4: Temporizador, tiempo de espera para inicio toma de volumen y retroceso total del vástago.

T5: Temporizador, tiempo de espera para toma de dilatación volumétrica total, fin del ciclo.

AP: Audio parlante de aviso de toma de volumen de balanza electrónica.

Ls: Luz de aviso de sostenimiento.

L1: Luz de aviso de toma de volumen total dilatado.

L2: Luz de aviso de toma de volumen permanente dilatado.

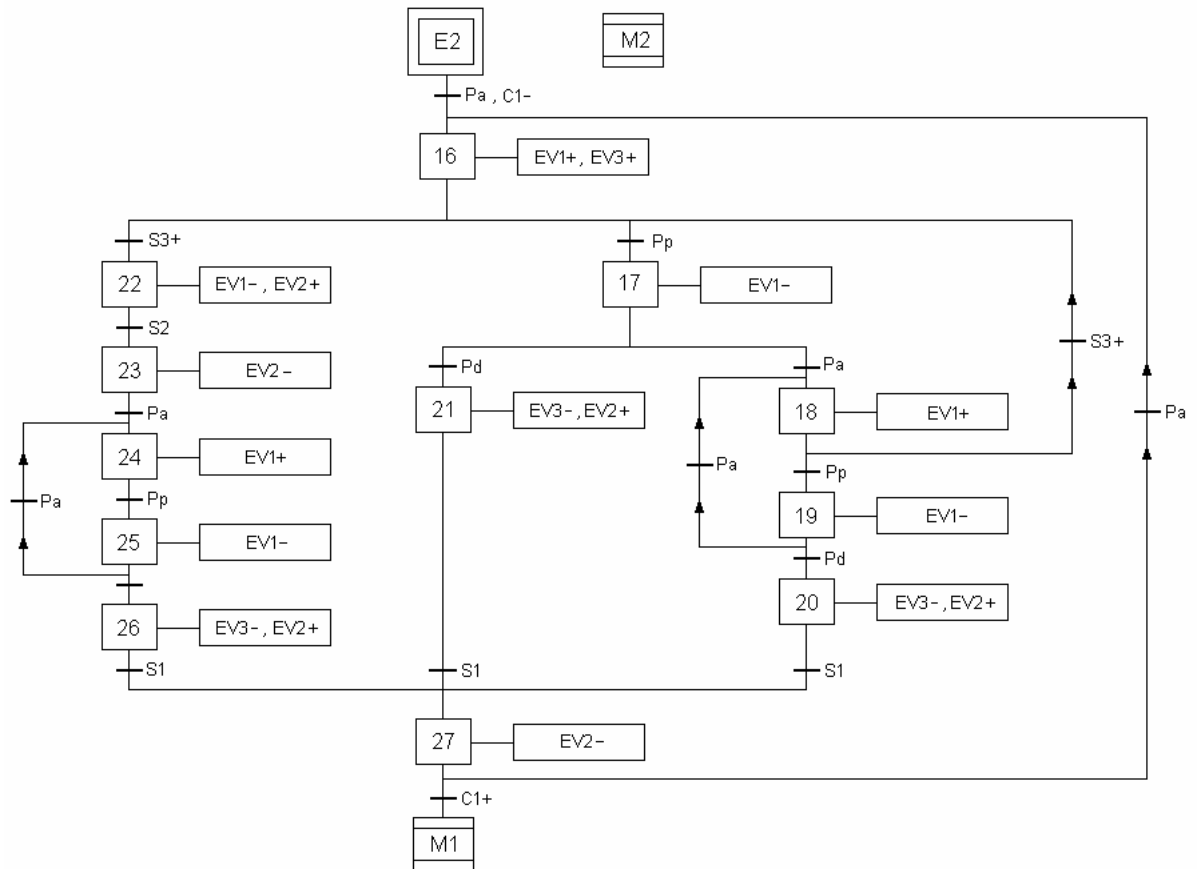
M1: Macro de funcionamiento automático.

M2: Macro de funcionamiento manual.

M3: Macro de parada de emergencia o falla.

5.1.3 Modo en marcha manual. Permite que el operario controle en su totalidad el desarrollo del ensayo se activa bajo voluntad del operario o en caso de activar el modo de emergencia.

Figura 68. Funcionamiento en modo manual.



C1: Selector de operación, (+) automática, (-) manual.

Pa: Pulsador para acenso de presión.

Pp: Pulsador de parada de acenso de presión.

Pd: Pulsador de alivio de presión y reposición de vástago.

S1: Final de carrera de reposición total de vástago.

S2: Final de carrera de reposición de vástago.

S3: Final de carrera de bombeo.

EV1+: Salida de actuador neumático, elevación de presión.

EV1-: Deshabilitar, elevación de presión

EV2+: Entrada del actuador neumático, restablecimiento.

EV2-: Deshabilitar entrada del actuador neumático.

EV3+: Cierre de válvula de drenaje.

EV3-: Apertura de válvula de drenaje (alivio de presión).

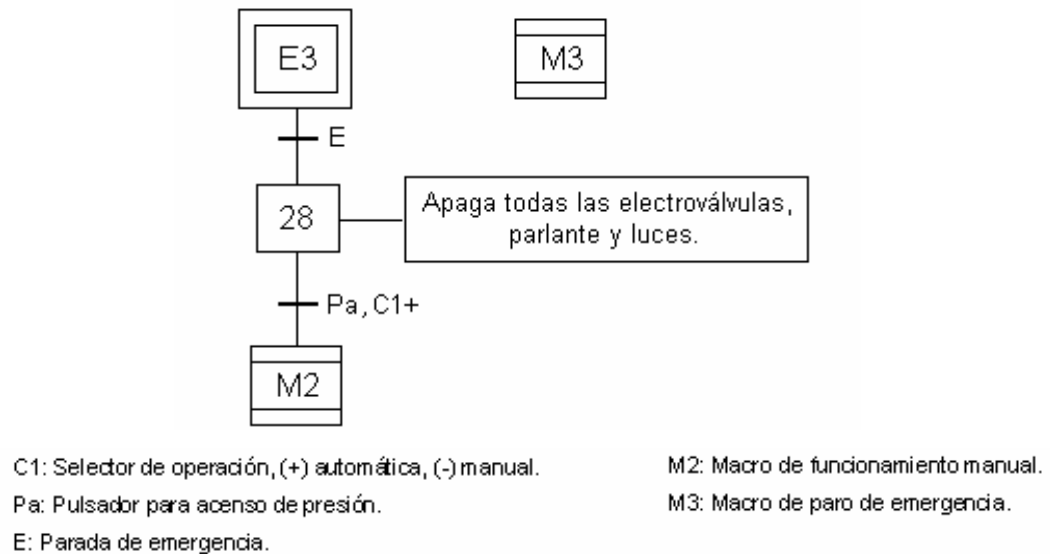
M1: Macro de funcionamiento automático.

M2: Macro de funcionamiento manual.

M3: Macro de paro de emergencia.

5.1.4 Modo en paro de emergencia. En caso de accionarse el modo de emergencia, se desconecta todas las salidas del PLC y se obliga a pasar al funcionamiento en modo manual.

Figura 69. Modo en parada de emergencia.



NOTA IMPORTANTE:

En caso de accionar el modo de paro de emergencia o cancelar el ensayo en la etapa de sostenimiento o a una presión mayor de 4000 PSI, se debe¹¹ operar el equipo en modo manual y realizar el ensayo bajo una presión de prueba de 4600 PSI, ESTA PROHIBIDO REALIZAR MÁS DE DOS ENSAYOS HIDROSTATICOS, en caso contrario debe descartarse (destruir), el cilindro.

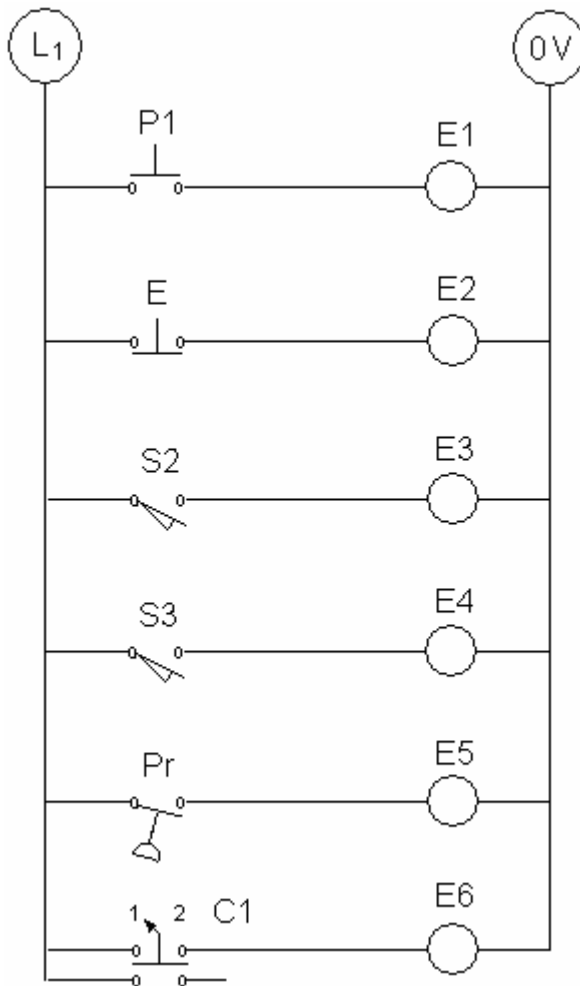
5.2 PLANTEAMIENTO DEL AUTOMATISMO.

Se emplea un PLC con manejo de entradas análogas, contadores y temporizaciones debido a que la aplicación es de pequeña cobertura y baja o nula modificación del proceso, se deja de lado el uso de un microcontrolador.

¹¹ Exigencia impuesta en la norma NTC 3847, numeral 11, Pág. 16.

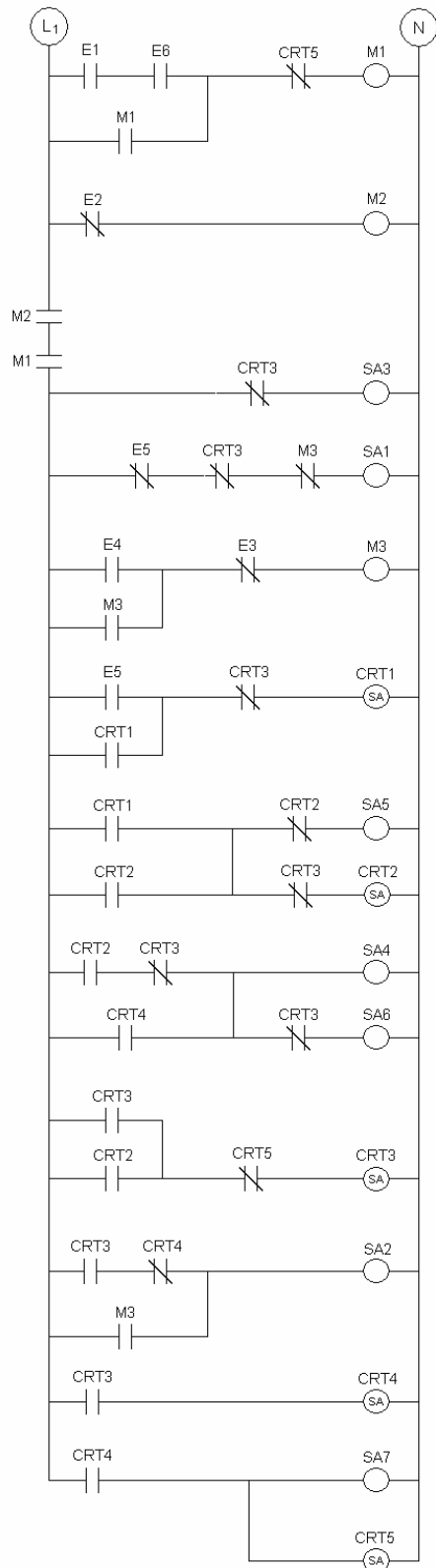
5.2.1 Diagrama de contactos. A continuación se presentan los diagramas necesarios para el programa de control y las conexiones de entrada, y salida (actuadores, alarmas luces, etc.).

Figura 70. Entradas al PLC.



- E1 - E6: Entradas del PLC.
- E5: Entrada analógica del PLC.
- P1: Pulsador de arranque.
- E: Pulsador de parada de emergencia.
- S2: Final de carrera, retroceso de vástago neumático.
- S3: Final de carrera de bombeo.
- Pr: Presostato, (sensor piezoeléctrico).
- C1: Selector de dos posiciones.

Figura 71. Diagrama de contactos del PLC.



Una vez definido el diagrama de contactos, puede ser transcrito fácilmente a las variables que emplee el controlador (PLC).

Definiciones del diagrama de contactos:

E1: Entrada de arranque del ensayo.

E2: Entrada de paro de emergencia.

E3: Entrada de límite de carrera de retroceso de vástago neumático.

E4: Entrada de Límite de carrera de bombeo.

E5: Entrada análoga del sensor de presión.

E6: entrada de mando automático.

M1: Memoria de mando automático.

M2: Memoria de paro por emergencia.

M3: Memoria de reposición de vástago, para acenso de presión.

CRT1: Temporizador de paso a sostenimiento de presión.

CRT2: Temporizador de sostenimiento de presión.

CRT3: Temporizador tiempo para toma de volumen total dilatado.

CRT4: Temporizador para alivio de presión y retroceso de vástago.

CRT5: Temporizador para toma de volumen dilatado permanente y posición para nuevo ensayo.

SA1: Salida para accionamiento de válvula de alivio de presión.

SA2: Salida para suministro de presión (salida de actuador neumático).

SA3: Salida para retroceso de actuador neumático (succión).

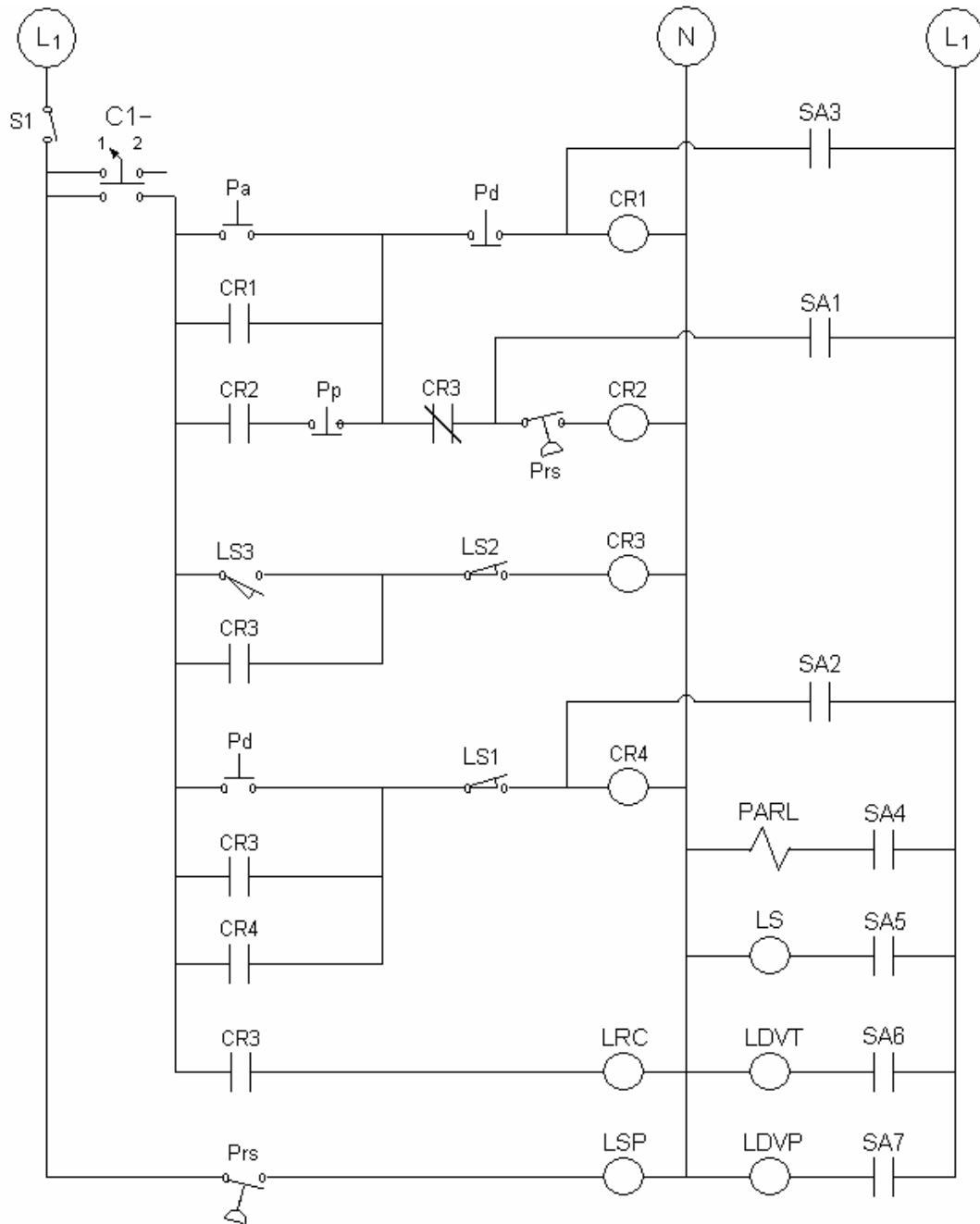
SA4: Salida para parlante de aviso de toma de datos.

SA5: Salida luz indicadora de etapa de sostenimiento.

SA6: Salida luz indicadora de etapa de toma de volumen total dilatado.

SA7: Salida luz de etapa de toma de dilatación volumétrica permanente.

Figura 72. Control manual y salidas del PLC.



La línea de alimentación eléctrica L1 es de 25 voltios en corriente directa.

Definiciones de control manual y salidas del PLC:

S1: Interruptor de encendido.

Pa: Pulsador para inicio de ensayo y elevación de presión.

Pd: Pulsador de alivio de presión y fin de ensayo.

Pp: Pulsador de parada de ascenso de presión.

LS1: Final de carrera de retroceso de vástago neumático y final del ciclo.

LS2: Final de carrera de retroceso de vástago neumático para ascenso de presión.

LS3: Final de carrera de bombeo.

CR1: Rele de cierre de válvula de alivio de presión.

CR2: Rele de elevación de presión.

CR3: Rele de reposición de carrera para continuar ascenso de presión.

CR4: Rele de retroceso de vástago neumático.

LRC: Luz indicadora de restablecimiento de carrera.

LSP: Luz indicadora de sobre presión.

PARL: Parlante.

LS: Luz indicadora de etapa de sostenimiento.

LDVT: Luz indicadora de toma de dilatación volumétrica total.

LDVP: Luz indicadora de toma de dilatación volumétrica permanente.

SA1: Salida PLC para accionamiento de válvula de alivio de presión (cierre).

SA2: Salida PLC para suministro de presión (salida de actuador neumático).

SA3: Salida PLC para retroceso de actuador neumático (succión).

SA4: Salida PLC para parlante de aviso de toma de datos.

SA5: Salida PLC luz indicadora de etapa de sostenimiento.

SA6: Salida PLC luz indicadora de etapa de toma de volumen total dilatado.

SA7: Salida PLC luz indicadora de etapa de toma de dilatación volumétrica permanente.

Prs: Presostato de seguridad general, calibrado a 4650 PSI.

6. PRESUPUESTO

El siguiente capítulo está destinado a la presentación y análisis de los costos de fabricación y adquisición de los componentes que conforman los sistemas del banco de ensayo, se realizan las cotizaciones de manera independiente para brindar una visión más clara de los costos y determinar en donde se concentran los mayores requerimientos de presupuesto que se distribuye de la siguiente manera:

- 1) Costos de componentes del sistema de presión.
- 2) Costos de componentes del sistema de medición de dilatación volumétrica.
- 3) Costos de componentes de sistema de llenado y vaciado.
- 4) Costos de automatización y control.

6.1 COSTOS DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE PRESIÓN

Se dividen entre los requeridos para fabricación de partes y adquisición de componentes seleccionados, para consulta de talleres y almacenes, diríjase al anexo C.

El mayor requerimiento de presupuesto para el sistema de presión, se encuentra en los componentes principales que son los de mayor importancia y quedan justificados por ser el sistema de mayor cuidado en cuanto a implementación se refiere, los costos de fabricación y accesorios son bastante reducidos en comparación.

Tabla 13. Materiales y mano de obra de sistema de presión.

COSTOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE PRESIÓN							
ÍTEM	COMPONENTE	MATERIAL	DIMENSIONES	VALOR	MANUFACTURA	VALOR	TOTAL PARCIAL
1	Viga de soporte para sistema de bombeo.	Lámina de acero. ASTM A 36	Lámina de 12 mm 558 cm x 280 cm	260.000	Doblado en perfil C de 230 cm x 160 cm medidas internas.	165.500	477.500
2	Plataforma para actuador hidráulico.	Lámina de acero. ASTM A 36	Lámina de 6 mm 350 cm x 858 cm.	52.000			
3	Acople para Vástagos.	Barra redonda. Acero SAE/AISI 1020.	Barra de 2" y 3" de longitud.	10.000	Taladrado, roscado y maquinado.	40.000	50.000
4	Soporte para accesorios neumáticos.	Lámina de acero ASTM A 36	Lámina de 2 mm 4 cm x 11 cm.	4.000	Doblado y perforado.	5.000	9.000
5	Racor y orificio regulador de caída de presión.	Barra hexagonal Acero SAE/AISI 1045.	Barra de 1" Longitud 50 mm.	9.000	Maquinado, taladrado, roscado interno y externo.	60.000	69.000
Precios con IVA incluido.						TOTAL	605.500

Los componentes seleccionados se presentan en dos tablas, con el fin de discriminar los costos de los principales y de los accesorios:

Tabla 14. Costos de componentes seleccionados del sistema de presión.

COSTOS COMPONENTES SELECCIONADOS DEL SISTEMA DE PRESIÓN				
ÍTEM	COMPONENTE	VALOR UNITARIO	CANT.	TOTAL PARCIAL
1	Actuador hidráulico Diam. 1" carrera de 700 mm.	600.000	1	600.000
2	Actuador neumático Diam. 160 mm carrera de 700 mm.	1'800.000	1	1'800.000
3	Válvula antirretorno de 3/8" NPT para montaje en línea.	200.000	2	400.000
4	Electroválvula neumática de 1/8" serie L01 SS 6 59 40 11B 60.	250.000	1	250.000
5	Sensor de presión piezoeléctrico. Rango de 0 - 5000 PSI.	870.000	1	870.000
6	Display de sensor de presión. 4 dígitos, 1 decimal, LEDs en rojo.	400.900	1	401.000
7	Electroválvula hidráulica de 1/4" NPT. Modelo EM11DS G24. *	243.000	1	243.000
8	Filtro de aire de 1/2" NPT. Marca Numatics, Ref. F22B-04	152.000	1	152.000
* Precio del Euro a 3.036,59 agosto 20 de 2006. IVA incluido por accesorio o componente.			TOTAL	4'716.000

Tabla 15. Costos de accesorios para tubería del sistema de presión.

COSTOS DE ACCESORIOS PARA TUBERIA DEL SISTEMA DE PRESIÓN				
ÍTEM	COMPONENTE	VALOR UNITARIO	CANT.	TOTAL PARCIAL
1	Manguera de 1/4" para aire	3.500	2	7.000
2	Abrazadera de 1/4"	800	2	1.600
3	Conector para manguera, 1/4" NPT	3.000	3	9.000
4	Válvula de bola, acero Inox. 1/4" NPT	8.000	1	8.000
5	Silenciador de 1/8" en malla metálica	8.000	1	8.000
6	Manguera neumática de 1/4" con conectores (acoplada).	1.0000/m	0,25 mts.	2.500
7	Reducción macho de 1/4" - 1/8" NPT	5.000	3	15.000
8	Manguera neumática de 1/4" con conectores hembra.	17.200/m	1,5 mtrs.	25.800
9	Manguera neumática de 1/4" con conectores hembra.	12.000/m	0,47 mts.	5.700
10	Reducción macho de 3/4" - 1/4" NPT para 5000 PSI.	15.000	2	30.000
11	Reducción macho de 3/8" - 1/4" NPT para 5000 PSI.	12.000	3	36.000
12	Manguera hidráulica de 1/4" para 6000 PSI. Con conectores.	32.000	2	64.000
13	Distribuidor de 3/8" NPT y 3 vías. para 700 Bar.	28.000	1	28.000
14	Empalme de 3/8" NPT. Para 5000 PSI.	8.000	2	16.000
15	Distribuidor de 1/4" NPT y 5 vías. para 700 Bar.	41.000	1	41.000
16	Manómetro tipo Bourdon de 2" conector de 1/4" NPT rango 0 - 6000 PSI.	46.000	1	46.000
17	Empalme de 1/4" NPT. Para 5000 PSI.	7.500	4	30.000
18	Manguera hidráulica de 1/4". Para 6000 PSI, Con conectores.	32.000	2	64.000
19	Racor rápido de 1/4" NPT. Para 6000 PSI.	50.000	1	50.000
20	Manguera de 1/4" para agua.	1.000	3 mts	3.000
IVA Vigente, 20 de Agosto de 2006.			SUBTOTAL	490.600
			IVA.	78.500
			TOTAL	569.100

En conjunto se obtiene un costo total para el sistema de presión de **5'891.000** de pesos.

6.2 COSTOS DE COMPONENTES PARA SISTEMA DE MEDICIÓN DE DILATACION VOLUMÉTRICA

Son los necesarios para implementar el mecanismo de medición de dilatación y comprenden solo las partes o componentes necesarios, no se incluyen los costos de instalación debido a que la ubicación y acometidas tanto eléctrica como de agua dependen de la decisión tomada por cada taller de conversión en particular.

Tabla 16. Materiales y mano de obra para el sistema de medición de dilatación volumétrica.

COSTOS DE MATERIAL Y MANO DE OBRA DEL SISTEMA DE MEDICIÓN DE DILATACIÓN VOLUMÉTRICA							
ÍTEM	COMPONENTE	MATERIAL	DIMENSIONES	VALOR	MANUFACTURA	VALOR	TOTAL
1	Acople de presión (conector a cilindros).	Barra hexagonal. acero SAE/AISI 1045.	Barra de 1,5" Logitud de 5"	15.000	Taladrado, roscado externo e interno y maquinado.	50.000	65.000
2	Tapa de la camisa de acero.	Lámina de 12 mm. acero ASTM A 36.	Disco de 51 cm de diámetro.	103.000	taladrado, roscado y maquinado.	50.000	153.000
3	Mecanismo tensor para gancho cierre.	Lámina de acero ASTM A 36.	3 Láminas de 2 mm. 2,5 cm x 2,5 cm	2.000	Taladrado y soldadura	2.000	4.000
4	Cuba de agua.	Lámina de acrílico.	Lámina de 2 mm. 35 cm x 18 cm. disco de diám. 11,4 cm	15.000	cilindrado y pegado.	26.000	41.000
5	Camisa de acero.	Lámina de acero inoxidable AISI 304.	Lámina de 3 mm. 120 cm x 240 cm	1'000.000	Corte con plasma, cilindrado, soldadura. ensamble	300.000	1'300.000
6	Anclaje para tubería de bascula.	Lámina de acero ASTM A 36	Lámina de 2 mm. 7cm x 7cm.	13.000	Taladrado y soldadura	3.000	16.000
		Varilla de acero 1020.	Diám. 8 mm, Long 18 cm.				
IVA incluido por componente.						TOTAL	1'579.000

En este caso, el mayor costo se encuentra en la fabricación de partes siendo el de mayor importancia la camisa de acero, el costo de este componente se justifica debido a que se emplea acero inoxidable para que a futuro no se presenten daños por corrosión, ya que resulta más costoso el recambio de la camisa si fuese fabricado con acero simple al Carbón.

Tabla 17. Costos de componentes seleccionados para el sistema de medición de dilatación volumétrica.

COSTOS DE ACCESORIOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA DE MEDICIÓN DE DILATACIÓN				
ÍTEM	COMPONENTE	VALOR/UNIT.	CANT.	TOTAL PARCIAL
1	Cáncamo de elevación de 3/4"	25.000	1	25.000
2	Gancho cierre.	8.000	3	24.000
3	Empaquetadura circular Diámetro de 6 mm.	2500/m	1,6 mts.	4.000
4	Balanza Electrónica marca rango 0 - 2000 gr. *	313.000	1	313.000
5	Unión de 3/4" acero Inox.	5.000	1	5.000
6	Válvula de bola 1/2" NPT.	9.000	1	9.000
7	Válvula de bola de 1/4" NPT.	8.000	4	32.000
8	Reducción macho de 3/4" - 1/4" NPT	15.000	1	15.000
9	T 3/4" NPT, acero inox.	10.000	1	10.000
10	Niple de 3/4" NPT, acero inox.	6.000	1	6.000
11	Reducción macho de 3/4 - 1/2" NPT.	18.000	1	18.000
12	Tubo de acero inoxidable de 3/4" y 3 metros.	23.000/3m ^a	3 mts	23.000
13	Codo de acero inoxidable de 3/4 a 90°	7.000	2	14.000
14	manguera de 1/4", para agua.	3000/m	6 mts.	18.000
15	Niple de 1/4" NPT, acero Inox.	4.500	3	13.500
16	Conector para manguera de 1/2" NPT.	4.000	2	8.000
17	Conector para manguera de 1/4" NPT.	3.000	4	12.000
18	Abrazadera de 1/4".	600	4	2.400
19	Abrazadera de 1/2".	800	2	1.600
IVA vigente 20 de agosto de 2006.			SUBTOTAL	553.500
* Precio del Euro a 3.036,59 Agosto 20 de 2006.			IVA	88.600
^a Precio de unidad de 3 metros.			TOTAL	642.100

Para el sistema de medición de dilatación volumétrica, se obtiene un costo total de **2'222.000** pesos.

