

Universidad Nacional de Córdoba  
Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales



Proyecto Integrador

**Diseño de Banco de Pruebas para Ensayo  
Metrológico de medidores de agua potable.**

**Alumnos:** Dionisi, Daniel Gerardo      Mat: 32107986  
Ficarra, Enzo José                      Mat: 31849263

**Carrera:** Ingeniería Mecánica

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA ELECTRICISTA**

**Director:** Ing. Jorge González Conde

**- AÑO 2017 -**



## *Dedicatoria:*

*“A mis padres por su total e incondicional apoyo durante el transcurso de mi carrera universitaria, tanto en las buenas como en las malas, a ellos les dedico la presente obra como una muestra de agradecimiento por todo.”.*

*Daniel G. Dionisi.*

*“ A mis padres, Por sus enseñanzas y compañía a través de los años y por su esfuerzo que me permitió recorrer el camino que concluye con este proyecto, a ellos les debo todos mis logros. A Hernan Tavella por su contribución al diseño y desarrollo. A todos los involucrados tanto de Aguas Cordobesas como del Departamento de materiales FCEfyN”.*

*Enzo J. Ficarra.*



## I. Prólogo

El presente trabajo describe el proceso de diseño y fabricación de un equipo de laboratorio para el ensayo y control de medidores de agua potable domiciliarios.

Motivó la ejecución del mismo, la nueva reglamentación provincial en materia de control del consumo del agua potable, que vuelve obligatoria la instalación de medidores del líquido elemento en todos los hogares. Por tal motivo, la empresa Aguas Cordobesas S.A, encargada del suministro de agua potable de la ciudad de Córdoba, tuvo que realizar una adquisición en masa de dichos artefactos a fin de cumplir con la actual regulación, lo que provocó un sensible incremento en la instalación de los mismos. Y para ejercer un adecuado control, antes de su emplazamiento, surgió la necesidad de poder contar con un equipo nacional que se adaptara a la normativa vigente y a un costo más accesible que los equipos ya existentes pero de origen extranjero.

Este proyecto comenzó con un análisis detallado de las necesidades, primeramente de la empresa en cuanto a las características y prestaciones que esperaban cubrir con este equipamiento, y después combinarlas con las exigidas por las normas nacionales, buscando así generar un producto flexible frente a las necesidades presentes y futuras que pudieran surgir.

Surgieron varias alternativas de funcionamiento y manejo, derivadas de investigaciones realizadas con documentación aportada por la empresa en lo referente a equipos de medición extranjeros, normas, información técnica y de funcionamiento de medidores de agua, etc. Se presentaron dificultades técnicas que condicionaron el funcionamiento previsto del equipo, estos factores contribuyeron a la formulación de una solución que permitiera llevar a cabo los objetivos planteados y superar los inconvenientes.

Posteriormente, se continuó con un desarrollo y análisis profundo de la estructura portante y los elementos mecánicos que incluyeron estudios de esfuerzos (hipótesis de carga) derivados del funcionamiento previsto, la selección de los instrumentos medición necesarios (caudalímetros, manómetros, sondas, etc.), equipos para generación y control del caudal de ensayo (bombas, electroválvulas, etc.), llegando así al diseño final.

Este diseño, presentado a la empresa, resultó muy satisfactorio, ya que no sólo cumplía con el propósito principal de este trabajo, sino que también brindaba la posibilidad de posteriores modificaciones que permitieran aumentar la eficiencia y flexibilidad del equipo, como así también, la de contribuir a un uso más racional del agua potable, que se vuelve cada vez más escasa en todo el planeta.

## II. Referencias

A lo largo del desarrollo del presente Proyecto Integrador se hará uso de distintos términos y conceptos asociados a las especialidades de la hidráulica y la metrología, por lo tanto con el fin de evitar ambigüedades y exponer los distintos conceptos de forma clara y concisa, y también teniendo en cuenta lo establecido por las normas IRAM 2718:1993 e ISO 4064:1993, se procede a elaborar una lista con los términos mencionados anteriormente a continuación:

- **Medidor volumétrico:** dispositivo dispuesto en un conducto cerrado, que consiste en un conjunto de compartimientos de volumen conocido y un mecanismo activado por el flujo en donde dichos compartimientos son sucesivamente llenados con agua y luego vaciados. Contando el número de volúmenes que pasan a través del medidor, el dispositivo indicador totaliza el flujo.
- **Medidor de velocidad:** dispositivo dispuesto compuesto de un conducto cerrado que consiste en un set de elementos móviles, movidos directamente por efecto de la velocidad del flujo de agua. El movimiento de los elementos móviles es transmitido mecánicamente o por otros medios al dispositivo indicador, totalizando el flujo circulante.
- **Valores de flujo o caudal:** es la relación entre el volumen de agua que pasa a través del medidor y el tiempo que toma a este volumen desplazarse por el medidor.
- **Volumen de flujo:** volumen de agua que circula a través del medidor, sin tener en cuenta el tiempo que eso le lleva.
- **Presión nominal ( $P_n$ ):** designación numérica asociada a la presión que está dada por un valor entero con fines de referencia.
- **Presión de trabajo máxima admisible (MAP):** presión interna máxima que puede tolerar un medidor de agua a una temperatura dada en forma permanente.
- **Estanqueidad:** máxima presión que puede soportar un medidor sin que se vean afectadas sus características mecánicas y de medición.
- **Tamaño nominal ( $D_n$ ):** Designación numérica común para componentes en un sistema de cañerías, excluyendo aquellos designados por su diámetro exterior o por

las dimensiones de la rosca. Está dado por un número entero y se utiliza como referencia, aproximando las dimensiones de construcción.

- **Pérdida de carga:** pérdida de presión entre dos puntos determinados en una línea hidráulica que se produce cuando existe circulación de un flujo a través de la misma.
- **Temperatura máxima admisible:** se refiere a la máxima temperatura que puede tolerar un medidor de agua sin que sean afectadas sus características mecánicas y de medición, cuando existe una presión interna actuante.
- **Precisión:** es el porcentaje del volumen de agua que registra el medidor para cada flujo que pasa por él.
- **Sensibilidad:** es el mínimo flujo que el medidor de agua es capaz de registrar sin considerar el error de ese registro.
- **Caudal máximo ( $q_{max}$ ):** Valor de caudal, expresado en metros cúbicos por hora, correspondiente al límite superior del alcance de la medición del medidor, siendo el mayor caudal que puede registrar en un tiempo limitado o predeterminado, sin que las indicaciones sean afectadas por un error mayor que el máximo permisible.
- **Caudal nominal ( $q_{nom}$ ):** Valor del caudal al cual el medidor funciona en forma continua y es igual o mayor que el 50% del caudal máximo.
- **Caudal mínimo ( $q_{min}$ ):** El menor caudal que el medidor puede registrar sin que los errores sean mayores que el máximo permisible y que corresponde al límite inferior del alcance de la medición.
- **Caudal de transición ( $q_t$ ):** Valor de caudal situado entre el caudal máximo y el mínimo en el cual el alcance de la medición del medidor se divide en dos zonas; una superior y otra inferior, cada una caracterizada por el valor del error máximo permisible en cada zona.

### III. Índice General

<b>I. Prólogo</b> .....	<b>i</b>
<b>II. Referencias</b> .....	<b>iii</b>
<b>III. Índice General</b> .....	<b>v</b>
<b>IV. Índice de Tablas</b> .....	<b>x</b>
<b>V. Índice de Figuras</b> .....	<b>xii</b>
<b>Capítulo 1 Aspectos generales</b> .....	<b>1</b>
1.1 Introducción.....	1
1.2. Definición del problema .....	2
1.3. Objetivos .....	3
1.4. Metodología.....	5
1.4.1. Metodología de desarrollo.....	5
1.4.2. Metodología de investigación.....	5
1.5 Referencias .....	7
<b>Capítulo 2 Estudio de Viabilidad</b> .....	<b>8</b>
2.1 Introducción.....	8
2.2 Generación de Alternativas .....	9
2.2.1 Enfoque general.....	9
2.2.2 Enfoque particular.....	10
2.3 Análisis de alternativas.....	13
2.4 Selección de alternativas.....	16
2.5 Referencias .....	21
<b>Capítulo 3 Desarrollo Conceptual</b> .....	<b>22</b>
3.1 Introducción.....	22
3.2. Introducción al procedimiento de ensayo.....	22
3.2.1. Características de funcionamiento .....	24
3.2.1.1. Indicaciones generales.....	24
3.2.2. Instrumental de medición .....	24
3.2.3. Características metrológicas del ensayo.....	25
3.2.4. Procedimiento.....	25
3.2.4.1. Caudal máximo y pérdida de presión.....	25
3.2.4.2. Características metrológicas.....	25
3.2.5. Prueba Hidrostática.....	26
3.2.6. Funcionamiento Prolongado .....	26

3.3. Determinación de componentes comerciales. ....	28
3.4. Determinación del circuito hidráulico básico. ....	29
3.4.1. Condiciones y criterios de diseño. ....	29
3.4.2. Esquema de conexión. ....	30
3.5. Definición del circuito eléctrico/electrónico. ....	31
3.6. Definición de la estructura portante. ....	33
3.7. Referencias. ....	35
<b>Capítulo 4 Selección de componentes comerciales. ....</b>	<b>36</b>
4.1. Introducción. ....	36
4.2. Determinación de las condiciones generales de operación. ....	37
4.3. Instrumentos de medición. ....	38
4.3.1. Caudalímetros. ....	38
4.3.1.1. Determinación de las condiciones de operación. ....	39
4.3.1.2. Determinación del rango de medición. ....	39
4.3.1.3. Determinación de la apreciación y exactitud. ....	41
4.3.1.4. Determinación del tipo y principio de funcionamiento. ....	43
4.3.1.4.1. Caudalímetros de área variable. ....	53
4.3.1.5. Selección Comercial. ....	56
4.3.2. Balanzas. ....	57
4.3.2.1. Capacidad. ....	58
4.3.2.2. Plataforma. ....	59
4.3.2.3. Mínimo valor de división de escala. ....	60
4.3.2.4. Indicador de lectura. ....	63
4.3.2.5. Selección comercial. ....	63
4.3.3. Manómetros. ....	63
4.3.3.1. Rango de presión. ....	63
4.3.3.2. Materiales. ....	64
4.3.3.3. Resolución. ....	64
4.3.3.4. Máxima presión de operación. ....	64
4.3.3.5. Temperatura ambiente. ....	64
4.3.3.6. Pulsación, golpe de ariete, vibración. ....	65
4.3.3.7. Selección comercial. ....	65
4.3.4. Termómetros. ....	65
4.3.4.1. Rango de temperatura. ....	65
4.3.4.2. Exactitud. ....	66

4.3.4.3	Ambiente de medición.....	66
4.3.4.4	Tiempo de respuesta.....	66
4.3.4.5	Tipo.....	66
4.3.4.6	Selección.....	71
4.4	Accesorios.....	71
4.4.1	Electroválvulas.....	72
4.4.1.1	Introducción.....	72
4.4.1.2	Características del fluido.....	74
4.4.1.3	Tamaño y tipo de conexiones.....	74
4.4.1.4	Montaje.....	74
4.4.1.5	Presión diferencial.....	74
4.4.1.6	Máxima presión diferencial.....	74
4.4.1.7	Mínima presión diferencial.....	75
4.4.1.8	Presión máxima de línea.....	75
4.4.1.9	Contrapresión.....	75
4.4.1.10	Temperatura de trabajo.....	75
4.4.1.11	Condiciones ambientales.....	75
4.4.1.12	Caudal.....	76
4.4.1.13	Selección Comercial.....	77
4.4.2	Llaves de bloqueo.....	79
4.4.2.1	Tipo de Válvula.....	80
4.4.2.2	Materiales de construcción.....	82
4.4.2.3	Capacidad de presión y temperatura.....	83
4.4.2.4	Material de empaquetaduras y juntas.....	84
4.4.2.5	Costo y Disponibilidad.....	87
4.4.2.6	Selección.....	87
4.4.3	Llaves reguladoras de presión.....	88
4.4.3.1	Tipo de Válvula.....	88
4.4.3.2	Selección.....	91
4.4.4	Juntas de sellado.....	93
4.4.4.1	Introducción.....	93
4.4.4.2	Selección.....	94
4.5	Bombas.....	95
4.5.1	Puntos de trabajo.....	96
4.5.2	Propiedades del fluido.....	96

4.5.3	Datos dimensionales del circuito hidráulico.....	97
4.5.4	Condiciones de succión Disponibles (NPSH).....	97
4.5.4.1	Introducción.....	98
4.5.4.2	Coeficiente de THOMA.....	102
4.5.5	Selección del tipo de bomba.....	104
4.5.5.1	Introducción.....	104
4.5.5.2	Bomba para altos caudales.....	105
4.5.5.2.1	Materiales constructivos.....	117
4.5.5.2.2	Medio Motriz.....	117
4.5.5.2.3	Requisitos de mantenimiento.....	117
4.5.5.2.4	Condiciones de succión (NPSH).....	118
4.5.5.3	Bomba para bajos caudales.....	119
4.5.5.3.1	Materiales constructivos.....	127
4.5.5.3.2	Medio Motriz.....	127
4.5.5.3.3	Requisitos de mantenimiento.....	127
4.5.5.3.4	Condiciones de succión (NPSH).....	128
4.5.5.3.5	Amortiguación de pulsaciones.....	128
4.5.5.3.5.1	Introducción.....	128
4.5.5.3.5.2	Cálculo.....	137
4.5.5.3.5.2.1	Volumen de líquido a almacenar ( $\delta V$ ).....	137
4.5.5.3.5.3	Selección.....	139
4.6	Equipo neumático.....	140
4.6.1	Introducción.....	140
4.6.2	Cálculo.....	142
4.6.3	Selección.....	147
4.7	Referencias.....	149
<b>Capítulo 5 Cálculo de Elementos Mecánicos e Hidráulicos .....</b>		<b>151</b>
5.1	Introducción.....	151
5.2	Cálculo del sistema hidráulico.....	151
5.2.1	Fundamentación teórica.....	151
5.2.2	Cálculo de funciones para generar las curvas P - Q.....	161
5.2.3	Curvas P - Q para bomba 1 y bomba 2.....	168
5.3	Cálculos de componentes estructurales.....	173
5.3.1	Introducción.....	173
5.3.2	Comentarios sobre aplicación del método de elementos finitos y procedimiento de cálculo.....	174

5.3.3	Barras guía para desplazamiento de medidores .....	179
5.3.3.1.	Primera aproximación.....	181
5.3.3.2.	Análisis de convergencia.....	182
5.3.3.3.	Selección definitiva.....	184
5.3.4.	Estructura de soporte para tanques de control.....	184
5.3.4.1.	Primera aproximación para análisis de convergencia.....	187
5.3.4.2.	Análisis de convergencia.....	188
5.3.5.	Placas de extremos.....	190
5.3.5.1.	Primera aproximación.....	196
5.3.5.2.	Análisis de convergencia.....	196
5.3.5.3.	Selección definitiva.....	198
5.3.6.	Estructura banco.....	198
5.3.6.1.	Primera aproximación.....	205
5.3.6.2.	Análisis de convergencia.....	206
5.3.6.3.	Selección definitiva.....	207
5.4.	Cálculo de fuerza de sellado.....	208
5.4.1.	Introducción.....	208
5.4.2.	Cálculo.....	211
5.4.3.	Consideraciones para la validez del cálculo.....	212
5.5	Estudio de Costos .....	213
5.6	Referencias.....	216
	<b>Conclusión del Proyecto Integrador.....</b>	<b>217</b>
	<b>ANEXO I .....</b>	<b>I-1</b>
	<b>ANEXO II .....</b>	<b>II-1</b>
	<b>ANEXO III .....</b>	<b>III-1</b>

## IV. Índice de Tablas

Tabla 1.1	Clasificación de medidores según IRAM 2718 para valores de $Q_{\min}$ y $Q_{\text{trans}}$ en $\text{m}^3/\text{h}$ .....	4
Tabla 3.1	Lista de ensayos para medidores de agua potable fría domiciliarios según IRAM 2718 .....	24
Tabla 4.1	Indicación de caudales y su lectura. Fuente: IRAM 2718 .....	41
Tabla 4.2	Valores de caudales para ensayo .....	41
Tabla 4.3	Tipos de caudalímetros. Fuente: Norma BS-7405.....	44
Tabla 4.4	Áreas de aplicación para caudalímetros según su tipo .....	45
Tabla 4.5	Restricciones impuestas según las propiedades del fluido .....	47
Tabla 4.6	Restricciones impuestas por la instalación .....	49
Tabla 4.7	Restricciones impuestas por las condiciones ambientales .....	51
Tabla 4.8	Factores de Performance que inciden sobre la selección.....	52
Tabla 4.9	Factores económicos que influyen sobre la selección .....	53
Tabla 4.10	Ecuaciones para el cálculo de pérdidas de carga en electroválvulas .....	78
Tabla 4.11	Prestaciones según familia de electroválvulas .....	79
Tabla 4.12	Aplicaciones según el material del asiento de las electroválvulas .....	80
Tabla 4.13	Comparativa entre modelos de electroválvulas elegidas .....	80
Tabla.4.14	Capacidad de presión vs material para válvulas de bloqueo .....	86
Tabla.4.15	Rangos de temperatura de utilización para empaquetaduras de diversos materiales.....	87
Tabla.4.16	Compatibilidad de diversos materiales según distintos tipos de fluidos .....	88
Tabla 4.17	Aplicación de diversos materiales de empaquetaduras .....	89
Tabla 4.18	Caudales y presiones de ensayo.....	99
Tabla.4.19	Prestaciones de la bomba para los distintos caudales de ensayo .....	120
Tabla 4.20	Cronograma de mantenimiento de la bomba centrífuga seleccionada.....	121
Tabla 4.21	Cronograma de mantenimiento para la bomba dosificadora elegida .....	130
Tabla 4.22	Relación entre $F_A$ y $D$ .....	145
Tabla 4.23	Factores de montaje.....	148
Tabla 5.1	Presión vs Caudal de Bomba 1 .....	169
Tabla 5.2	Presión vs Caudal para bomba 2 .....	171
Tabla 5.3	Distintos tipos de Elementos para el cálculo.....	175
Tabla 5.4	Resultados de la primera aproximación de cálculo.....	182
Tabla 5.5	Resultados del análisis de convergencia.....	183
Tabla 5.6.	Resultados finales de cálculo para la sección de barra a utilizar .....	184