6.3 COSTOS DE COMPONENTES PARA LLENADO Y VACIADO

Consisten en los necesarios para la fabricación del acople de vaciado y adquisición de los accesorios para tubería de agua y aire.

Tabla 18. Materiales y mano de obra para el sistema de llenado y vaciado.

COSTOS DE MATERIALES Y FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE LLENADO Y VACIADO							
ÍTEM	COMPONENTE	MATERIAL	DIMENSIONES	VALOR	MANUFACTURA	VALOR	TOTAL PARCIAL
1	Cuerpo del acople de vaciado.	Barra hexagonal Acero SAE/AISI 1045	Barra de 1 1/4". Longitud de 50 mm.	10.000	Maquinado, taladrado roscado interno y externo.	70.000	80.000
2	Tapa de ajuste del acople de vaciado.	Barra hexagonal Acero SAE/AISI 1045	Barra de 1 1/4". Longitud de 18 mm.	4.500	Maquinado, Soldadura. Roscado externo.	20.000	24.500
3	Palanca de ajuste.	Barra redonda Acero SAE/AISI 1020	Diám 8 mm. Long. 8 cm.	2.000	Maquinado, redondeo.	3.000	5.000
IVA incluido por componente.						TOTAL	109.500

Los costos de fabricación y materiales así como los de componentes seleccionados son bastante reducidos y justificados para el servicio del sistema, si se implementa un mecanismo de volteo manual o mecánico resultaría en un costo considerablemente mayor, para el sistema de llenado y vaciado se obtiene un costo total de **745.000** pesos.

Tabla 19. Costos de componentes seleccionados para llenado y vaciado.

COSTOS DE COMPONENTES SELECCIONADOS DEL SISTEMA DE LLENADO Y VACIADO				
ÍTEM	COMPONENTE	VALOR UNITARIO	CANT.	TOTAL PARCIAL
1	Tubo de 1/4" en PVC.	5000/3m *	3 mts	5.000
2	T de 1/2" PVC.	500	3	1.500
3	Adaptador macho de 1/2".	650	3	1.950
4	Conector para manguera 1/2".	4.000	4	16.000
5	Válvulas de bola de 1/2", acero inox.	10.000	3	30.000
6	Abrazaderas de 1/2".	800	4	3.200
7	Manguera de 1/2", para agua.	2000/m	7,1 mts	14.200
8	Tubo de 1/2" en PVC.	7000/6m ^a	6 mts	7.000
9	Tubo de 1" en PVC.	16000/6m ^a	6 mts	16.000
10	Codo de 1" en PVC.	1.000	1	1.000
11	codo de 1/2" en PVC.	500	3	1.500
12	Adaptador hembra.	400	2	800
13	Válvula de pie 1".	50.000	1	50.000
14	Bomba centrifuga IHM modelo 1B - 1/4W, 0,25 HP.	320.000	1	320.000
15	Racor rápido recto para aire, rosca NPT 1/8".	4.000	1	4000
16	Regulador de presión de 1/4".	60.000	1	60.000
17	Tubo flexible de 1/8" en poliuretano.	2.500/m	2 mts	5.000
18	Manguera de 1/2", para agua.	2000/m	5 mts	10.000
IVA Vigente 20 agosto de 2006.			SUBTOTAL	547.150
* Precio por unidad de 3 metros de longitud.			IVA	87.550
^a Precio por unidad de 6 metros de longitud.			TOTAL	634.700

6.4 COSTOS DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL

Estos costos están compuestos por los accesorios necesarios para el mando automático y control manual así como por el costo del automatismo seleccionado, los siguientes accesorios y cotizaciones se realizan para la línea TELEMECANIQUE de la marca Shneider Electric, excepto para los que no se especifica referencia.

Tabla 20. Costos de accesorios de mando y control.

COMPONENTES PARA AUTMATIZACIÓN				
PULSADORES				
USO ESPECIFICO	REFERENCIA	COLOR	CONTACTOS	PRECIO/UNIT.
Arranque en modo automático.	XB5 AA21	NEGRO	1 NA	35.700
Arranque en modo manual.	XB5 AA22	NEGRO	1 NA	35.700
Descenso de presión.	XB2MA41	ROJO	1 NC + 1 NA	83.300
Parada de accenso.	XB5 AA22	ROJO	1 NC	35.700
Pulsador de emergencia.	XB5 A5542	ROJO	1 NC	81.400
PILOTOS DE SEÑALIZACIÓN				
USO ESPECIFICO	REFERENCIA	COLOR		PRECIO/UNIT.
Sostenimiento de presión.	XB5 AV65	Amarillo		38.800
Toma de dilatación volumétrica total.	XB5 AV63	Verde		38.800
Toma de dilatación volumétrica permanente.	XB5 AV63	Verde		38.800
Aviso de restablecimiento de carrera.	XB5 AV65	Amarillo		38.800
Aleta de sobrepresión.	XB5 AV64	Rojo		38.800
FINALES DE CARRERA				
USO ESPECIFICO	REFERENCIA	ACCIONAMIENTO	CONTACTOS	PRECIO/UNIT.
Pocisión LS1	XCKP 2118 G11	Palanca con roldana plástica.	1 NA + 1 NC	92.100
Pocisión LS2	XCKP 2118 G11	Palanca con roldana plástica.	1 NA + 1 NC	92.100
Pocisión LS3	XCKP 2151 18G11	Palanca con roldana plástica.	2 NA + 1 NC	122.500
CONTACTORES				
USO ESPECIFICO	REFERENCIA	CONTACTOS	TENSIÓN DE ACCIONAMIENTO	PRECIO/UNIT.
Contactor CR1	LP1K 0610 BD	3 NA + 1 NA	25 DC.	86.900
Contactor CR2	LP1K 0610 BD	3 NA + 1 NA		86.900
Contactor CR3	LP1K 0601 BD	3 NA + 1 NC		86.900
Contactor CR4	LP1K 0610 BD	3 NA + 1 NA		86.900
OTROS ACCESORIOS.				
ACCESORIO	REFERENCIA	CARACTERISTICAS		PRECIO/UNIT.
Selector de 2 posiciones	XB5 AD21	1 NC + 1 NA, en color negro.		44.000
Fuente de alimentación	<i>No aplica</i>	24 V DC - 3 Amp		80.000
Cableado	Cable vehiculo	1 x 18 AWG		6.000
Parlante	Timbre vehicular	12 V DC		15.000
			TOTAL COMPONENTES	1'265.100

Los anteriores accesorios son necesarios e indispensables para el mando del equipo de presión incluso si no se emplea un PLC o microcontrolador (automatizar), por tanto al observar y comparar el costo de estos accesorios con el

costo del PLC, resulta en un presupuesto para automatización equivalente al precio del mismo automatismo que es de tan solo 654.000 (más IVA), pesos.

Tabla 21. Costo del automatismo y total de mando y control.

AUTOMATISMO	REFERENCIA	CARACTERISTICAS	PRECIO/UNIT.
Rele lógico programable compacto ZELIO LOGIC	SR2 E121 BD	Tensión de mando 24 V DC 8 entradas digitales, 4 análogas. 4 salidas a relé	654.000
			SUBTOTAL
			1'919.100
			IVA
			307.100
			TOTAL
			2'227.000

6.5 COSTO TOTAL DEL BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA

Para establecer el costo total de automatización se toma en consideración los costos necesarios para transporte o movimiento de los componentes y para los imprevistos se aplica el 10%.

Tabla 22. Costo total del banco de ensayos de expansión volumétrica.

ÍTEM	SISTEMAS Y REQUERIMIENTOS	TOTAL PARCIAL
1	SISTEMA DE PRESIÓN	5'891.000
2	SISTEMA DE MEDICIÓN DE DILATACIÓN.	2'222.000
3	SISTEMA DE LLENADO Y VACIADO	745.000
4	COSTOS DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL	2'227.000
5	TRANSPORTE	96.000
6	SUBTOTAL	11'181.000
7	IMPREVISTOS	1'119.000
TOTAL		12'300.000

7. CONCLUSIONES

- ◆ Con el diseño propuesto para el banco de ensayos de expansión volumétrica de cilindros utilizados en GNV, se brinda un aporte fundamental para la industria del gas natural vehicular y en especial para los talleres de conversión interesados en la implementación de un equipo de calidad y excelente desempeño, lo que permite su pronta validación y certificación para realizar estos ensayos.
- ◆ Se desarrolla un sistema para suministro de presión de alta confiabilidad, capaz de alcanzar presiones de hasta 5000 PSI, de manera suave y controlada, caracterizándose por un bajo costo de adquisición y fabricación de componentes, fácil instalación, alta movilidad, alta seguridad y reducido mantenimiento.
- ◆ El diseño del sistema para medición de dilatación volumétrica permite realizar lecturas con excelente precisión brindando fácil operación y seguridad para el manejo de cilindros a elevada presión de ensayo.
- ◆ Se obtiene un mecanismo para el llenado y vaciado de cilindros por medio de aire a presión que permite un ahorro en tiempo y dinero que no puede lograrse por otros medios, a su vez, se caracteriza por un bajo costo y espacio necesarios para su implementación.
- ◆ La automatización brindada permite el control del proceso de mayor cuidado en su desarrollo, garantizando que se aplique los requisitos de la normatividad y desempeño exigidos, asegurando que la etapa de aplicación de presión se realice siempre de la misma forma.

- ◆ Se confirma que todos los componentes y partes del banco son de fácil adquisición o fabricación en el mercado nacional e internacional, encontrando un plazo máximo de entrega de 3 semanas para componentes importados.

BIBLIOGRAFÍA

SALVADOR, Millan. Cálculo y diseño de circuitos en aplicaciones neumáticas. México: Alfaomega, 1998.

SHIGLEY, Joseph y MISCHKE, Charles. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. México: Mc Graw Hill, 2004.

CRANE, División de ingeniería. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tubería. México: Mc graw Hill 1992.

BOLTON, Bill. Mechatronics, electronic control systems in mechanical engineering. Harlow: Longman, 2000.

GRANTHAN, Walter y VINCENT, Thomas. Sistemas de control moderno, análisis y diseño. México: Noriega editores, 1998.

GONZÁLEZ, Isnardo. Metodología del diseño en ingeniería mecánica. Bucaramanga: publicaciones UIS, 1999.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Métodos para inspección de cilindros y sus sistemas de montaje en vehículos que operan con gas natural comprimido. Bogotá: ICONTEC, 2001. (NTC 4828)

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Cilindros de alta presión para almacenamiento de gas natural utilizado como combustible para vehículos. Bogotá D.C: ICONTEC, 1996. (NTC 3847)

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Tesis y otros trabajos de grado. Bogotá D.C: ICONTEC, 2006.

MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA. Resolución N° 80582 de Abril de 1996. Por la cual se reglamenta el almacenamiento, manejo y distribución de GNV, para uso en vehículos automotores, la conversión de los mismos y se delegan unas funciones. Bogotá D.C: 1996.

Revista Gas Vehicular: año del GNV en Colombia. N° 20 (abr. 2005); Bogotá D.C: 2005.

Revista Gas Vehicular: Incentivos incrementan conversiones a GNV. N° 17 (jul. 2004); Bogotá D.C: 2004.

ANEXO A. MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

**BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA DE CILINDROS
UTILIZADOS EN GAS NATURAL VEHICULAR**

MANUAL DE OPERACIÓN

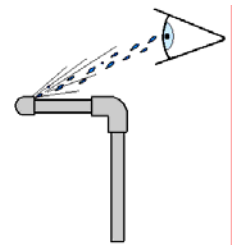
1. INDICACIONES DE SEGURIDAD

- ◆ Antes de encender el equipo, asegúrese de confirmar que los componentes han sido instalados correctamente.
- ◆ Bajo control manual y sin conectar el racor rápido, verifique que el sistema de presión funciona, alcanzando una presión de 3000 PSI, sostenga durante un minuto para verificar estanqueidad de sellos.



ADVERTENCIA.

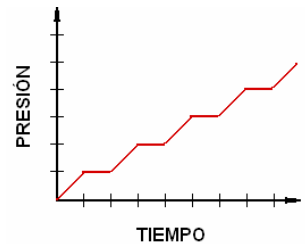
NUNCA se aproxime o inspeccione observando de cerca las líneas y accesorios de alta presión durante un ensayo o una prueba de mantenimiento, existe riesgo de lesiones serias.



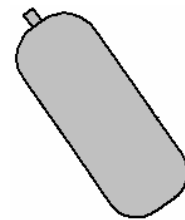
- ◆ **IMPORTANTE:** En el ensamble, operación y mantenimiento, utilice gafas, guantes y botas de seguridad así como para el montaje y desmonte de cilindros.
- ◆ Durante la etapa de elevación de presión manténgase al interior del cuarto u oficina de mando monitoreando el transcurso del proceso.
- ◆ Antes de retirar el cilindro de la camisa de acero, verifique en el manómetro digital y en el manómetro bourdon que no haya indicación de presión.

2. INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN DEL EQUIPO

- ◆ Para el encendido inicial del equipo (después de ensamblado o de realizado el mantenimiento), bajo control manual, realice ascensos de presión a intervalos de 500 PSI, hasta 4500 PSI, para cada valor de presión permita el transcurso de un minuto antes de iniciar de nuevo el aumento de presión.



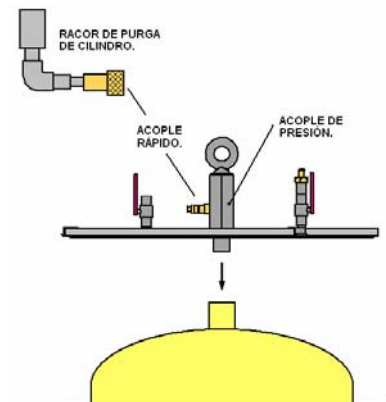
- ◆ Después de realizado un mantenimiento verifique la correcta instalación de los accesorios.
- ◆ En cada inicio de turno o tanda de ensayos es necesario calibrar el equipo, para esta tarea se debe adquirir un cilindro especial calibrado bajo norma CGA Pamphelt C – 1, numeral 1,6 donde también se describe el procedimiento a realizar.



◆ LLENADO Y PURGA DE CILINDROS

- 1) Ubique el cilindro en la zona de llenado y proceda a llenarlo por medio de bomba o aire a presión.

- 2) Una vez lleno el cilindro, conecte el racor rápido de purga en el acople de presión e instale este último en el cilindro, empléese cinta de teflón para garantizar el sellado, ajuste la tapa a mano suavemente sin apretar.



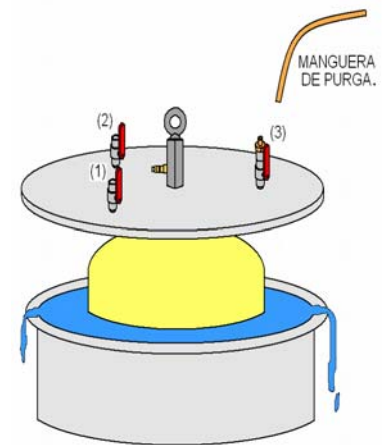
- 3) Conecte la toma de agua al racor rápido de purga y abra la válvula, verifique la salida de agua por la rosca del cilindro, cierre la válvula y retire la toma de agua.

- 4) Sin retirar el racor rápido de purga, ajuste el acople de presión dando el apriete total y necesario para el sellado hermético, posteriormente retire el racor rápido de purga y abra las válvulas de purga de la tapa.

◆ MONTAJE DEL CILINDRO

- 1) Abra todas las válvulas de purga (1, 2 y 3), e inicie el descenso del cilindro al interior de la camisa de acero, asegúrese que el nivel del agua rebose la camisa. Abra la válvula de llenado de la camisa si es necesario antes que la tapa haga contacto con la pestaña de la camisa.

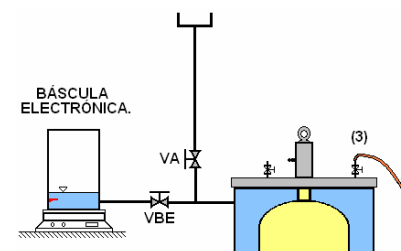
- 2) Alinee la tapa y asegúrela con los ganchos de cierre, conecte la manguera de purga y mantenga la válvula de suministro de agua abierta durante 40 segundos.



- 3) Cierre las válvulas de purga (1) y (2).

- 4) Abra lentamente la válvula de conexión a la báscula electrónica (**VBE**), hasta alcanzar la marca de nivel mínima o sobrepasarla y cierre inmediatamente la válvula de alimentación de agua (**VA**).

- 5) Espere a que el nivel del vaso se ajuste por si solo, cierre la válvula de purga (3) y deje abierta la válvula de conexión a la báscula electrónica (**VBE**), ahora el equipo se encuentra listo para el suministro de presión.



◆ APLICACIÓN DE PRESIÓN

- 1) Conecte el acople rápido del sistema de presión al acople de presión, asegúrese que quede bien conectado.

- 2) Encienda el banco con el interruptor on/off y posicione el selector en automático.
- 3) Tome la lectura de taraje de la báscula electrónica y posteriormente inicie la elevación de presión accionando el pulsador de inicio.
- 4) Monitoree el ascenso de presión en los manómetros digital y análogo.
- 5) Cuando suene la alarma y se encienda el piloto de señalización de dilatación volumétrica total, tome la lectura de la báscula, se dispone de 15 segundos para esta tarea.
- 6) Cuando suene la alarma y se encienda el piloto de señalización de dilatación volumétrica permanente, tome la lectura de la báscula, se dispone de 15 segundos para esta tarea.
- 7) Verifique el descenso de presión en los manómetros, cuando se encuentre en cero, apague y proceda a desconectar el racor rápido y al desmonte del cilindro.

◆ MODO MANUAL

- 1) Posicione el selector en modo manual.
- 2) El tablero de control dispone de los pulsadores necesarios para elevar presión, parada de espera y alivio de presión.
- 3) Presione el pulsador de presión y espere hasta alcanzar la presión de 4500 PSI.
- 4) Una vez alcanzada presione el pulsador de parada o sostenimiento y espere durante un tiempo mínimo de 30 segundos, observe si la presión desciende.

- 5) Si cae la presión accione de nuevo el pulsador de suministro de presión hasta alcanzar los 4500 PSI, repita el paso 4) hasta que transcurrido 1 minuto, la presión no se caiga.
- 6) Realice la lectura de dilatación volumétrica y despresurice el sistema, presionando el pulsador para alivio de presión.
- 7) Espere hasta que la presión descienda a cero y permita el transcurso de 30 segundos, al cabo de los cuales realice la lectura de dilatación volumétrica permanente, terminada esta tarea proceda al desmonte del cilindro.

◆ VACIADO DE CILINDROS

- 1) Retire el cilindro y ubíquelo en la zona de vaciado, instale el acople de vaciado.
- 2) Ubique un nuevo cilindro en la zona de llenado, si este nuevo cilindro es de menor o igual volumen al que se encuentra en la zona de vaciado, proceda al vaciado-llenado por medio de aire a presión, caso contrario llene con bomba.

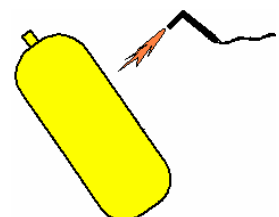
◆ CANCELACION Y NUMERO DE ENSAYOS



ADVERTENCIA: en caso de presentarse una sobrepresión se debe accionar el pulsador de emergencia y posicionar el selector en modo manual, el cilindro al que se realizaba ensayo debe ser descartado y destruido.

NOTA: Si se cancela un ensayo y la presión es mayor o igual a 4000 PSI, se puede reiniciar el procedimiento ubicando el selector en modo manual y realizando la prueba para una presión de ensayo de 4600 PSI.

IMPORTANTE: Solo puede realizarse 2 ensayos a un cilindro para servicio de alta presión, de lo contrario se debe descartar y destruir.



3. MANEJO DE LOS DATOS DE MEDICIÓN

Para obtener los volúmenes de dilatación reales, debe tomarse la resta de los volúmenes medidos menos la lectura de taraje de la báscula así:

$$V_{DVT} = L_{DVT} - L_T \quad \text{y} \quad V_{DVP} = L_{DVP} - L_T;$$

Donde:

V_{DVT} = Dilatación volumétrica total en cm^3 .

L_{DVT} = Lectura de la báscula de dilatación total en cm^3 .

V_{DVP} = Dilatación volumétrica permanente en cm^3 .

L_{DVP} = Lectura de la báscula de dilatación permanente en cm^3 .

L_T = Lectura de taraje de la báscula en cm^3 .

Para determinar si el cilindro pasa el ensayo o se debe descartar y destruir se determina el porcentaje de deformación permanente de la siguiente manera:

$$\%DVP = \frac{V_{DVP}}{V_{DVT}} \times 100;$$

Donde:

$\%DVP$ = Porcentaje de dilatación volumétrica permanente.

- Criterios de aceptación:

Cilindros del tipo 1: el $\%DVP$ debe ser menor a 10%.

Cilindros del tipo 2, 3 y 4: el $\%DVP$ debe ser menor a 5%.

- Cilindros descartados:

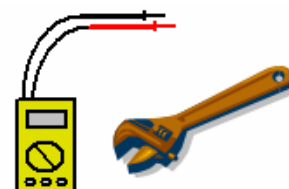
Obligatoriamente deben ser destruidos y es responsabilidad directa del taller de conversión garantizar esta tarea, se deben realizar cortes en forma triangular con soplete a lo largo y ancho de toda la longitud del cilindro.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

En el presente manual se dan algunas recomendaciones y puntos a considerar para las labores de mantenimiento del equipo, el manual debe ser sujeto a modificaciones para su mejora de acuerdo con la experiencia obtenida con el primer prototipo que se construya.

◆ HERRAMIENTA

- Juego de llaves de boca fija 1”.
- Llave de expansión 1”.
- Llave de tubo 1”.
- Juego de copas 1”.
- Multímetro digital.
- Manómetro de 0 - 5000 PSI, conector ¼” NPT, carátula de 2”.
- Manómetro de 0 – 150 PSI, conectores ¾” y ¼” carátula de 2”



◆ PROTECCIÓN

Por su seguridad emplee gafas, guantes y botas de seguridad.

◆ RECOMENDACIONES

No abra las electroválvulas para realizarles mantenimiento, deje esta tarea a personal calificado o envíelas a los proveedores para que se les realice el mantenimiento apropiado.

No abra los actuadores neumático e hidráulico para hacerles mantenimiento o para cambiar los sellos, contacte al proveedor para el mantenimiento enviando los actuadores sin desarmar.

El mantenimiento debe ser realizado por un técnico calificado con conocimientos en neumática e hidráulica, electrónica y automatización.



ADVERTENCIA.

NUNCA se aproxime o inspeccione observando de cerca las líneas y accesorios de alta presión durante un ensayo o prueba de mantenimiento, existe riesgo de serias lesiones.

◆ MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Al término de cada turno o serie de ensayos y con el circuito despresurizado, inspeccione el sistema de presión en busca de fugas.

Cada 100 ciclos realice una inspección del estado del agua del tanque subterráneo si es necesario límpielo y renueve toda el agua del circuito.

Cada 500 ciclos de funcionamiento, realice chequeo del estado de sellos de actuadores y válvulas (prueba de sellos), verifique funcionamiento del presostato de seguridad, conexiones eléctricas, resistividad y consumo de corriente de las electroválvulas y contactores, compara con las mediciones del montaje inicial.

Si en la etapa del sostenimiento de presión, esta cae rápidamente, realice una prueba de fugas y estado de sellos

◆ PRUEBA DE FUGAS

- 1) Limpie y seque bien los componentes y las uniones de tubería y accesorios.
- 2) Sin conectar el racor rápido y con el mando en modo manual, inicie el ascenso de presión hasta alcanzar 4500 PSI, sostenga la presión durante 2 minutos y despresurice el sistema.
- 3) Asegúrese de que no haya indicación de presión en los manómetros.
- 4) Verifique visualmente todas las uniones de tubería y accesorios en busca de humedad o agua.

- 5) Si encuentra fugas, desmonte y cambie el elemento sellador e instale nuevamente, renueve la cinta de teflón de sellado de la rosca.
- 6) Suministre de nuevo una presión de 4500 PSI, espere 2 minutos, despresurice y verifique que ya no hayan fugas.

◆ PRUEBA DE SELLOS

- 1) Sin conectar el racor rápido y en modo de operación manual, inicie ascenso de presión hasta 4500 PSI, espere y observe en los manómetros si se presenta caída de presión considerable y de forma continua, permita el transcurso de un tiempo de 4 minutos.

En el actuador hidráulico:

- 1) retire la manguera de salida que conecta al actuador hidráulico con el distribuidor de tres vías e instale en su lugar un conector unido a un manómetro.
- 2) Inicie el ascenso de presión aplicando una presión de 100 PSI, al actuador neumático (aplique directamente sin usar la electroválvula neumática), espere durante un tiempo de 5 minutos, si no se presenta caída de presión no hay problema con los sellos del actuador hidráulico en caso contrario envíe el actuador a mantenimiento.

IMPORTANTE: La despresurización solo puede realizarse desajustando el conector del manómetro, hágalo suavemente con pequeños giros, emplee gafas de protección

- 3) Si no hay desgaste de los sellos del actuador hidráulico, retire el racor con el manómetro y conecte de nuevo la manguera hidráulica.
- 4) Retire la electroválvula hidráulica de alivio e instale en su lugar el racor con el manómetro.

- 5) Aplique de nuevo 100 PSI, de aire al actuador neumático y sostenga durante 5 minutos, si la presión se sostiene el problema estará en la electroválvula hidráulica en caso contrario el problema esta en las válvulas antirretorno, envíelas a mantenimiento o cámbielas.
- 6) Verifique hermeticidad de la electroválvula neumática por medio de un racor y un manómetro.

En el actuador neumático:

- 1) Retire las mangueras de conexión al actuador neumático, en una conecte la manguera de aire a presión de 150 PSI.
- 2) Espere a que el actuador recorra toda la carrera y conecte en el otro extremo el manómetro.
- 3) Espere durante un tiempo de 5 minutos, si el manómetro registra presión, los sellos presentan desgaste de lo contrario se encuentran en buen estado.

ANEXO B. DISTRIBUCIÓN Y UBICACIÓN DEL BANCO

DISTRIBUCIÓN RECOMENDADA DEL ESPACIO DESTINADO PARA LA INSTALACIÓN.

En la instalación y montaje del banco se debe contar con un espacio suficiente para brindar comodidad y seguridad en la operación así como en el movimiento de los cilindros y tránsito del operario.

La instalación básica consta de las siguientes secciones o zonas.

1) Un cuarto de oficina:

Allí se ubica la balanza electrónica, el controlador PLC, un computador para el registro de resultados y control de cilindros, válvulas de llenado y un tablero con el display del sensor piezoeléctrico, manómetros, cronometro, e interruptores para control. Las medidas internas del recinto son 1,5 metros de profundidad por 1,4 metros de ancho.

2) Zonas de almacenamiento de cilindros:

Una para cilindros sin ensayar y una aparte para cilindros ensayados, cada una de 1,8 metros de profundidad y 4,4 de ancho.

3) Zona para el banco:

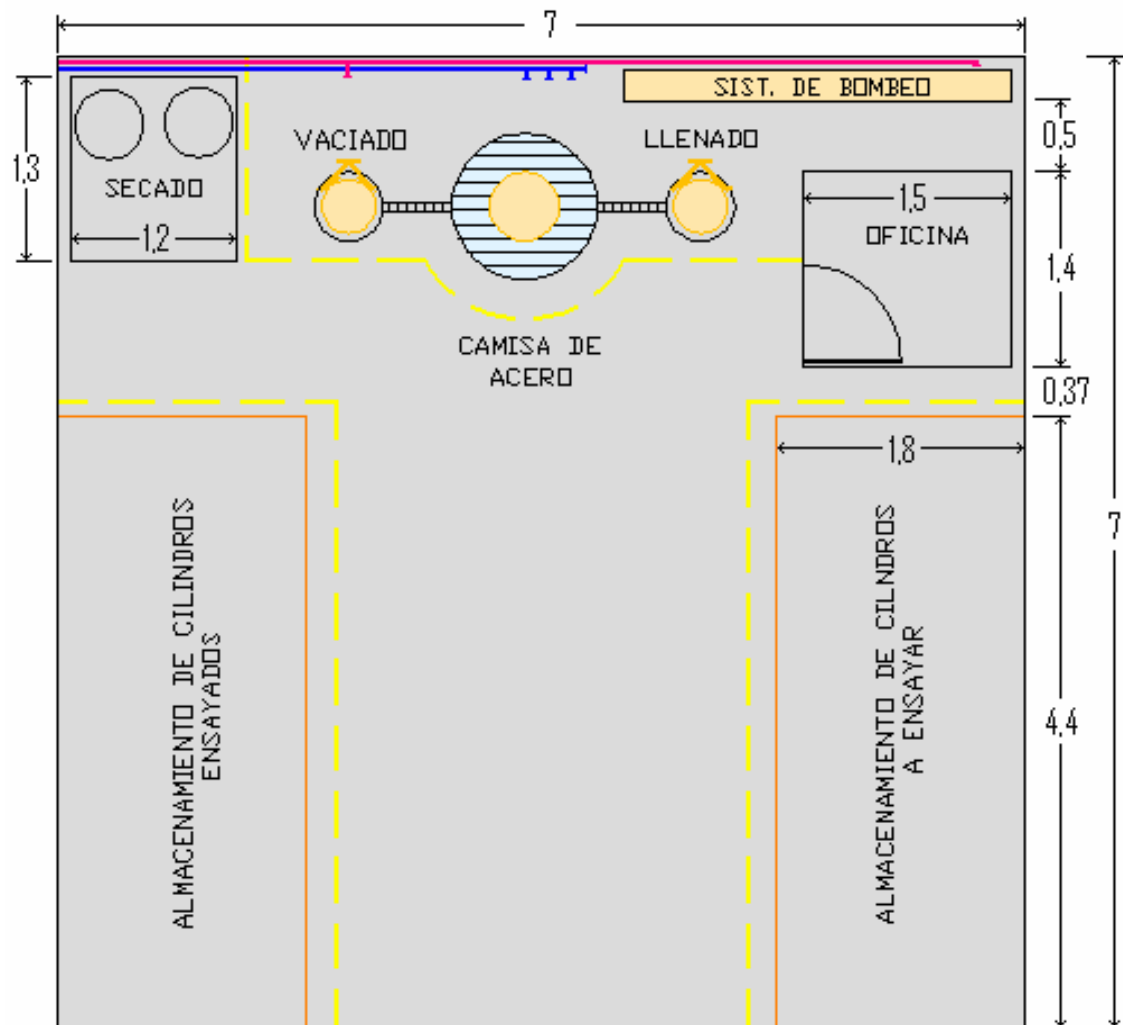
Donde se ubica el sistema de presión, medición de dilatación volumétrica y los puntos de llenado y vaciado de cilindros.

4) Zona de secado:

Espacio destinado para almacenar hasta cuatro cilindros que se encuentran en secado por medio de aire caliente.

Figura 1. Espacio disponible y distribución del banco.

Medidas en metros.



- Alimentación de aire a presión.
- Alimentación de agua (tanque elevado).
- Canal cubierto para agua.
- Tanque subterráneo de agua.

El tamaño de las zonas para almacenamiento de cilindros puede modificarse de acuerdo a la demanda de cilindros a ensayar, por el contrario no debe reducirse las zonas destinadas para el montaje del equipo y auxiliares.

ANEXO C. HOJAS DE CARACTERISTICAS DE COMPONENTES SELECCIONADOS Y PROVEEDORES.

1) ELECTROVÁLVULA HIDRÁULICA DE ALTA PRESIÓN

Seated valves



2/2-way screw-in seated valves type EM, EMP

These 2/2-way ball seated directional valves are either directly or pilot actuated by a solenoid. With the directly actuated version the valve passage is opened or closed by a cone whereas with the piloted a piloting duct of a stepped piston is opened or closed generating a pressure difference at the opposing facial areas of the piston forcing it in the open or closed position.

Type EMP is a proportional valve, acting like a throttle but with zero leakage in blocked position. The dampened version will increase the switching time for on/off controls (hydraulic ramp). The wet armature solenoids for the valve actuation are pressure resistant, where all moving internal parts are flushed by oil.

There is a wide range of connection blocks either for pipe connection or for banjo bolt mounting, which may feature optional elements such as drain valve, by-pass throttle, pressure switch, 2-way flow control valve etc.



Nomenclature:	Directional seated valve, zero leakage
Design:	Screw-in valve Combination with connection blocks • For pipe connection • For banjo bolt mounting
Actuation:	Solenoid
P_{max}:	450 bar
Q_{max}:	1 ... 160 lpm

Basic types and general parameters

Operation mode	Basic type / size and symbol		Oper. pressure P _{max} (bar) ¹⁾	Flow Q _{max} (lpm)	Tapped ports (BSPP) A and B ²⁾	
	Flow in arrowed direction	Arbitrary flow direction				
Energized open	directly actuated	EM11D/EM21D EM11D0,8	450/400 150	1/3 2.5	G 1/4 G 1/4	
	pilot actuated ³⁾	EM11V EM21V, EMP21V(G) ⁴⁾ EMP21VG10(20) ⁴⁾ EMP21V10(20) EM31V, EMP31V(G) ⁴⁾ EM41V	EM12V EM22V EM32V EM42V	450 400 400 400 400	20 40 40 40 80 160	G 1/4, G 3/8 G 3/8, G 1/2 G 3/8, G 1/2 G 3/8, G 1/2 G 1/2, G 3/4 G 3/4, G 1
Energized closed	directly actuated	EM11DS/EM21DS EM11DS0,8	450/400 150	1/3 2.5	G 1/4 G 1/4	
pilot actuated ³⁾		EM11S EM21S, EMP21S(G) ⁴⁾ EMP21SG10(20) ⁴⁾ EMP21S10(20) EM31S, EMP31S(G) ⁴⁾ EM41S	EM12S EM22S EM32S EM42S	450 400 400 400 400	20 40 40 40 80 160	G 1/4, G 3/8 G 3/8, G 1/2 G 3/8, G 1/2 G 3/8, G 1/2 G 1/2, G 3/4 G 3/4, G 1

¹⁾ Pressure above 300 bar only with manifolds made of steel, pay attention to the possibly reduced rigidity of the thread with other materials (e.g. iron, light alloy)

²⁾ When combined with connection blocks for pipe connection

³⁾ Free flow B → A in idle position

⁴⁾ "G" dampened version

Solenoid voltage

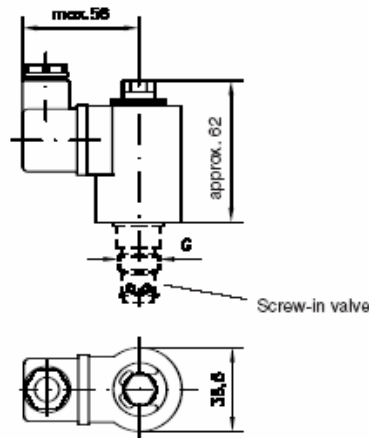
- 12V DC, 24V DC, 230V AC 50/60 Hz
- Other voltage on request

Additional versions

Connection blocks for pipe connection

- Without additional functions
- With drain valve
- With drain valve and restrictor check valve
- With drain valve and drop rate braking valve type SB ^{*)}
- With pressure switch type DG 3.. ^{*)}
- With 2-way flow control valve type SJ ^{*)}

^{*)} See also "Additional information"

Dimensions

Basic type	G	m (kg)
EM1..	M 14 x 1.5	0.3
EM2.., EMP2..	M 18 x 1.5	0.35
EM3.., EMP3..	M 26 x 1.5	0.4
EM4..	M 32 x 2	0.6

All dimensions in mm, subject to change without notice!

Additional information

- Directional seated valves type EM, EMP D 7490/1, D 7490/1E
- Plug with LED etc. D 7163
- Plug with economy circuit D 7813, D 7833
- Prop.-amplifier type EV1M2 (module) D 7831/1
- type EV1G1 (module) D 7837
- Intermediate plate NG 6 type NZP D 7788 Z

- Plug with LED, improving EMC, or with economy circuit (see also section "Additional information")
- Design with Kostal-plug (special plug)

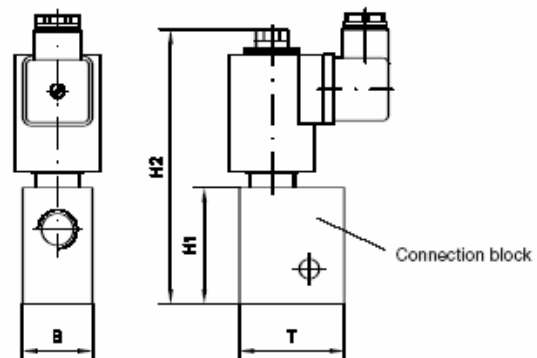
Order examples**EM11 S - G12**

Directional seated valve type EM, size 1, flow pattern 1S (energized closed) and solenoid voltage 12V DC

EM21 V - 3/8 D - G24

Directional seated valve type EM, size 2, flow pattern 1V (energized open), connection block with by-pass valve and throttle (coding D), tapped ports G 3/8 (BSP), solenoid voltage 24V DC

Valve with connection block for pipe connection
(acc. to the order example)



Basic type	H1	H2	B	T	m (kg)
EM1..-1/4	40	approx. 120	20	35	0.6
EM1..-3/8	40	approx. 120	25	40	0.6
EM(P)2..-3/8	50	approx. 120	30	45	0.7
EM(P)2..-1/2	50	approx. 120	30	50	0.7
EM(P)3..-1/2	60	approx. 133	40	55	1.0
EM(P)3..-3/4	60	approx. 133	40	60	1.0
EM4..-3/4	70	approx. 150	40	65	1.2
EM4..-1	70	approx. 150	50	70	1.2

- Drop rate braking valve type SB, SQ, SJ D 6920, D 7395
- Pressure switches type DG3.., DG5E D 5440, D 5440 E/1
- See also section "Devices for special applications" (Screw-in valves and installation kits)

For page and section of the devices additionally listed, see type index.

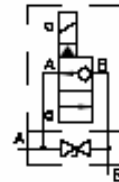
2/2-way directional seated valves type EM and EMP for oil hydraulic systems, leakage free in blocked state, available as on/off, soft-shift or proportional valve

Operation pressure p_{max} = 450 bar
Flow Q_{max} = 160 lpm



Cartridge valve
(see section 2)

Example: EMP 21 V



Valve with connection block
for pipe connection or by means
of a banjo bolt (see section 3)

Example: EM 31 V - 3/4 F - G 24



1. General

These 2/2-way directional cone seated valves show zero leakage while in blocked shifting position.

The following versions are available:

Basic version

- Directly actuated, two sizes for up to 3 lpm (type EM.D.. and EM.DS..)
Application, as piloting or discharge valves for hydraulic consumers, e.g. idle circulation circuit for 2/2-way cartridge valves, 3-way flow control valves or piloted pressure limiting valves.
- Piloted, four sizes for up to 160 lpm.

Basic flow pattern symbol

- Blocked in idle position, opening when energized (NO-characteristic)
- Open in idle position, blocking when energized (NC-characteristic).

Switching characteristics

- On/Off, version with defined flow direction (type EM 11 ... EM 41) as well as for arbitrary flow direction (type EM 12 ... EM 42)
- Soft-shift, hydraulically dampened shifting "hydraulic ramp" (type EMP. VG.. and EMP. SG..)
- Proportional, prop. throttle (type EMP. V.. and EMP. S..)

The actuation solenoid is a wet armature type, i.e. all moving parts of the valve and the solenoid are lubricated by the hydraulic fluid, the coil cavity is sealed to the outside at the armature tube by means of O-rings. Therefore the solenoid is highly protected against ambient influences e.g. corrosion. The valves are bled automatically during operation.

A tapered pin directly opens or closes the valvular passage with the directly actuated type. Whereas a tapered pin opens (NC) or closes (NO) the piloting duct of a stepped piston with the piloted type. Thereby creating an opening (lifting off from the valve seat) or closing force at the opposing cross section and annular areas which open or close the main valvular passage.

The solenoid acts either on the tapered pin (directly actuated valves) or on the tapered piloting pin (piloted valves) thereby pulling with NC-valves or pushing with NO-valves and always acting against the spring return.

The valve is designed to be self-locking i.e. it is vibration save.

There are various passage cross sections available with type EMP. to enable a customized shifting characteristic, see curves in sect 2.2.1.

The operation of these valves takes a suited prop. amplifier e.g. type EV 1 M 2 acc. to D 7831/1 or type EV 1 G 1 acc. to D 7838. These valves are to be screwed into simply shaped topped holes of a manifold which may be machined with a usual standard steel drill (point angle 118°) thereby automatically forming a stepped shoulder when the core diameter is drilled. The sealing of the inlet to outlet takes place at the contact area between the facial sealing edge of the screwed-in end of the valve body and the stepped shoulder of the core diameter at the location thread.

Various connection blocks are available which may feature also additional functions e.g. drain valves, throttles etc.

HAWE
HYDRAULIK

HAWE HYDRAULIK GMBH & CO. KG
STREITFELDSTR. 25 • 81673 MÜNCHEN

D 7490/1
2/2-way cartridge valve EM

2. Solenoid actuated cartridge valve

2.1 Available versions, Main data

Order example:










EM 21V - G 24

For version with connection block, see section 3!

Table 1: Actuation solenoid

Standard (with device socket)	G 12	G 24	G 98 ²⁾	G 205 ²⁾	WG 110 ³⁾	WG 230 ³⁾
Without device socket	X 12	X 24	X 98	X 205	---	---
With device socket featuring LED's	L 12	L 24	---	---	---	---
Version with "KOSTAL" plug ⁴⁾	K 12	K 24	---	---	---	---
Nom. voltage U_N (Other voltage on request)	12V	24V	98V	205V	110V 50/60 Hz	230V 50/60 Hz
Nominal power P_N	DC-voltage 21W = (EM 1...; EM 2... and EM 3...) 30W = (EMP 21...; EMP 31... and EM 4...)					

Table 2: Functions

	Pressure P_{max} (bar)	Flow Q_{max} approx. (l/min)	Mass (weight) (kg)	Basic type, size, flow pattern symbol EM 11(21) D... = Directly actuated EM 11... to EM 4... = Piloted	Specified flow direction	
NC-valve	Only for piloting applications 450 ⁵⁾ 400	1	0.3	EM 11 D EM 21 D	 A → B Inadmissible: B → A	
		3	0.35			
	150	2.5	0.3	EM 11 D 0,8	 A → B B → A = Free flow, solenoid must be deenergized	
		20	0.3	EM 11 V		
		40	0.35	EM 21 V		
		80	0.4	EM 31 V		
	400	160	0.6	EM 41 V		
		Proportional valve	40	0.35	EMP 21 V	 A → B B → A = Free flow, solenoid must be deenergized
			40	0.35	EMP 21 V 10(20) ⁶⁾	
			40	0.35	EMP 21 VG ⁷⁾	
	40		0.35	EMP 21 VG 10(20) ⁶⁾ ⁷⁾		
	400	80	0.4	EMP 31 V	 A → B B → A = Free flow, solenoid must be deenergized	
80		0.4	EMP 31 VG ⁷⁾			
NO-valve ¹⁾	Only for piloting applications 450 ⁵⁾ 400	1	0.3	EM 11 DS EM 21 DS	 A → B Inadmissible: B → A	
		3	0.35			
	150	2.5	0.3	EM 11 DS 0,8	 A → B B → A = Free flow, solenoid must be deenergized	
		20	0.3	EM 11 S		
		40	0.35	EM 21 S		
		80	0.4	EM 31 S		
	400	160	0.6	EM 41 S		
		Proportional valve	40	0.35	EMP 21 S	 A → B B → A = Free flow, solenoid must be deenergized
			40	0.35	EMP 21 S 10(20) ⁶⁾	
			40	0.35	EMP 21 SG ⁷⁾	
	40		0.35	EMP 21 SG 10(20) ⁶⁾ ⁷⁾		
	400	80	0.4	EMP 31 S	 A → B B → A = Free flow, solenoid must be deenergized	
80		0.4	EMP 31 SG ⁷⁾			
400	20	0.3	EM 12 S	 Any		
	40	0.35	EM 22 S			
	80	0.4	EM 32 S			
	160	0.6	EM 42 S			

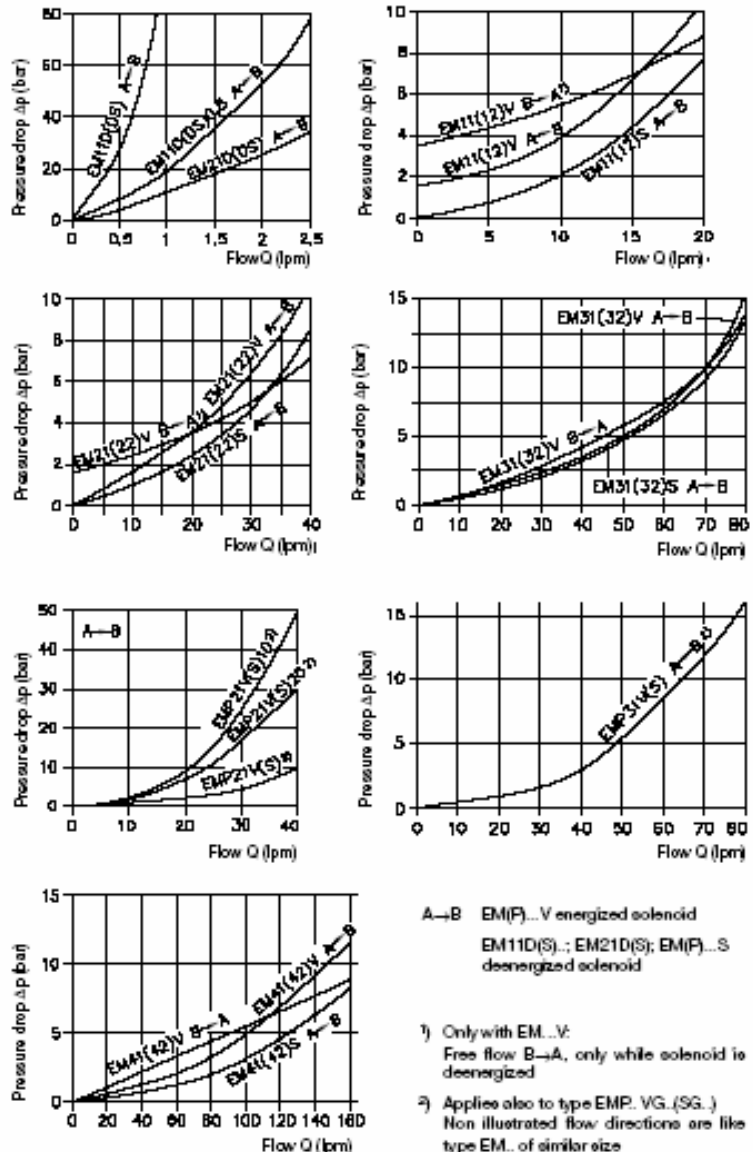
- 1) NO-valve always with manual emergency actuation (not illustrated)
- 2) For operation with mains 50 or 60 Hz via remotely installed e.g. in a cabinet, customer furnished bridge rectifiers (silicon rectifier) G 98 for 110V AC, G 205 for 230V AC
- 3) Bridge rectifier in the device connector, for 50 and 60 Hz
- 4) "KOSTAL" plug is splash water protected and used preferably for mobile applications. Only type EM 1..., EM 2... and EM 3... are available with the appropriate connection scheme (plug is not scope of delivery).
- 5) Max. permissible pressure only with manifolds made of steel. Observe the reduced strength of the thread for other materials e.g. cast iron, light alloy.
- 6) Version with customized throttle characteristic (..10 = 10 l/min; ..20 = 20 l/min at Δp 10 bar)
- 7) Version with dampened switching characteristic, thereby preventing pressure surges caused by e.g. decompression of high volumes or after running pumps.

2.2 Further parameters

2.2.1 General and hydraulic data (type EM... and EMP...)

Nomenclature and design	2/2-way solenoid actuated seated valve (cone seated design)
Installed position	Arbitrary
Operation pressure	$P_{max} = 450$ bar (see restrictions in sect. 2.1); With type EM...V: $P_{min} = 2$ bar
Perm. flow	Depending on type (section 2.1)
Pressure fluid	Hydraulic fluid (DIN 51524 table 1 to 3); ISO VG 10 to 68 acc. to (DIN 51519) Viscosity range: min. 4; max. 1500 mm ² /s; optimal operation range: 10...300 mm ² /s Also suitable are biodegradable pressure fluids of the type HEPG (Polyalkylen glycol) and HES (synth. Ester) at operation temperatures up to +70°C. HETG (seed oil) is not suited
Temperatures	Ambient: -40...+80°C Fluid: -25...+80°C, pay attention to the viscosity range! Start temperature down to -40°C are allowable (Pay attention to the viscosity range during start-up), as long as the operation temperature during consequent running is at least 20K (Kelvin) higher. Biodegradable pressure fluids: Pay attention to manufacturer's information. With regard to the compatibility with sealing materials do not exceed +70°C. Attention: Observe the restrictions regarding the max. permissible operation of the solenoid specified in sect. 2.2.2!

Δp -Q-curves



Fluid viscosity during measurement 60 mm²/s

✓ **PROVEEDOR Y COSTO**

Hawe HIDRÁULICA, S.L.

Políg. Ind. Almeda

Del Progrés, 139-141

08940 Cornellà de Llobregat

Barcelona (España)

Tel. ++34 934751370 (5 líneas) – Fax ++34 934751371

E-mail: hawe.hidraulica@hawe.es

Internet Hawe : <http://www.hawe.de>

Internet HBC : <http://www.hbc-radiomatic.com>

//// FAX TRANSMISIÓN ////

Fecha/Date : 31.07.06

Asunto/Subject : OFERTA N°06SUD069

<u>Referencia</u>	<u>Peso Kg/unid</u>		<u>Cantidad</u>
<u>Net Price €/ unid</u>			
EM 11 DS G24	0.3	1	69,88 - €

Packing : 10,00,- € (Embalaje + Manipulado)

Portes : EXWORKS

Plazo de entrega : 2-3 Semanas

Validez de la Oferta : 1 mes

Condiciones de Pago : Transferencia anticipada

***Datos bancarios en caso de pedido : VAT Nr. : B-60922754**

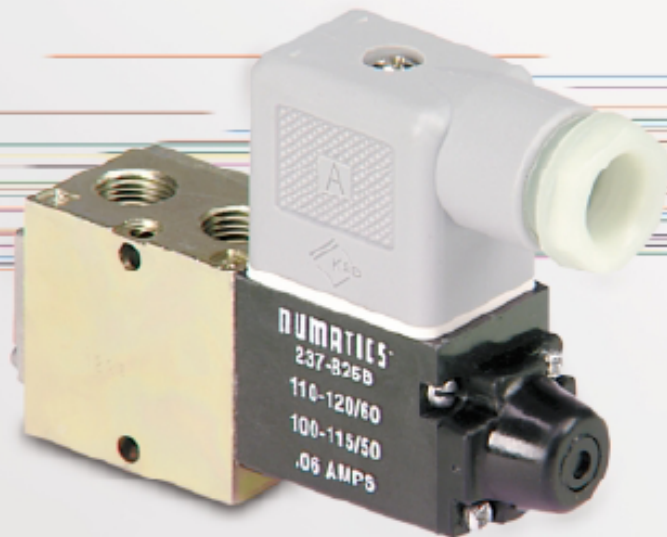
DEUTSCHE BANK ; IBAN : ES36 0019 0020 95 4010015123 ; SWIFT :

DEUTESBBXXX

2) ELECTROVÁLVULA NEUMÁTICA



Valves



L01 Series

Direct Solenoid Actuated Valves

We're everywhere you need us to be!



L01 Series	3-8
Technical and Operating Data	3
How to Order	4
Valve Dimensions	5
Manifold Assembly	6
Speed Control Kit	7
Mounting Kit	7
Blank Station Plate Kit	7
Solenoid Capsule Assemblies	7
Valve Service Kits and Parts	8



L01 Series



single solenoid
2 position 4-way



double solenoid
2 position 4-way



double solenoid
3 position 4-way
open center



double solenoid
3 position 4-way
closed center



4 Ported, 2 and 3 position, 4-way, Spool & Sleeve
Cv: 0.20

- Direct solenoid actuated
- DIN plug-in solenoid with indicator light
- Unlubricated or lubricated service
- Integral speed control available
- In-line or manifold mounted
- NEMA 4 / IP65



Technical Data

VALVE DATA	ENGLISH	METRIC
Cv	1/8 = 0.20	1/8 = 0.20
Flow capacity	9.3 SCFM @ 80 PSIG Upstream pressure to atmosphere	197 Nl/m @ 6 bar upstream/5 bar downstream
Operating Pressure Range	28" HG, Vacuum to 150 PSIG	Vacuum to 10 Bar
Temperature Range (ambient)	-10°F to +115°F	-23°C to +46°C

Operating Data

ALL SOLENOIDS ARE CONTINUOUS DUTY RATED		12 VDC	24 VDC	24 VAC 50 Hz.	24 VAC 60 Hz.	115 VAC 50 Hz.	120 VAC 60 Hz.	230 VAC 50 Hz.	240 VAC 60 Hz.
Power (Watts)		6.0	6.0	4.0	3.0	5.4	4.1	5.0	5.4
Holding Current (Amps)		0.500	0.250	0.290	0.023	0.600	0.050	0.024	0.024
Inrush Current (Amps)		N/A	N/A	0.490	0.045	0.100	0.090	0.041	0.041
Energize in seconds	2-Position, Single, Spring Return	0.012	0.012	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008
	2-Position, Double, Detented	0.012	0.012	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008
	3-Position, Spring Centered	0.012	0.012	0.010	0.010	0.010	0.010	0.010	0.010
De-energize in seconds	2-Position, Single, Spring Return	0.006	0.006	0.010	0.010	0.010	0.010	0.010	0.010
	2-Position, Double, Detented	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
	3-Position, Spring Centered	0.006	0.006	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012

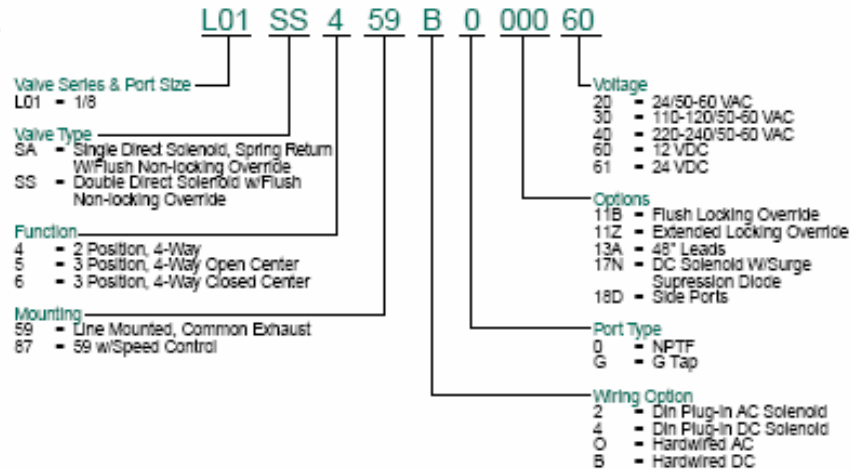
Information subject to change without notice. For ordering information or regarding your local sales office visit www.numatics.com.