Tabla 5.7. Resultados para la primera aproximación de cálculo.....	188
Tabla 5.8 Tabla comparativa de resultados para distintos tamaños de elemento.....	189
Tabla 5.9 Resultados finales de cálculo para la determinación de la sección del perfil. .	189
Tabla 5.10 Resultados de la primera aproximación.....	196
Tabla 5.11 Resultados del análisis de convergencia.....	197
Tabla 5.12 Resultados finales de cálculo para determinar el espesor de la placa .....	198
Tabla 5.13 Primera aproximación para el análisis de convergencia .....	205
Tabla 5.14 Resultados del análisis de convergencia.....	206
Tabla 5.15 Resultados finales para el cálculo de la sección del perfil .....	207
Tabla 5.16 Costos Subconjunto Superior.....	213
Tabla 5.17 Costos Subconjunto Inferior .....	213
Tabla 5.18 Costos Subconjunto Tramo de medición .....	214
Tabla 5.19 Costos Subconjunto Tanque de control y Descarga .....	214
Tabla 5.20 Costos Subconjunto Estructura portante .....	214
Tabla 5.21 Costos Conjunto Banco de Ensayos .....	215
Tabla 5.22 Lista de Empresas Incluidas en las cotizaciones.....	215

## V. Índice de Figuras

Figura 2.1	Diagrama de bloques de generación de alternativas.....	10
Figura 3.1	Interacción entre los distintos equipos e instrumentos eléctricos/electrónicos..	33
Figura 3.2	Distribución de los componentes sobre la estructura portante .....	35
Figura 4.1	Principio de funcionamiento de un Rotámetro .....	55
Figura 4.2	Fuerzas actuantes durante el funcionamiento de un rotámetro .....	55
Figura 4.3	Distintos flotadores según el tipo de fluido .....	57
Figura 4.4	Distintos tipos de plataformas comerciales .....	61
Figura 4.5	Distintos tipos de termómetros de principio bimetálicos .....	69
Figura 4.6	Principio de funcionamiento de un termopar .....	70
Figura 4.7	Principio de funcionamiento de un termómetro RTD .....	71
Figura 4.8	Termistores.....	72
Figura 4.9	Linealidad de los distintos tipos de termómetros .....	72
Figura 4.10	Comparación de prestaciones entre los distintos tipos de termómetros .....	73
Figura 4.11	Electroválvula normalmente cerrada sin energizar el solenoide .....	75
Figura 4.12	Electroválvula energizada, abriendo el conducto. ....	75
Figura 4.13	Distintos tipos de electroválvulas .....	75
Figura 4.14	Válvula de compuerta con bonete atornillado y vástago elevable.....	82
Figura 4.15	Diseños básicos para el cuerpo de una válvula mariposa .....	83
Figura 4.16	Válvula macho .....	84
Figura 4.17	Válvula de bola .....	84
Figura 4.18	Interior de una válvula globo .....	92
Figura 4.19	Válvula de diafragma tipo sumidero .....	94
Figura.4.20	Unión medidor-buje.....	96
Figura 4.21	Junta para unión embridada.....	97
Figura 4.22	Disminución de curvas características por efecto de cavitación .....	101
Figura 4.23	Campo de presiones en la aspiración .....	102
Figura 4.24	Altura neta de entrada disponible.....	103
Figura 4.25	Altura neta de entrada requerida.....	104
Figura 4.26	Altura de aspiración máxima .....	104
Figura 4.27	Curva de rendimiento de una bomba .....	107
Figura 4.28	Curvas características mín y máx para una bomba de caudal variable .....	108
Figura 4.29	Gama de rendimientos para familias CRE, CRIE y CRNE .....	109
Figura 4.30	Bombas multicelulares .....	110

Figura 4.31	Bombas CR, CRI, CRN.....	110
Figura 4.32	Bomba CR en disposición horizontal.....	111
Figura 4.33	Curvas de rendimiento para una bomba de velocidad variable .....	112
Figura 4.34	Curvas de rendimiento Familia de bombas CRE.....	113
Figura 4.35	Curvas de rendimiento para una bomba centrífuga .....	114
Figura 4.36	Curvas características de la bomba CRE 3-21 vs Curva del sistema .....	115
Figura 4.37	Curvas características para $Q = 0.75 \frac{m^3}{h}$ .....	116
Figura 4.38	Curvas características para $Q = 1.5 \frac{m^3}{h}$ .....	117
Figura 4.39	Curvas características para $Q = 2.25 \frac{m^3}{h}$ .....	118
Figura 4.40	Curvas características para $Q = 3 \frac{m^3}{h}$ .....	119
Figura 4.41	Curvas de rendimiento de la familia de bombas DME (dosificadoras). .....	122
Figura 4.42	Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo .....	123
Figura 4.43	Relación caudal vs altura para tres tipos de bombas .....	124
Figura 4.44	Bomba de dosificación por arrastre de árbol de levas .....	125
Figura 4.45	Bomba de dosificación por arrastre de cigüeñal.....	125
Figura 4.46	Curva caract. bomba DME 150-4 vs Curva caract. del sistema.....	127
Figura 4.47	Curvas características para $Q = 0.03 \frac{m^3}{h}$ .....	128
Figura 4.48	Curvas características para $Q = 0.12 \frac{m^3}{h}$ .....	129
Figura 4.49	Distintos modelos de amortiguadores de pulsaciones.....	132
Figura 4.50	Curva de compresión del gas dentro de un amortiguador de pulsaciones....	133
Figura 4.51	Etapas de transición del gas interno en un amortiguador de pulsaciones tipo vejiga .....	134
Figura 4.52	Diagrama flujo vs tiempo para una bomba dosificadora de acción simple ....	134
Figura 4.53	Fluctuación de la presión del sistema con un amortiguador instalado .....	136
Figura 4.54	Características cilindros de la serie DNC .....	151
Figura 5.1	Ubicación de los puntos $z_1$ y $z_2$ .....	154
Figura 5.2	Diagrama de Moody .....	157
Figura 5.3	Curva P-Q para bomba 1. ....	170
Figura 5.4	Curva P-Q para bomba 2 .....	172
Figura 5.5	Croquis de las barras guía en donde se aprecia la dimensión incógnita .....	179
Figura 5.6	fuerzas actuantes y apoyos.....	180
Figura 5.7	Gráfico de convergencia para distintos tamaños de elemento .....	183
Figura 5.8	Croquis dimensional de la estructura de soporte para tanques de control.....	185

Figura 5.9	Fuerzas actuantes y apoyos .....	186
Figura 5.10	Tensión vs tamaño de elemento finito .....	188
Figura 5.11	Vistas frontal y lateral de las placas de extremos .....	191
Figura 5.12	Cargas externas actuantes sobre placa de extremo.....	192
Figura 5.13	Conjunto de apoyos .....	194
Figura 5.14	Conjunto de apoyos .....	195
Figura 5.15	Gráfico de convergencia para distintos tamaños de elemento .....	197
Figura 5.16	Vistas lateral, frontal y superior de la estructura principal.....	199
Figura 5.17	Cargas externas intermedias y apoyos .....	200
Figura 5.18	Cargas externas superiores e inferiores.....	203
Figura 5.19	Gráfico de convergencia para distintos tamaños de elemento .....	206
Figura 5.20	Cargas actuantes sobre la junta de sellado .....	208



## Capítulo 1 Aspectos generales

### 1.1 Introducción

Existen en el mercado un sinnúmero de instrumentos para la medición de parámetros de distinta índole, entre ellos, propiedades físicas y químicas de los distintos materiales y sustancias, parámetros en procesos y/o sistemas, etc.

Aquellos que se encargan de medir la cantidad de una magnitud determinada, por ej.: materia sólida, líquida y gaseosa, o energía, que atraviesa un punto determinado a lo largo del tiempo, reciben el nombre de *Medidores de flujo*.

La medición del flujo constituye el mayor porcentaje en cuanto a medición de variables se refiere. Ninguna otra variable tiene la importancia de esta, ya que, sin mediciones de flujo sería imposible el balance de materiales, el control de calidad, la operación de procesos continuos, etc.

Para el caso de sustancias, tanto líquidas como gaseosas, existen dos formas de medir el flujo de ésta: caudal y flujo total. El caudal es la cantidad de fluido que atraviesa un punto en cualquier momento dado, el flujo total es la cantidad de fluido que atraviesa un punto durante un periodo de tiempo específico.

Para el caso del caudal, los instrumentos destinados a su medición utilizan diversos principios físicos como diferencia de presiones (tubo venturi), ultrasonido, magnetismo, etc. Dentro de los instrumentos para medir el flujo total, tenemos los denominados medidores de desplazamiento positivo, los cuales separan la corriente de flujo en incrementos volumétricos individuales y cuentan dichos incrementos. La mayoría de los medidores de desplazamiento positivo son del tipo mecánico y son utilizados para medir cantidades totales de fluido a ser transferido.

Los medidores de agua potable domiciliarios son un ejemplo de medición de flujo total, ya que permiten conocer el volumen total de agua que atravesó al mismo, al cabo de un cierto tiempo, pudiendo ser días, meses o años.



Como todo instrumento, este debe funcionar dentro de un rango de exactitud adecuado a lo largo del tiempo, por lo tanto, es necesario someterlo a diversos ensayos, y poner a prueba sus cualidades.

Los tipos y clases de ensayos a los cuales se someten, varían en función de las distintas normativas a las cuales estos apliquen o según las exigencias de cada país en particular.

Los equipos para ensayo de medidores de agua potable son ampliamente utilizados para este fin, tanto por fabricantes como por clientes, a los efectos de poder testear dichos instrumentos y compararlos con los parámetros de calidad deseados.

Existen tanto para ensayos de campo (portátiles), como para el ensayo en serie de mayores cantidades, utilizando distintos tipos de funcionamiento y métodos de control que garantizan la precisión y confiabilidad en los resultados obtenidos.

## **1.2. Definición del problema**

El control y el uso adecuado del agua potable han tomado un papel de gran importancia en los últimos años no solamente a nivel local sino también mundial. La contaminación ambiental así como el crecimiento demográfico hacen que este recurso se vuelva cada vez más escaso y hace necesario la búsqueda de nuevas formas de gestionar y hacer más eficiente su utilización.

Existen diversas normativas que dependen del país y de las zonas geográficas donde uno se encuentre, que hacen que los niveles permitidos de consumo sean muy variados, como así también las características que deben poseer los medidores de agua para poder ejercer el control adecuado. Se generan entonces, medidores con características diversas según los fabricantes de cada zona en particular. Es por eso que cada aparato debe estar homologado para su utilización según las reglamentaciones de cada lugar.

Es por eso que antes de su instalación estos instrumentos de deben ser controlados y certificado su buen funcionamiento tanto en prestaciones como en características constructivas según establezca la normativa vigente ya que, lecturas erróneas pueden resultar perjudiciales tanto para el usuario como para los entes de suministro.



Los equipos para el control de estos medidores deben poseer características que se adapten a las condiciones y reglamentaciones locales. En nuestro país no existe un fabricante, por lo tanto los entes de suministro se ven obligados a adquirir equipos importados diseñados para normativas diferentes.

La construcción de un banco de ensayo que se adapte a la reglamentación argentina permitiría facilitar la adquisición de los mismos ya que presentarían un menor costo frente a equipos importados, además de poseer puntualmente todas las características que establecen las normas nacionales y harían mucho más eficiente el ensayo.

### 1.3. Objetivos

A continuación definiremos los lineamientos generales sobre los cuales se desarrolló íntegramente el proyecto, con la consiguiente explicación de cada uno. El diseño del banco de ensayo para medidores deberá cumplir con los siguientes requisitos:

1. Cumplir la normativa nacional IRAM 2718<sup>1</sup> respecto a los requisitos de ensayo de los medidores.
2. Ser apto para el ensayo de Medidores clase B y C.
3. Presentar un funcionamiento sencillo y versátil.
4. Incluir un nivel de automatización que aporte mayor flexibilidad al ensayo y presente una relación costo/beneficio aceptable.

La norma argentina que establece las exigencias que deben cumplir los medidores corresponde a la norma IRAM 2718<sup>1</sup>, en ella se detallan las características técnicas, metrológicas y la metodología para su ensayo.

Para la redacción de la norma argentina se utilizaron varios antecedentes normativos, entre ellos la norma ISO 4064<sup>2</sup> parte I, II y III, en la cual clasifica a los medidores en 4 clases metrológicas de acuerdo a los valores de  $Q_{\min}$  y  $Q_{\text{trans}}$  como se muestra en la siguiente tabla:



Clase	Valor numérico N del medidor	
	N<15	N>15
<b>Clase A</b>		
<b>Qmin</b>	0,04 N	0,08 N
<b>Qt</b>	0,10 N	0,30 N
<b>Clase B</b>		
<b>Qmin</b>	0,02 N	0,03 N
<b>Qt</b>	0,08 N	0,20 N
<b>Clase C</b>		
<b>Qmin</b>	0,01 N	0,006 N
<b>Qt</b>	0,015 N	0,015 N
<b>Clase D</b>		
<b>Qmin</b>	0,0075 N	-
<b>Qt</b>	0,0115 N	-

**Tabla 1.1 Clasificación de medidores según IRAM 2718<sup>1</sup> para valores de  $Q_{min}$  y  $Q_{trans}$   
en  $\frac{m^3}{h}$**

Donde el Parámetro N corresponde a la designación del medidor en relación a los valores tabulados de sus dimensiones. Los medidores a ensayar son de la familia N menores que 15.

El procedimiento para llevar a cabo el ensayo de los medidores debe poder realizarse de manera sencilla y ágil, es decir, poder llevarse a cabo mediante una sola persona y que permita obtener los resultados de la manera más rápida posible sin requerir de mucho esfuerzo.

Para poder llevar a cabo lo expuesto en el párrafo anterior, el banco de ensayos debe poseer además un cierto nivel de automatización que ayude al operador en tareas como ser: registro de datos, comienzo y fin de la prueba, montaje y desmontaje de los medidores, control de las condiciones del ensayo exigidas (temperatura, presión, etc.) entre otras, sin encarecer demasiado la instalación ya que un nivel excesivo de automatización elevaría demasiado el costo final.



## 1.4. Metodología

### 1.4.1. Metodología de desarrollo

Para el desarrollo del proyecto se empleó la metodología que se detalla a continuación:

➤ **Fase Preliminar**

Esta etapa consistió en el contacto con la empresa solicitante. Luego de varias reuniones con el personal involucrado se logró establecer la definición del problema, los requerimientos básicos, objetivos, etc. La búsqueda de material bibliográfico y de soporte.

➤ **Desarrollo conceptual**

Se estudió la viabilidad del proyecto. La generación en forma tentativa y aproximada de perfiles, configuraciones, componentes y distintos tipos funcionamiento que era posible utilizar como soluciones del nuevo equipo.

➤ **Definición del producto**

De los conceptos y configuraciones desarrollados previamente, y mediante herramientas de análisis se adopta el diseño que mejor se adapte a las necesidades planteadas.

➤ **Desarrollo formal:** Definido el concepto que se va a adoptar, esta etapa consistió del diseño detallado, generación 3D de elementos, análisis y cálculos estructurales, selección de componentes a utilizar, etc.

➤ **Proceso productivo y análisis económico:** Finalmente, la elección del proceso de manufactura de las piezas, y los costos de producción asociados para la obtención del producto terminado.

### 1.4.2. Metodología de investigación

Para la ejecución del desarrollo y de los pasos previamente establecidos fue necesario el empleo una metodología adecuada tanto para la búsqueda, como para el tratamiento de la información disponible, a fin de estudiar correctamente las distintas problemáticas surgidas y hallar las soluciones a cada situación en particular. Durante todo el proceso de diseño, esta metodología de investigación es la siguiente:



➤ **Investigación Documental**

Consiste en la búsqueda y recopilación del material de soporte, compuesto de bibliografía técnica, normas involucradas, antecedentes, entre otros. Este material resulta de gran importancia para la comprensión de cada problema planteado.

➤ **Investigación aplicada**

Con el apoyo del material reunido, generar las soluciones técnicas que permitan comprender y fundamentar debidamente las causas de cada dificultad presentada.



## 1.5 Referencias

<sup>1</sup> IRAM 2718/93 – Medidores velocimétricos de agua potable fría, IRAM, Argentina 1993.

<sup>2</sup> ISO 4064 – Measurement for water flow in closed conduits – Meters for cold potable water, Part I-II-III, ISO, Suiza, 1993.



## Capítulo 2 Estudio de Viabilidad

### 2.1 Introducción

En el presente capítulo se abordará lo referido al *estudio de viabilidad*, el cual se puede definir como aquel estudio sistemático y analítico que tiene por finalidad determinar si un producto o sistema es realizable o no en la práctica, y además que tan conveniente resultará ser. El enfoque aplicado en esta etapa del proyecto se divide en dos aspectos: por un lado, la *generación de alternativas* a las necesidades que surgen durante el desarrollo del proyecto, y por otro, al *análisis* de dichas alternativas para así, finalmente arribar a la sección definitiva de las mismas.

A lo largo del capítulo, el *estudio de viabilidad* se encara de manera conceptual, por lo que se exponen ideas y soluciones planteadas por el grupo, y la conveniencia y practicidad de materializar cada una de ellas, pero sin entrar en detalles y especificaciones técnicas, sino más bien constituye una fundamentación de las decisiones más importantes.

A modo introductorio, se hace notar que, la *generación y el análisis de alternativas*, no son actividades independientes, sino todo lo contrario, ambas están intrínsecamente relacionadas como fases de un mismo proceso (estudio de viabilidad) y además son consecutivas entre ellas.

Aclarado esto y ya definida la problemática del proyecto en cuestión, se presentan los primeros interrogantes para la elaboración del mismo, los cuales deben ser traducidos a necesidades concretas por satisfacer, de manera que permitan al grupo plantearse de forma clara, concisa y práctica cada uno de estos interrogantes que se suscitan.

En definitiva diremos que el *estudio de viabilidad o factibilidad* es la primera etapa que se desarrolla en el proceso que representa la ejecución de un proyecto, y tiene como objetivo principal la elaboración de soluciones útiles y alternativas, y para lograrlo se vale de la implementación de herramientas y métodos de trabajo, y de la creatividad de las personas intervinientes.



## 2.2 Generación de Alternativas

### 2.2.1 Enfoque general

Sobre la generación de alternativas, el grupo trabajó de forma metódica y sistemática, y si bien, no se hizo uso integral de ningún método o herramienta preestablecido como lo son los *métodos discursivos y los intuitivos-creativos*, en su lugar se adoptó el uso de ciertos pasos o fases en común con estos métodos, específicamente el conocido como *Brainstorming*.