L01 Series

How to Order

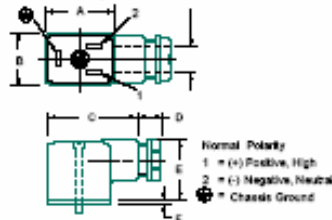
Valves



NOTE: Plug connector is NOT included with DIN solenoid. Order plug-in connector assembly separately (see ordering information below)

Plug connector assemblies

Per DIN Spec. NO 43890. Acceptable cable diameter 0.240 to 0.310



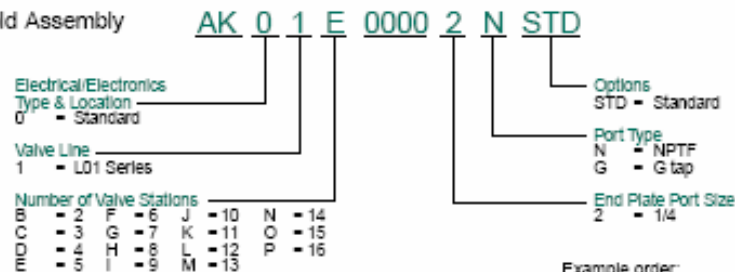
PLUG CONNECTOR DESCRIPTION	PART NO.
Grey (14 end solenoid) Plug Assembly	290-963
Black (12 end solenoid) Plug Assembly	290-964
Plug Assembly with 24 V Light	290-965
Plug Assembly with 110 V Light	290-966
Plug Assembly with 220 V Light	290-967

Dimensions

top dimension = inches
bottom dimension (in parenthesis) = millimeters

A	B	C	D	E	F
1.12	0.03	1.57	0.40	1.10	0.06
(28.4)	(21.1)	(39.9)	(10.2)	(27.9)	(1.5)

Manifold Assembly



Example order:

List in order, left to right, facing cylinder ports

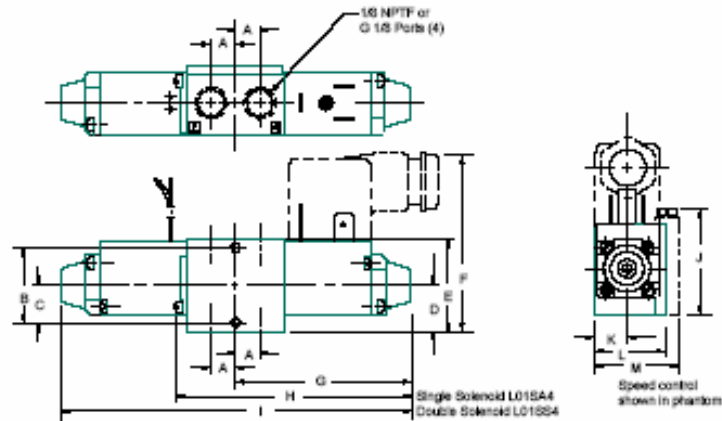
Assembly Kit: AK01C00002NSTD
 Station 1: LO1SS4872000030
 Station 2: LO1SS4592000030
 Station 3: LO1SA4592000030
 ASSEMBLED



L01 Series



Valve 2 Position

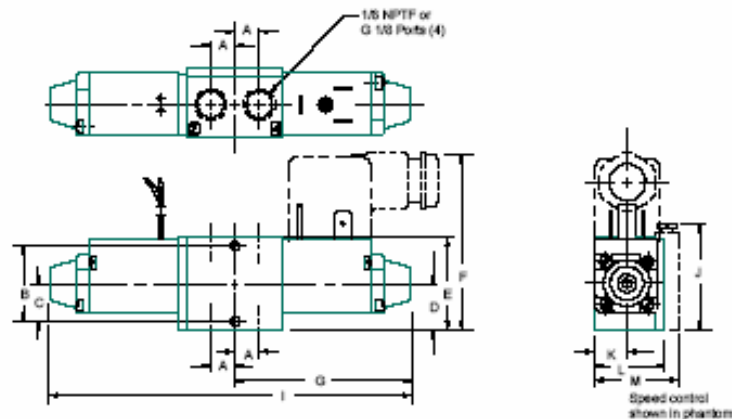


Dimensions

top dimensions = inches and bottom dimensions (in parenthesis) = millimeters

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
0.31	0.97	0.49	0.59	1.19	2.33	2.30	3.14	4.90	1.35	0.42	0.90	1.08
(7.9)	(24.8)	(12.4)	(15.0)	(30.2)	(59.2)	(58.4)	(79.8)	(118.8)	(34.3)	(10.7)	(22.9)	(27.4)

Valve 3 Position



Dimensions

top dimensions = inches and bottom dimensions (in parenthesis) = millimeters

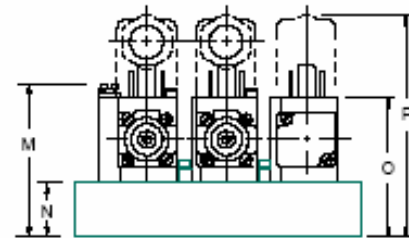
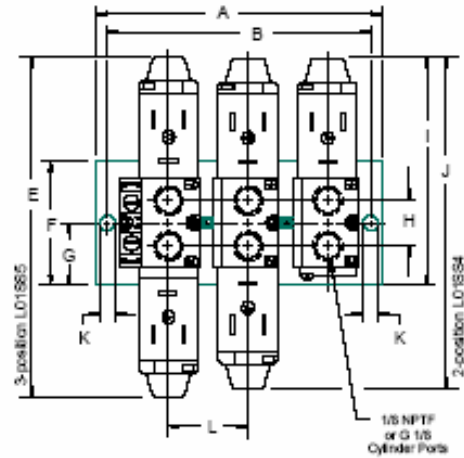
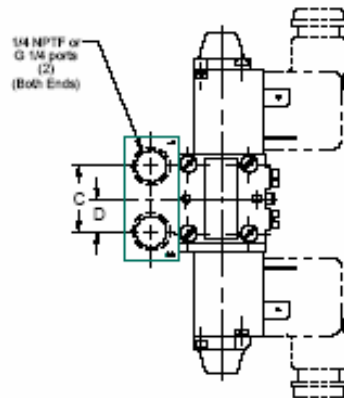
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
0.31	0.97	0.49	0.59	1.19	2.33	2.37	—	4.89	1.35	0.42	0.90	1.08
(7.9)	(24.8)	(12.4)	(15.0)	(30.2)	(59.2)	(60.2)	—	(123.4)	(34.3)	(10.7)	(22.9)	(27.4)

Information subject to change without notice. For ordering information or regarding your local sales office visit www.numatics.com.



L01 Series

Manifold Assembly Common Supply and Exhaust



Dimensions

Top dimensions = inches and bottom dimensions (in parenthesis) = millimeters

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
See table below	See table below	0.91 (23.1)	0.45 (11.4)	4.88 (123.9)	1.89 (42.9)	0.84 (21.3)	0.82 (15.7)	3.14 (79.7)	4.60 (116.8)	0.20 (5.1)	1.10 (27.9)	2.10 (53.3)	0.75 (19.1)	1.94 (49.3)	3.02 (76.7)

MANIFOLD # STATIONS	DIM A	DIM B	1/4 NPTF	G 1/4	MANIFOLD # STATIONS	DIM A	DIM B	1/4 NPTF	G 1/4
2 Stations	2.84 (72.1)	2.53 (64.3)	106-822	106-833	8 Stations	9.42 (239.3)	9.11 (231.4)	106-828	106-839
3 Stations	3.94 (100)	3.63 (92.2)	106-823	106-834	9 Stations	10.51 (267.0)	10.20 (259.1)	106-829	106-840
4 Stations	5.03 (127.7)	4.72 (119.9)	106-824	106-835	10 Stations	11.61 (294.9)	11.30 (287.0)	106-830	106-841
5 Stations	6.13 (155.7)	5.82 (147.8)	106-825	106-836	11 Stations	12.71 (322.8)	12.39 (314.7)	106-831	106-842
6 Stations	7.23 (183.6)	6.91 (177.5)	106-826	106-837	12 Stations	13.80 (350.5)	13.49 (342.8)	106-832	106-843
7 Stations	8.23 (211.3)	8.01 (205.5)	106-827	106-838	Mounting Kit	239-582	Order (1) mounting kit for each station on the manifold. Includes all studs, seals & screws.		

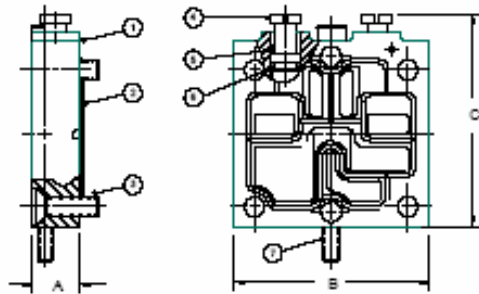


L01 Series
Accessory Kits



Speed Control Kit - Side Mounted

239-581



Parts List

DET. NO.	NO. REQ'D	PART NAME	PART NO.
*1	1	Speed Control Body (not sold separately)	
*2	1	Gasket	119-414
*3	4	Screw Assembly	127-871
*4	2	Metering Screw	118-168
*5	2	Pin	131-220
*6	2	O-Ring Seal	128-163
*7	1	Screw	127-870

* Indicates parts included in kit

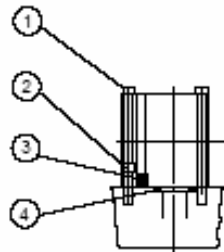
Dimensions

top dimensions = inches
bottom dimensions (in parenthesis) = millimeters

A	B	C
0.30 (7.6)	1.22 (31.0)	1.35 (34.3)

Mounting Kit

239-582

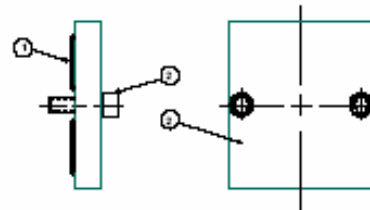


Parts List

DET. NO.	NO. REQ'D	PART NAME	PART NO.
1	2	Screw	127-870A
2	1	Screw	127-869A
3	1	Mounting Stud	125-560A
4	2	O-Ring	128-107A

Blank Station Plate Kit

239-583



Parts List

DET. NO.	NO. REQ'D	PART NAME	PART NO.
1	2	O-Ring Seal	128-106
2	2	Screw	127-869
3	1	Blank Station Plate (not sold separately)	

Solenoid Capsule Assemblies (Flush Non-Locking Override)

OVERRIDE TYPE	VALVE FUNCTION	WIRING OPTION	12/14 END	100-115/50 110-120/50	VOLTAGE			
					AC 200-230/50 220-240/60	24/50-60	DC 12 VDC	24 VDC
Flush non-locking override (standard)	2 position	Hardwired	12/14	237-952	237-953	237-954	298-102	298-103
	2 position	DIN plug-in	12/14	237-961	237-962	237-963	298-128	298-127
	3 position	Hardwired	12 end	237-993	237-992	237-994	298-154	298-155
	3 position	Hardwired	14 end	237-990	237-989	237-991	298-108	298-109
	3 position	DIN plug-in	12 end	237-1011	237-1010	237-1012	298-168	298-167
	3 position	DIN plug-in	14 end	237-1008	237-1007	237-1009	298-132	298-133

Includes solenoid and end cap assembly + screws and gaskets.

Information subject to change without notice. For ordering information or regarding your local sales office visit www.numatics.com.

✓ PROVEEDEOR

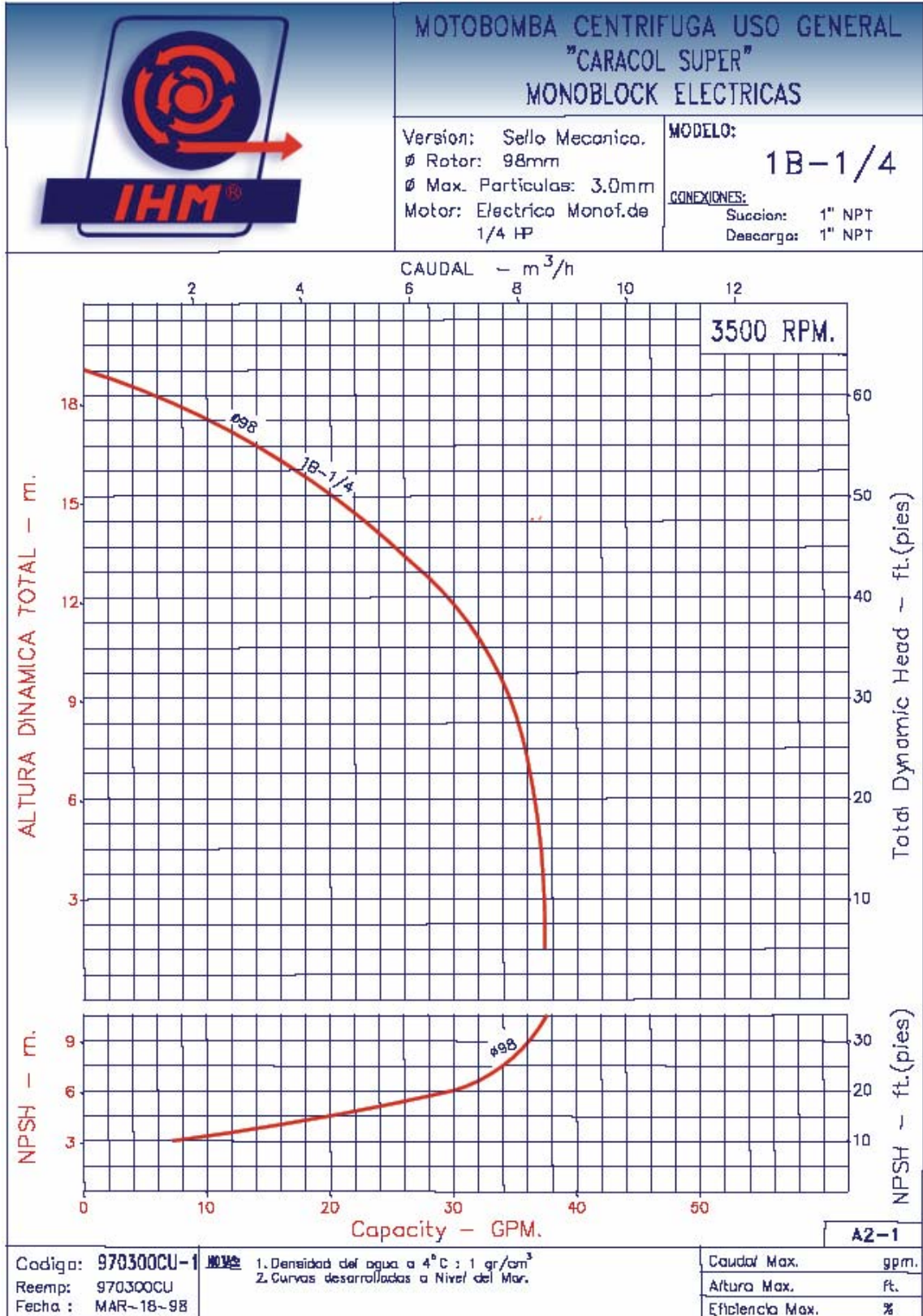
ARVAX LTDA.
BOGOTÁ DC.
CLL 63F No. 69A – 32
Tels: 225 90 47 / 250 49 06.
E-mail: ventas@arvax.com
Página web: www.arvax.com

Contacto: Ing. William Crespo.

Para todos los accesorios neumáticos y algunos hidráulicos, diríjase al proveedor anteriormente citado, marcas suministradas:



3) CURVA DE DESEMPEÑO DE LA BOMBA SELECCIONADA



4) BÁSCULA ELECTRÓNICA

BASCULAS Y BALANZAS de barcelona

basculas-balanzas.com

Básculas electrónicas de laboratorio. Estándar.

Serie AC. **BLAUSCAL**



[ampliar imagen]

VERSIONES:

Capacidad (g.): 200 - 500 - 2000 - 5000. Resolución (g.): 0,1 - 1.
Plato (cm.): Ø 148.

- Alimentación con pilas.
- Calibración electrónica.
- 2 unidades de pesada: gramos y onzas.
- Alimentador de red 220V/9V (opción 6 €).
- Manual de instrucciones en castellano.
- Fabricadas por Gram Precision, con certificación ISO 9001 como fabricante de .

PEDIDO ON LINE. Modelos.

B

200 g. capacidad	0,1 g. resolución	plato Ø 148 mm.	98 €
500 g. capacidad	0,1 g. resolución	plato Ø 148 mm.	108 €
2.000 g. capacidad	1 g. resolución	plato Ø 148 mm.	80 €
5.000 g. capacidad	1 g. resolución	plato Ø 148 mm.	90 €

DESCRIPCION.

Balanzas de precisión con célula de carga de aluminio y carcasa externa de PVC.

Su display de lectura muy clara de LCD le permite una visualización muy cómoda, incluso en condiciones de iluminación reducida.

Pesan en dos distintas unidades: gramos y onzas, que se seleccionan simplemente pulsando una tecla.

Disponen de función de tara, que les permite restar el peso de cualquier recipiente, siempre que no exceda la capacidad de la balanza.

Disponen de autocalibración electrónica, que garantiza siempre pesadas fiables. Se activa por medio de un interruptor situado en su parte inferior, aceptando la balanza la pesa de calibración de forma automática. De esta forma, la balanza siempre estará calibrada y preparada para pesadas con trazabilidad.

La alimentación es por baterías (pilas secas) incluidas y también por medio de un alimentador de 220 V opcional.

El plato de pesada es de PVC, de 148 m.m. de diámetro.

Su teclado es hermético, resistente a la caída de líquidos.

Ventas vía Internet. www.basculas-balanzas.com

5) SENSOR DE PRESIÓN PIEZOELÉCTRICO

SERIES 250 STAINLESS STEEL PRESSURE TRANSDUCER



Features & Applications

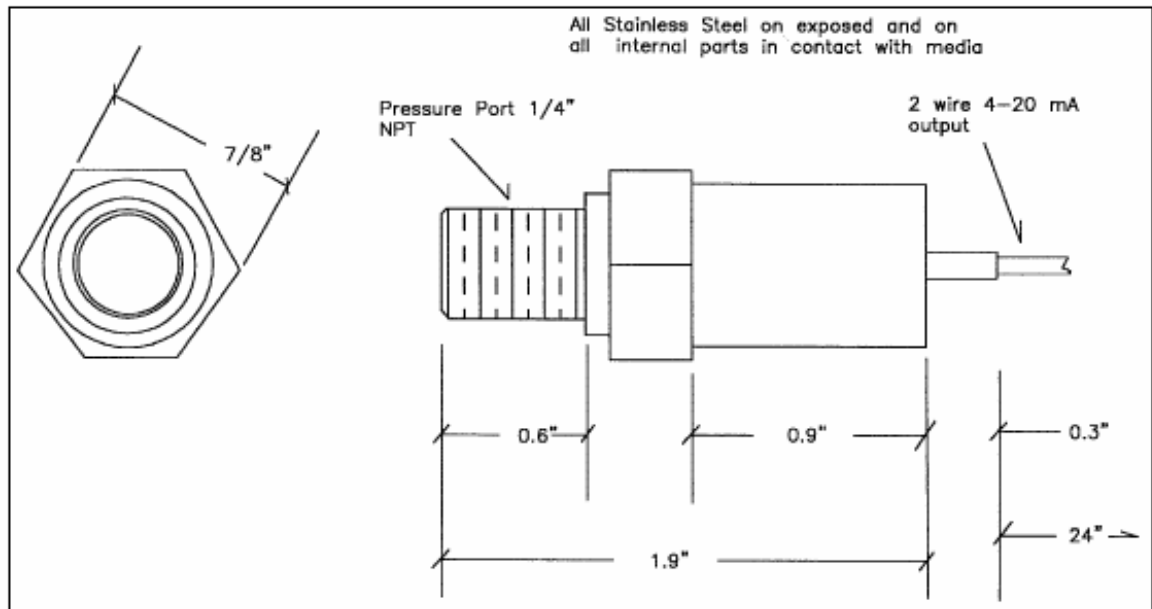
- Constructed of one piece of solid stainless steel!
- No welds, o-rings, or silicone oil to leak and cause system problems.
- Perfect for applications such as: chillers, boilers, refrigerant systems, pumps, & compressors.
- Able to handle any media compatible with 17-4PH stainless steel!
- Available with amplified outputs of 4-20mA or 1-5 VDC.
- Extremely compact design which allows for mounting in even the smallest locations!
- NEMA 4 rated.
- Standard 2-year warranty!

For the Most Recent Product Information Visit Our Website at www.autotraninc.com

Specifications

Accuracy:*	< +/-1% of F.S.O.
Stability:	+/- 0.25% F.S.O./yr. typical
Thermal Effects:	+/- 2% of F.S.O.
Overpressure:	2X range
Pressure Range:	0-100,250,500,1000,2500,5000,10000 PSI
Compensated Range:	0° to 55° C (30° to 130° F)
Media:	Any media, wet or dry, compatible with 17-4 PH stainless steel
Operating Temp:	-20° to 85° C (-4° to 185° F)
Input Supply:	10-30 VDC
Supply Current:	10mA maximum (for voltage output)
Load Resistance:	5K Ω minimum on voltage output, 1.1K Ω on 4-20mA
Output Signal:	1-5 VDC, 4-20mA two wire
Zero Offset:	+/- 2%
Electrical Connections:	24" 3-wire (1-5V output), 24" 2-wire (4-20 mA output)
PressureConnections:	1/4" NPT
Housing:	solid one piece 17-4 PH stainless steel
Dimensions:	Approx. 2.2" L x 7/8" Hex (54.8 mm L x 21.4 mm Hex)

*Includes linearity, hysteresis, and repeatability at a fixed temperature



How to Order

A typical order number consists of model number, pressure range, output signal, and mounting connection

<u>Model</u>	<u>Pressure Range</u>	<u>PSI</u>	<u>Output</u>	<u>Mounting Connection</u>
250G	100P	P= PSI	3 = 1-5 VDC	N = 1/4" NPT
	250P		4 = 4-20 mA	
	500P		two wire	
	1000P			
	2500P			
	5000P			
	10000P			

Example: 250G 500P 4 N (Model 250G, 500 PSI pressure range, 4-20mA output, 1/4" NPT mounting connection)

Warranty

Any regular Auto Tran product that proves to be defective in material or workmanship within a warranty period of two (2) years will be repaired or replaced when returned freight prepaid.

Note: Auto Tran reserves the right to change its specifications at any time, without notice. Auto Tran is not expert in the customer's technical field and therefore does not warrant the suitability of its product for the application selected by the customer.

✓ **PROVEEDOR**

INSTRUMATIC

Bogotá D.C.
Cr 31 No 90 – 66
Tel: 616 41 69 / Fax: 257 20 05
A. Aéreo 250339
E- mail: instrum1@latino.net.co

CONTACTO BUCARAMANGA:

Javier Jiménez
Tel: 300 316 41 67

6) PROVEEDORES DE HIDRÁULICA Y NEUMÁTICA

DAYMONT LTDA.

Bogotá – Colombia.
Calle 12 Bis N° 71D – 72
Tel: (+3) 2921340 Fax: (+3) 5707019.
E-mail: daymont@sky.net.co

Contacto: Ing. Luis Fernando Corredor.

Contacte al anterior proveedor para adquisición del actuador hidráulico tipo buzo y componentes hidráulicos de alta resistencia, así como para el mantenimiento de los mismos.

Excelente proveedor para adquisición y diseño de componentes hidráulicos en general y para automatización.

SERMEC Y COMPAÑÍA LTDA.

Bogotá – Colombia
Calle 58 N° 66^a – 66
Tel: (+3) 5435498 Fax: (+3) 2247642.

Contacto: Irma Rojas.

Contacte para adquisición del actuador neumático.

7) MATERIALES Y MANUFACTURA

CÍA. GENERAL DE ACEROS

Carrera 14 N° 23 – 02

Tel: (097) 6337708 / 6338323 Fax: (097) 6332779

E-mail: Bucaramanga@cga.com.co

Bucaramanga.

CORPLIEGUES

Calle 23 N° 12 – 53

Tel: 6425221.

LÁMINAS Y CORTES LTDA.

Calle 12 N° 24 – 40

Tel: 63382245.

ANEXO D. MANUAL DEL CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

Relé programable Zelio-Logic

Telemecanique
Manual del usuario
Enero del 2000



Consejos preliminares a la instalación del relé programable

Desconectar el aparato.

Tomar las medidas necesarias para prohibir cualquier activación intempestiva.

Comprobar la ausencia de tensión.

Efectuar las puestas a tierra y las puestas en cortocircuito necesarias.

Respetar necesariamente las directivas contenidas en la presente documentación.

Sólo las personas cualificadas están autorizadas a poner en marcha el relé programable .

Los aparatos de automatización y de mando deben instalarse de forma que estén protegidos contra cualquier accionamiento involuntario.

Es muy importante comprobar que la conexión a los órganos de comando respete las normas de seguridad en vigor.

Las fluctuaciones o las diferencias de tensión de la red no pueden sobrepasar los umbrales de tolerancia indicados en las características técnicas ya que podrían causar defectos de funcionamiento y provocar situaciones peligrosas.

Para evitar situaciones peligrosas piense en respetar las normas que rigen las paradas de urgencia. Comprobar que el desbloqueo del sistema de parada de urgencia no provoca un inicio intempestivo del sistema automatizado.

Tomar todas las medidas necesarias para garantizar por una parte, la correcta consecución de una aplicación interrumpida por caída o corte de corriente y por otra parte, prohibir la aparición de estados peligrosos, o incluso de fuga.

Índice

Desea conocer el funcionamiento y las principales características de su relé programable	Primera puesta bajo tensión y descubrimiento del Relé programable	1
Necesita informaciones detalladas sobre la realización mediante el ejemplo de un esquema de mando con ayuda del relé programable .	Realización de una aplicación element	2
Quiere conocer todas las opciones de configuración del relé programable .	Menú de Configuración	3
Quiere conocer todos los elementos de esquema de mando reconocidos y utilizados por el relé programable .	Esquemas de mando	4
Desea aprender a introducir un esquema de mando completo gracias al relé programable .	Introducción de los esquemas de mando	5
Quiere conocer las posibilidades de control del relé programable cuando está funcionando.	Puesta a punto	6
Desea completar su comprensión acerca del relé programable a partir de un ejemplo completo.	Ejemplo de aplicación	7
Tiene un problema de funcionamiento y desea encontrar la solución.	Diagnóstico	8
Desea archivar, transferir o duplicar su aplicación.	Transferencia de los esquemas de mando	9
Desea útiles de ayuda a la creación de aplicaciones: formularios a rellenar.	Anexos	A
Busca una palabra particular.	Índice alfabético	

Capítulo 1 - Índice

Realización de una aplicación elemental

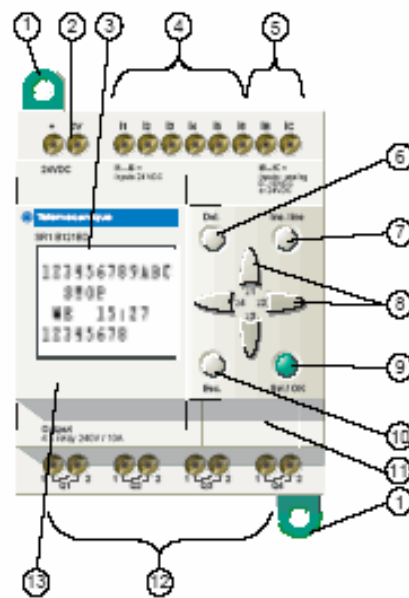
El presente capítulo trata de los siguientes temas :

1. Presentación	3
2. Características y conexiones	4
Características	4
Conexiones	5
3. Las teclas de mando	6
Descripción de las teclas	6
4. Ejemplos de utilización	7
5. Principales funciones	9
Las funciones del menú principal	10
El menú de configuración	11

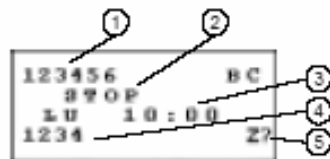
1. Presentación

Al estar destinado a facilitar el cableado eléctrico de soluciones inteligentes, el relé programable es muy fácil de poner en marcha. Su flexibilidad y sus buenos resultados le permitirán realizar importantes ganancias de tiempo y de dinero.

Este manual está destinado a quienes, sin tener conocimientos profundos en automatismo, desean poner en marcha este relé programable.



- 1 - Patillas de fijación retráctiles
- 2 - Alimentación 24 VCC en SR1 ●●●●BD, 100/240 VCA en SR1 ●●●●FU
- 3 - Pantalla LCD, 4 líneas, 12 caracteres
- 4 - Regleta de terminales con tornillos de las entradas 24 VCC en SR1 ●●●●BD, 100/240 VCA en SR1 ●●●●FU
- 5 - En SR1 ●●●●BD entradas analógicas 0-10 voltios utilizables en TOR 24 VCC
- 6 - Botón de suprimir
- 7 - Botón de inserción de línea
- 8 - Botones de navegación o después de configuración botones pulsadores Z
- 9 - Botón de selección y validación
- 10 - Botón de escape
- 11 - Emplazamiento memoria de archivo o cable de conexión a un PC
- 12 - Regleta de terminales salidas relés
- 13 - Emplazamiento para etiqueta modificable



- 1 - Visualización del estado de las entradas (B y C representan las entradas analógicas)
- 2 - Visualización del modo de funcionamiento (RUN/STOP)
- 3 - Visualización de un parámetro, por defecto día y hora para los productos con reloj
- 4 - Visualización del estado de las salidas
- 5 - Visualización de los botones Z cuando están activados

2. Características y conexiones

Características

Producto	10 E/S	12 E/S	20 E/S	
Referencias	SR1-A101BD	SR1-B121BD	SR1-A201BD	SR1-B201BD
Reloj Semanal	NO	SI	NO	SI
Alimentación	24 V (mín. 19,2 V / máx. 30 V) ∴			
Corriente nominal de entrada	67 mA			
Entradas TON Nb	6	6	12	10
Corriente nominal Tensión nominal	3mA 24 V ∴			
Salidas Relés Nb	4		8	
Tensión	5 ... 150 V ∴ / 24 ... 250 V ∼ ∼ 15 0,9A/230 V ∴ 13 0,8A/24 V			
Entradas analógicas 0-10 V Nb	0	2*	0	2*

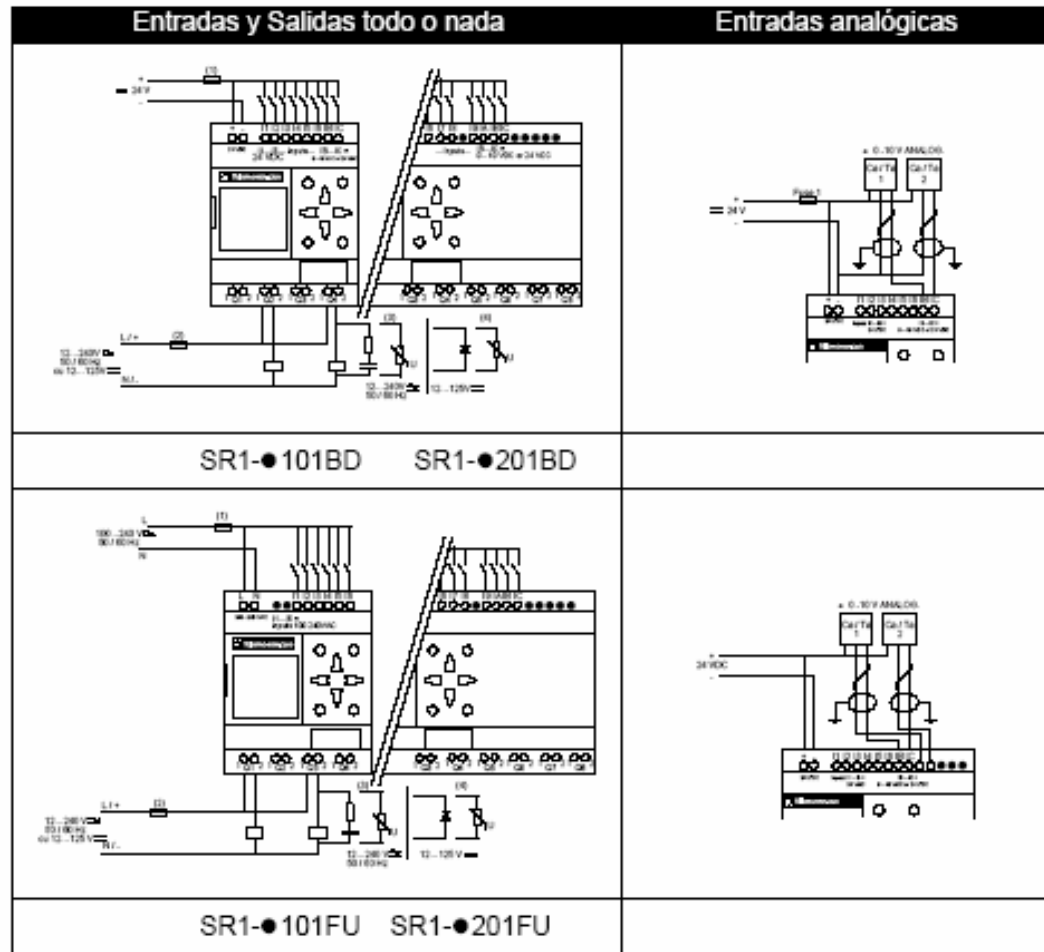
*Cada entrada es igualmente utilizable en Todo o Nada 24 V ∴

Producto	10 E/S	20 E/S		
Referencias	SR1-A101FU	SR1-B101FU	SR1-A201FU	SR1-B201FU
Reloj Semanal	NO	SI	NO	SI
Alimentación	100/240 V ∼ (mín. 85 V ∼ / máx. 264 V ∼)			
Corriente nominal de entrada	< 46 mA a 115 V ∼ < 36 mA a 240 V ∼			
Entradas TON Nb	6		12	
Corriente nominal Tensión nominal	11/13 mA a 50/60 Hz 100/240 V ∼			
Salidas Relés Nb	4		8	
Tensión	5 ... 150 V ∴ / 24 ... 250 V ∼ ∼ 15 0,9A/230 V ∴ 13 0,6A/24 V			

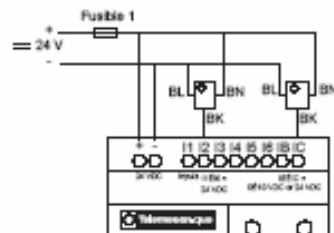
Nota: los relé programable de corriente alterna no poseen entradas analógicas. Para más información ver el catálogo.

2. Características y conexiones

Conexiones








Conexión tres hilos



3. Las teclas de mando

Descripción de las teclas







Las teclas situados en la cara delantera del relé programable permiten configurar, programar y dirigir la aplicación.
Su funcionamiento es el siguiente :

Botón	Descripción
	Al pulsar esta teclas se efectúa la supresión de un elemento o de una línea de esquema.
	Al pulsar esta teclas se inserta una línea de esquema.
	Al pulsar esta teclas : Se efectúa una selección, Entra en la página de los parámetros de un elemento, Entra en una página de visualización, Valida una elección. Para utilizar el relé programable, la primera acción que se debe efectuar es pulsar esta teclas para acceder al menú principal.
	Al pulsar esta teclas se sale de un menú o de una selección.
	Las teclas de navegación permiten dirigirse hacia arriba, hacia la izquierda, hacia abajo y hacia la derecha. La posición en la pantalla está materializada por una marca ">", un cursor "■" o "●", un texto intermitente "Ini".

4. Ejemplos de utilización

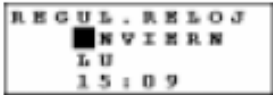

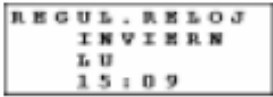



En esta parte, vamos a ver cómo utilizar los botones del relé programable.

Ejemplo 1 : La elección del idioma, el procedimiento siguiente es idéntico sea cual sea el producto.

Descripción/Acción	Visualización
<p>Primera conexión o conexión después de la inicialización del fabricante :</p>	 <p>La opción " ENGLISH " (INGLÉS) parpadea.</p>
 <p>Para seleccionar el francés.</p>	 <p>El botón Sel./OK ha permitido validar la elección del nuevo idioma (materializado por el rombo y por el texto que parpadea).</p>
 <p>Permite continuar o acabar el procedimiento de primera conexión..</p>	<p>Se presentan dos casos :</p> <p>Producto con reloj, SR1-B●●●●●●</p>  <p>Ahora hay que fijar la hora (Ver el ejemplo de la página siguiente)</p> <p>Producto sin reloj, SR1-A●●●●●●</p>  <p>Aparece la pantalla principal del relé programable (aquí un módulo SR1-A101FU).</p>

4. Ejemplos de utilización



Ejemplo 2 : Modificación de la fecha y de la hora en el momento de la primera conexión.

Descripción/Acción	Visualización
Después de la elección del idioma, aparece la siguiente pantalla :	 <p>El cursor negro parpadea.</p>
 <p>Para entrar en modo modificación.</p>	 <p>El texto por modificar parpadea, aquí "INVIERN". Puede entonces modificarlo con :</p>  o  y después  <p>Al pulsar Sel/OK se valida la modificación.</p>

Las horas, los minutos y el día de la semana se pueden modificar de la misma manera con las teclas del relé programable.

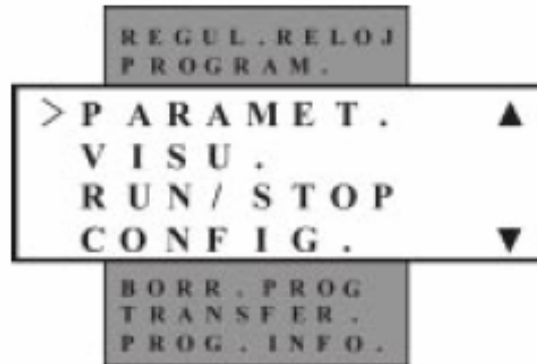
Para volver a la pantalla principal pulsar el botón :



Nota : los botones  o  sirven para pasar de un campo a otro mientras que los otros dos botones del cuadro de navegación permiten la modificación de los valores que aparecen en pantalla.

5. Principales funciones

Están reagrupadas en un menú principal.



La marca " > " situada a la izquierda del texto señala la posición de su elección.

Un triángulo hacia arriba indica que existen opciones posibles hacia arriba y un triángulo hacia abajo indica que hay opciones posibles hacia abajo.

5. Principales funciones

Las funciones del menú principal

Menú	Descripción
REGUL. RELOJ	Esta función permite actualizar la fecha y la hora : Hora de verano/hora de invierno Día de la semana Horas-Minutos
PROGRAM.	Esta función permite introducir el esquema que hace que el relé programable funcione. Este programa está escrito en esquema de mando. La programación en esquema de mando está descrita en el capítulo siguiente. Esta función puede protegerse con una contraseña.
PARAMET.	Esta función permite visualizar y modificar los parámetros de los bloques función, que no estén bloqueados, introducidos en el esquema de mando.
VISU.	Esta función permite visualizar y modificar los parámetros de los bloques función que no estén bloqueados, introducidos en el esquema de mando. Permite además seleccionar la información que aparezca en la tercera línea de la pantalla del relé programable.
RUN/STOP	Esta función permite poner en marcha o parar el programa contenido en el relé programable : RUN : El programa se lanza. STOP : El programa se para, las salidas están desactivadas.
CONFIG.	Esta función contiene todas las opciones de configuración del relé programable (Ver el cuadro siguiente).
BORR. PROG	Esta función permite borrar la totalidad del esquema contenido en el relé programable. Se puede proteger con una contraseña.
TRANSFER.	Esta función transferirá los contenidos del relé programable Modul. -> PC : Transferencia hacia el software de programación PC -> Modul. : Carga por el programa de programación Modul. -> Mem : Transferencia a la EEPROM amovible Mem -> Modul. : Carga a partir de la EEPROM amovible
PROG. INFO.	Esta función permite visualizar todos los elementos necesarios para la introducción de un esquema de mando.

* La memoria EEPROM amovible permite transferir el contenido del relé programable sin que sea necesario ningún programa de programación y sin que sea necesario introducir una aplicación idéntica en otro relé programable. Sin embargo, no es indispensable para el funcionamiento del relé programable.

5. Principales funciones

El menú de configuración

Menú	Descripción
CONTRASEÑA	Autoriza o no el acceso a ciertas funcionalidades.
IDIOMA	Elección del idioma.
FILT.	Selección del filtrado de las entradas (entradas rápidas). Esta función se puede proteger con una contraseña.
Zx=Teclas	Activación / desactivación de los botones de Zx. Esta función se puede proteger con una contraseña.
AYUDA	Activación / desactivación de la ayuda automática.

Estas diferentes opciones del menú de configuración se desarrollan con más detalle en el "Capítulo 3 - Índice Menú de Configuración", página 24.

ANEXO E. CÁLCULOS ANÁLITICOS Y TEORÍA

A continuación se presenta solo la teoría de diseño directamente relacionada y aplicada en la construcción del banco, las partes o componentes que requieren comprobaciones de diseño, son las relacionadas con el sistema de bombeo de alta presión.

▪ CONEXIONES ATORNILLADAS.

En la determinación de la ubicación de los agujeros de la viga, se optó por utilizar las especificaciones del método LRFD (Load and Resistance Factor Design), del AISC (American Institute of Steel Construction), estas especificaciones brindan una referencia para cuidar las separaciones mínimas de las perforaciones a los bordes de la placa y entre perforaciones, sin embargo provee amplias separaciones debido a la geometría o por comodidad y espacio en la instalación de los componentes, lo anterior se debe a que la viga para el sistema de bombeo permite amplias separaciones ya que presenta dimensiones lo suficientemente grandes, y es un diseño de rigidez más no de resistencia.

Separación mínima.

Los tornillos deben colocarse a la suficiente distancia entre ellos para facilitar su instalación y prevenir fallas por tensión de las placas a unir, las especificaciones del LRFD, estipulan una distancia mínima entre centros de los agujeros de 2,67 veces el diámetro del agujero prefiriéndose en lo posible el uso de $3d$.

Distancias mínimas al borde.

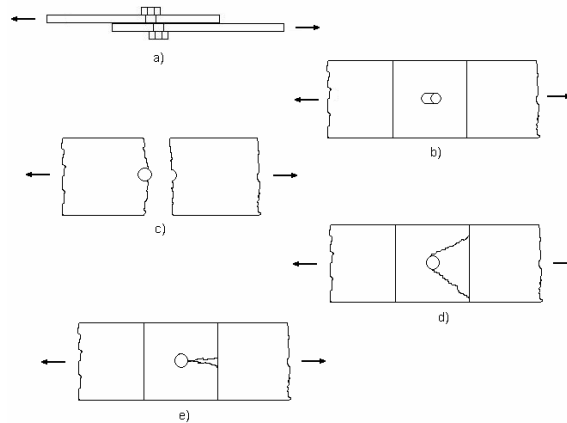
Los tornillos de una junta, no deben ubicarse muy cerca de los bordes de una placa debido a que puede no quedar área suficiente en la placa para resistir los esfuerzos, el cálculo teórico no presenta resultados satisfactorios (esto ocurre en general para juntas atornilladas), por lo que en la práctica se recurre a resultados de experimentación y fórmulas empíricas, la especificación de la LRFD consiste en permitir una distancia desde el centro del agujero hasta el borde igual a 1,5 o 2 veces el diámetro del tornillo o remache, también es útil tener en cuenta que separaciones excesivas pueden ocasionar separaciones indebidas en las laminas a unir, por tanto la separación máxima permitida según el LRFD es de 12 veces el espesor más delgado de la unión sin llegar a ser mayor a 6 pulgadas.

Tipos de fallas en uniones atornilladas.

Las uniones atornilladas y remachadas presentan distintas formas de falla dependiendo de que componente sea el más débil para soportar los esfuerzos, en general se debe chequear todos los casos.

De acuerdo con la figura anterior en el caso de cada caso se estudia por separado y se brindan los factores de seguridad necesarios.

Figura 1. Tipos de fallas en uniones atornilladas.



Falla por cortante, caso a.

Aquí el pasador está sometido a un esfuerzo cortante sobre el área de su sección transversal, por tanto el esfuerzo al cual está sometido el elemento, se obtiene de dividir la carga entre el área de la sección transversal y comparar este valor con la carga admisible, que es la mitad del esfuerzo de fluencia del material, si se toma en consideración la teoría de falla por cortante máximo, en resumen resulta:

$$\frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{2N}$$

Falla por aplastamiento del tornillo o la placa, Caso b.

Esta falla consiste en que el área de contacto entre el pasador y la placa, no es lo suficientemente grande para soportar el esfuerzo normal, para el estudio de este caso se toma en consideración el área proyectada del agujero y no la mitad del área de la circunferencia, debido a la irregularidad en la distribución del esfuerzo de contacto, por tanto el esfuerzo de aplastamiento para el pasador y la placa es:

Debe tenerse en cuenta que el espesor t , es el espesor de la placa más delgada.

Falla por tensión en la placa, caso c.

$$\frac{F}{A_{aplast}} = \frac{F}{dt} \leq \frac{S_y}{N}$$

Aquí la placa no posee el área de sección transversal suficiente para soportar el esfuerzo de tensión a que es sometida, el chequeo consiste en dividir la carga entre la menor área resistente, teniéndose que para una sección en particular se encuentra al restar el área de todos los pasadores del área total de la sección así.

$$\frac{F}{A_{resist}} = \frac{F}{(w - nd)t} \leq \frac{S_y}{N}$$

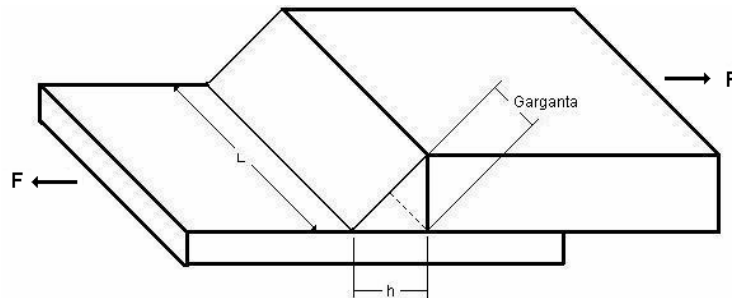
Falla por cortante y rasgado de la placa, casos d y e:

En estos casos no se deja el espacio suficiente desde los agujeros exteriores hasta los bordes de la placa, con lo que se impide una buena distribución del esfuerzo en ella, el chequeo de esta consideraciones se realiza mediante la aplicación de normas basadas en estudios realizados a este tipo de juntas, las especificaciones para estos casos fueron mencionadas anteriormente y están basadas en el método LRFD del AISC.

▪ UNIONES SOLDADAS

La soldadura es uno de los medios de unión más utilizados en la práctica debido a que provee ventajas importantes como el bajo costo, simplicidad del montaje, rapidez al efectuar la unión y además permite gran flexibilidad en los diseños de partes de maquinaria llegando a obtenerse piezas de alta resistencia, la desventaja de esta técnica radica en los esfuerzos residuales producto de las elevadas e irregulares temperaturas a que son sometidas las piezas al momento de soldar, por otro lado en la zona de la unión se presenta concentración de esfuerzos debido a la forma irregular de los cordones (aristas, protuberancias, etc.), y se presenta variación de la microestructura de los materiales a unir producto de las elevadas temperaturas.

Figura 2. Terminología y dimensiones en una junta soldada.



Soldadura de filete o entalle:

En general para el diseño de soldaduras es practica usual el considerar el esfuerzo en el área de la garganta, aunque allí se presenta esfuerzo normal y cortante, para el dimencionamiento de la junta, se desprecia el esfuerzo normal y se toma en consideración solo el cortante, así:

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

teniendo en cuenta que el área de la garganta es:

$$A = L.h.\cos(45^\circ)$$

se obtiene la expresión:

$$\tau = \frac{F}{0.7071.L.h.}$$

Sin embargo al utilizar la anterior simplificación, es conveniente aplicar amplios factores de seguridad y seguir las recomendaciones presentes en normas referentes al tema.

En cuanto al factor de seguridad se consideran como buenos factores mayores a 4 y para la determinación del esfuerzo permisible, se utiliza el esfuerzo permisible recomendado por el AISC (American Institute of Steel Construction), para unión que trabaja a cortante, el cual es de 0.4 veces la resistencia de fluencia, por tanto:

Tabla 1. Propiedades mínimas de electrodos para soldadura.

Número de electrodo AWS	Resistencia a tensión en Kpsi	Resistencia de fluencia en Kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	21
E70xx	70	67	22
E80xx	80	77	19
E90xx	90	87	15
E100xx	100	107	14

$$\tau_{perm} = 0.4S_y$$

Y el factor de seguridad es:

$$N = \frac{\tau_{perm}}{\tau}$$

Cálculo de la soldadura utilizada en la placa soporte para el cilindro hidráulico.

Se decide por el uso de soldadura para esta aplicación por el bajo costo, la sencillez y el rápido montaje, para la unión se aplicaron cordones a 45° con una altura de ¼ de pulgada y una longitud de 3,7 cm, espaciados 3,7 cm, a lo largo de una longitud de 85,8 centímetros con el fin de evitar altos niveles de esfuerzo residual producidos al soldar continuamente laminas de diferentes espesores (de ¼" y ½"), en prolongadas trayectorias, según lo anterior tenemos que:

$$h = 1,27 \text{ cm}, (1/4").$$

$$L = 3,7 \text{ cm}.$$

$$N_{cordones} = 22$$

La carga a soportar por toda la soldadura, es de 1700 Kg, por tanto la carga que soporta cada cordón es de:

$$F = \frac{F_{total}}{N_{cordones}} = \frac{1700 \text{ Kg}}{22} = 77.3 \text{ Kg}$$

El esfuerzo cortante en la zona de la garganta es:

$$\tau = \frac{77,3 \text{ Kg}}{0,7071 \times 3,7 \text{ cm} \times 0,635 \text{ cm}} = 46,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación se determina el esfuerzo permisible según el AISC, tomando en cuenta que la resistencia de fluencia del electrodo E6013, es de 50000 psi ($3520 \frac{Kg}{cm^2}$), entonces:

$$\tau_{perm} = 0,4S_y = 0,4 \times 3520 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\tau_{perm} = 1400 \frac{Kg}{cm^2}$$

Según lo anterior, el factor de seguridad resultante es:

$$N = \frac{\tau_{perm}}{\tau} = \frac{1400 \frac{Kg}{cm}}{46,5 \frac{Kg}{cm^2}} = 30$$

Un factor de seguridad de 30 es bastante apropiado para un procedimiento de unión que representa alta incertidumbre.

▪ COLUMNAS

Una columna se define como un elemento recto el cual se encuentra sometido a un esfuerzo de compresión solamente, en este tipo de elementos se presentan diferentes formas de falla dependiendo de las características del material y geometría.

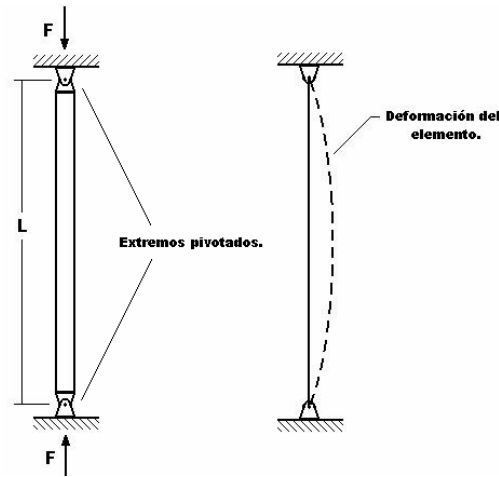
Columnas cortas:

En este tipo de columnas la falla se da por aplastamiento del elemento, siempre y cuando la longitud sea lo suficientemente corta en relación con el radio de giro de la sección transversal, por tanto dependiendo de si el material es dúctil o frágil, la falla se presentará como achatamiento al alcanzar el límite de elasticidad o quebrarse por falla a cortante al alcanzar el límite de resistencia a compresión del material (a un ángulo de 45° respecto del eje longitudinal), respectivamente, en conclusión la falla en este caso solo ocurre cuando la carga aplicada produce un esfuerzo suficiente para alcanzar una propiedad de resistencia del material

Columnas esbeltas.

Cuando la longitud de una columna es lo suficientemente grande en relación con el radio de giro de la sección transversal (relación de esbeltez), la falla de esta dependerá de factores como la rigidez, la longitud, el área de sección transversal y la forma como se encuentre apoyada en sus extremos.

Figura 3. Columna de Euler.



En este caso la columna se encuentra en un estado estático inestable y si la carga es igual o mayor a un límite crítico, cualquier pequeño desalineamiento de la carga con respecto al eje longitudinal o cualquier imperfección en la homogeneidad de material producirá la falla del elemento que se presenta como un pandeo del mismo seguido del colapso total del elemento, este tipo de falla se caracteriza porque la carga necesaria para producir la falla del elemento es sensiblemente inferior a la necesaria para alcanzar la resistencia a compresión o el límite elástico del material.

A continuación se presenta solo la ecuación, pues si existe interés en la deducción, esta información puede consultarse en la bibliografía, la deducción de la ecuación de Euler para columnas esbeltas se obtiene de la solución de la ecuación diferencial que resulta de remplazar el momento de la fuerza P en la ecuación de la elástica, con todo lo anterior y aplicando las condiciones de frontera para una columna con los dos apoyos articulados, se obtiene la expresión:

Donde:

P_{cr} = Carga crítica a la cual ocurre el pandeo.

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{EI}{L^2}$$

E = Modulo de elasticidad del material.

I = Momento de inercia del área de la sección transversal del elemento.

L = Longitud de la columna entre apoyos.

Para los demás casos de apoyos también se puede deducir la ecuación, diferenciándose de la anterior por una constante que depende del tipo de apoyos que soporten a la columna, en general la ecuación queda de la forma:

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{EI}{L_{equi}^2}; \quad \text{y} \quad L_{equi} = KL$$

Donde:

L_{equi} = Longitud equivalente de la columna.







K = Constante que depende del tipo de apoyos que soporten a la columna.

Otra forma de enunciar la ecuación de euler consiste en tener en cuenta que el momento de inercia es $I = Ar^2$, donde r es el radio de giro y A el área de la sección transversal, si se reemplaza esta en la ecuación anterior y organizando, se obtiene:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \pi^2 \frac{E}{(K L/r)^2}$$

Una desventaja muy importante a tener en cuenta en este tipo de columnas es que la falla se desarrolla de forma repentina y total por lo que no se presentan signos de advertencia que alerten sobre el riesgo, debido a esto el diseño de este tipo de columnas debe ser muy cuidadoso y controlado por el riesgo que representa, recomendándose aplicar factores de seguridad mayores a 2.

Figura 4. Longitudes efectivas de columnas.

Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna	a)	b)	c)	d)	e)	f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	Rotación y traslación impedidos	Rotación libre y traslación impedida	Rotación impedida y traslación libre	Rotación y traslación libres		

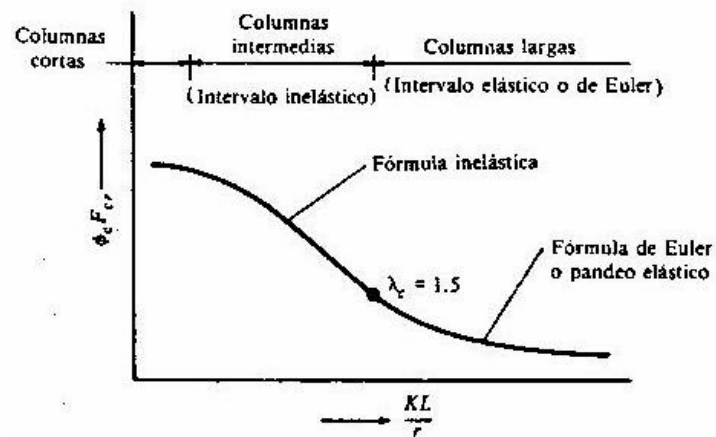
Fuente: *Load and Resistance Factor Design Specification for Structural Steel Buildings*, diciembre 1, 1993, Chicago AISC, 1994, pp. 6-184 en el Manual LRFD.

Columnas intermedias.

Naturalmente en la práctica, no existe una separación clara y definida entre las columnas cortas y las largas, quedando un amplio rango de incertidumbre el cual es cubierto por relaciones empíricas, por otro lado, la ecuación de Euler no predice con gran exactitud lo

que ocurre en la práctica debido a que la alineación de la carga y la homogeneidad del material, son técnicamente difíciles si no imposibles de lograr, por otro lado, en la zona intermedia la ecuación de columna de Euler no brinda resultados satisfactorios.

Figura 5. Clasificación de las columnas según la relación de esbeltez.



Existen diferentes especificaciones y ecuaciones para predecir el comportamiento de las columnas intermedias, sin embargo para las comprobaciones en el presente proyecto se tomara en consideración la teoría sobre columnas de Jhonson, la cual cubre el rango de las columnas cortas e intermedias, no obstante sin dejar de lado las especificaciones del método LRFD del AISC.

Ecuación de J.B. JHONSON.

La ecuación de jhonson para columnas es muy útil debido a que es una relación empírica que se usa para ajustar la curva de carga por unidad de área vs relación de esbeltez, con los resultados de ensayos, esta ecuación se enuncia de la siguiente forma:

$$\frac{P_{cr}}{A} = a - b \left(\frac{KL}{r} \right)^2$$

una forma comúnmente utilizada consiste en hacer coincidir la parábola anterior para que el corte con la abscisa sea en el esfuerzo de fluencia S_y , y empalmarla o unirla con la ecuación de Euler en $P/A = S_y/2$, por tanto las constantes a y b queda así:

$$a = S_y \quad y \quad b = \left(\frac{S_y}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{K^2 E}$$

Del hecho de igualar la carga por unidad de área de la ecuación de Euler a la mitad del esfuerzo de fluencia, se obtiene un resultado importante para la relación de esbeltez:

$$R_{ecr} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

La ecuación anterior brinda un valor para la relación de esbeltez, el cual se utiliza para diferenciar si la columna es intermedia-corta (Jhonson), o larga (Euler), según:

$$R_e < R_{ecr}; \text{ Jhonson.}$$

$$R_e > R_{ecr}; \text{ Euler.}$$

Donde:

$$R_e = \frac{L_{equi}}{r}$$

Para una columna de sección circular se tiene que el momento de inercia y el radio de giro son:

Momento de Inercia:
$$I = \frac{\pi D^4}{64};$$

Radio de giro de la sección:
$$r = \frac{D}{4}$$

Debe tenerse en cuenta que la teoría anteriormente expuesta presenta gran incertidumbre en la aplicación, en el presente proyecto se utiliza a manera de comprobación y aplicación de la teoría, sin embargo se tiene en cuenta especificaciones técnicas como las del LRFD.

Comprobación de pandeo para el vástago del cilindro hidráulico.

Se hace necesaria la comprobación debido a que el cilindro presenta una carrera de 70 cm y un diámetro de vástago de 1 pulgada, implicando un riesgo de falla por pandeo del elemento.

Como primera medida se clasifica el tipo de apoyos que presenta el vástago hidráulico para la aplicación de la correspondiente longitud equivalente listada en la tabla XX, cuando el vástago se encuentra totalmente afuera, tanto el acople como el cilindro permiten movimiento angular más no lateral siendo por tanto clasificado como apoyos articulados (los dos), y el factor K es igual a 1, entonces:

$$L_{equi} = K.L = 1 \times 70cm = 70cm$$

$$L_{equi} = 70cm$$

A continuación se determina el tipo de columna según la relación de esbeltez crítica:

$$R_{ecrit} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2}{4200 \text{ Kg/cm}^2}} = 99,3$$

$$R_{crit} = 99,3$$

Radio de giro de la sección transversal:

$$r = \frac{D}{4} = \frac{2,54 \text{ cm}}{4} = 0.635$$

$$r = 0.635$$

Por tanto la relación de esbeltez es:

$$R_e = \frac{L_{equi}}{r} = \frac{70 \text{ cm}}{0,635} = 110,2$$

$$R_e = 110,2$$

en conclusión, $R_e > R_{crit}$ por tanto la columna se clasifica como columna esbelta o de Euler, y se debe aplicar las ecuaciones de Euler para determinar la carga crítica de la siguiente forma:

Momento de inercia:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi \times (2,54 \text{ cm})^4}{64} = 2.0432 \text{ cm}^4$$

$$I = 2.0432 \text{ cm}^4$$

Carga crítica teórica para el pandeo del vástago:

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{EI}{L_{equi}^2} = \pi^2 \frac{(2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2) \times 2,0432 \text{ cm}^4}{(70 \text{ cm})^2} = 8600 \text{ kg}$$

$$P_{cr} = 8600 \text{ kg}$$

La carga máxima que debe transmitirse por los vástagos, es de 1700 Kg, luego el factor de seguridad es:

$$N = \frac{P_{cr}}{P} = \frac{8600 \text{ Kg}}{1700 \text{ Kg}} = 5$$

$$N = 5$$

El factor de seguridad obtenido garantiza que el vástago hidráulico no fallará por pandeo.

▪ **RECIPIENTES APRESIÓN:**

Para las definiciones y ecuaciones se toma en consideración solo la aplicación de presión al interior del recipiente, debido a que en este proyecto se utilizan componentes como mangueras, tubos, actuadores, cilindros, racores, etc., sometidos a presión interna.