En primera instancia, se concretó una reunión en donde se dio a conocer una problemática o inquietud, a partir de la cual se identificó una necesidad específica a satisfacer, para ello se realizó un debate en el grupo, con un intercambio de ideas que pudiesen contribuir a definir estas necesidades.

A posteriori, los integrantes del grupo comenzaron recabar información y a reflexionar sobre potenciales soluciones, por el lapso de una cantidad de días dependiendo de la complejidad del desafío presentado. Esto comprende la segunda fase en la generación de alternativas.

Como tercer y última etapa, se concertó otra reunión, pero en esta ocasión, cada uno de los participantes expuso sus ideas como factibles soluciones a lo anteriormente planteado, con fundamento y respaldo gracias a la información obtenida. Una vez presentadas las mismas, se produjo una discusión debate para filtrar las propuestas más viables, para luego pasar al análisis de alternativas y efectivamente estudiar de forma más detallada las soluciones que hubiesen quedado como más asequibles. Generalmente uno de los criterios dominantes en estas selecciones era el económico, aunque siempre se debían tener en cuenta otros aspectos como la manufactura del producto o restricciones concernientes a los materiales, geometrías, preferencias del cliente, disponibilidad entre otras.

Un comentario importante sobre la generación de alternativas y la forma en la que se implementó en este proyecto, es que siempre se procuró mantener una sinergia que permitiera estimular y desinhibir a los participantes a fin de generar un caudal de ideas mayor y por ende aumentar las probabilidades de resolución de los problemas presentados. Por otro lado y a diferencia del método *Brainstorming*, aquí las ideas no se generaban al momento de la reunión, sino previamente a la misma como ya se mencionó.



Para visualizar mejor lo comentado en los párrafos anteriores, se muestra un diagrama de flujo resumiendo los pasos seguidos para la generación de alternativas:

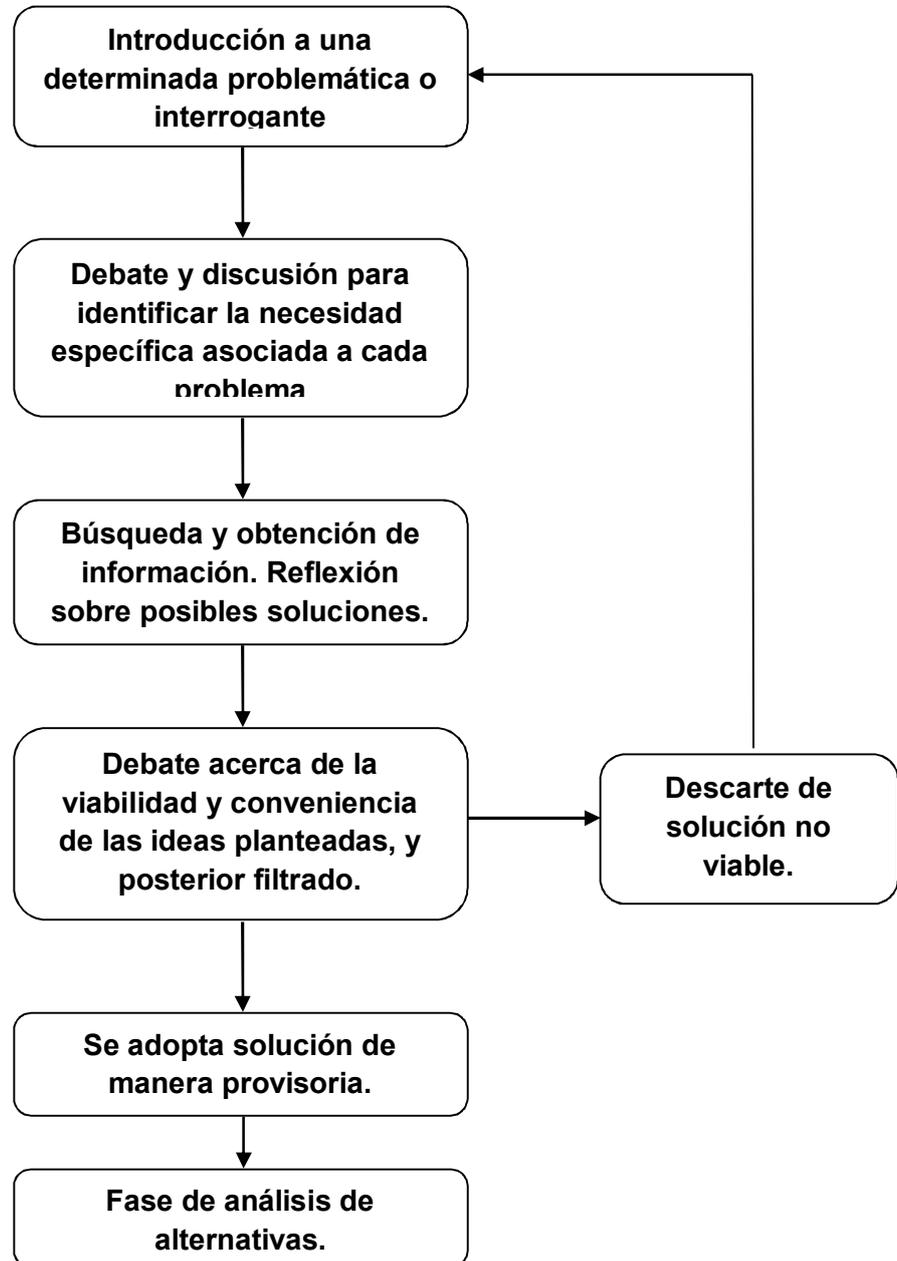


Figura 2.1 – Diagrama de bloques de generación de alternativas.

## 2.2.2 Enfoque particular

Ahora que el mecanismo de generación de soluciones o alternativas implementado por el grupo ha sido expuesto, se presenta este nuevo enfoque, en el cual se abordan las problemáticas de mayor relevancia que surgieron en el inicio del desarrollo de este proyecto, a saber:



- La primera de ellas: ¿Cómo y de qué manera trabajaría el banco para llevar a cabo las mediciones durante los ensayos requeridos?

De aquí se identifica la primera necesidad específica que resulta ser la “*determinación del principio de medición del banco de ensayos*”, o sea el principio físico en el cuál se sustentan las mediciones llevadas a cabo por el banco, además este principio define globalmente al equipo, ya que el diseño de todos los sub sistemas dependerá de este en gran medida. Aquí encontramos dos alternativas importantes:

- **Principio volumétrico:** los bancos de ensayos que se rigen por este principio de medición utilizan tanques calibrados con indicadores de nivel o sensores del tipo capacitivo o inductivo, que tienen la función de medir la cantidad de agua que ha ingresado en dicho tanque durante alguno de los ensayos.
- **Principio gravimétrico:** en este caso se utilizan tanques de dimensiones libres los cuales son montados sobre balanzas, entonces para determinar el volumen de agua en el tanque se toma la lectura del peso de dicho líquido en la balanza y luego conociendo su peso específico, a la temperatura de ensayo, se realiza el cálculo pertinente y así se obtiene el volumen del agua.

- El segundo interrogante de importancia: ¿De qué manera funcionaría el banco para poder realizar los ensayos correspondientes?

Entonces determinamos la segunda necesidad específica que corresponde a “*generación del caudal de ensayo*”, esta necesidad se refiere a cómo se logrará producir y mantener los valores de caudales y presión asociados a cada ensayo y a la vez mantener los mismos dentro de los rangos de tolerancia que la norma *IRAM 2718:1993*<sup>1</sup> establece. Las principales alternativas son:

- **Implementación de bombas hidráulicas más válvulas de estrangulamiento:** esta alternativa consiste en utilizar una bomba para generar cada uno de los caudales requeridos en las pruebas, y complementar las mismas agregando válvulas reguladoras de flujo ubicadas al final de cada una de las líneas de medidores y antes de los caudalímetros, de esta forma se pretende mediante un



efecto de estrangulación de flujo, lograr pequeñas variaciones en el caudal que circula a través de los medidores pero a la vez sin alterar las mediciones de los instrumentos metrológicos.

- **Implementación de bombas hidráulicas que cuenten con variadores electrónicos de frecuencia:** en este caso se opta por usar bombas, las cuales tengan incorporados variadores de frecuencia, esta opción permite que las mismas puedan generar no solo el caudal nominal, sino un rango de caudales cuya única limitación estará dada por las especificaciones técnicas del motor eléctrico de cada bomba.
- **Tanque de suministro en altura:** para esta solución, se plantea montar un tanque de suministro a una altura elevada, aprovechando la presión que esto genera y así hacer circular el agua a través de las líneas de medidores a un caudal dado.

- La tercer y última de las problemáticas más importantes: ¿Cómo se podrían posicionar y fijar los medidores antes de la ejecución de los ensayos?

Se logra identificar la necesidad asociada a esta problemática y se define como “determinación del mecanismo de montaje utilizado para los medidores de agua”, la misma se refiere al sub sistema que permite realizar un montaje adecuado de los medidores, y que incluye también al mecanismo de cierre que se encargará de hermetizar el circuito hidráulico, por lo tanto se considera plantear pares de soluciones complementarias entre ellas para resolver una necesidad específica. Las alternativas consideradas son:

- **Conjunto de guías rectificadas con soportes móviles entre medidores y cierre hidráulico:** en lo que respecta a la primer alternativa de cada par, se propone utilizar dos guías redondas y tubulares rectificadas para cada línea de medidores, sobre las mismas y entre cada medidor se plantea colocar soportes de algún material o aleación liviana que sean capaces de deslizarse sobre estas guías y que, en su zona central, contengan alojado un elemento con la geometría de un buje y que a su vez tenga la función de interconectar la salida de un medidor con la entrada del siguiente, manteniendo la hermeticidad requerida. Las barras guías junto con los soportes móviles serán montados sobre dos placas de acero perforadas, una en cada extremo de las barras.



La segunda alternativa del par se centra en el sistema de cierre de cada una de las líneas. En esta variante se sugiere emplear un cilindro hidráulico en cada una de ellas cuyo vástago hace contacto y empuja gradualmente al último de los soportes móviles cuando el pistón avanza por el accionamiento de una bomba, entonces estando todos los medidores posicionados, se genera así el contacto entre dichos medidores y los soportes móviles junto con su posterior hermetizado debido a la presión que genera el cilindro sobre la línea.

- **Conjunto de guías rectificadas con soportes móviles entre medidores y cierre mecánico:** la primera solución se repite del par anterior, la segunda corresponde a la utilización de un dispositivo mecánico que hace uso de una transmisión de engranajes o conjunto de tornillo sinfín corona accionados ambos de forma manual a través de una manivela o similar, la idea es que este mecanismo haga desplazar un vástago que ejerza la presión de cierre sobre el último soporte móvil.
- **Conjunto de guías rectificadas con soportes móviles entre medidores y cierre neumático:** una vez más se repite la alternativa de las guías rectificadas, aquí de manera análoga al primer caso, se propone un sistema de cierre implementando cilindros pero con la diferencia de que éstos son accionados por aire comprimido en vez de ser óleo hidráulico, por lo tanto se requiere el uso de un compresor a tales efectos, el resto del principio de funcionamiento se aplica como en los casos anteriores.

### 2.3 Análisis de alternativas

En este apartado se trata lo referido al *análisis de alternativas*, el mismo se conforma de un conjunto de criterios implementados por el grupo y que permiten justamente llevar a cabo un análisis más profundo sobre las soluciones de mayor viabilidad que resultaron de la *generación de alternativas*, esto a su vez le permite al grupo discernir y determinar cuáles de ellas son las más convenientes e idóneas para su aplicación definitiva, siendo esto abordado en la tercera y última etapa del presente capítulo que corresponde a la *selección de alternativas*.

Para la realización del *análisis de alternativas*, los integrantes del grupo se reunieron en un determinado día previamente acordado y se llevaron a cabo discusiones e intercambio de



ideas y opiniones para poder de esta manera llegar a un consenso que permitiera la elección y adopción definitiva de alguna de las soluciones elaboradas para resolver una necesidad específica. Por lo tanto, el eje central a tratar aquí estará dado por el conjunto de criterios empleados en el análisis.

Entonces entre los distintos criterios de análisis podemos mencionar los siguientes:

- **Materiales a usar:** los materiales constitutivos de los diversos elementos, dispositivos y piezas que componen la totalidad del banco representan un factor fundamental a la hora de diseñar o seleccionar los mismos, esto se debe a que dichos materiales determinan las propiedades mecánicas, químicas, magnéticas, térmicas, eléctricas, etc. De todos estos elementos, haciendo que los distintos diseños de una pieza puedan ser aptos o no para desempeñar una cierta función específica, lo mismo sucede a la hora de elegir y adoptar el uso de algún dispositivo como lo pueden ser las bombas o los instrumentos de medición por ejemplo.

Las propiedades más preponderantes a la hora de decantarse por una solución u otra fueron las mecánicas y las químicas, dentro de este último conjunto nos centramos en lo que se refiere a la resistencia a la corrosión ya que el fluido hidráulico a usar durante los ensayos es agua dulce.

- **Costos económicos:** los costos a incurrir durante el desarrollo del presente proyecto son otro factor importante como ocurre en cualquier proyecto de ingeniería, ya que el capital monetario de que dispone la empresa inversora nos va a limitar en cuanto a la toma de decisiones.

A la hora del análisis de cada posible solución se debió evaluar de manera aproximada el impacto de los costos que implicaba cada una de ellas, en ciertos casos el grupo debió dialogar y consensuar con un representante de la empresa inversora (*Aguas Cordobesas S.A.*) para poder tomar la decisión definitiva sobre la selección e implementación de alguna de las alternativas planteadas. Siempre que fue posible y no surgiera ninguna restricción adicional, se apuntó a obtener la mejor relación entre costo y beneficio en todas las situaciones que se presentaban.

- **Procesos de fabricación:** en general los criterios están relacionados entre ellos en mayor o en menor medida, los procesos de manufactura involucrados



en la construcción de piezas y/o dispositivos que forman parte de alguna de las alternativas tendrán una incidencia directa sobre los costos a incurrir, y a su vez dichos procesos dependerán de la elección de materiales. En este criterio se tienen en cuenta factores como proveedores, disponibilidad de materia prima, tiempo necesario para la elaboración de las piezas, proceso propiamente dicho (mecanizado, fundición forja, etc.), entre los más importantes.

- **Cantidad de medidores a ensayar en cada prueba:** si tenemos en cuenta como premisa que el banco debe contar con dos hileras o líneas donde montar los medidores, entonces su cantidad afectará la disposición serie o paralelo entre estas líneas, los esfuerzos denodados para hermetizar el circuito hidráulico, pérdidas de carga y por ende régimen de trabajo de las bombas, características y cantidad de soportes móviles intermedios, tiempo requerido para ensayar un determinado lote de medidores, etc. Todo esto hace que sea necesario tener presente la cantidad de medidores a ensayar en cada tanda como factor de influencia a la hora de estudiar la viabilidad de las alternativas.
- **Consumo energético de operación:** si bien este criterio puede ser considerado como secundario en relación a los demás criterios de análisis, el consumo energético que se produce mientras se realizan los ensayos no es despreciable cuando se anualiza o se mide este consumo durante un período prolongado de tiempo. Aquí hablamos de la energía eléctrica requerida para accionar las bombas, mecanismos de cierre de las líneas hidráulicas, determinados instrumentos de medición y demás elementos del banco durante su operación.
- **Dimensiones y características geométricas:** aquí se tiene en cuenta el espacio físico disponible para la instalación y funcionamiento del banco, por ello para cada una de las soluciones consideradas se evalúan los espacios ocupados por los componentes, su distribución y posible optimización, esto aplica también al diseño del circuito hidráulico. Como cada una de las alternativas presenta una configuración espacial singular y hace uso de distintos tipos de elementos, es necesario tener en consideración la incidencia de sus posibles ubicaciones.



- **Practicidad y tiempos requeridos en la operación:** este último criterio está orientado a facilitar las tareas de la persona encargada de la operación del banco, y a su vez también a la reducción de los tiempos muertos antes, entre y después de los ensayos. En efecto, esto se encuentra directamente asociado a los costos de operación y al rendimiento de la máquina, ya que la variación de los tiempos muertos determinan parcialmente la cantidad de medidores que se pueden ensayar por día.

## 2.4 Selección de alternativas

En este tercer y último apartado se aborda la *selección de alternativas*, la cual podemos decir que consiste en la elección definitiva y adopción de la solución más viable para cada necesidad específica planteada y de las que se pre seleccionaron en la *generación de alternativas* y que luego se estudiaron con mayor profundidad durante el *análisis de alternativas*. El desarrollo de este inciso se llevará a cabo desde un punto de vista análogo al *Enfoque Particular* presentado en la *sección 2.1.2* de este capítulo, por lo que se hará mención directamente de cada una de las soluciones elegidas en cada caso junto con las razones que motivaron su adopción teniendo presente los criterios elaborados en el apartado anterior.

La metodología llevada adelante por el grupo en esta fase del *Estudio de viabilidad* es similar a las empleadas en las etapas anteriores. Entonces una vez finalizadas las reuniones destinadas al análisis y estudio de las soluciones pre seleccionadas, los integrantes se reunieron en una última instancia en la cual se expusieron los pros y los contras de estas alternativas evaluadas para finalmente elegir la más adecuada mediante un consenso en el grupo.

A continuación se exhiben los fundamentos que surgieron en las discusiones sobre como satisfacer cada una de las necesidades específicas identificadas al principio del capítulo teniendo en cuenta los criterios de la sección anterior.

- La primera necesidad corresponde a “*determinación del principio de medición del banco de ensayos*”, para la cual se eligió implementar el *principio gravimétrico* como solución definitiva. Aspectos más importantes:



- **Costos económicos:** en esta selección el criterio asociado a los costos fue el más determinante de todos, esto se debe a que para poder hacer uso del *principio volumétrico* se requería usar tanques de acero inoxidable los cuales además de tener características especiales debían ser aforados por un ente de metrología nacional, de manera que los únicos tanques disponibles en el mercado nacional y aptos para esto implicaban una inversión demasiado onerosa y excedían el presupuesto destinado a este propósito, haciendo a la opción volumétrica restrictiva.
- **Materiales y procesos de fabricación:** si bien en ambas alternativas es requerido el uso de tanques de acero inoxidable con bajo contenido de carbono (SAE 304L), en la variante gravimétrica se tiene total libertad en su diseño y fabricación ya que no es necesario que estén calibrados para realizar mediciones de capacidad en los mismos, sino que se mide el peso del agua que contienen usando balanzas. Esto facilita los procesos de montaje, corte y soldadura que se deben llevar a cabo en su elaboración y a su vez reduce costos.
- **Practicidad y tiempos requeridos en la operación:** a raíz del inconveniente que se explica en lo referido a los costos, también hubo cierto grado de incidencia en la operación del banco durante los ensayos. En efecto, de haber sido adoptado el método volumétrico, solo se hubiese tenido acceso a un tanque de 100 litros de capacidad y otro de 25 litros generando la imposibilidad de realizar el ensayo a caudal nominal en ambas líneas de forma simultánea si así se requiere lo cual puede representar un problema según sea la demanda de lotes de medidores.

- La segunda necesidad específica que se identificó es “*generación del caudal de ensayo*”. Entonces una vez que se llegó a la tercera etapa del estudio de viabilidad, nos encontramos ante una situación excepcional ya que a diferencia de los otros casos, aquí el grupo decidió hacer uso de las alternativas primera y segunda de manera complementaria entre ellas. Esto significa que es necesario utilizar variadores de frecuencia para producir el régimen de trabajo óptimo de cada una de las bombas a cada nivel de caudal, y además se agregan las válvulas reguladoras al final de cada una de las líneas de medidores para realizar ajustes finos en el flujo. De acuerdo a los criterios encontramos que:



- **Costos económicos:** si solo se hubiese optado por usar las válvulas reguladoras, nos encontraríamos con un gran problema y es que sería necesario tener una bomba disponible por cada nivel de caudal de ensayo siendo que estos son tres, y teniendo en cuenta que son dos líneas de medidores estaríamos hablando de seis bombas en total para poder realizar el mismo ensayo en ambas líneas de manera simultánea, lo cual representa una inversión muy elevada con respecto a las bombas. Esto se debe al hecho de que las bombas deben trabajar en su régimen nominal por lo que las válvulas reguladoras no son suficientes para lograr una variación ya que las mismas solo permiten regular el caudal en un rango muy acotado sin generar un efecto restrictivo que dé lugar a picos de presión en el circuito hidráulico con todos los inconvenientes que eso implica.  
En cambio usando solo un par de bombas adecuadamente calculadas con variadores de frecuencia es posible obtener el rango total de caudales necesarios para realizar los ensayos.
- **Practicidad y tiempos requeridos en la operación:** el uso variadores de frecuencia en las bombas facilita la operación ya que solo es necesario setear los valores de régimen de funcionamiento óptimo para cada ensayo y luego se realiza un ajuste fino en las válvulas reguladoras. El tanque en altura no presenta ninguna ventaja en este aspecto.
- **Dimensiones y características geométricas:** para la alternativa del tanque elevado, se requiere montar el mismo sobre una torre metálica cuya altura supera a la del techo del Laboratorio de Materiales y Tecnología por lo que nos encontramos con un impedimento para la adopción de dicha solución. En efecto, la gran altura necesaria se debe a que, bajo condiciones ambientales normales, cada medidor ocasiona una pérdida de carga a caudal nominal de aprox. 1bar, y recordando que por cada 10m de altura de columna de agua la presión aumenta 1bar, eso significa que se requiere elevar la altura del tanque en aprox. 10m por cada medidor que haya en las líneas (paralelas), por lo tanto esto hace que esta opción no sea viable.
- **Cantidad de medidores a ensayar en cada prueba:** por lo explicado anteriormente, el tanque en altura permite ensayar una cantidad ínfima de medidores por lo que aquí encontramos una gran desventaja además de la restricción de la altura elevada, por ejemplo si suponemos que en cada línea solo se ensayaran dos medidores, se necesitaría una altura de 20m para superar la pérdida



de carga de los medidores más unos 10m adicionales para que a la salida de cada línea se garantice una presión de 1bar como lo exige la norma ISO 4064:1993<sup>2</sup>.

Para el caso de las bombas con variadores de frecuencia, no existe ninguna limitación con respecto a la cantidad de medidores a probar, esta capacidad directamente estará dada por la potencia del motor y especificaciones técnicas de presión y caudal de las bombas.

- La tercera y última necesidad específica está dada por *“determinación del mecanismo de montaje utilizado para los medidores de agua”*, de donde se desprende la solución más viable, que corresponde a *conjunto de guías rectificadas con soportes móviles entre medidores y cierre neumático*. Como ya se mencionó anteriormente, aquí hablamos de un par de soluciones complementarias, entonces sobre esto se concluyó lo siguiente:

- **Materiales a usar:** con respecto al montaje de los medidores, las guías que sostienen los mismos y los soportes móviles deben ser construidas de acero al carbono de alta resistencia, esto se debe a que la flecha máxima en la zona central de las barras debe estar dentro de un límite admisible para no perder la concetricidad entre los medidores y los soportes ya que esto puede producir un cierre inadecuado perdiendo hermeticidad. Por otro lado las barras deben ser rectificadas para garantizar un deslizamiento suave de los soportes.

En cuanto a los soportes móviles, estos deben ser livianos y a la vez resistentes a la corrosión en caso de entrar en contacto con el agua por lo que se decidió fabricar los mismos de duraluminio, además el buje alojado en su interior está compuesto de bronce, ya que éste se encuentra en contacto directo con el agua.

Las placas en los extremos de las barras también son construidas de acero al carbono de alta resistencia, ellas deben resistir el esfuerzo engendrado cuando se aplica la presión de cierre haciendo que sufran tensiones por flexión.

- **Procesos de fabricación:** las piezas a fabricar serán los bujes internos, soportes móviles y placas de sujeción en extremos, para la conformación de todos ellos se eligió emplear el proceso de mecanizado, una de las razones principales es que el mecanizado permite una buena resistencia mecánica final y en el caso de los soportes deslizantes se logró generar una geometría minimizando la cantidad de material reduciendo así su peso. Las barras guías son torneadas y rectificadas, también se busca alivianar su peso en lo posible manteniendo un buen acabado superficial. Las placas de los extremos deben garantizar las tolerancias geométricas



para el correcto montaje de este sub sistema, y para ese propósito el mecanizado es el proceso más idóneo, además se deben tener en cuenta las múltiples perforaciones pasantes lisas y roscadas en posiciones toleradas sobre las placas.

- **Costos económicos:** en cuanto a los costos, el conjunto de bomba y cilindro hidráulico corresponde a la opción más onerosa, luego tenemos el mecanismo manual con sistema de desmultiplicación y finalmente la alternativa más económica que la componen el conjunto de cilindro neumático y compresor. Todo esto basado en presupuestos y consultas realizados durante el desarrollo de esta primera etapa del proyecto.
  
- **Practicidad y tiempos requeridos en la operación:** sobre este aspecto podemos decir que no hay grandes diferencias entre los distintos mecanismos de cierre, el hidráulico y el neumático son accionados desde el control y el sistema mecánico lo hace el operador mediante una manivela, siendo cualquiera de ellos sencillo de operar. Existe diferencia si tenemos en cuenta el mantenimiento, en el sistema mecánico solo es necesario limpiar y lubricar la las piezas móviles, en cambio en el sistema hidráulico se debe tener presente un programa de mantenimiento preventivo para la bomba, circuito, depósito y cilindro, similar ocurre con el mecanismo neumático, aun que aquí se tiene la ventaja de que el fluido a usar es aire en vez de aceite hidráulico.

Se aprecia que el *estudio de viabilidad* es un proceso iterativo, que puede ser aplicado cada vez que surjan nuevas necesidades a resolver durante el desarrollo de un proyecto. En el caso de este *P.I.*, se llevó adelante desde lo conceptual y en un entorno académico, que puede diferir a veces con las metodologías que se puedan plantear dentro una empresa para dicho proceso.

Habiendo concluido con este capítulo, se prosigue con lo referido al funcionamiento del banco de ensayos, aspectos normativos y detalles constructivos.



## 2.5 Referencias

<sup>1</sup> IRAM 2718/93 – Medidores velocimétricos de agua potable fría, IRAM, Argentina 1993.

<sup>2</sup> ISO 4064 – Measurement for water flow in closed conduits – Meters for cold potable water, Part I-II-III, ISO, Suiza, 1993.



## Capítulo 3 Desarrollo Conceptual

### 3.1 Introducción

Una vez definidos los mecanismos de las alternativas y determinados ya las principales características y principios de funcionamiento que utilizará el banco de pruebas, procederemos al desarrollo de la estructura, ubicación y especificación de todos los elementos necesarios para llevar a cabo el funcionamiento y las necesidades establecidas.

La generación de este perfil proporcionará la forma constructiva que tendrá el banco, y que luego utilizaremos para el cálculo detallado de todos los componentes.

### 3.2. Introducción al procedimiento de ensayo.

Es esencial, a fin de determinar cada uno de los elementos antes mencionados, comenzar por comprender en qué consiste el ensayo en sí. Es decir, cuáles son las pautas y métodos a tener en cuenta, variables que se deben controlar, el orden que deben seguir las distintas etapas del proceso, etc.

A continuación explicaremos las características y condiciones generales para efectuar los ensayos impuestos por la norma IRAM 2718:1993<sup>1</sup> citando los distintos apartados de la misma. Se omitirán los puntos cuyo método de evaluación se basa en inspección visual y el ensayo de blindaje magnético, ya que estos serán realizados por Aguas Cordobesas.



Característica	Ensayo de tipo	Ensayo de lote	Método de ensayo
Dispositivos indicadores	x	-	Inspección visual
Dispositivos de regulación	x	-	Inspección visual
Precinto	X	X	Inspección visual
Construcción	X	-	Inspección visual
Corrosión	X	-	Inspección visual
Medidas máximas	X	X	Procedimiento
Roscas	X	X	Procedimiento
Caudal máximo y pérdida de presión	X	-	Procedimiento
Caudal máximo en la zona inferior	X	X	Procedimiento
Error máximo en la zona superior	X	X	Procedimiento
Prueba Hidrostática	X	X	Procedimiento
Filtro	X	-	Inspección visual
Funcionamiento prolongado	X	-	Procedimiento
Visor	X	-	Procedimiento
Blindaje magnético	X	-	Procedimiento
Marcado	x	x	Inspección visual

Tabla 3.1. Lista de ensayos para medidores de agua potable fría domiciliarios según IRAM 2718<sup>1</sup>. La “x” indica que el ensayo es obligatorio.

La tabla, que anteriormente se detalla, comprende todos los ensayos que deben efectuarse sobre los medidores. Se distinguen dos grupos de ensayos: el primero denominado “ensayo de tipo”, se realiza inicialmente sobre 3 medidores de iguales características presentados por el fabricante, donde se les realizan la totalidad de las pruebas, luego de aprobadas se pueden efectuar ya sobre lotes de medidores; el segundo grupo de ensayos llamado “ensayo de lote”, que presenta un número de pruebas reducido. Los criterios para la conformación de las muestras de estos lotes se realizan según la norma IRAM 15<sup>2</sup> e IRAM 18<sup>3</sup> y estarán a cargo de Aguas Cordobesas, por lo que no profundizaremos sobre el tema.



### **3.2.1. Características de funcionamiento<sup>4</sup>.**

#### **3.2.1.1. Indicaciones generales.**

*3.2.1.2. Los ensayos se deberán realizar en un local a temperatura ambiente.*

*3.2.1.3. Antes de efectuar los ensayos que dicta la norma, los medidores deben permanecer funcionando no menos de 10 minutos a caudal máximo.*

*3.2.1.4. La instalación deberá contar con patrones de referencia (instrumentos) adecuados, y deberán poseer sus respectivos certificados de calibración trazables por algún organismo nacional o internacional.*

*3.2.1.5. Los certificados de calibración deberán cubrir todo el alcance de los instrumentos indicando también las incertidumbres de calibración.*

*3.2.1.6. Los errores máximos combinados permitidos en la determinación del error de referencia, deberán ser por lo menos tres veces menor que el valor de error máximo permisible del medidor ensayado.*

#### **3.2.2. Instrumental de medición<sup>5</sup>**

*3.2.2.1. Para la medición de pérdida de presión se utilizará un manómetro diferencial, cuyo valor máximo de error relativo deberá ser de +/- 5%.*

*3.2.2.2. El instrumento de referencia para el volumen de agua ensayada deberá contar con la capacidad adecuada y que permita leer el volumen de agua que pasa a través del medidor con un error menor o igual que el 10% del error máximo permisible para esa característica.*

*3.2.2.3. Para la medición del tiempo de ensayo se utilizarán dispositivos y metodologías cuyos errores máximos se encuentren dentro de las tolerancias siguientes:*

- *Para la duración específica de cada fase del ensayo no deberá exceder el +/-10%.*
- *Para la duración total del ensayo no debe exceder del +/-5%.*



3.2.2.4. *La temperatura del agua se determinará con dispositivos adecuados cuyo error máximo no exceda de 1°C.*

### **3.2.3. Características metrológicas del ensayo<sup>6</sup>**

3.2.3.1. *Los medidores de agua que pertenezcan a un mismo tipo (mismo caudal) podrán ensayarse en serie con la condición de que la presión de salida de cada medidor sea más alta que la atmosférica a modo de evitar problemas de cavitación y no deberá haber ningún tipo de interacción entre los medidores (deberán estar a una distancia adecuada entre ellos).*

3.2.3.2. *La variación relativa en el caudal de ensayo (pulsaciones) no deberá ser mayor que el +/-2,5% entre el  $Q_{min}$  y  $Q_t$  (excluido) y que +/-5% entre  $Q_t$  (incluido) y  $Q_{max}$ .*

3.2.3.3. *La variación de temperatura del agua durante el ensayo no deberá ser mayor que el +/-5°C.*

### **3.2.4. Procedimiento<sup>7</sup>.**

#### **3.2.4.1. Caudal máximo y pérdida de presión.**

*Para este ensayo se utilizara el manómetro diferencial indicado en 3.2.2.1 que se conecta al medidor y al instrumental indicado en 3.2.2 y 3.2.2.3.*

*Se hace pasar a través del medidor un caudal de agua igual a  $Q_{max}$  y se realiza la lectura sobre el manómetro diferencial de la pérdida de presión.*

#### **3.2.4.2. Características metrológicas.**

*Para este ensayo se utilizarán los instrumentos indicados en 3.2.2.2; 3.2.2.3 y 3.2.2.4. Se hace funcionar el medidor con los tres caudales siguientes:*

- a) *Entre  $Q_{min}$  y  $1,1 \cdot Q_{min}$ .*
- b) *Entre  $Q_t$  y  $1,1 \cdot Q_t$ .*
- c) *Aproximadamente  $0,5 \cdot Q_{max}$ .*



*Luego se comparan los volúmenes de referencia con los registrados por el medidor y se calcula el error de la siguiente forma:*

$$E \% = \frac{V_i - V_c}{V_c} \times 100 \quad (3.1)$$

*Dónde:*

$V_c$  = Volumen de referencia.

$V_i$  = Volumen indicado por el medidor.

*Estos volúmenes se deberán medir a la misma temperatura y los errores máximos permisibles para cada zona serán:*

- a) *Para zona inferior +/-5% ( $q_{min} \leq q < q_t$ ).*
- b) *Para zona superior +/-2% ( $q_t \leq q \leq q_{max}$ ).*

### **3.2.5. Prueba Hidrostática<sup>8</sup>.**

*La hermeticidad de los medidores se comprueba sometiéndolos a una presión de 15 bar, la cual debe medirse con un error no mayor a 5%. No deberán presentar fugas o deterioro, ni disminuir sus características de funcionamiento y exceder los errores máximos permisibles.*

### **3.2.6. Funcionamiento Prolongado<sup>9</sup>.**

*Los medidores se someten a ensayos de desgaste acelerado utilizando la información de la siguiente tabla:*



<b>Caudal de ensayo</b>	<b>Tipo de ensayo</b>	<b>Nº de interrupciones</b>	<b>Duración de las pausas</b>	<b>Periodo de operación al caudal de ensayo</b>	<b>Duración del arranque y la desaceleración</b>
<b>0,5 q<sub>max</sub></b>	<i>Discontinuo</i>	100000	15 seg.	15 seg	0,075 x (q <sub>max</sub> ) con un min de 1 seg.
<b>q<sub>max</sub></b>	<i>Continuo</i> <sup>1)</sup>	-	-	100 horas	-

Tabla 3.2. Ensayos de desgaste para medidores de agua potable fría domiciliarios según IRAM 2718<sup>1</sup>.

- 1) Para evitar el calentamiento del agua a una temperatura mayor de 40°C, se admiten hasta 50 detenciones durante el ensayo.

Luego del ensayo de funcionamiento prolongado, los medidores no deberán tener una pérdida de presión mayor a 1 bar y los errores máximos admisibles en cada zona de caudal deben ser:

- a) Zona inferior: +/-6%
- b) Zona superior: +/-4%

A partir de lo expuesto, podemos resumir el procedimiento de ensayo de la forma siguiente:

1. Los ensayos metrológicos comprenden pruebas a distintos caudales, el valor de los mismos deberá estar dentro de las tolerancias especificadas y no presentar una fluctuación por encima de los valores permitidos.
2. El tiempo de duración del ensayo será el tiempo que tarde en circular la totalidad del volumen de referencia utilizado. Para el caso del ensayo de desgaste acelerado, se fija una cantidad de tiempo específica sin importar la cantidad de líquido que circule por los medidores.
3. El ensayo será asistido por instrumentos de medición de varios tipos que controlaran variables de tiempo, temperatura, presión, caudal y peso. El desempeño de estos instrumentos deberá estar certificado por un organismo nacional o internacional.



4. Luego de concluido el ensayo para un determinado caudal, el error en la lectura de los medidores se calcula porcentualmente cotejando la lectura del mismo con respecto a la cantidad de líquido de referencia que efectivamente recorrió el circuito.
5. El error porcentual calculado se compara con los valores porcentuales admisibles para cada uno de los caudales de ensayo y si excede dicho valor el medidor no resulta apto.

### 3.3. Determinación de componentes comerciales.

Identificamos como componentes comerciales a los instrumentos de medición, accesorios, equipos hidráulicos y eléctricos que no serán diseñados o construidos por nosotros, pero necesarios para el correcto funcionamiento del banco. No entraremos en detalles acerca de las especificaciones técnicas que deben cumplir estos elementos, ya que serán expuestas en capítulos siguientes.

Esta selección va a tener como base los requerimientos que indica la norma y los impuestos por nosotros, como resultado de la elección de alternativas de funcionamiento.