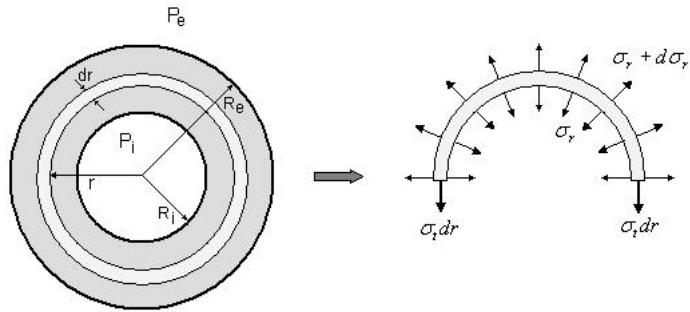
Los efectos de la presión atmosférica no se toman en cuenta (esfuerzo radial), debido a que son despreciables (15 PSI), y por el hecho de actuar a ambos lados de la pared, no originan esfuerzo tangenciales ni longitudinales, en conclusión solo importa el valor de la presión manométrica que se aplique al recipiente.

Esfuerzos en recipientes a presión.

En el análisis de recipientes a presión, se asume que la deformación longitudinal es constante a lo largo de toda la circunferencia del cilindro, es decir, una sección transversal del cilindro permanece plana antes y después de la deformación del recipiente.

Para la deducción de la ecuación diferencial que rige este comportamiento, se establece el estado estático a la media circunferencia de un pequeño anillo (anillo diferencial), al interior del espesor de la pared del cilindro, para lo anterior, tórnese en consideración la siguiente figura:

Figura 6. Cilindro sometido a Presiones interna y externa.



A continuación se realiza la suma de fuerzas en dirección vertical, se debe tener en cuenta que la fuerza producida en dirección vertical por un esfuerzo radial, es la multiplicación del área proyectada por dicho esfuerzo así:

$$F_{yi} = \sigma_r A_{proyectada} = \sigma_r 2rL$$

$$F_{ye} = (\sigma_r + d\sigma_r) A_{proyectada} = (\sigma_r + d\sigma_r) 2(r + dr)L$$

Para la fuerza tangencial, se tiene:

$$F_t = \sigma_t A_{pared} = \sigma_t drL$$

Teniendo en cuenta que el estudio se realiza para una longitud unitaria de cilindro y que se toma la dirección hacia arriba como positiva y hacia abajo como negativa, entonces se tiene que:

$$-F_{yi} - 2Ft + F_{ye} = 0$$

$$-2\sigma_r d_r - 2\sigma_t r + 2(\sigma_r + d\sigma_r)(r + d_r) = 0$$

Al simplificar reordenar y despreciar cantidades diferenciales de orden superior, se obtiene:

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0$$

En esta ecuación se encuentran dos incógnitas, que son σ_r y σ_t , para resolverla se plantea una segunda ecuación en base a la deformación longitudinal, la cual se asume como constante, según el efecto de la relación de Poisson se obtiene:

$$\varepsilon_l = -\frac{\mu\sigma_t}{E} - \frac{\beta\mu\sigma_r}{E} \\ \sigma_r = \frac{R_i^2 P_i}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_e^2}{r^2} \right)$$

La solución de la ecuación diferencial no se presenta ya que puede ser estudiada en la bibliografía, para mayor información remítase a la referencia [xxx], la solución de la ecuación teniendo en cuenta que la presión externa P_e es nula, es decir, solo para presiones internas en el recipiente queda así:

Si el recipiente es cerrado y la superficie cilíndrica soporta o es una sola pieza con las

$$\sigma_t = \frac{R_i^2 P_i}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_e^2}{r^2} \right)$$

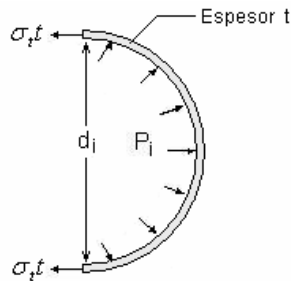
tapas, entonces el recipiente experimenta un esfuerzo longitudinal que viene siendo:

$$\sigma_L = \frac{P_i R_i^2}{R_e^2 - R_i^2}$$

Recipientes de pared delgada.

Cuando la pared del cilindro tiene un espesor menor o igual a 1/10 del radio, se puede asumir que el esfuerzo radial está distribuido uniformemente en todo el espesor de la pared y es muy pequeño comparado con el esfuerzo tangencial, por tanto se hace despreciable y las ecuaciones se pueden deducir igualando la fuerza que ejerce la presión sobre media circunferencia de anillo y la fuerza opuesta que ofrece el área de material de la pared.

Figura 7. Recipiente de pared delgada.



Según la figura anterior, la fuerza horizontal que produce la presión es la presión multiplicada por el área proyectada en dirección horizontal, debido a que las componentes verticales se cancela entre si, por tanto la fuerza para una longitud igual a la unidad es:

$$Fp = P_i A_{\text{Proyectada}} = P_i d_i$$

Esta fuerza se iguala a la fuerza horizontal proporcionada por las paredes del recipiente quedando:

$$P_i d_i = 2\sigma_t t$$

Despejado el esfuerzo tangencial se obtiene:

$$\sigma_t = \frac{P_i d_i}{2t}$$

Si el recipiente soporta o esta firmemente unido con las tapas del recipiente, entonces en el se genera un esfuerzo longitudinal que se obtiene igualando la fuerza que se aplica sobre la tapa producto de la presión por el área de ésta y la fuerza que aporta la pared del

cilindro uniformemente distribuida por toda la circunferencia de espesor t, con lo anterior se obtiene:

$$\sigma_L = \frac{P_i d_i}{4t}$$

Diagrama de deformación en la viga principal.

A continuación se presenta un breve resumen del análisis de deformaciones en la viga, determinando el diagrama de cortante y momento para determinar la flecha máxima y el punto donde se ubica.

Para la solución, se presenta las ecuaciones que describen los momento y el cortante para las diferentes zonas de la viga, estas ecuaciones y sus condiciones de frontera para la solución, son las siguientes:

Zona 1, rango de $x = 0$ a $X = 8$ cm.

Se caracteriza porque el cortante y el momento son nulos, sin embargo si existe un desplazamiento en dirección vertical como consecuencia de la deformación en la zona 2, por tanto las ecuaciones quedan de la siguiente manera:

$$V_1 = 0.$$

$$M_1 = 0.$$

θ_1 = Existe y es constante pero desconocido.

v_1 = Existe y es constante pero desconocido.

Zona 2, rango de $x = 8$ cm a $x = 108$ cm.

En esta zona hay cortante y momento y están dados por las siguientes expresiones y condiciones de frontera:

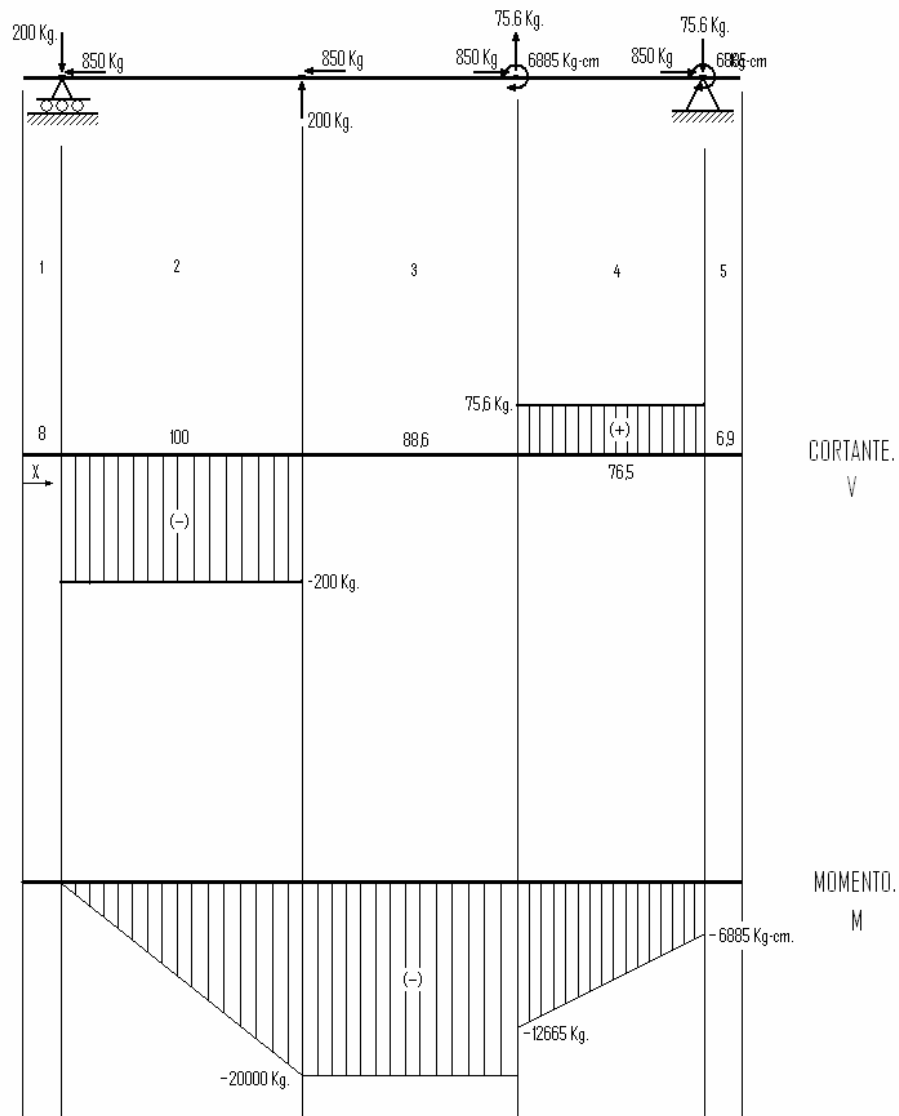
$$V_2 = -200 \text{ Kg}, \text{ con } x = 8, M = 0.$$

$$M_2 = -200X + 1600.$$

$$EI\theta_2 = -100X^2 + 1600X + C_1.$$

$$EIv_2 = -\frac{100}{3}X^3 + 800X^2 + C_1X + C_2.$$

Figura 8. Diagrama de cortante y momento.



Zona 3, rango de $x = 108$ cm, a $x = 196,6$ cm.

En este rango no se presenta cortante sin embargo si hay momento flector y por tanto deformación, las ecuaciones son:

$$V_3 = 0.$$

$$M_3 = -20000 \text{ Kg.cm.}$$

$$EI\theta_3 = -20000X + C_3.$$

$$EIv_3 = -10000X^2 + C_3X + C_4.$$

Zona 4, rango de $x = 196,6$ cm, a $x = 273$ cm.

Se presentan tanto cortante como momento flector y sus ecuaciones representativas se dan a continuación:

$$V_4 = 75,6 \text{ Kg} .$$

$$M_4 = 75,6X - 27528 . \quad \text{Con: } X = 196,6 \text{ cm, } M = -12665 \text{ kg.cm.}$$

$$EI\theta_4 = \frac{75,6}{2} X^2 - 27528X + C_5 .$$

$$EIv_4 = \frac{75,6}{6} X^3 - \frac{27528}{2} X^2 + C_5X + C_6 .$$

Para la solución de las anteriores ecuaciones se establecen las condiciones de frontera entre las diferentes zonas de estudio, estas son:

- 1) $X = 8$ se tiene, $v_2 = 0$.
- 2) $X = 273$ se tiene, $v_4 = 0$.
- 3) $X = 108$ se tiene, $\theta_2 = \theta_3$ y $v_2 = v_3$.
- 4) $X = 196,6$ se tiene, $\theta_3 = \theta_4$ y $v_3 = v_4$.

Aplicando las anteriores condiciones, se obtiene las siguientes expresiones.

$$1) \quad 8C_1 + C_2 = -34133$$

$$2) \quad 273C_5 + C_6 = 769452302$$

$$3) \quad -C_1 + C_3 = 1166400$$

$$-108C_1 - C_2 + 108C_3 + C_4 = 83980800$$

$$4) \quad -C_3 + C_5 = 18975,8$$

$$-196,6C_3 - C_4 + 196,6C_5 + C_6 = 49738373,5$$

Las anteriores expresiones son un sistema de 6 ecuaciones con 6 incógnitas cuya solución es:

$$C_1 = 1,6674 \times 10^6$$

$$C_2 = -1,33733 \times 10^7$$

$$C_3 = 2,8338 \times 10^6$$

$$C_4 = -5,53637 \times 10^7$$

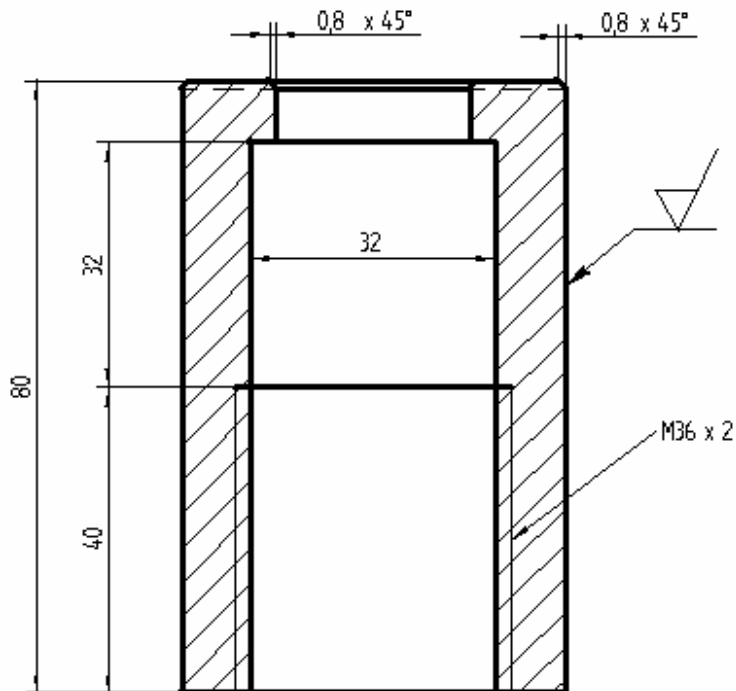
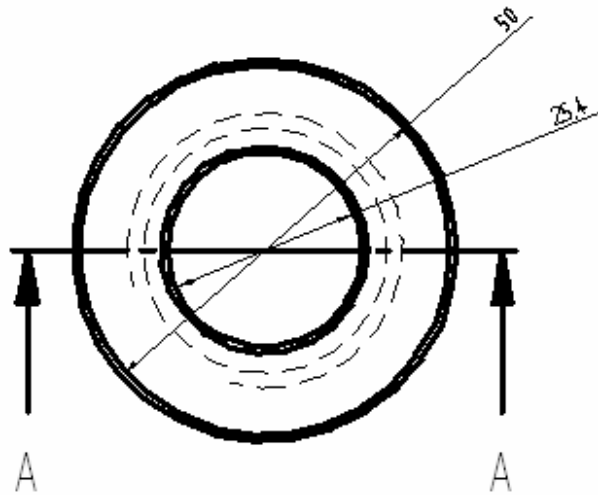
$$C_5 = 2,8528 \times 10^6$$

$$C_6 = -9,35602 \times 10^6$$

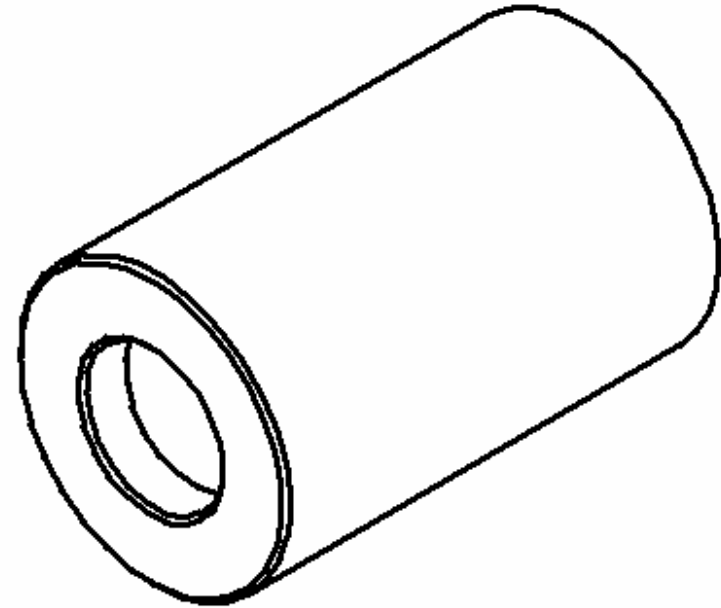
Remplazando y resolviendo las ecuaciones de cortante, momento, ángulo de giro y flecha, se obtiene la máxima flecha y el punto donde se encuentra, resultando en:

$$v_{MAX} = 0,363 \text{ mm. y } X = 142 \text{ cm.}$$

ANEXO F. PLANOS DEL BANCO DE ENSAYOS

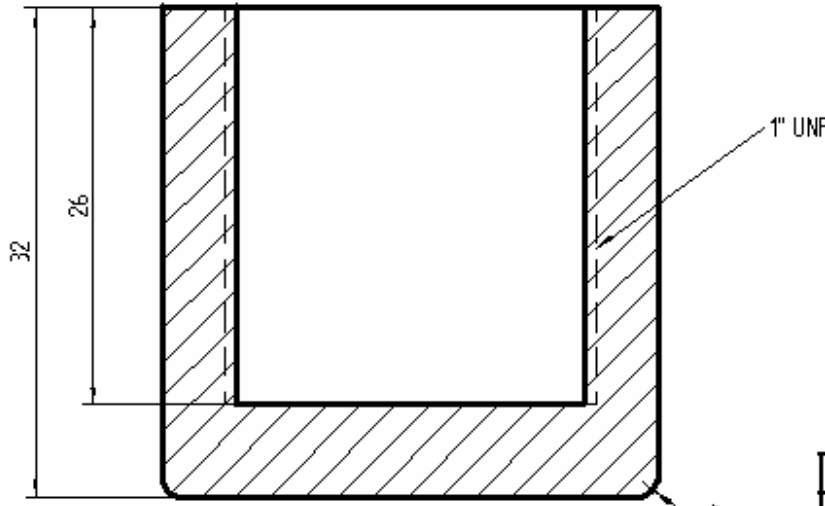
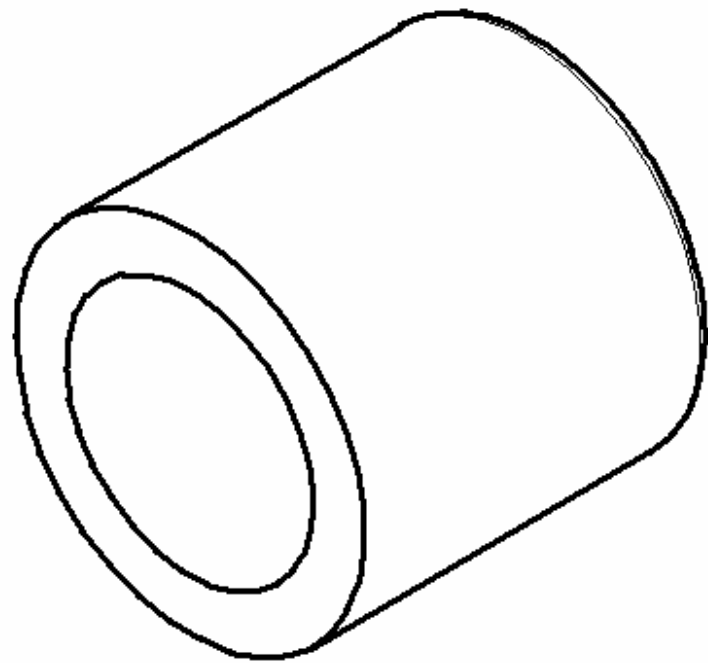
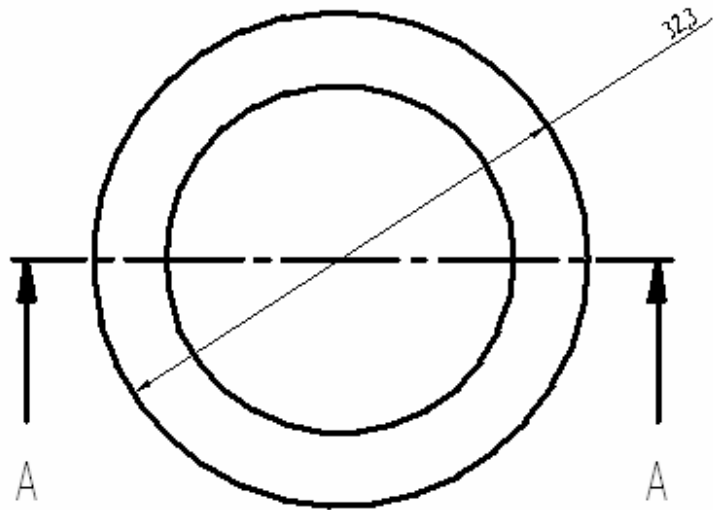


CORTE A-A



FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE ACOPLE DE VÁSTAGOS PIEZA 1
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO AISI 1045
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 1:1			

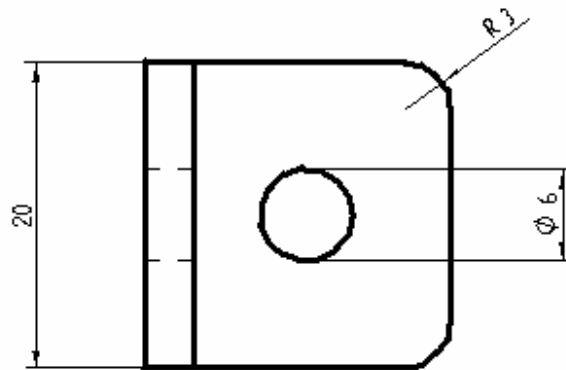
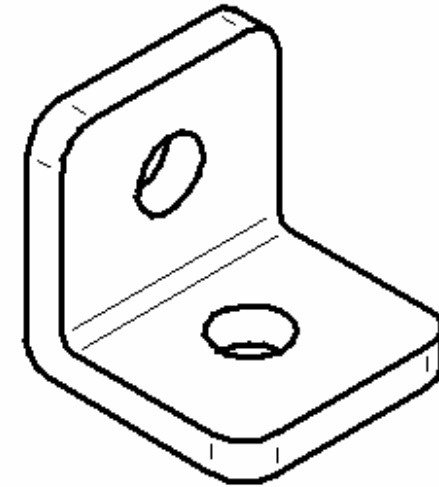
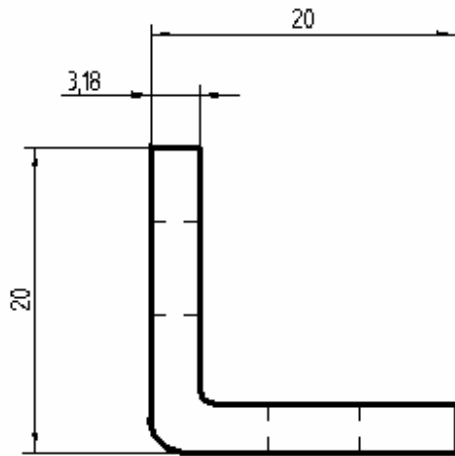
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



CORTE A-A

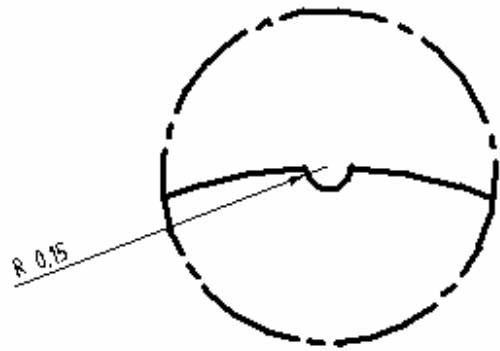
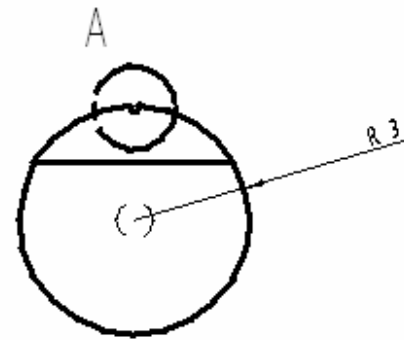
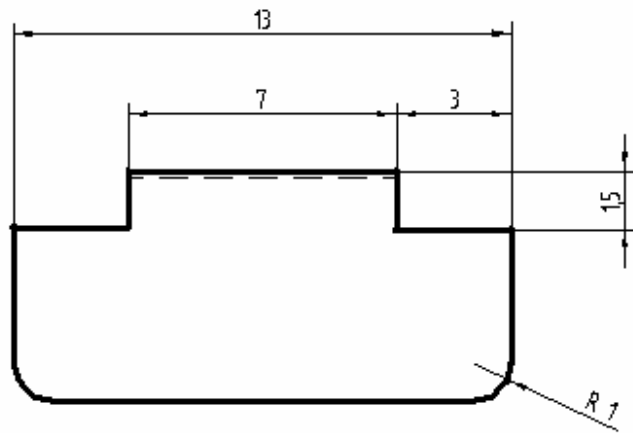
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE ACOPLE DE VÁSTAGOS PIEZA 2
NORMA DIN	PROYECTO		MATERIAL: ACERO AISI 1045
ESCALA 2:1			CANTIDAD: 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

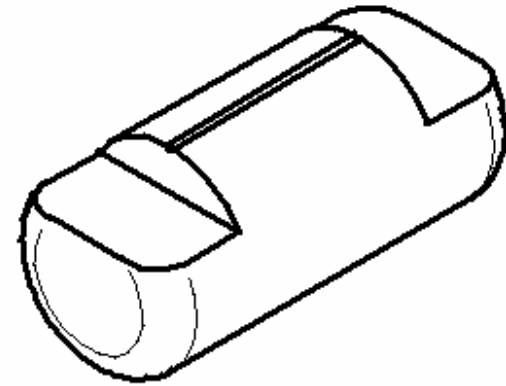


FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ		
NORMA DIN	PROYECTO	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE ANCLAJE DE DISTRIBUIDOR
ESCALA 2:1			MATERIAL: ACERO ASTM A-36
			CANTIDAD: 2

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

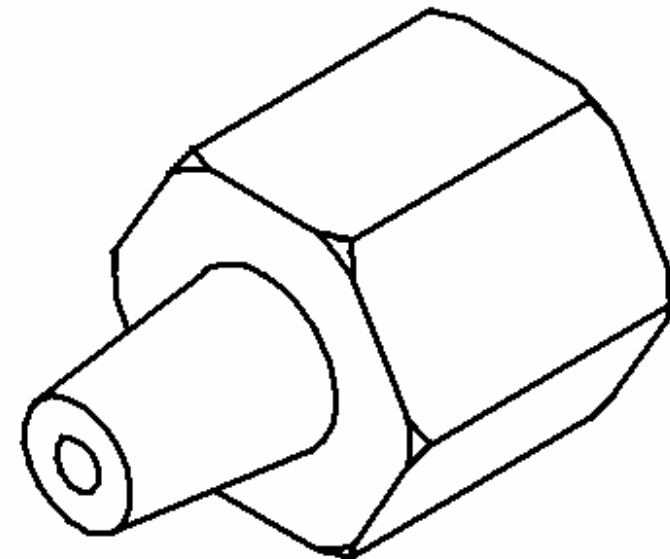
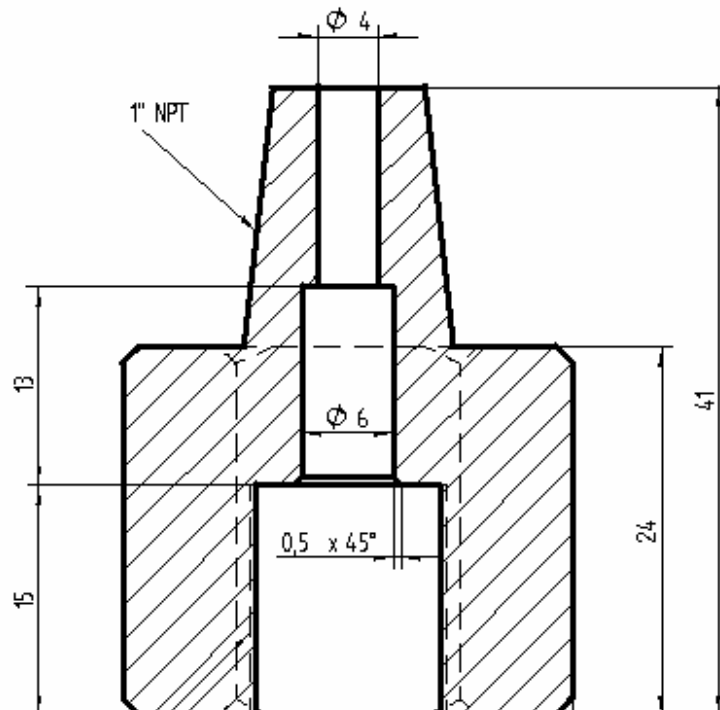
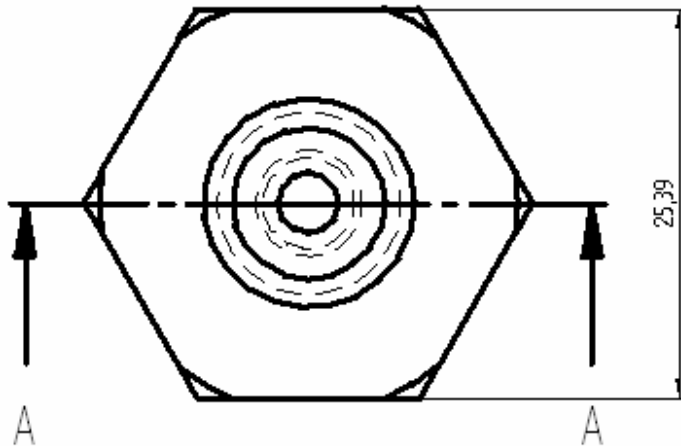


DETALLE A



FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	PROYECTO BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE ORIFICIO REGULADOR
NORMA DIN			MATERIAL: BRONCE
ESCALA 5:1			CANTIDAD: 1

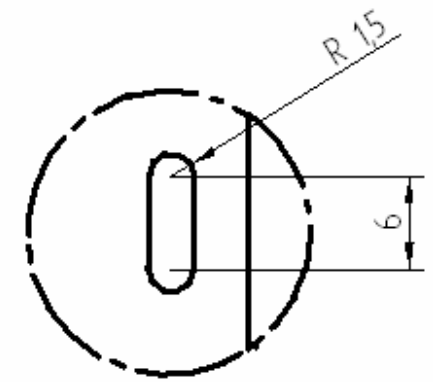
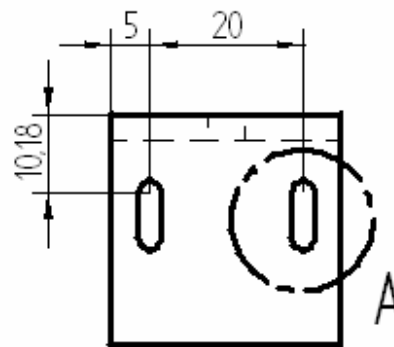
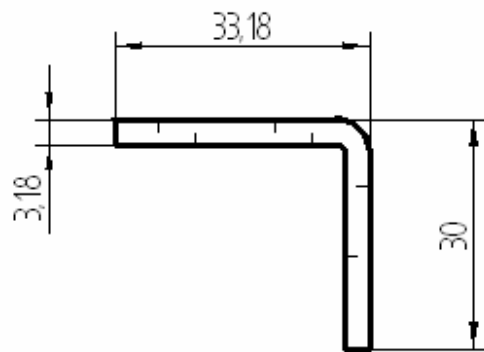
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



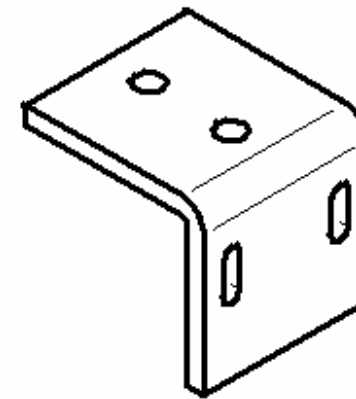
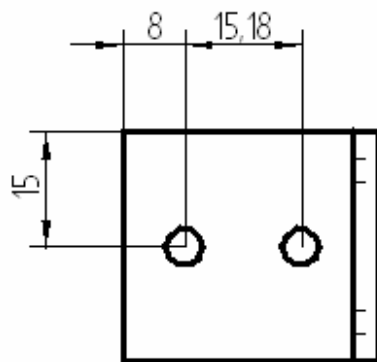
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE RACOR DE ORIFICIO REGULADOR
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO AISI 1045
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 2:1			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

CORTE A-A

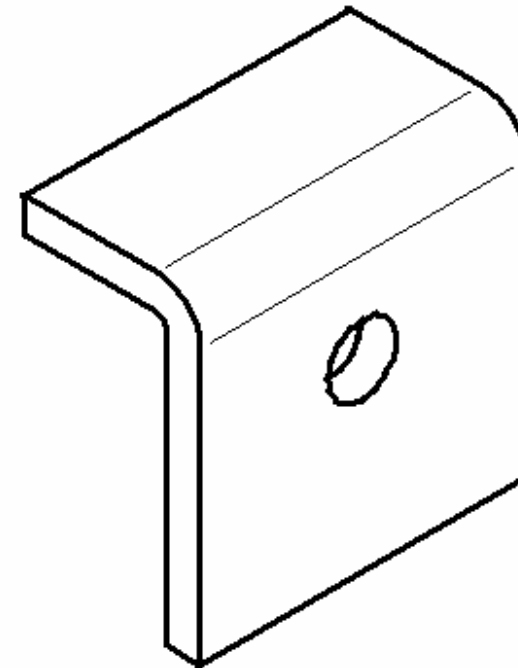
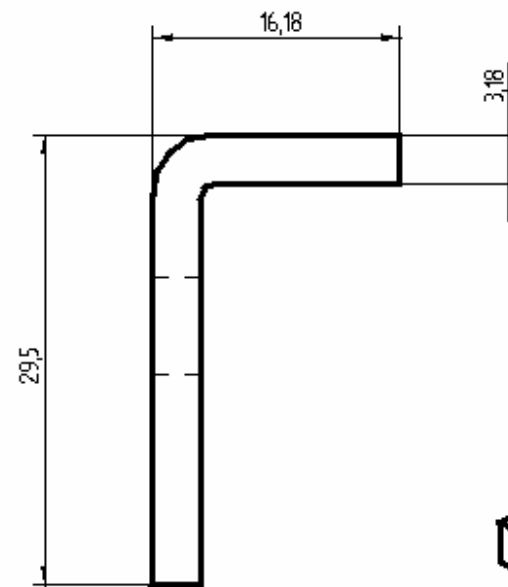
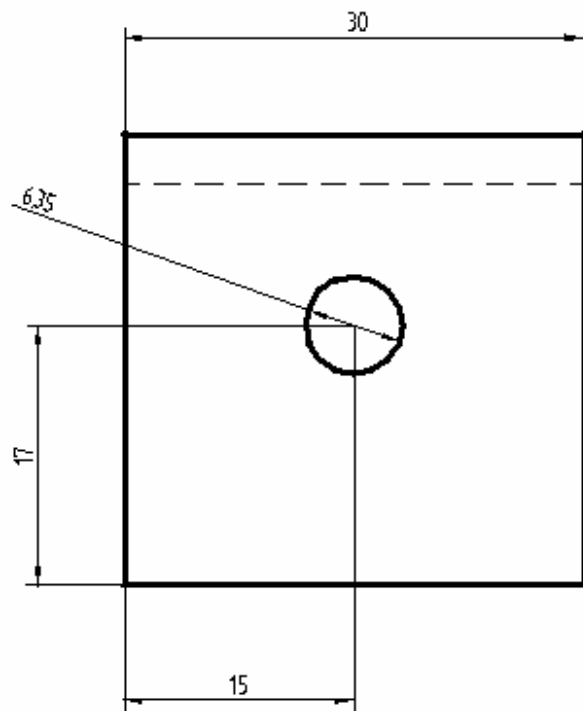


DETALLE A



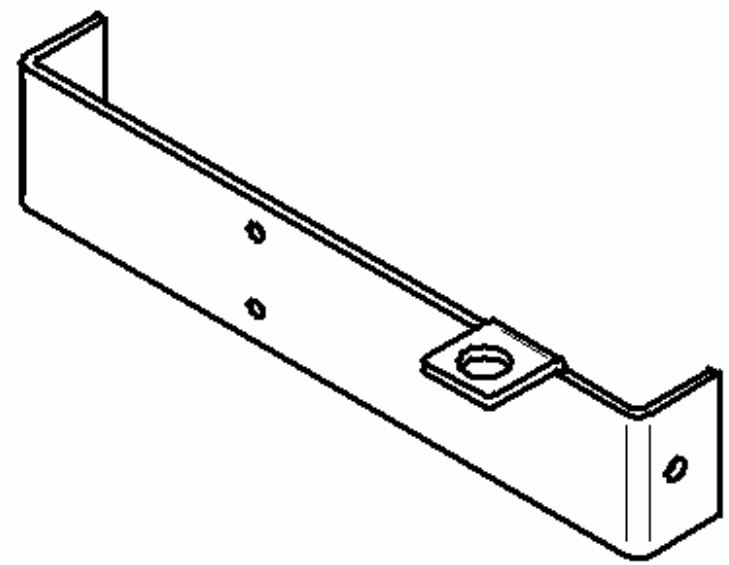
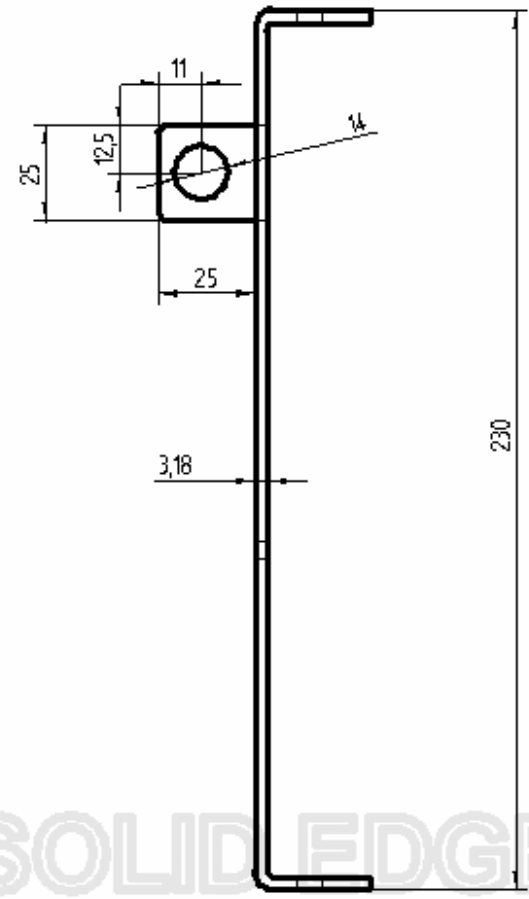
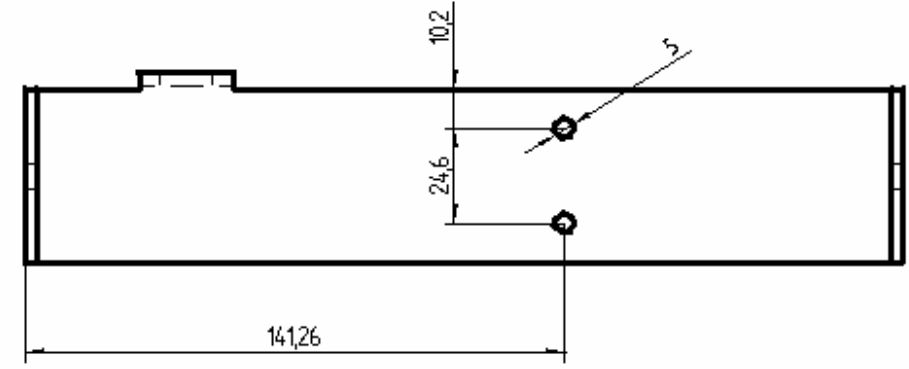
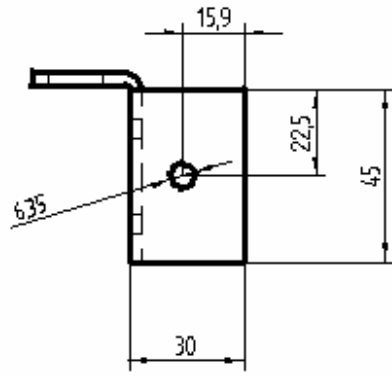
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE SOPORTE 2 LÍMITE DE CARRERA
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 3
ESCALA 1:1			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



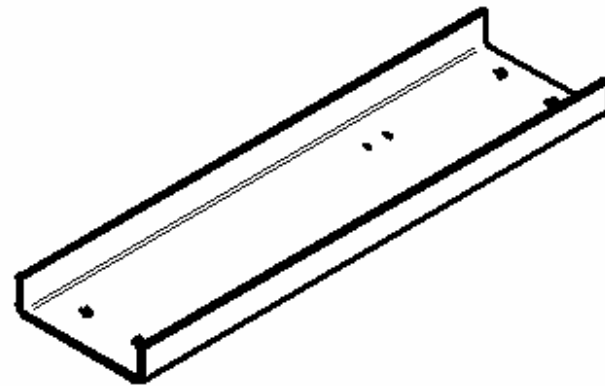
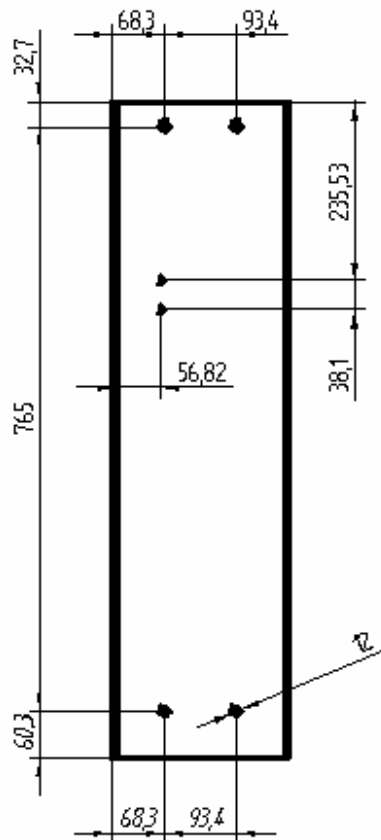
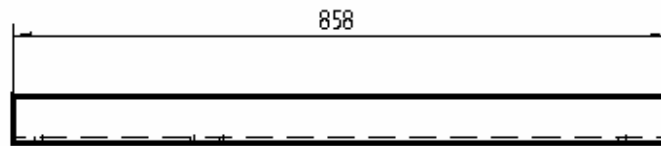
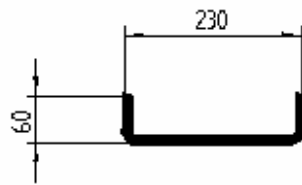
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE SOPORTE 3 LÍMITE DE CARRERA
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 3
ESCALA 2:1			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



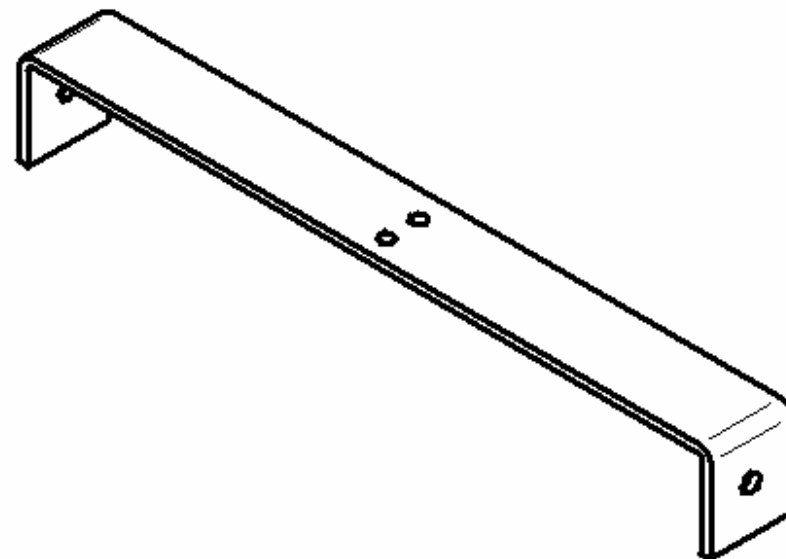
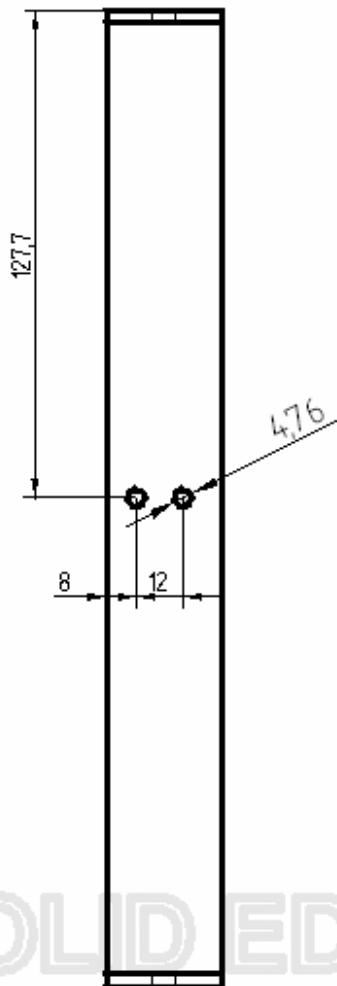
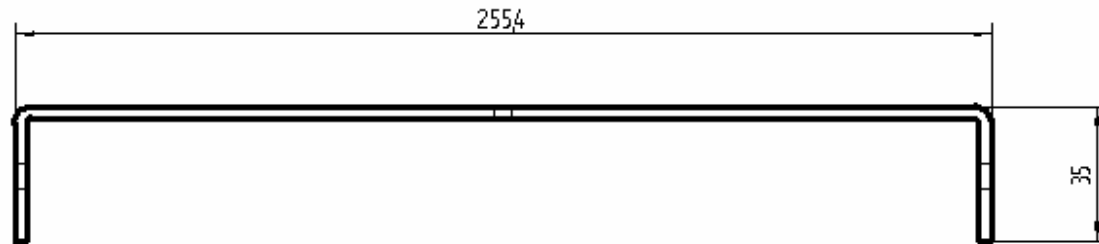
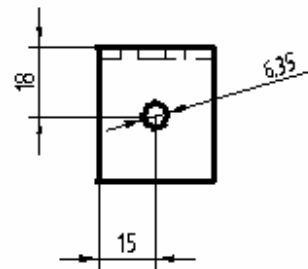
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE SOPORTE DE ACCESORIOS NEUMÁTICOS
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 1:2			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



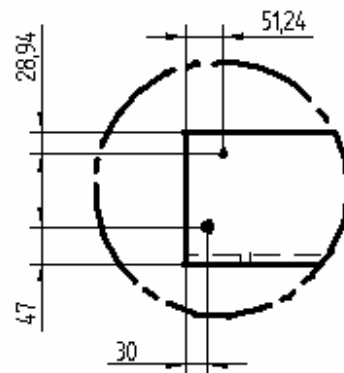
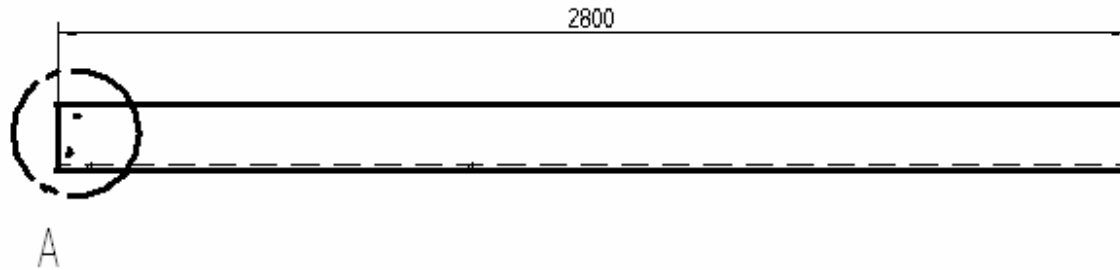
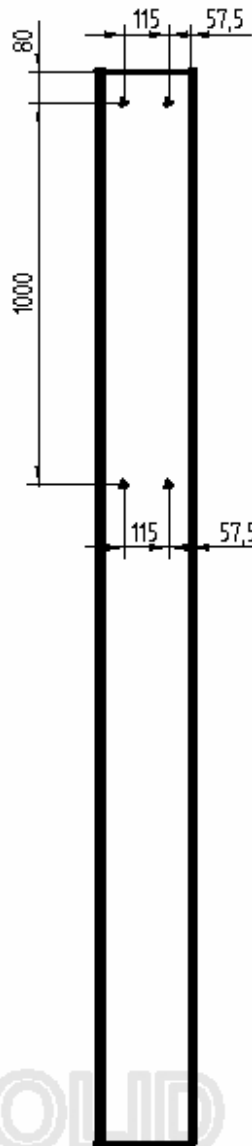
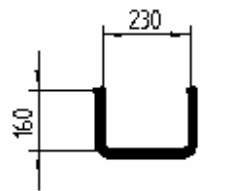
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE BASE DE ACTUADOR HIDRÁULICO
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	PROYECTO BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	
NORMA DIN			CANTIDAD: 1
ESCALA 1:10			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

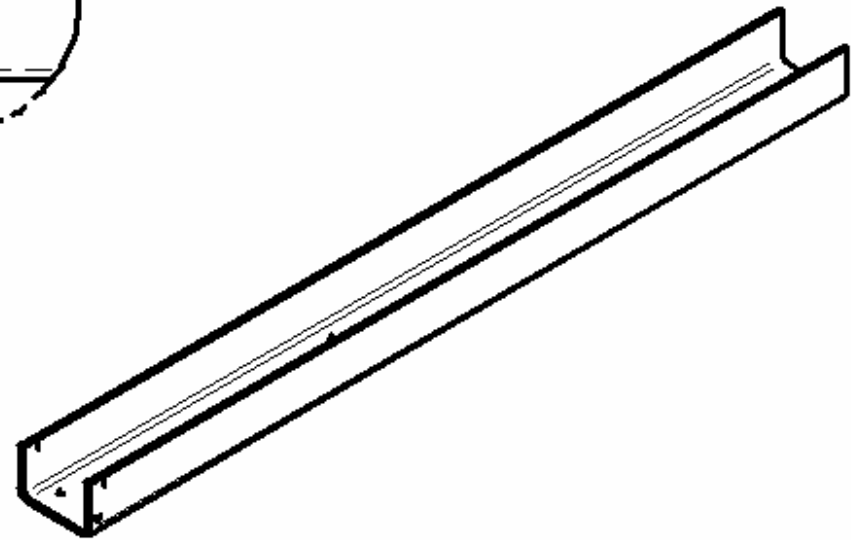


FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE SOPORTE 1 DE LÍMITE DE CARRERA
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 3
ESCALA 1:2			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

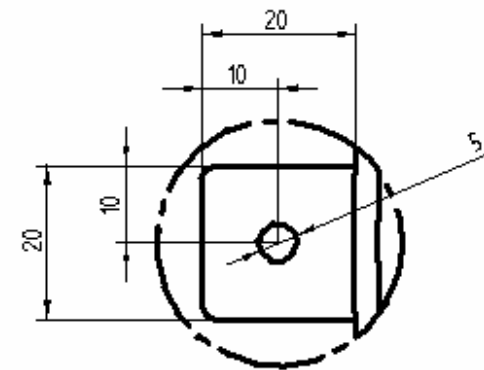
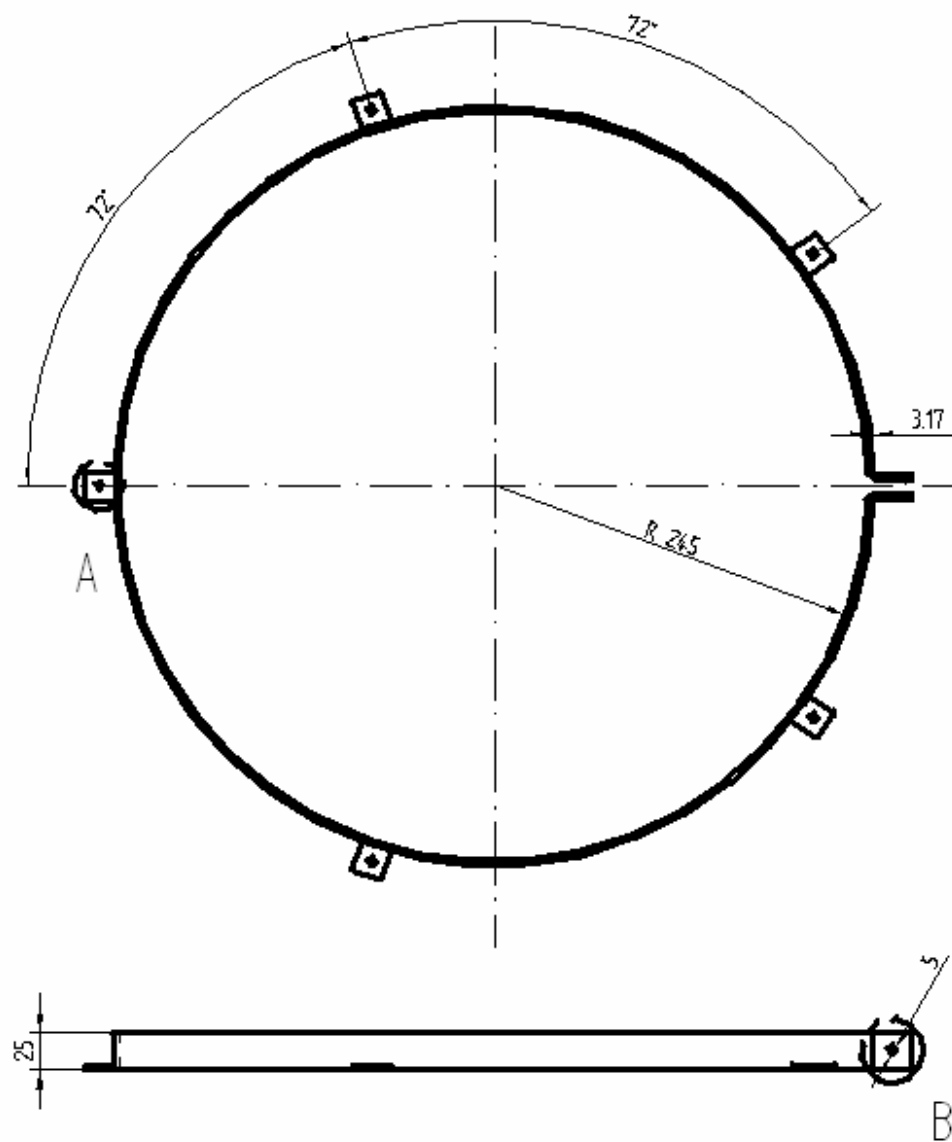


DETALLE A

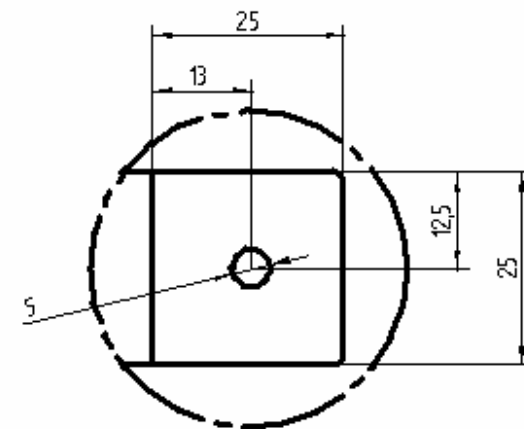


FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE VIGA BASTIDOR
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 1:20			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



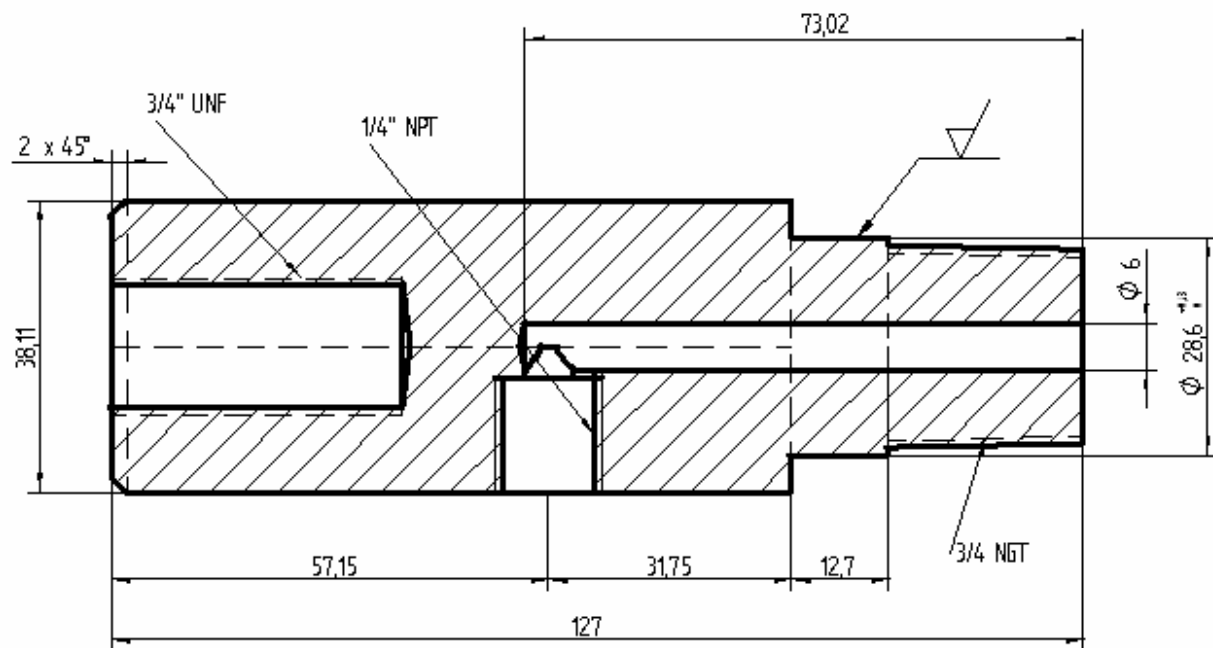
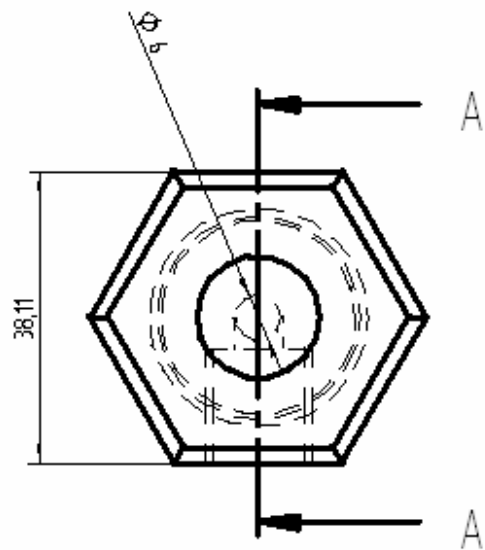
DETALLE A