Del estudio de la norma extraemos los siguientes:

- **Termómetro** para medición de temperatura del agua de ensayo.
- **Manómetro diferencial** para medición de pérdida de carga sobre un medidor individual.
- **Manómetro** para control de presiones en distintos puntos del circuito.
- **Caudalímetros** para la verificación de los distintos caudales de ensayo.
- **Equipo hidráulico** que permita la generación de todo el rango de caudales de ensayo.
- **Llaves para regulación de presión**, a modo de poder asegurar siempre una presión de ensayo superior a la atmosférica.



- **Llaves de apertura/cierre** para la selección de cada una de las líneas de ensayo, comienzo y detención del mismo.

Siguiendo ahora con las exigencias que son consecuencia del sistema de funcionamiento elegido tenemos las siguientes:

- **Balanzas** para la determinación en peso de la cantidad de agua ensayada.
- **Elemento eléctrico de control** que permita efectuar arranques y paradas de forma automática sobre los equipos de generación de caudal de modo de poder cumplir con las condiciones para el ensayo de funcionamiento prolongado.
- **Equipo neumático** para efectuar el cierre hermético en el montaje de los medidores.
- Para la generación del caudal de ensayo se optó por utilizar **bombas** en vez de tanques en altura.

### **3.4. Determinación del circuito hidráulico básico.**

Vamos a diagramar la forma y recorrido del circuito hidráulico, encargado del transporte del agua de ensayo. De la misma forma que el punto anterior, comenzaremos por enunciar los requisitos que tendremos que tener en cuenta para este desarrollo, y estarán formados a partir de las necesidades puntuales planteadas por Aguas Cordobesas, los que son impuestos por la normativa y los derivados del principio de funcionamiento elegido.

#### **3.4.1. Condiciones y criterios de diseño.**

De las necesidades puntuales manifestadas por Aguas Cordobesas que afectan directamente al diseño de esta característica tenemos la siguiente:

**3.4.1.1. Posibilidad de 2 líneas de montaje que permitan efectuar ensayos de forma independiente y simultánea.** Esto permitiría que en una línea se pueda estar efectuando un ensayo a un caudal distinto que el de la otra línea de manera simultánea y también, realizarlo sin necesidad de que la otra línea esté conectada o funcionando.



Nuestras necesidades son las siguientes:

**3.4.1.2. El ensayo de los medidores será efectuado en serie.** Esto implica que cada línea de ensayo estará formada por una cierta cantidad de medidores conectados, uno a la salida de otro, además permitirá ensayar más rápidamente los lotes.

**3.4.1.3. La cantidad de medidores por línea será de 7 unidades.** Esta cantidad se determinó de forma que no se genere una caída de presión demasiado grande al final de la línea de ensayo y sea necesario el uso de bombas de tamaño excesivo, que comprometan el espacio disponible.

**3.4.1.4. La cantidad de equipos para generación de caudal será de dos unidades, un equipo para alto caudal y el otro para bajo caudal.** Esta decisión también se tomó en base al espacio disponible y de manera de no elevar demasiado el costo del banco.

Respecto a la norma tenemos las siguientes:

**3.4.1.5 Para el caso de ensayos en serie, la presión debe ser mayor a la atmosférica a la salida de cada medidor.** Esta medida busca eliminar los posibles problemas de cavitación en los medidores.

**3.4.1.6. La zona de ubicación de los medidores deberá ser en línea recta y lejos de válvulas o tramos curvos (ISO 4064<sup>10</sup>).** La precisión del medidor se verá afectada si no se toman dichas medidas.

**3.4.1.7. Se deberán tomar medidas para prevenir daños a los medidores producto de condiciones hidráulicas desfavorables (ISO 4064<sup>10</sup>).** Estas incluyen cavitación y golpe de ariete.

### **3.4.2. Esquema de conexión.**

Respetando las consideraciones expuestas, se desarrolló el circuito que se detalla en **ANEXO III – PLANOS, Pág. III-26.**



Para poder cumplir con el ítem 3.4.1.1 se diseñó, a la salida de las bombas, un conexionado configurable mediante válvulas de paso, de esta forma una combinación de válvulas abiertas y cerradas permite conectar la salida de cualquier bomba al circuito que se desee según el caudal que se quiera ensayar.

Teniendo en cuenta las exigencias que presenta el ítem 3.4.1.5, se colocaron todos los elementos encargados del control del caudal al final de la línea de ensayo, esto permite, por un lado regular la presión sobre los medidores ubicados aguas abajo que es lo que se busca y también poder detectar pérdidas de líquido que serían visibles a través de la lectura de los caudalímetros.

Los efectos de cavitación mencionados en el ítem 3.4.1.7 pueden ser evitados regulando y manteniendo siempre la presión de ensayo por encima de la atmosférica, tarea que es posible realizar mediante la solución adoptada para cumplir con el ítem 3.4.1.5, como así también evitando cambios bruscos de dirección y sección en los conductos. Con respecto a los efectos producidos por el golpe de ariete, este se manifiesta cuando se detiene de forma brusca el paso de fluido, ocasionando un incremento muy elevado de presión producto de la inercia que lleva la vena fluida, este fenómeno estará presente en la parte final del ensayo. Para solventar esto se agregaron 2 retornos a tanque, uno por cada circuito, con una electroválvula incorporada, lo que permite que, al momento de detener el flujo de agua, estas se activen y permitan que la masa de líquido sea descargada hacia el tanque evitando que los picos de presión puedan dañar las bombas y los conductos.

### **3.5. Definición del circuito eléctrico/electrónico**

Este circuito será el encargado de conectar, comandar y recibir la información proveniente de los distintos equipos e instrumentos para su posterior registro y análisis.

Siguiendo con los objetivos planteados en el Capítulo 1, apartado 1.3 respecto a esta característica se diagramó el mismo de manera que el manejo y monitoreo del ensayo se realice de la manera más fluida y automática posible sin comprometer demasiado los costos.

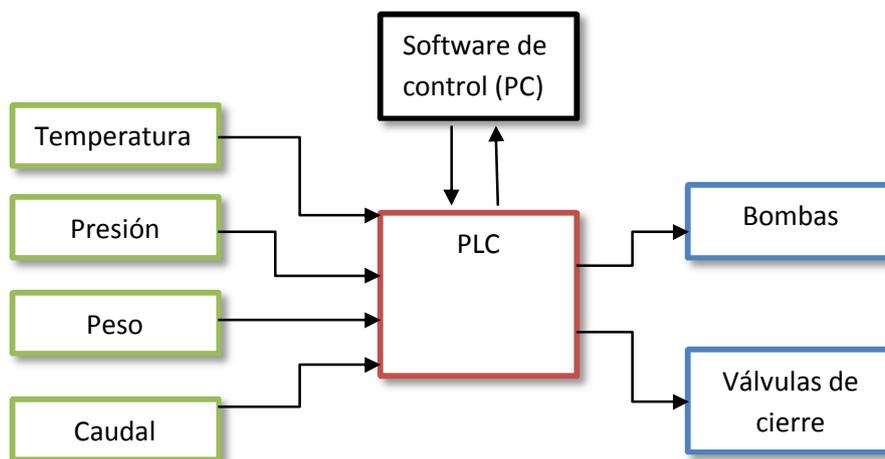
En base a lo anteriormente expuesto definimos los siguientes criterios para el diseño:

**3.5.1. Los distintos parámetros del ensayo se podrán monitorear por medio de una PC conectada al equipo.** Esto permitirá que las distintas variables a ser controladas durante el ensayo (presión, temperatura, caudal, tiempo y peso del fluido ensayado) serán visualizadas y registradas mediante un software de monitoreo.

**3.5.2. Desde la PC, se tendrá la posibilidad de comenzar y detener el ensayo.** El arranque y parada de las bombas, como así también la apertura y cierre de las llaves de paso, se realizarán desde el software de control.

Para poder realizar esto, será necesario la utilización de un PLC (controlador lógico programable) que permita recibir las señales provenientes de sensores y efectuar acciones programadas en base a esto. De esta forma, mediante una interfaz, la PC accederá al PLC mediante el software de control y recibirá toda la información disponible, también se podrá modificar el programa lógico (LADDER) del PLC de manera sencilla, en caso de ser necesario.

Lo anteriormente explicado se muestra en el siguiente esquema:



*Figura 3.1. Interacción entre los distintos equipos e instrumentos eléctricos/electrónicos.*



### 3.6. Definición de la estructura portante.

Definimos la *estructura portante* como la estructura sobre la cual irán montados todos los dispositivos y elementos constitutivos del banco de pruebas y tendrá que soportar los esfuerzos y cargas generados por dichos elementos como así también de los resultantes durante el funcionamiento. Para esto se tuvieron en cuenta los mismos criterios para generación y selección de alternativas expuestos en el capítulo precedente. El resultado fue el siguiente:

La estructura estará dividida en 4 zonas:

- Zona de Montaje.
- Zona de medición y control de caudal.
- Zona de almacenamiento y generación de caudal.
- Zona del tablero eléctrico.

**Zona de Montaje:** Comprende el lugar donde estarán montados los medidores y los dispositivos de sujeción.

**Zona de medición y control de caudal:** Donde se ubicarán los caudalímetros, balanzas y las llaves de paso correspondientes.

**Zona de almacenamiento y generación de caudal:** Sitio del reservorio de agua para ensayo y de las bombas de alto y bajo caudal, como así también del circuito hidráulico.

**Zona del tablero eléctrico:** donde se localizarán los comandos de electroválvulas, bombas y la unidad de control (PLC).

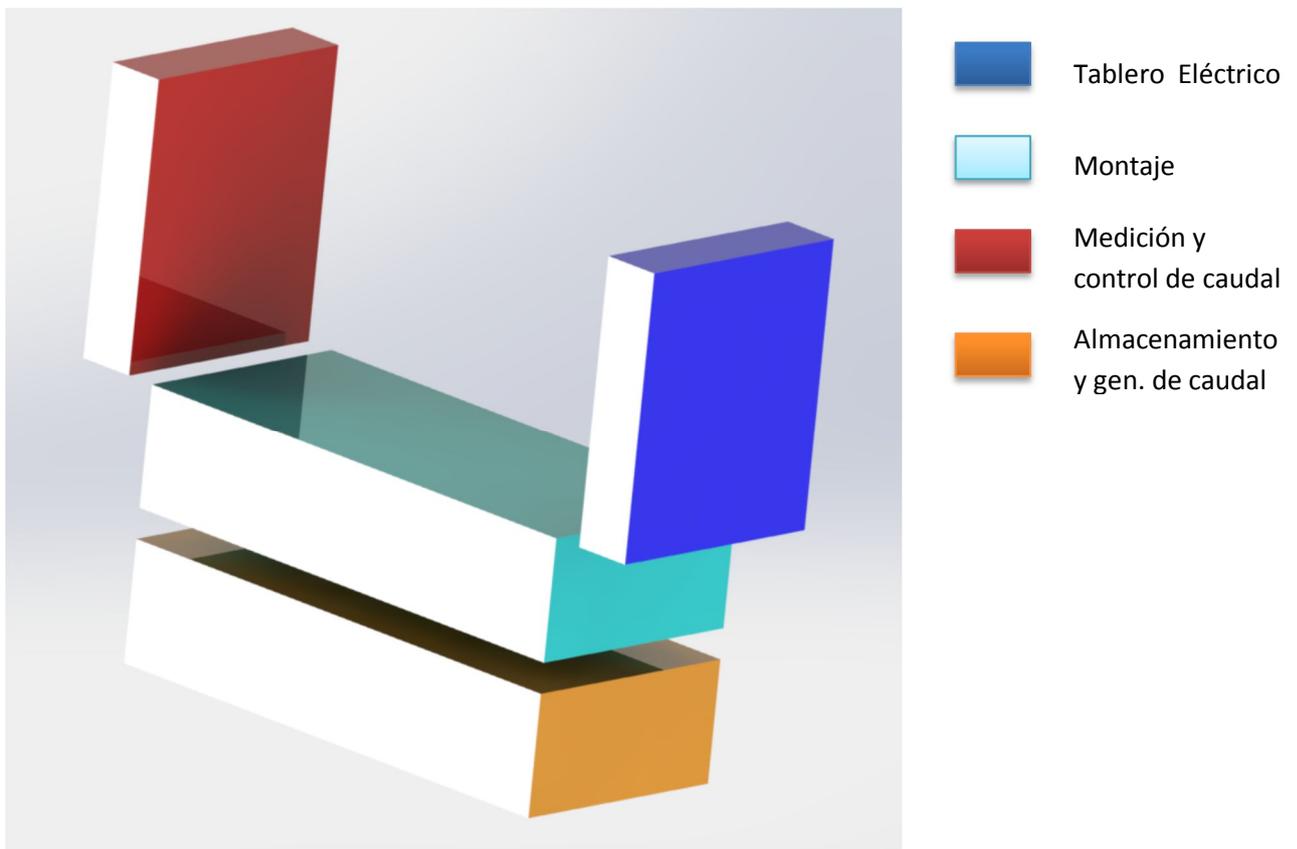
Estas zonas estarán distribuidas en dos niveles, un nivel superior y otro inferior, de esta manera se evitará una longitud excesiva del equipo y será más compacto. En el nivel superior se colocarán, en la zona delantera, el tablero eléctrico, la parte central será para la zona de montaje ya que es la que debe tener un lugar que le brinde la mejor comodidad

posible, y en la parte trasera, los elementos de medición y control de caudal. En el nivel inferior estará la zona de almacenamiento y generación de caudal.

El emplazamiento de los elementos de medición y control se eligió en base al supuesto de que si se ubicaran al principio de la línea de medidores, en caso de producirse una pérdida de agua en la parte posterior del circuito, esta no sería visible en los caudalímetros, afectando la exactitud del ensayo.

El tablero eléctrico ocupa dicha posición ya que no debe estorbar los accesos laterales a la zona de montaje, a su vez, debe estar a mano para su correcta operación.

La disposición planteada se observa en el siguiente diagrama:



*Figura 3.2. Distribución de los componentes sobre la estructura portante.*



### 3.7 Referencias

- <sup>1</sup> IRAM 2718/93 – Medidores velocimétricos de agua potable fría, IRAM, Argentina 1993.
- <sup>2</sup> IRAM 15 – Sistemas de muestreo para inspección por atributos, IRAM, Argentina 1973.
- <sup>3</sup> IRAM 18 – Muestreo al Azar, IRAM, Argentina 1960.
- <sup>4</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.
- <sup>5</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.2.
- <sup>6</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.3.
- <sup>7</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.4.
- <sup>8</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.3.
- <sup>9</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.4.
- <sup>10</sup> ISO 4064 – Measurement for water flow in closed conduits – Meters for cold potable water, Part I-II-III, ISO, Suiza, 1993.



## Capítulo 4 Selección de componentes comerciales.

### 4.1 Introducción.

Vamos a proceder a la determinación de las prestaciones y características que deben cumplir los distintos componentes comerciales que integran el equipo de ensayo. Para ello recurrimos a las especificaciones que exige la norma para cada una de las variables que debemos controlar durante el proceso de medición.

Comenzaremos por citar y explicar cada caso en particular, los requisitos que indica la norma para cada característica del instrumento y/o equipo que se aborde, luego realizaremos las deducciones y los cálculos necesarios, listando luego los resultados.

Posteriormente, se procederá a la búsqueda comercial del instrumento que se adapte a nuestros requerimientos metrológicos, funcionales y dimensionales. Las dimensiones y pesos de los instrumentos serán de gran valor para el cálculo de la estructura que será abordado en el capítulo siguiente.

Los elementos que serán sometidos al proceso de selección y que fueron listados en el capítulo 3 son los siguientes:

- **Instrumentos de medición.**
  - Caudalímetros.
  - Balanzas.
  - Manómetros
  - Termómetros
- **Accesorios**
  - Electroválvulas.
  - Llaves para regulación presión.
  - Llaves de apertura y cierre.
  - Juntas de sellado.
- **Bombas.**
- **Equipo neumático.**



#### 4.2 Determinación de las condiciones generales de operación.

Estas son válidas para todos los instrumentos antes mencionados y están delimitadas por la normativa.

Vamos a citar de la norma IRAM 2718<sup>1</sup> las partes más importantes que influyen sobre este punto:

➤ *Indicaciones Generales*<sup>2</sup>:

- *“Los ensayos se efectuaran en un local a temperatura ambiente.”*<sup>3</sup>
- *“La instalación para el ensayo debe estar provista de patrones de referencia adecuados, con sus respectivos certificados de calibración trazables por algún organismo nacional o internacional”*<sup>4</sup>.
- *“Los certificados deben cubrir todo el alcance de los instrumentos indicando las incertidumbres de calibración.”*<sup>5</sup>

➤ *Características Metrológicas*<sup>6</sup>:

- *“La variación de temperatura del agua durante el ensayo no debe ser mayor que  $\pm 5^{\circ}\text{C}$ .”*<sup>7</sup>

➤ *Funcionamiento Prolongado*<sup>8</sup>:

- *“Se hace circular agua por los medidores instalados en un banco de ensayo adecuado y con los caudales especificados en la tabla 3, cuidando que la temperatura del agua no supere los  $40^{\circ}\text{C}$ ”*<sup>9</sup>.

De esto podemos ver que los instrumentos no deberán estar sujetos a condiciones ambientales adversas, ya que exige que el ensayo se efectúe en una habitación a temperatura ambiente.

También, deberá estar certificada su calibración por organismos nacionales o internacionales. Esto incluye el conocimiento del error en la medición sobre todo el rango de lectura, además de la incertidumbre de calibración.



Otro aspecto importante es que la temperatura del agua de ensayo no debe exceder en 5°C tanto por encima o por debajo de la temperatura al comienzo del mismo. Manteniendo las condiciones de temperatura de la sala en todo momento, que es lo que se planea, además de una cantidad correcta de líquido de ensayo y un recorrido de tuberías que no genere un calentamiento excesivo del agua debido a que la temperatura máxima está acotada para el caso del ensayo de funcionamiento prolongado, el rango de temperatura de funcionamiento tendría que estar ubicado entre 15-40°C.

Resumiendo, las condiciones de operación para todos los instrumentos serán las siguientes:

- **Condiciones ambientales controladas (temperatura y humedad ambiente).**
- **Certificado por organismos su funcionamiento y error de medición en todo el rango de lectura.**
- **Temperatura de operación entre 15-40°C.**

### **4.3 Instrumentos de medición.**

#### **4.3.1 Caudalímetros.**

Este elemento es de vital importancia ya que nos permite verificar los distintos caudales de ensayo, requisito fundamental del proceso. Para la determinación adecuada del instrumento utilizamos como referencia la norma británica *BS-7405*<sup>10</sup> que evalúa distintos requisitos, también proporciona una serie de tablas que hacen corresponder a los caudalímetros representativos de cada uno de los grupos que la norma engloba con las aplicaciones, lo que permite eliminar a los tipos que no son adecuados. Una vez descartados los dispositivos que no satisfacen los requerimientos de la aplicación y performance, las alternativas restantes son evaluadas económicamente.

Los requerimientos son:



- **Requerimientos de aplicación:** Las necesidades de una aplicación específica constituye el primer grupo de criterios a examinar. Partiendo del tipo de fluido y sus propiedades, que son parámetros bien conocidos de antemano, las restricciones propias de la instalación y limitaciones ambientales también deben ser tenidas en cuenta.
- **Requerimientos de performance:** Estos reflejan la calidad necesaria durante la medición como ser rango, precisión, apreciación, etc. y las necesidades para un control adecuado del sistema.
- **Requerimientos de costo:** Las evaluaciones de costo suelen ser subjetivas y tienden a concentrarse en costos iniciales de compra, despreciando los costos a largo plazo, es por eso que se deben tener en cuenta los costos iniciales y los costos de instalación, costos de mantenimiento (ej.: costos de re calibración y reparación) y de operación (ej. gastos de bombeo extra debido a pérdida de carga generada por el instrumento).

Tomando como base estos tres criterios, generamos una lista con los puntos que nos permitirán definir completamente el caudalímetro:

- Determinación de las condiciones de operación.
- Determinación del rango de medición.
- Determinación de la apreciación y exactitud.
- Determinación del tipo y principio de funcionamiento.

#### **4.3.1.1 Determinación de las condiciones de operación.**

Estas fueron dadas al comienzo del capítulo y son conocidas.

#### **4.3.1.2 Determinación del rango de medición.**

Como se ha explicado previamente, el ensayo metrológico se realiza haciendo pasar agua por el medidor en tres zonas de caudal diferente. Estos valores de caudal dependerán del tipo de medidor, es decir, del caudal máximo ( $q_{max}$ ) que pueden manejar.



El inciso “menor división de lectura”<sup>11</sup> de IRAM 2718<sup>1</sup>, comprende una tabla que ilustra los valores de caudales mínimos y de transición que corresponden para una serie de caudales máximos:

Caudal máximo $q_{max}$ ( $m^3/h$ )	$q_{min}$ ( $m^3/h$ )	$Q_t$ ( $m^3/h$ )	Menor división de lectura ( $m^3/h$ )
3	0.030	0.120	0.001
5	0.050	0.200	0.001
7	0.070	0.280	0.001
10	0.100	0.400	0.001
20	0.200	0.800	0.01

Tabla 4.1 Indicación de caudales y su lectura. Fuente: IRAM 2718<sup>1</sup>.

También, el inciso “Características metrológicas”<sup>12</sup> menciona los siguientes caudales que deben adicionarse al ensayo:

- 0,25  $q_{max}$ . (Para ensayo de tipo).
- 0,5  $q_{max}$ . (Para ensayo de lote).
- 0,75  $q_{max}$ . (Para ensayo de tipo).

Por lo tanto, agrupamos en el siguiente cuadro todos los valores de caudal que se deberán tener en cuenta en el ensayo:

Caudal de ensayo	Valor
$q_{min}$	0.03 $m^3/h$
$q_t$	0.120 $m^3/h$
0,25 $q_{max}$	0.75 $m^3/h$
0,5 $q_{max}$	1.5 $m^3/h$
0,75 $q_{max}$	2.25 $m^3/h$
$q_{max}$	3 $m^3/h$

Tabla 4.2 Valores de caudales para ensayo.

El o los caudalímetros deberán poder efectuar medición sobre todos estos valores mencionados que van desde 0.03  $m^3/h$  hasta 3  $m^3/h$ , cumpliendo con las exigencias que



indica la norma respecto a la precisión en las mediciones, las cuales serán determinadas a continuación.

#### 4.3.1.3 Determinación de la apreciación y exactitud.

Vamos a determinar la **apreciación** de los caudalímetros, que corresponde a la medida más pequeña que puede percibir dicho instrumento.

Las pautas que indica la norma son las siguientes:

a) *“Características metrológicas”*<sup>13</sup>

a.1) *“La variación relativa en el caudal de ensayo no debe ser mayor que el  $\pm 2.5\%$  entre  $q_{min}$  y  $q_t$  (excluido) y que  $\pm 5\%$  entre  $q_t$  y  $q_{max}$ ”*<sup>14</sup>

b) *Procedimiento*<sup>15</sup>:

b.1) *“Para este ensayo se utiliza el instrumental indicado en 7.2.2.2; 7.2.2.3 y 7.2.2.4. Se hace funcionar el medidor con los tres caudales siguientes:*

- a) *Entre  $q_{min}$  y  $1,1q_{min}$ .*
- b) *Entre  $q_t$  y  $1,1q_t$ .*
- c) *Aproximadamente  $0,5q_{max}$ .*

*Se comparan los volúmenes de referencia ( $V_c$ ) (7.2.2.2), con los registrados por el medidor ( $V_i$ ) y se calcula el error según 4.5.....”*<sup>16</sup>.

Vemos que, conforme al inciso b.1), para poder determinar si el caudal generado es apto para el ensayo, su valor debe estar ubicado dentro de un cierto rango comprendido entre el caudal mínimo y hasta 10% por encima del mismo, de igual forma se limita el caudal de transición. Para el caso de caudales cercanos al máximo la norma no especifica una magnitud sino que establece que durante el ensayo el caudal sea próximo al mismo. Tomaremos 10% como punto de partida al igual que los demás, de modo de eliminar las subjetividades y así poder determinar correctamente los instrumentos.



Por otra parte, el inciso a.1) establece que el valor adoptado de caudal para ensayo no deberá presentar variaciones (pulsaciones) de +/-2.5% para caudal mínimo y +/-5% para caudal de transición y máximo.

En base a esto podemos concluir que la apreciación de nuestro caudalímetro debe ser tal de poder verificar que el caudal de ensayo este comprendido dentro del rango de tolerancia y que su variación relativa o pulsación tampoco supere el intervalo especificado.

El valor más importante que limita nuestra apreciación corresponde a los porcentajes exigidos de pulsación del inciso a.1), ya que es mucho menor que el exigido en el inciso b.1), en términos numéricos:

**Para caudal mínimo:**

$$\text{Pulsación admisible} = 0.03 \frac{m^3}{h} \times 0.025 = \mathbf{0.00075} \frac{m^3}{h} = \mathbf{0.0125} \frac{l}{min}$$

**Para caudal de transición:**

$$\text{Pulsación admisible} = 0.12 \frac{m^3}{h} \times 0.05 = \mathbf{0.006} \frac{m^3}{h} = \mathbf{0.1} \frac{l}{min}$$

**Para caudales entre 0.25  $q_{max}$  y  $q_{max}$ :**

Utilizamos para el cálculo el menor de los valores ya que será el limitante.

$$\text{Pulsación admisible } 0.25 \times 3 \frac{m^3}{h} \times 0.05 = \mathbf{0.0375} \frac{m^3}{h} = \mathbf{0.625} \frac{l}{min}$$

Por lo tanto, el o los caudalímetros deberán tener en sus escalas incrementos iguales a estas cantidades, según el caudal que estén midiendo.

Definimos a la **exactitud** de un instrumento como la capacidad del mismo de medir un valor cercano a la magnitud del valor real. Esta característica afecta directamente los requisitos del inciso b.1) que, como explicamos previamente, establece un rango de tolerancia de +10% alrededor de los valores exactos del caudal ensayo.

Deberemos por lo tanto medir con una exactitud que sea inferior a 10% en cada uno de los caudales, de manera de estar totalmente seguros de que los valores que estamos empleando estén comprendidos dentro del rango admisible. Por lo tanto:

- **Exactitud máxima admisible de medición en  $q_{min}$ ,  $q_t$ ,  $q_{max} \leq 10\%$**



#### 4.3.1.4 Determinación del tipo y principio de funcionamiento.

Ya conocidos y determinados los requisitos de la aplicación y performance del instrumento, debemos seleccionar, teniendo en cuenta la gran variedad que existe en el mercado, los que mejor cumplan con nuestros requisitos.

Para esto vamos a utilizar el criterio para la selección de la norma *BS-7405*<sup>10</sup> antes mencionado. Esta, establece como punto de partida una tabla que clasifica los distintos caudalímetros según su principio de funcionamiento:

GRUPO	DESCRIPCIÓN
1	Convencionales de presión diferencial
2	Otros tipos de presión diferencial
3	De desplazamiento positivo
4	Inferenciales
5	Oscilatorios para fluidos
6	Electromagnéticos
7	Ultrasónicos
8	Másicos directos e indirectos
9	Térmicos
10	Otros para fluidos en ductos cerrados
11	Para sólidos
12	De canal abierto

*Tabla 4.3 Tipos de caudalímetros. Fuente: Norma BS-7405*<sup>10</sup>

De todos los que ahí figuran, la norma no considera los dos últimos grupos.

Luego, La tabla siguiente permite comenzar a descartar los instrumentos que no satisfacen los requisitos de aplicación determinados. En esta se muestran las 18 aplicaciones más comunes y se hace corresponder a los caudalímetros con dichas aplicaciones.



Tabla II: Grandes áreas de Aplicación

Grupo	Tipo	APLICACIONES																		
		Líquidos <sup>(1)</sup>								Gases <sup>(2)</sup>				Otros <sup>(3)</sup>						
		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	
1	Orificio Venturi Boquilla	■	?	■	■	■	■	■	■	■	?	■	■	■	■	?	■	?	?	?
2	Area variable De blanco (Target) Pitot Promediante Boquilla sónica	■	■			#	?		■	■	■					?	■	?		?
3	Paleta deslizante Ruedas ovaladas Pistón giratorio Diafragma para gases Giratorio de gas	■		#			■		■								?			■
4	Turbina Pelton Medidor mecánico Turbina de inserción	■		■	#	■	?	■	■	?	?						?	?		#
5	Vórtex Tipo Coanda Vórtex de inserción	■				■		■	■	■		?	■	■			?			
6	Electromagnético Electromagnético de inserción	■	■	■	■	#	?		■							■	■	?	■	■
7	Doppler Tiempo de Tránsito	■		?	?	#		?		■						■	?	?	?	?
8	Coriolis Rotor de torsión	■				#	■		■	?						?	?			#
9	Anemómetro De masa térmica	■		?	?	?	#			■										
10	Trazador Láser	■	#	■	■	■	■	■	■	#	#	■	■	■		?	■	#	#	#

<p>■ Adecuado, por lo general aplicable. ? Merece considerarse, algunas veces aplicable. # Merece considerarse, disponibilidad limitada o caro. El espacio en blanco indica no adecuado o no aplicable.</p> <p><b>(1) Aplicaciones para líquidos</b> A. Líquidos en general (&lt; 50 cP) B. Flujos reducidos de líquidos (&lt; 2 L/min) C. Grandes flujos de líquido (&gt; 1000 m<sup>3</sup>/hora) D. Grandes tuberías con agua (&gt; 500 mm de diámetro) E. Líquidos calientes (&gt; 200 °C) F. Líquidos viscosos (&gt; 50 cP) G. Líquidos criogénicos H. Líquidos sanitarios</p>	<p><b>(2) Aplicaciones con gases</b> J. Gases en general K. Flujos reducidos de gas (&lt; 150 m<sup>3</sup>/hora) L. Grandes flujos de gases (&gt; 5000 m<sup>3</sup>/hora) M. Gases calientes (&gt; 200 °C) N. Vapor</p> <p><b>(3) Otras aplicaciones</b> P. Suspensiones y flujos de partículas Q. Mezclas líquido-líquido R. Mezclas líquido-gas S. Líquidos corrosivos T. Gases corrosivos</p>
---	--

Tabla 4.4 Áreas de aplicación para caudalímetros según su tipo. Fuente: Norma BS-7405<sup>10</sup>

En base a todas las aplicaciones que la norma incluye, vamos a seleccionar las compatibles con nuestra aplicación, que serían las siguientes:

**Aplicación para líquidos tipo A:** establece que dichos instrumentos son aptos para líquidos en general con viscosidades menores a 50 cP (centipoise). Como el agua posee una viscosidad de 1cP (a 21°C) se corresponde con nuestra aplicación.



**Aplicación para líquidos tipo B:** instrumentos aptos para flujos de líquidos menores a 2 L/min. Los caudales de ensayo  $q_{\min}$  y  $q_t$  se encuentran comprendidos dentro de este valor, por lo tanto serían también para nuestra aplicación.

Examinando las restantes aplicaciones podemos ver que ninguna se corresponde con la nuestra, como ser el tipo C que comprende caudales mayores a 1000 m<sup>3</sup>/hora, muchísimo más que los 3 m<sup>3</sup>/hora que tenemos como flujo máximo, no poseemos tuberías mayores a 500mm de diámetro (Tipo D), tampoco fluidos con temperaturas mayores a 200°C (Tipo E).

Por lo tanto los caudalímetros que cumplen con nuestras aplicaciones son del tipo:

- Área variable.
- Ruedas ovaladas.
- Pelton.
- Electromagnético.

Solo hemos considerado a aquellos instrumentos que según la tabla figuran como “adecuados” para dicha aplicación. No hemos incluido a los del tipo orificio, pistón giratorio, tiempo de tránsito, y trazador ya que su aplicación es limitada para el caso B.

La selección continúa con la tabla siguiente, que indica otras características a examinar:



Tabla III: Restricciones impuestas por las propiedades del fluido

Grupo	Tipo	Presión máxima (Bar)	Rango de Temp. (°C)	Nº de Re mínimo	Gas (G) o Líquido (L)	Dos o más fases
1	Orificio	400	< + 650	$3 \cdot 10^4$	L G	P
	Venturi	400	< + 650	$10^5$	L G	P
	Boquilla	400	< + 650	$2 \cdot 10^4$	L G	N
2	Area variable	700	-80 a +400	Sin datos	L G	N
	De blanco (Target)	100	-40 a +120	$3 \cdot 10^4$	L G	S
	Pitot Promediante	400	< +540	$10^4$	L G	N
	Boquilla sónica	400	< +650	$2.5 \cdot 10^4$	G	N
3	Paleta deslizante	100	-30 a +200	$10^3$	L	N
	Ruedas ovaladas	100	-15 a +290	$10^2$	L	N
	Pistón giratorio	170	-40 a +170	$10^2$	L	N
	Diafragma para gases	200	-30 a +200	$2.5 \cdot 10^2$	G	N
	Giratorio de gas	100	-40 a +150	$10^3$	G	N
4	Turbina	3500	-268 a +530	$10^4$	L G	N
	Pelton	3500	-225 a +530	$10^4$	L G	N
	Medidor mecánico	600	-25 a +200	$10^4$	L G	N
	Turbina de inserción	70	-50 a +430	$10^4$	L G	N
5	Vórtex	260	-200 a +430	$2 \cdot 10^4$	L G	P
	Tipo Coanda	100	-40 a +110	Sin datos	L G	N
	Vórtex de inserción	70	-30 a +150	$5 \cdot 10^3$	L G	N
6	Electromagnético	300	-60 a +200	Sin límites	L	S / P
	Electromagnético de inserción	20	+5 a +25	Sin datos	L	N
7	Doppler	*	-20 a +110	$5 \cdot 10^3$	L	S
	Tiempo de Tránsito	200	-200 a +250	$5 \cdot 10^3$	L G	N / P
8	Coriolis	390	-240 a +400	$10^2$	L	P
	Rotor de torsión	400	-240 a +350	$10^4$	L	N
9	Anemómetro	20	-200 A + 400	Sin datos	L G	N
	De masa térmica	300	0 a +100	Sin datos	L G	N
10	Trazador	Sin datos	Sin datos	Sin límites	L G	P
	Láser	*	Sin datos	Sin límites	L G	N

S. Adecuado      P. Posible      N. No adecuado      \* Depende de la pared de la cañería

Tabla 4.5 Restricciones impuestas según las propiedades del fluido. Fuente: Norma BS-7405<sup>10</sup>

Analizando a los 4 tipos seleccionados previamente, podemos ver que todos cumplen con las exigencias de temperatura (40° máx.) y presión (10 bar máx.). Determinaremos a continuación el Nº de Reynolds mínimo para poder verificar la aplicabilidad de nuestros instrumentos:

$$Re = \frac{v_s D}{\nu} \quad (\text{ec.4.1})$$

Dónde:

$Re = N^\circ$  de Reynolds [adim]

$v_s =$  Velocidad característica del fluido [m/s]



$D =$  Diámetro de tubería de circulación del fluido [m]

$\nu =$  Viscosidad cinemática del fluido [ $\frac{m^2}{s}$ ]

El diámetro de tubería será de  $\frac{3}{4}$ " (19.05mm), la velocidad será determinada mediante la siguiente expresión:

$$Q = AV \quad (\text{ec.4.2})$$

Dónde:

$Q =$  Caudal [ $\frac{m^3}{s}$ ]

$A =$  Área de pasaje del fluido [ $m^2$ ]

$V =$  Velocidad del fluido [m/s].

El caudal mínimo de ensayo corresponde a:

$$q_{\min} = 0.5 \frac{l}{\min} = 8.33 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

El área de una tubería de  $\frac{3}{4}$ " es:

$$A = 2.85 \times 10^{-4} m^2$$

La velocidad del fluido será entonces:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{8.33 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}}{2.85 \times 10^{-4} m^2} = 0.029 \frac{m}{s} \quad (\text{ec.4.3.})$$

La viscosidad cinemática del agua a 20°C es:

$$\nu = 1,003 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

El número de Reynolds resulta:

$$Re = \frac{v_s D}{\nu} = \frac{0.029 \frac{m}{s} \times 0.01905 m}{1,003 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 551 = 5.51 \times 10^2 \quad (\text{ec.4.4})$$

Vemos en la tabla que el valor obtenido en la (ec.4.4) es compatible con caudalímetros del tipo Ruedas ovaladas, electromagnético y de área variable (no lo descartamos ya que no se



poseen datos pero no significa que no sea aplicable). No es utilizable el tipo Pelton ya que exige un Reynolds mínimo mucho más elevado que el calculado, por lo tanto lo eliminamos de la lista.

Continuando la selección, la tabla a continuación proporciona el desempeño según las condiciones y restricciones impuestas por la instalación:

*Tabla IV: Restricciones impuestas por la instalación*

Grupo	Tipo	Orientación	Dir.	Tramos aguas arriba	Tramos aguas abajo	Filtro	Diámetros de cañería (mm)
1	Orificio Venturi Boquilla	H,VU,VD,I	U,B	5D/80D	2D/8D	N	6 a 2600
		H,VU,VD,I	U	0.5D/29.5D	4D	N	> 6
		H,VU,VD,I	U	5D/80D			
2	Area variable De blanco (Target) Pitot Promediante Boquilla sónica	VU	U	0D	0D	P	2 a 600
		H,VU,VD,I	U	6D/20D	3.5D/4.5D	N	12 a 100
		H,VU,VD,I	U,B	2D/25D	2D/4D	P	> 25
		H,VU,VD,I	U	> 5D	> 0D	N	≥ 5
3	Paleta deslizante Ruedas ovaladas Pistón giratorio Diafragma para gases Giratorio de gas	H,VU,VD,I	U	0D	0D	R	25 a 250
		H	U	0D	0D	R	4 a 400
		H,VU,VD,I	U	0D	0D	R	6 a 1000
		H	U	0D	0D	N	20 a 100
		H,VU,VD,I	U,B	0D/10D	0D/5D	R	50 a 400
4	Turbina Pelton Medidor mecánico Turbina de inserción	H,VU,VD,I	U,B	5D/20D	3D/10D	P	5 a 600
		H,VU,VD,I	U	5D	5D	R	4 a 20
		H,VU,VD,I	U	3D/10D	1D/5D	R	12 a 1800
		H,VU,VD,I	U,B	10D/80D	5D/10D	P	> 75
5	Vórtex Tipo Coanda Vórtex de inserción	H,VU,VD,I	U	1D/40D	5D	N	12 a 200
		H,VU,VD,I	U	3D	1D	N	12 a 400
		H,VU,VD,I	U	20D	5D	N	> 200
6	Electromagnético Electromagnético de inserción	H,VU,VD,I	U,B	0D/10D	0D/5D	N	2 a 3000
		H,VU,VD,I	U,B	25D	5D	N	> 100
7	Doppler Tiempo de Tránsito	H,VU,VD,I	U,B	10D	5D	N	> 25
		H,VU,VD,I	U,B	0D/50D	2D/5D	N	> 4
8	Coriolis Rotor de torsión	H,VU,VD,I	U	0D	0D	N	6 a 150
		H,VU,VD,I	U	20D	5D	N	6 a 150
9	Anemómetro De masa térmica	H,VU,VD,I	U,B	10D/40D	Sin datos	R	> 25
		H,VU,VD,I	U	Sin datos	Sin datos	R	2 a 300
10	Trazador Láser	H,VU,VD,I	U,B	#	#	N	Ilimitado
		H,VU,VD,I	U,B	0D	0D	P	

H. Flujo horizontal	U. Flujo unidireccional
VU. Flujo vertical hacia arriba	B Flujo bidireccional
VD. Flujo vertical hacia abajo	R. Recomendable
I. Flujo inclinado	N. No necesario
# Longitud de mezcla	P. Posible

*Tabla 4.6 Restricciones impuestas por la instalación. Fuente: Norma BS-7405<sup>10</sup>*

Comenzando por los del tipo área variable, vemos que su orientación debe ser en sentido vertical y flujo ascendente únicamente, no requiere tramos rectos de tubería aguas arriba ni



aguas abajo y el diámetro de tubería que vamos a utilizar esta comprendido dentro del rango de utilización, por lo que satisface para nuestra instalación.

Para los del tipo ruedas ovaladas, presentan las mismas características que el anterior, con la diferencia que este solo puede ser utilizado en disposición horizontal, algo que no sería compatible con la disposición planeada.

El tipo electromagnético ofrece mayores posibilidades como ser la de múltiples orientaciones, flujo bidireccional y no requiere filtros pero puede ser necesaria la incorporación de tramos rectos tanto a la salida como a la entrada. Aun así estas opciones extra no son de gran aporte para el funcionamiento porque no serían utilizadas.

Debido a que la condición de orientación de nuestros caudalímetros es un factor excluyente, procedemos a eliminar de la lista a los del tipo ruedas ovaladas, quedando los de área variable y electromagnético como las opciones aun viables.

El procedimiento continúa con la tabla 4.7, la cual indica las restricciones impuestas por las condiciones ambientales:



Tabla V: Restricciones impuestas por las condiciones ambientales

Grupo	Tipo	Efecto de la Temperatura	Versión Intrínsec. segura	Versión a prueba de agua y explosión	Efecto de campos elec. y radio frec. inducidos <sup>(1)</sup>
1	Orificio	4	#	#	1/2
	Venturi	3	#	#	1/2
	Boquilla	3	#	#	1/2
2	Area variable	3	A	A	1
	De blanco (Target)	3	NA	A	3
	Pitot Promediante	3	#	#	2
	Boquilla sónica	3	A	NA	1/2
3	Paleta deslizante	4	A	A	1/3
	Ruedas ovaladas	4	A	A	1/3
	Pistón giratorio	4	A	A	1/3
	Diafragma para gases	4	A	NA	1/3
	Giratorio de gas	4	A	NA	1/3
4	Turbina	3	A	A	4
	Pelton	3	A	A	4
	Medidor mecánico	3	A	A	1
	Turbina de inserción	3	A	A	4
5	Vórtex	2	A	A	4
	Tipo Coanda	2	A	A	3
	Vórtex de inserción	1	A	N	3
6	Electromagnético	1	A	A	3
	Electromagnético de inserción	1	A	N	3
7	Doppler	3/4	A	A	4
	Tiempo de Tránsito	3/4	NA	A	4
8	Coriolis	1	A	A/NA	4
	Rotor de torsión	2	Sin datos	Sin datos	4
9	Anemómetro	3	NA	NA	2
	De masa térmica	4	A	A	2
10	Trazador	1	N	N	1
	Láser	1	NA	NA	4

R. Recomendable  
N. No necesario  
A. Disponible

NA. No disponible  
# Depende de la medición  
(1) 1 es reducido, 5 es alto

Tabla 4.7 Restricciones impuesta por las condiciones ambientales. Fuente: Norma BS-7405<sup>10</sup>

Los de área variable presentan una sensibilidad moderada respecto a cambios de temperatura, presentan versiones a prueba de explosión y no son afectados por campos eléctricos. Por otro lado, los electromagnéticos no presentan sensibilidad a los cambios térmicos, también poseen versiones a prueba de explosión pero son afectados por campos eléctricos.

Si bien, esta tabla proporciona información valiosa, no es suficiente para eliminar a ninguna de nuestras opciones, pero tendremos en cuenta estos datos para la decisión final.

La tabla 4.8 establece los factores de performance que inciden sobre la selección:



Tabla VI: Factores de performance que inciden en la selección de caudalímetros

Grupo	Tipo	Linealidad	Repetibilidad	Rangeability	$\Delta p$ con caudal máx. <sup>(1)</sup>	Parámetro med.	Tiempo de resp.
1	Orificio	#	#	3 o 4:1	3/4	R	#
	Vennuri	#	#	3 o 4:1	2	R	#
	Boquilla	#	#	3 o 4:1	2/3	R	#
2	Area variable	$\pm 1\%$ a $\pm 5\%$ FS	$\pm 0.5\%$ a $\pm 1\%$ FS	10:1	3	R	Sin datos
	De blanco (Target)	NS	NS	3:1	3	R	NS
	Pitot Promediante	#	$\pm 0.05\%$ a $\pm 0.2\%$ R	#	1/2	$v_m$	#
	Boquilla sónica	$\pm 0.25\%$	$\pm 0.1\%$	100:1	3/4	R	NS
3	Paleta deslizante	$\pm 0.1\%$ a $\pm 0.3\%$ R	$\pm 0.01\%$ a $\pm 0.05\%$ R	10 a 20:1	4/5	T	> 0.5 s
	Ruedas ovaladas	$\pm 0.25\%$ R	$\pm 0.05\%$ a $\pm 0.1\%$ R		4	T	> 0.5 s
	Pistón giratorio	$\pm 0.5\%$ a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.2\%$ R	10 a 250:1	4/5	T	> 0.5 s
	Diafragma para gases	Sin datos	Sin datos	100:1	2	T	> 0.5 s
	Giratorio de gas	$\pm 1\%$	$\pm 0.2\%$	25:1	2	T	> 0.5 s
4	Turbina	$\pm 0.15\%$ a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.02\%$ a $\pm 0.5\%$ R	5 a 10:1	3	R	5 ms a 25 ms
	Pelton	$\pm 0.25\%$ a $\pm 0.5\%$ R	$\pm 0.1\%$ a $\pm 0.25\%$ R	4 a 10:1	4	R	5 ms a 25 ms
	Medidor mecánico	Sin datos	$\pm 1\%$ FS	10 a 280:1	3	R	50 ms
	Turbina de inserción	$\pm 0.25\%$ a $\pm 5\%$ R	$\pm 0.1\%$ a $\pm 2\%$ R	10 a 40:1	1/2	$v_p$	5 ms a 25 ms
5	Vórtex	$\pm 1\%$ R	$\pm 0.1\%$ a $\pm 1\%$ R	4 a 40:1	3	R	0.5 s min.
	Tipo Coanda	< $\pm 2\%$ R	NS	10 a 30:1	3	R	NS
	Vórtex de inserción	$\pm 2\%$	$\pm 0.1\%$ R	15 a 30:1	1	$v_p$	5 ms
6	Electromagnético	$\pm 0.5\%$ a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.1\%$ R a $\pm 0.2\%$ FS	10 a 100:1	1	R	> 0.2 s
	Electromagnético de inserción	$\pm 2.5\%$ a $\pm 4\%$ R	$\pm 0.1\%$ R	10:1	1	$v_p$	NS
7	Doppler	Sin datos	$\pm 0.2\%$ FS	5 a 25:1	1	$v_m, R$	
	Tiempo de Tránsito	$\pm 0.1\%$ R a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.2\%$ R a $\pm 1\%$ FS	10 a 300:1	1	R	0.02 s a 120 s
8	Coriolis	NS	$\pm 0.1\%$ a $\pm 0.25\%$ R	10 a 100:1	2/5	R	0.1 s a 3600 s
	Rotor de torsión	Sin datos	Sin datos	10 a 20:1	3/4	R	50 ms
9	Anemómetro	Sin datos	$\pm 0.2\%$ FS	10 a 40:1	2	$v_p$	Sin datos
	De masa térmica	$\pm 0.5\%$ a $\pm 2\%$ FS	$\pm 0.2\%$ FS a $\pm 1\%$ R	10 a 500:1	2	R	0.12 s a 7 s
10	Trazador	Sin datos	Sin datos	hasta 1000:1	1	$v_m$	Sin datos
	Láser	Sin datos	$\pm 0.5\%$ R	hasta 2500:1	1	$v_p$	Sin datos

R. Caudal  
T. Caudal volumétrico  
 $v_m$ . Velocidad media  
 $v_p$ . Velocidad puntual  
%R. Porcentaje de caudal  
%FS porcentaje de plena escala  
NS. No especificado  
# Depende de la medición de  $\Delta p$  dif.  
<sup>(1)</sup> 1 es baja, 5 es alta

Tabla 4.8 Factores de Performance que inciden sobre la selección. Fuente: Norma BS-7405<sup>10</sup>

Partiendo de la información de linealidad, los de área variable poseen un mayor porcentaje de error (+/- 1-5% de la escala máxima) respecto al electromagnético ( +/- 0.5-1% del caudal), con respecto a la repetitividad ocurre algo similar. En ambos casos dichos intervalos satisfacen nuestras necesidades.

El factor “Rangeability” que se define como la relación entre el flujo máximo y el mínimo que puede medir un caudalímetro, es un parámetro cuya relevancia es mayor ya que nos permite conocer de antemano los rangos de lectura posibles. Para los de área variable es 10:1 mientras que los electromagnéticos poseen rangos desde 10:1 a 100:1, además la pérdida de carga generada por estos últimos es más baja respecto de su competidor.



Terminando con el proceso de selección, presentamos la última tabla que indica los factores económicos que influyen sobre la elección como ser: inversión inicial, costo de operación, mantenimiento, calibración, etc. Esta última instancia nos permitirá determinar el óptimo económico y así efectuar la decisión final respecto a nuestras dos opciones, por igual funcionales hasta el momento.

*Tabla VI: Factores económicos que inciden en la selección de caudalímetros*

Grupo	Tipo	Costo de Instalación	Costo de Calibración	Costo de Operación	Costo de Mantenim.	Costo de Repuestos
1	Orificio	2/4	1	3	2	1
	Venturi	4	1/4	2	3	3
	Boquilla	3	3	2	3	2
2	Area variable	1/3	2	2	1	1
	De blanco (Target)	3	3	2	3	3
	Pitot Promediante	2	3	2	2	2
	Boquilla sónica	2	1	3/4	2	1
3	Paleta deslizante	3	5	4	4	5
	Ruedas ovaladas	3	4	4	4	5
	Pistón giratorio	3	3	3	3	4
	Diafragma para gases	3	3	1	2	2
	Giratorio de gas	3	4	3	3	3
4	Turbina	3	4	3	4	4
	Pelton	4	3	3	4	3
	Medidor mecánico	3	2	2	3	3
	Turbina de inserción	2	3	2	2	3
5	Vórtex	3	3	3	3	3
	Tipo Coanda	3	4	3	3	3
	Vórtex de inserción	2	3	2	3	3
6	Electromagnético	3	3	1	3	3
	Electromagnético de inserción	2	3	2	3	2
7	Doppler	1/3	1	1	3	2
	Tiempo de Tránsito	1/3	3	1	3	2
8	Coriolis	3	4	4	3	3
	Rotor de torsión	3	3	3	3	3
9	Anemómetro	3	2	1	3	3
	De masa térmica	3	4	2	4	3
10	Trazador	2		4	2	4
	Laser	5		4	5	5

1 es bajo                      5 es alto

*Tabla 4.9 Factores económicos que influyen sobre la selección. Fuente: Norma BS-7405<sup>10</sup>*

El costo de instalación para los de área variable se ubica entre bajo y moderado (1/3), al igual que su costo de calibración. Sus costo de operación y mantenimiento también son bajos, al igual que sus repuestos.

El electromagnético, por el contrario presenta mayores costos de instalación, calibración, mantenimiento y repuestos, solo presenta menores costos que su competidor en la operación del mismo.

De esto podemos ver que, si bien, durante todo el análisis el tipo electromagnético evidencio en algunos casos prestaciones superiores, no llegan a ser plenamente utilizadas,



mientras que los de área variable resultan adecuados en todas sus prestaciones y poseen un costo general más bajo.

Por lo tanto elegimos como opción más viable tanto técnica como económicamente a los de **área variable**.

Ya determinado el tipo de caudalímetro, vamos a proceder a explicar en detalle su funcionamiento y características:

#### **4.3.1.4.1 Caudalímetros de área variable**

Los medidores de área variable o comúnmente llamados “rotámetros” utilizan el mismo principio de funcionamiento que los medidores de presión diferencial, es decir, la relación entre la energía cinética y la energía debida a la presión.

En los sistemas de presión diferencial (dP) el área correspondiente a la restricción es constante y la presión diferencial cambia en función del caudal (Q):

***Medidor por presión diferencial  $Q = f(dP)$  con área constante.***

En los rotámetros, el área de restricción cambia al mismo tiempo que el caudal, permaneciendo constante la presión diferencial:

***Medidor por área variable  $Q = f(\text{Área})$  con dP constante.***

La figura siguiente muestra de forma simplificada las partes componentes de un rotámetro, el cual consta básicamente de un tubo vertical troncocónico, en cuyo interior se encuentra un flotador. El fluido que ingresa por la parte inferior del tubo arrastra el flotador en dirección ascendente. Al ascender el flotador va dejando libre un área en forma anular hasta que la fuerza producida por la presión diferencial en las caras superior e inferior del flotador se equilibra.

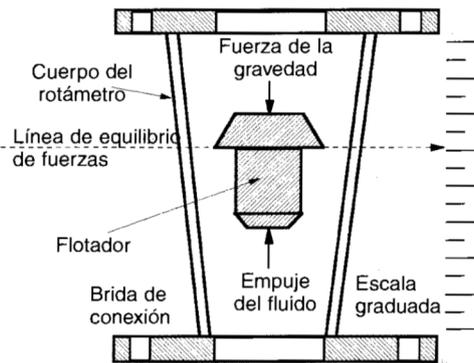


Figura 4.1 Principio de funcionamiento de un Rotámetro. Fuente: Instrumentación Industrial UNEXPO 2009-I.

El rotámetro se basa por lo tanto en un equilibrio de fuerzas, en el que las fuerzas de impacto y arrastre hacen que ascienda el flotador, aumentando el área anular disponible para el paso del fluido, lo cual disminuye la fuerza neta de ascensión. Este equilibrio se logra cuando la fuerza ascendente equilibra el peso del flotador.

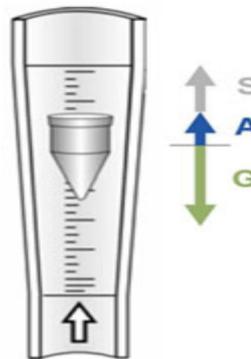


Figura 4.2 Fuerzas actuantes durante el funcionamiento de un rotámetro. Fuente: TecFluid.

**Análisis de fuerzas:**

Tenemos por un lado el peso del cuerpo flotante:

$$G = m_c * g = \rho_c * V_c * g \tag{ec.4.5}$$



Dónde:

$m_c =$  Masa del cuerpo flotante.

$\rho_c =$  Densidad del cuerpo flotante.

$V_c =$  Volumen del cuerpo flotante.

$g =$  Aceleración debida a la gravedad.

Por otro lado tenemos el empuje estático (Principio de Arquímedes) del fluido sobre el elemento flotante:

$$A = \rho_f * V_c * g \text{ (Peso del volumen desalojado)} \quad (\text{ec.4.6})$$

Con:

$\rho_f =$  Densidad del fluido.

$V_c =$  Volumen del cuerpo flotante.

$g =$  Aceleración debida a la gravedad.

Y por último la fuerza debida al arrastre hidrodinámico:

$$S = \frac{1}{2} * c_w * \rho_f * A_c * v^2 \quad (\text{ec.4.7})$$

Finalmente planteando el equilibrio nos queda que:

$$G = A + S \quad (\text{ec.4.8})$$

Despejando:

$$v^2 = \frac{2 * V_c * g * (\rho_f - \rho_c)}{(c_w * \rho_f * A_c)} \quad (\text{ec.4.9})$$

$$Q = A_l * v = A_l * \sqrt{\frac{2 * V_c * g * (\rho_f - \rho_c)}{(c_w * \rho_f * A_c)}} \quad (\text{ec.4.10})$$

Podemos ver que la posición de equilibrio alcanzada por el flotador dentro del tubo es una indicación directa del caudal de paso. En su forma más simple, el rotámetro tiene marcada sobre el propio tubo de cristal la escala de medida.

Con respecto al elemento flotante, existen varios diseños que ayudan a minimizar la falta de linealidad en las mediciones, que aumenta para fluidos cada vez más viscosos. Para contrarrestar este efecto se diseñan diferentes perfiles de flotantes y se cambian los materiales de fabricación según las características químicas del fluido. En la figura siguiente se ilustran algunos diseños más populares de flotantes:



*Figura 4.3 Distintos flotadores según el tipo de fluido. Fuente: TecFluid.*

#### 4.3.1.5. Selección Comercial

Se procede ahora a la búsqueda de un proveedor que nos proporcione un equipo acorde a nuestros requerimientos. El más adecuado es el fabricado por la empresa ODIN S.A, cuyas especificaciones técnicas se detallan en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, sección I-caudalímetros, páginas I-3 a I-6.**

Este proveedor ofrece rotámetros cuyas características técnicas (condiciones de operación, apreciación y exactitud, rango) se ajustan a nuestros requisitos.

Vamos a determinar los modelos que utilizaremos en el banco de pruebas, como recomendación del proveedor, se deben seleccionar los equipos en los cuales el valor de caudal que se vaya a medir en ellos este ubicado en la mitad del rango de medición. Esto asegura la precisión en el valor medido y evita problemas de linealidad.



Por lo tanto, los rotámetros a utilizar serán los siguientes:

- **CAUDAL MÍNIMO:** RIQPL MOD. 8; Rango 0.1-1 LPM.
- **CAUDAL TRANSICIÓN:** RQML MOD. 1; Rango 0.5-5 LPM.
- **CAUDALES ENTRE  $0.25 q_{\max} - q_{\max}$ :** RQML MOD. 6; Rango 10-100 LPM.

De esta forma han quedado totalmente definidos los elementos para la medición del caudal de ensayo.

#### 4.3.2 Balanzas

Estas constituyen el elemento principal del método “gravimétrico”, mencionado por primera vez en el capítulo II y elegido como principio de medición del banco de ensayo. Este método utiliza como variable de control el peso del líquido de ensayo en vez de su volumen.

Dentro de las ventajas que ofrece este método mencionamos la utilización de tanques de dimensiones libres que no requieren aforado ya que la precisión es lograda mediante la balanza, cuyas prestaciones deben poder asegurar una medición dentro de los estándares exigidos por la norma. Además, en el mercado existe gran variedad de balanzas con prestaciones que superan en equivalencia incluso a los tanques calibrados que se utilizan para el método volumétrico.

Por otra parte, como desventaja podemos mencionar que este método es mucho más sensible a los cambios térmicos, ya que el peso específico del líquido es función de este último y por ende tendríamos variaciones del volumen real de líquido ensayado en caso de variaciones de temperatura al inicio y al final del ensayo. También tenemos el inconveniente de que la lectura no es directa, ya que debemos multiplicar el peso de líquido por su peso específico a la temperatura de ensayo y recién ahí conoceríamos el volumen real de líquido ensayado.



Estas desventajas pueden ser solventadas teniendo en cuenta que las condiciones ambientales del ensayo serán controladas, por lo que se conocerá en todo momento la temperatura del líquido y que el sistema de control previsto puede realizar el cálculo del volumen ensayado multiplicando en tiempo real el valor del peso enviado por la balanza y el peso específico acorde al valor de temperatura actual y mostrarlo en pantalla.

De la misma forma que con los caudalímetros, vamos a adoptar un criterio para la selección de este instrumento. Para este caso no existe una norma concreta para la selección, por lo tanto recurrimos a recomendaciones de los distintos fabricantes e información y se elaboró una lista con todos los aspectos más importantes a tener en cuenta:

- Capacidad.
- Plataforma.
- Mínimo valor de división de escala.
- Indicador de lectura.

#### 4.3.2.1 Capacidad

Esta característica dependerá de la cantidad de líquido que utilicemos para los ensayos, como así también, del peso de los recipientes para contener el mismo. Para elegir esta cantidad de líquido se debe tener en cuenta, por un lado, la capacidad mínima de lectura que tengan los medidores a ensayar, también debemos considerar la existencia de errores causados por la influencia del tiempo de apertura y cierre de las válvulas al comienzo y final de ensayo respectivamente, este efecto tendrá aún más importancia cuanto menor sea la cantidad de agua a ensayar, y por último, una cantidad excesiva también es perjudicial ya que encarece el ensayo y lo torna inviable.

La norma IRAM o la ISO no establecen una cantidad mínima requerida que permita tener en cuenta los factores anteriormente expuestos, por lo que, teniendo en cuenta los caudales a ensayar y el tiempo requerido en hacer pasar distintas cantidades de agua, determinamos una cantidad de **100 litros** para ensayos ente  $0.5q_{\max}$  y  $q_{\max}$ , y **30 litros** para ensayos entre  $q_{\min}$  y  $q_t$ . Estas cantidades nos permitirán reducir los inconvenientes antes mencionados y obtener un tiempo de ensayo razonable.



Habiendo determinado la cantidad de agua a ensayar, ahora debemos aproximar el peso de los tanques que contendrán el líquido.

Tomando como referencia un tanque de 800mm de altura por 400mm de diámetro y espesor de pared de 1,5mm, de acero inoxidable 316L, vemos que gira en torno a los 14kg de peso. Si consideramos también un soporte para dicho tanque de manera que apoye uniforme sobre la balanza, su peso rondaría los 6kg. Tenemos entonces 20kg de peso adicional.

El peso del agua tomando como referencia su densidad a 20°C será:

$$W_{H_2O} = \rho_{H_2O\ 20^\circ C} \cdot g \cdot v \quad (\text{ec.4.11})$$

$$\rho_{H_2O\ 20^\circ C} = 998.29 \frac{kg}{m^3} \text{ (Densidad del agua a } 20^\circ C\text{).}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$v = 0.1 m^3 \text{ (Volumen de agua)}$$

$$W_{H_2O} = 979 \text{ N} = 99.82 \overline{Kg} \quad (\text{ec.4.12})$$

Sumando el peso del tanque, tenemos entonces un total de **120  $\overline{Kg}$**  sobre cada balanza.

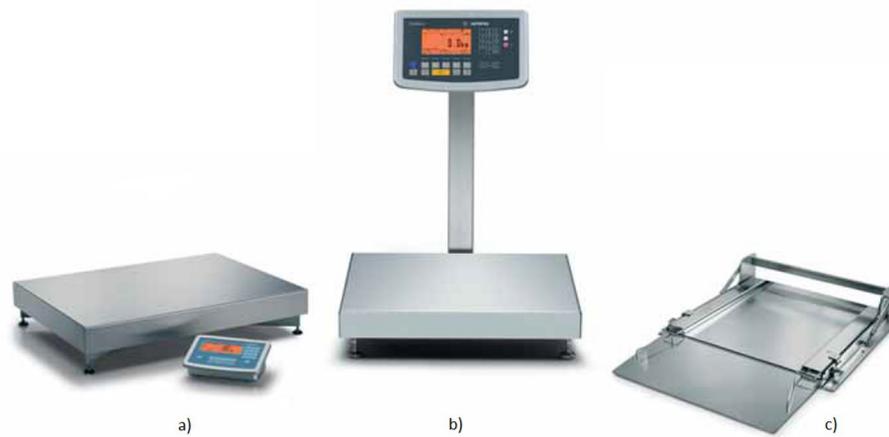
Debemos tener en cuenta las recomendaciones de los distintos fabricantes los cuales aconsejan seleccionar una balanza con un 25% extra de la capacidad de pesaje requerida, de esta forma evitaremos sobrecargar el equipo.

Por lo tanto, la capacidad requerida será:

**Capacidad máxima de pesaje = 150Kg**

#### 4.3.2.2 Plataforma

Se designa como plataforma al lugar donde se ubican las cargas a ser pesadas, las dimensiones de las mismas están en función de las especificaciones de los fabricantes y existen variados diseños.



*Fig.4.4 Distintos tipos de plataformas comerciales. a) Bascula de suelo. b) Balanza de mesa. C) otros tipos. Fuente: [www.ohausargentina.com.ar](http://www.ohausargentina.com.ar)*

Es recomendable que el material de la plataforma sea tal que soporte las exigencias del uso y no se vea afectada por el contacto con el líquido de ensayo, de lo contrario puede verse afectada la precisión de las mediciones.

Para cargas que van desde microgramos hasta 30kg se utilizan balanzas de mesa, hasta 150Kg se pueden encontrar balanzas de caballete o basculas de suelo y a partir de 300Kg solo basculas de suelo.

Para nuestro caso correspondería al uso de **básculas de suelo**, seleccionando más adelante las dimensiones que más se ajusten al espacio y dimensiones de los tanques que debemos pesar.

#### **4.3.2.3 Minino valor de división de escala.**

Este corresponde a la mínima cantidad de peso que la balanza puede medir. Para determinarlo va a ser necesario realizar una serie de cálculos ya que deberemos traducir de la norma los requerimientos de precisión que están dados en términos de volumen a términos de peso.

Para comenzar, citamos de la norma los requisitos de precisión para el control del volumen del líquido de prueba:



*“El instrumento de referencia debe ser un recipiente con una capacidad adecuada que permita leer el volumen que pasa a través del medidor, con un error menor o igual que el 10% del error máximo permisible para esa característica.”<sup>17</sup>*

Recordando, los errores máximos permitidos en los medidores para cada zona del ensayo son:

- a) Para zona inferior +/-5% ( $q_{min} \leq q < q_t$ ).
- b) Para zona superior +/-2% ( $q_t \leq q \leq q_{max}$ ).

Además, el error máximo de lectura en términos de volumen dependerá también de la cantidad de líquido que ensayemos en cada caso, expresando todo esto en términos matemáticos nos queda:

$$E_{LV} = V_E * (E_A * 0.10) \quad (\text{ec.4.13})$$

Dónde:

$E_{LV}$  = Error máximo de lectura del volumen de ensayo.

$V_E$  = Volumen de líquido de ensayo.

$E_A$  = Error admisible del medidor.

- a) Para la zona inferior:

El volumen de líquido a ensayar son 30 Litros, con un +/-5% de error admisible en el medidor, por lo tanto:

$$E_{LV} = 30L * (\pm 0.05 * 0.10) = \pm 0.15L \quad (\text{ec.4.14})$$

- b) Para la zona superior:

El volumen a ensayar son 100 Litros, con un ±2% de error admisible en el medidor:

$$E_{LV} = 100L * (\pm 0.02 * 0.10) = \pm 0.2L \quad (\text{ec.4.15})$$



Entonces, deberemos poder medir la cantidad de líquido de ensayo en nuestro instrumento de referencia con una precisión de  $\pm 0.15L$  en la zona inferior de caudales, y de  $\pm 0.2L$  en la zona superior de caudales.

Ahora, como nuestro instrumento de referencia son las balanzas, debemos traducir esto en términos de peso, para ello utilizaremos el valor de la densidad del agua a la temperatura en que se efectúe el ensayo. Utilizaremos los valores de densidad a la temperatura máxima y mínima acotada previamente y utilizaremos para el cálculo el volumen en zona inferior ya que es el limitante.

$$\overline{E_{LP}} = E_{LV} * \rho_{H2O} * g \quad (\text{ec.4.16})$$

Dónde:

$E_{LP}$  = Error maximo de lectura del volumen de ensayo, en peso.

$\rho_{H2O}$  = Densidad de agua a temperatura de ensayo.

c) En zona inferior, a 20°C

$$\overline{E_{LP}} = \pm 1,5 \times 10^{-4} m^3 * 998.29 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} \quad (\text{ec.4.17})$$

$$\overline{E_{LP}} = \pm 1.4689 N = \pm 0.1497 \overline{Kg} \quad (\text{ec.4.18})$$

d) En zona inferior, a 40°C

$$\overline{E_{LP}} = \pm 1,5 \times 10^{-4} m^3 * 992.25 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} \quad (\text{ec.4.19})$$

$$\overline{E_{LP}} = \pm 1.46 N = \pm 0.1488 \overline{Kg} \quad (\text{ec.4.20})$$

Nuestras balanzas deberán tener una resolución mínima de lectura menor o igual a:

$$\mathbf{0.1488 Kg \cong 150 gr} \quad (\text{ec.4.21})$$



#### 4.3.2.4 Indicador de lectura.

Corresponde al instrumento que muestra la medición, esta se puede mostrar de forma analógica o digital. Los instrumentos digitales presentan como ventaja respecto de los analógicos en que reducen los errores de lectura que pueden originarse por parte del operador, además, el tiempo de estabilización de lectura es mucho menor.

Por otro lado, la opción **digital** permite, entre otras funciones, el monitoreo remoto de la medición que es lo que se busca para nuestro sistema de control por lo que optaremos por esta opción de indicación en nuestras balanzas.

#### 4.3.2.5 Selección comercial.

El equipo resultante más adecuado acorde a nuestros requerimientos se muestra en **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección - II Balanzas, pág. I-8.**

#### 4.3.3 Manómetros.

La función de estos instrumentos será la de medir los cambios de presión en la distintas zonas del banco de pruebas. Para que sus componentes internos y externos estos trabajen correctamente, se deberán seleccionar teniendo en cuenta los siguientes puntos:

- Rango de presión.
- Materiales.
- Resolución.
- Máxima presión de operación.
- Temperatura.
- Pulsación, golpe de ariete, vibración.

##### 4.3.3.1 Rango de presión.

Para determinar esto, citamos la norma ISO 4064 parte III<sup>18</sup>, apartado 5.6.1 “presión”, establece que la presión en la entrada de los medidores no deberá exceder la presión nominal de trabajo de los mismos. Diversos fabricantes de medidores de agua establecen que la presión máxima de trabajo para el tipo de medidor que se va a ensayar (Tipo B) no debe exceder los 10 bar.



Para obtener una medición precisa, es aconsejable que el valor a medir se ubique en los dos cuartos medios de la escala total, es decir, si dividimos la escala del manómetro en 4 secciones, la presión de trabajo debe estar en la segunda o tercera sección, esto reducirá la probabilidad de falla por fatiga en caso de utilizar manómetros tipo Bourdon.

Por lo tanto, el rango de medición del instrumento deberá estar entre **0-20 bar**, de manera de cumplir la recomendaciones y poder verificar si existe un exceso de presión durante el ensayo, que pueda poner en riesgo los medidores.

#### **4.3.3.2 Materiales.**

Es el elemento que se debe considerar con mayor cuidado, ya que debe ser compatible con el fluido a medir, según qué tan corrosivo pueda llegar a ser. Se utiliza latón, bronce fosforado, acero inoxidable, monel e inconel como materiales constructivos. Tratándose de agua el fluido a medir, deberemos considerar las recomendaciones del fabricante respecto al mejor material a utilizar.

#### **4.3.3.3 Resolución.**

Citando nuevamente la norma ISO 4064<sup>18</sup> apartado 5.6.1 “Presión”, tenemos que el error máximo relativo de la medición no debe exceder el  $\pm 5\%$ . Si nos guiamos por nuestro rango de medición elegido, este valor corresponde a  $\pm 1$  Bar de exactitud, optaremos entonces por una resolución de **1 bar** y con una precisión menor o igual a la exigida por la norma.

#### **4.3.3.4 Máxima presión de operación.**

Aun cuando los manómetros soportan la máxima presión indicada es recomendable que la presión de operación no exceda el 75% del rango total para las presiones sostenidas y el 65% del rango total para las presiones fluctuantes.

#### **4.3.3.5 Temperatura ambiente.**

La exactitud del equipo se verá afectada si es expuesto a temperaturas excesivas de frío o calor. En nuestro caso el rango de temperatura máximo de operación está fijado en **10°C-**



**40°C**, y se encuentra dentro del rango de temperatura ambiente aceptable para manómetros de uso estándar (-40°C-50°C).

#### **4.3.3.6 Pulsación, golpe de ariete, vibración.**

Estos factores atacan la vida útil de un manómetro, en caso de la presencia de estos, se deben utilizar amortiguadores de pulsaciones o la utilización de líquidos de relleno dentro de los manómetros como glicerina para evitar excesiva vibración de los mecanismos internos. Como estos factores pueden estar presentes durante el funcionamiento del banco, se tendrán en cuenta.

#### **4.3.3.7 Selección comercial.**

El equipo elegido que reúne las condiciones descritas anteriormente se indica en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección III – Manómetros, pág. I-9.**

#### **4.3.4 Termómetros.**

Estos estarán completamente definidos cuando determinemos los siguientes requisitos:

- Rango de temperatura.
- Exactitud.
- Ambiente de medición.
- Tiempo de respuesta.
- Tipo.

##### **4.3.4.1 Rango de temperatura.**

Debido a que el intervalo de temperatura adoptado para el funcionamiento del banco no es grande (10°C-40°C), un rango de medición de **0-50°C** sería suficiente para cubrir los requisitos.



#### 4.3.4.2 Exactitud.

Enunciamos los requisitos de la norma IRAM 2718<sup>1</sup> respecto a la precisión que debe poseer este instrumento:

*“La temperatura del agua se determina con instrumentos adecuados cuyo error máximo no exceda de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ”<sup>19</sup>.*

#### 4.3.4.3 Ambiente de medición.

La medición de temperatura se ve afectada cuando se realiza en ambientes hostiles. Podemos distinguir ambientes químicamente hostiles y hostiles por vibraciones excesivas, en este caso se recomiendan distintos tipos de equipos según sea el caso. Para el nuestro, tratándose de un ambiente controlado, donde el líquido de medición es agua corriente y vibraciones mínimas o ausentes, no supone un ambiente hostil para el instrumento.

#### 4.3.4.4 Tiempo de respuesta.

Esta característica es de gran importancia, sobre todo en los ensayos cercanos al caudal máximo donde la duración es corta (2 minutos en caso de caudal máximo). Por lo que el tiempo de respuesta deberá ser significativamente menor que este para poder cumplir con los requerimientos de