DETALLE B

FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	PROYECTO BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE Abrazadera del filtro del tanque
NORMA DIN			MATERIAL: ACERO ASTM A-36
ESCALA 1:5			CANTIDAD: 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



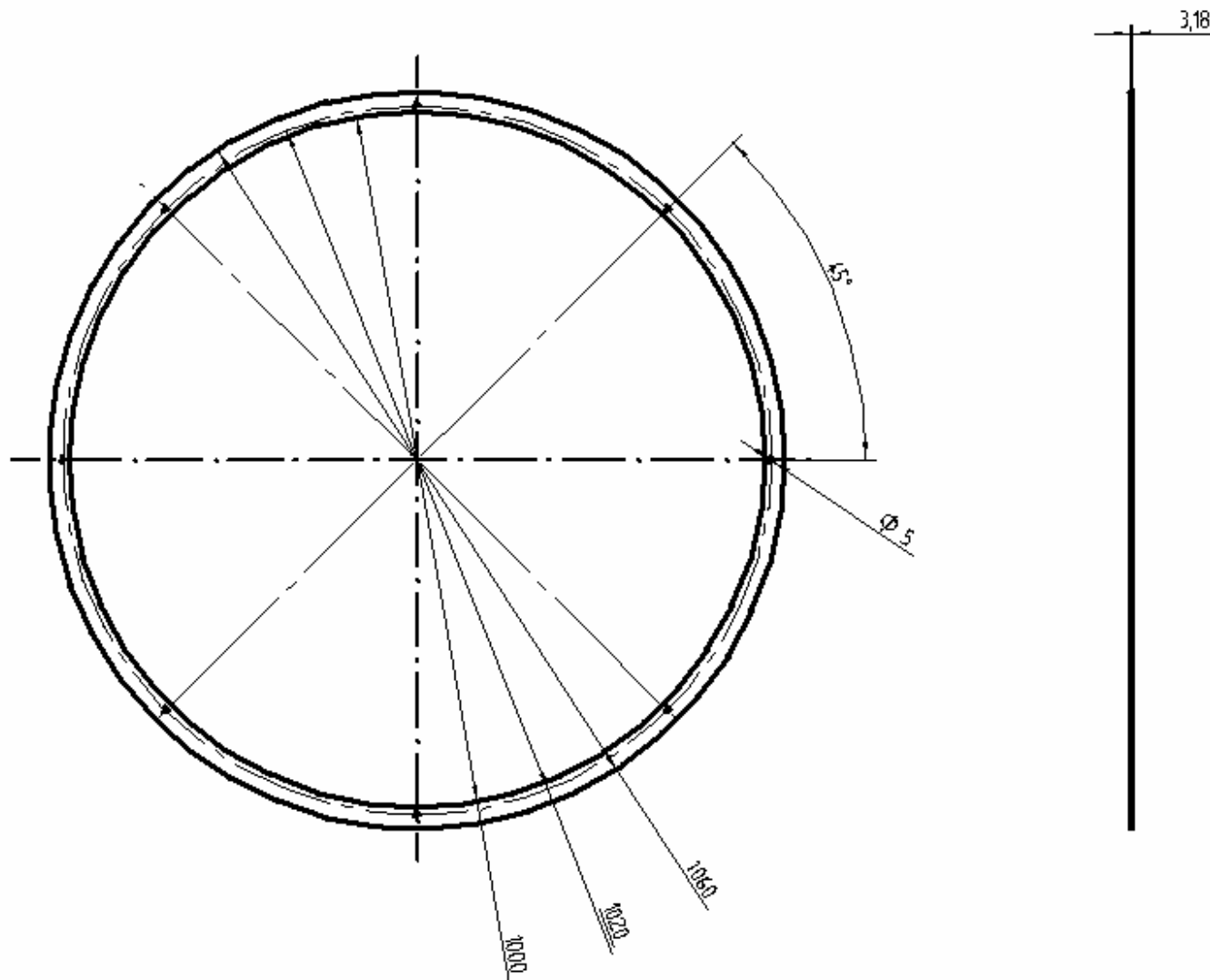
CORTE A-A



1:2

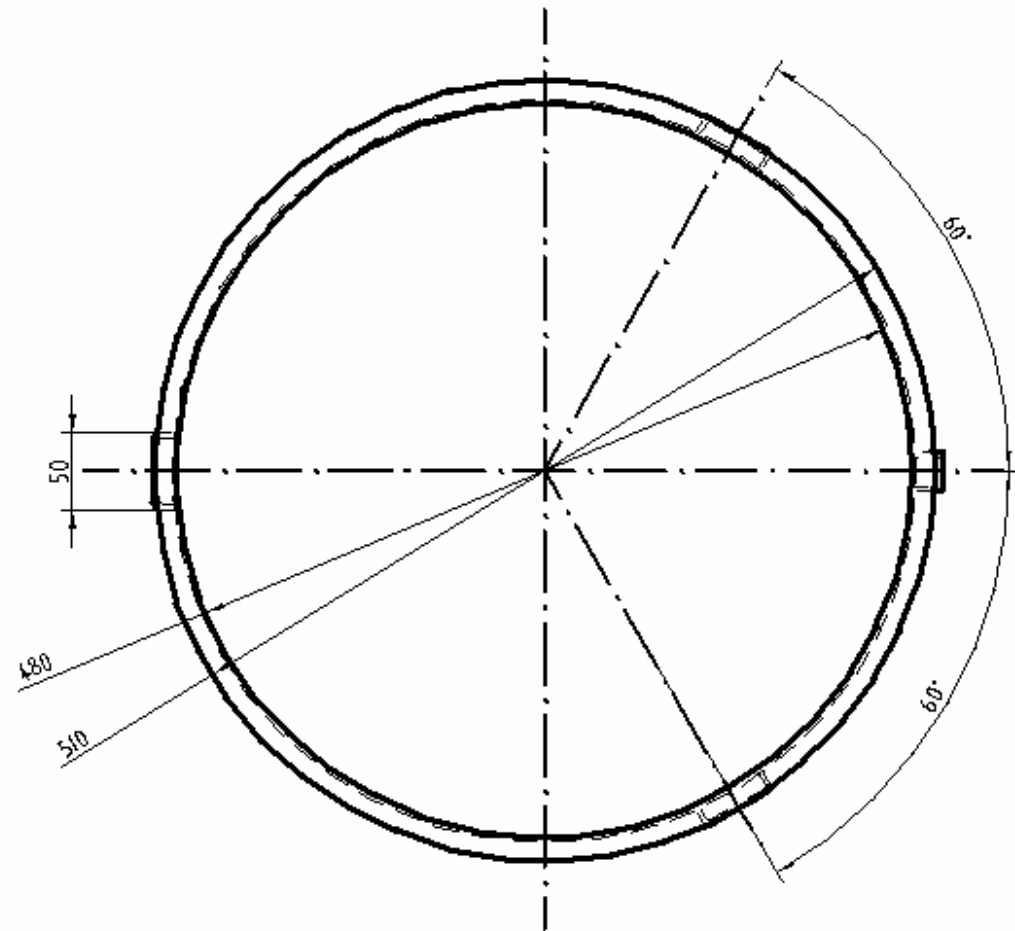
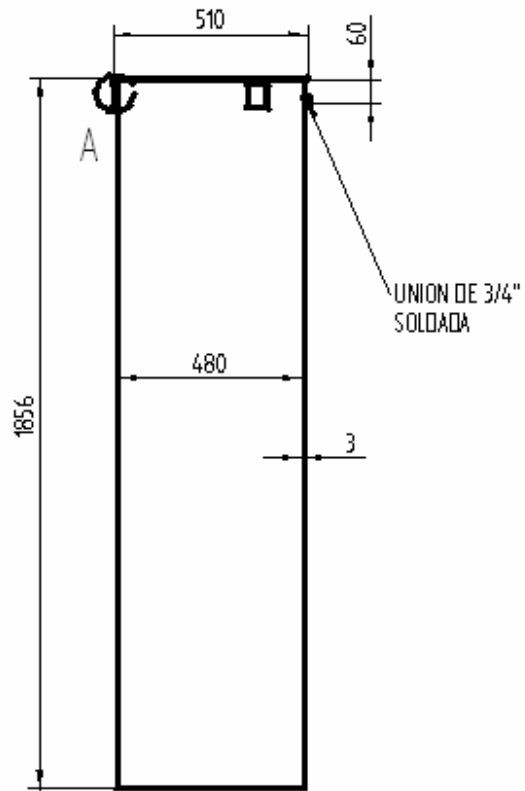
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE ACOPLE DE PRESIÓN
NORMA DIN	PROYECTO		MATERIAL: ACERO AISI 1045
ESCALA 1:1			CANTIDAD: 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

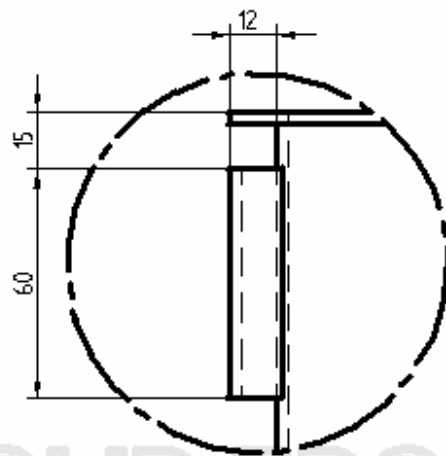


FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ		CONTIENE ANILLO PRENSA
NORMA DIN	PROYECTO	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
ESCALA 1:10			CANTIDAD: 2

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



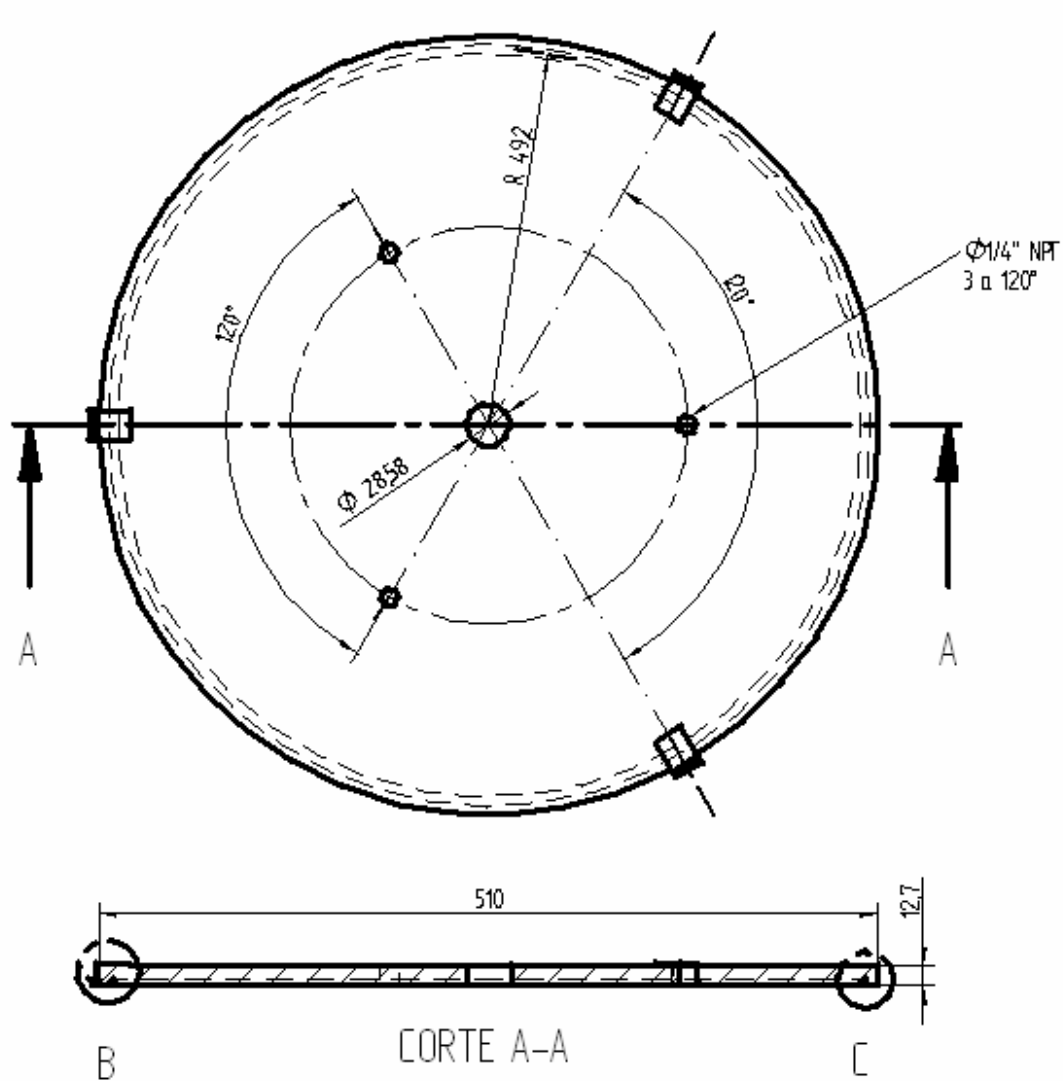
VISTA SUPERIOR
15



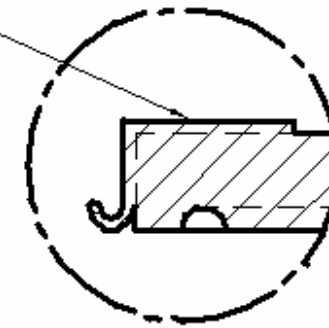
DETALLE A

FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	PROYECTO BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE CAMISA DE ACERO
NORMA DIN			MATERIAL: ACERO AISI 304
ESCALA 1:20			CANTIDAD: 1

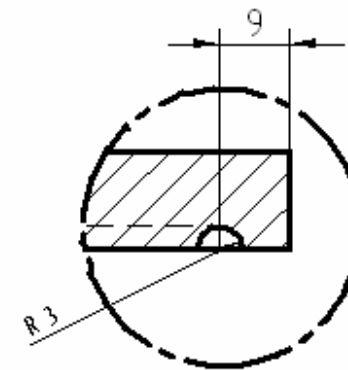
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



GANCHOS SOLDADOS
3 a 120°



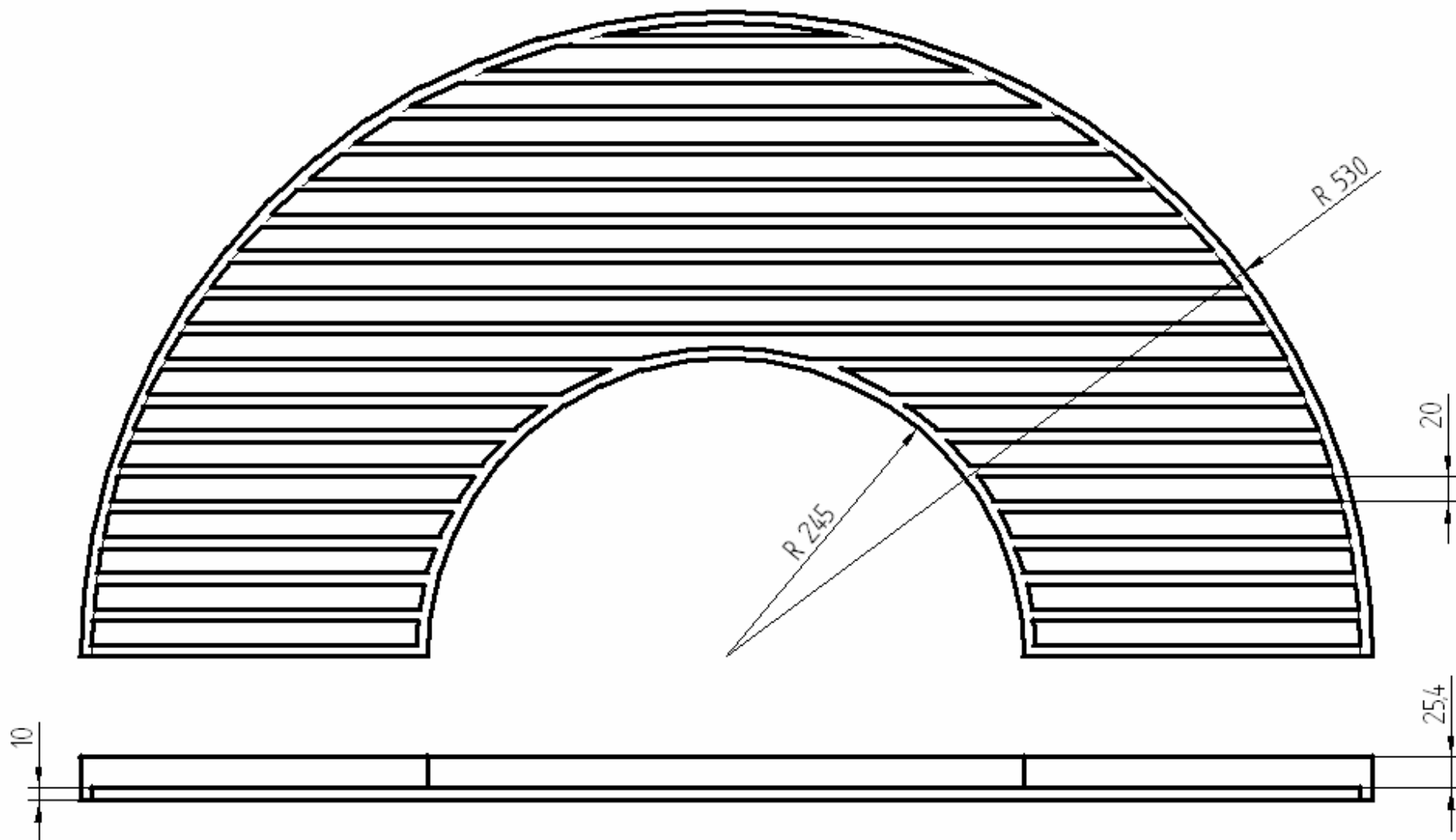
DETALLE B



DETALLE C

FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE TAPA DE CAMISA
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 1:5			

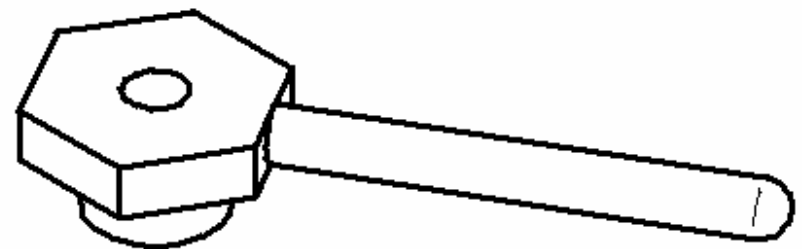
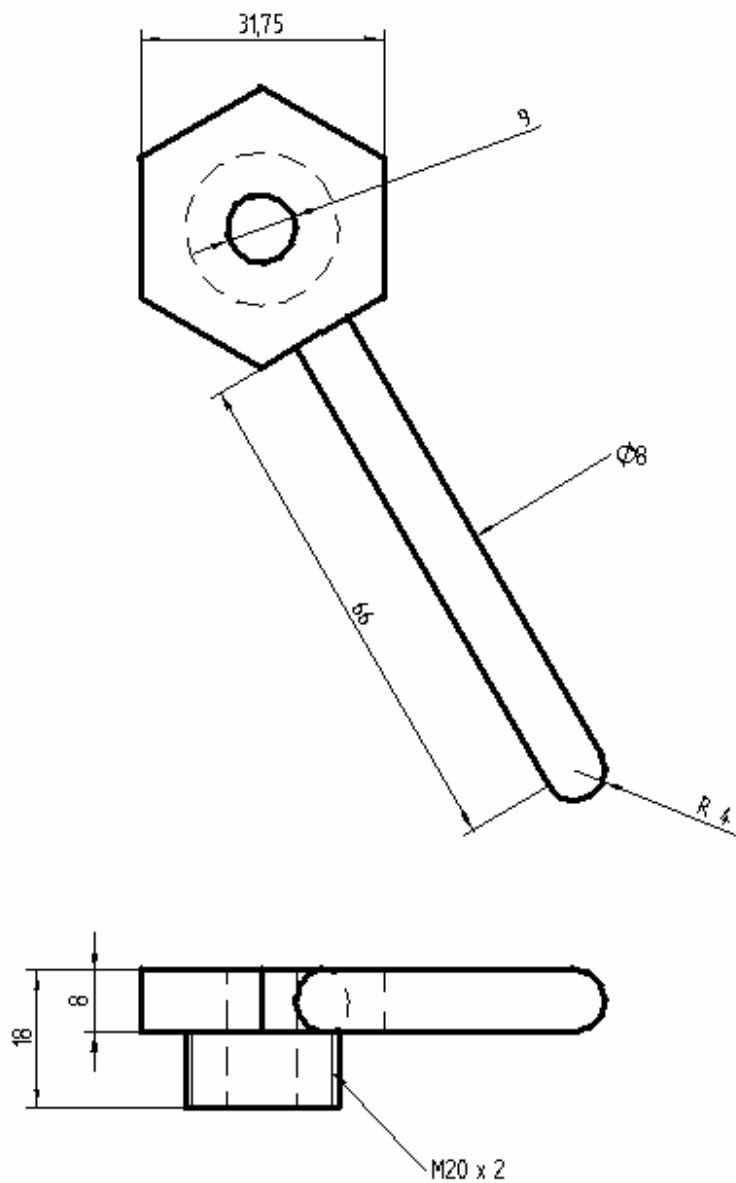
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



NOTA: Todas las piezas fabricadas con
platina de 1/4" x 1"

FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE TAPA PARRILLA
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO ASTM A-36
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 2
ESCALA 1:5			

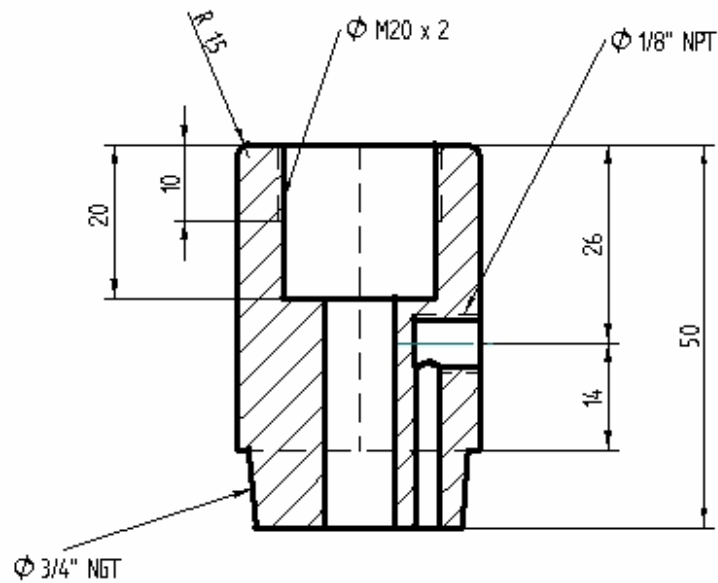
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



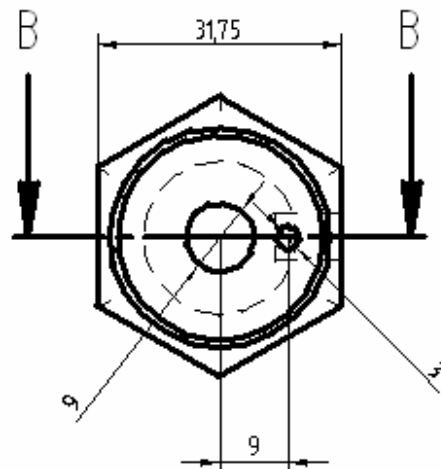
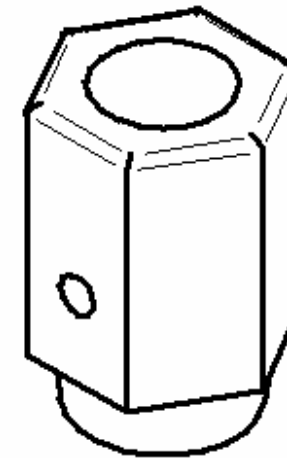
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE CABEZA DE BLOQUEO ACOPLE DE YACIADO
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ACERO AISI 1045
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 1:1			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

NOTA: PARA ROSCADO DE 3/4" NGT, MAQUINAR DESDE LA LONGITUD DE APRIETE A MANO.

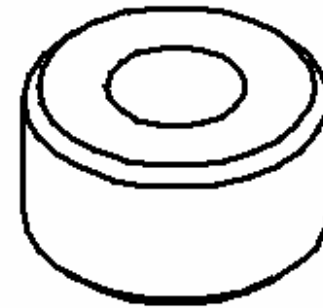
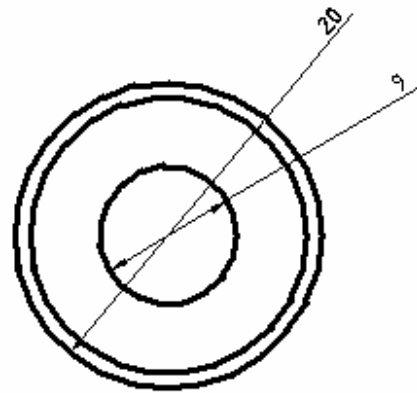
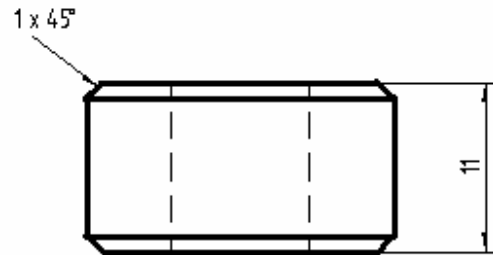


CORTE B-B



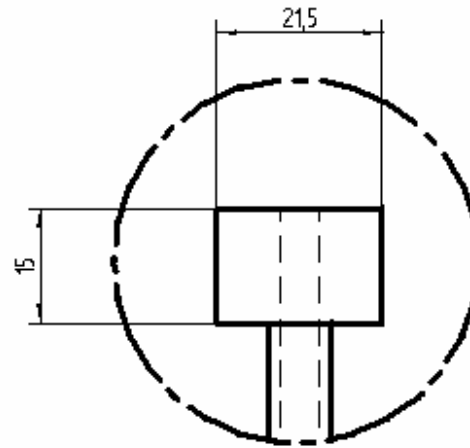
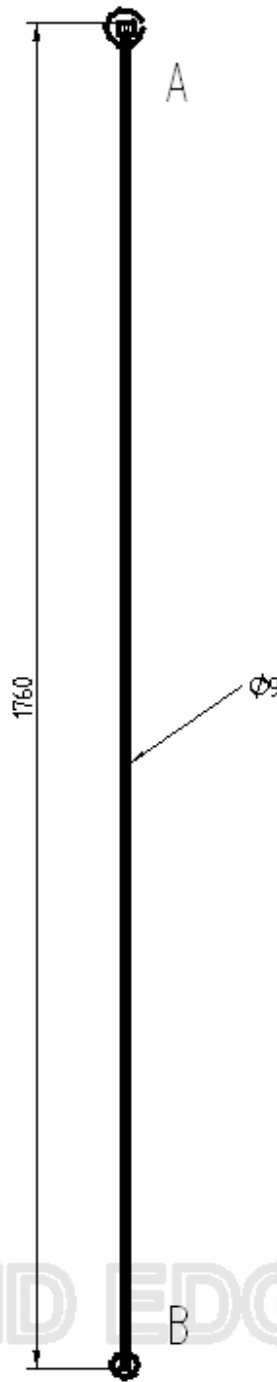
FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE CUERPO DE ACOPLE DE VACIADO
NORMA DIN	PROYECTO		MATERIAL: ACERO AISI 1045
ESCALA 1:1			CANTIDAD: 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

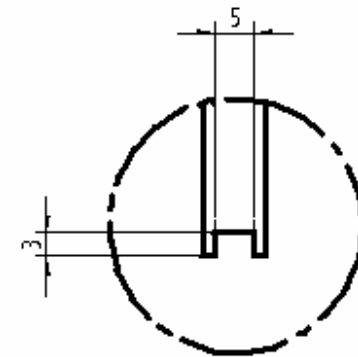


FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		
REVISÓ	ING. O. GELVEZ		
NORMA DIN	PROYECTO	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	CONTIENE ELEMENTO SELLADOR
ESCALA 2:1			MATERIAL: CAUCHO
			CANTIDAD: 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



DETALLE A



DETALLE B

FECHA	15/10/06	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJO	ADRIAN GALVIS		CONTIENE SONDA
REVISÓ	ING. O. GELVEZ	BANCO DE ENSAYO DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA	MATERIAL: ALUMINIO
NORMA DIN	PROYECTO		CANTIDAD: 1
ESCALA 1:10			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY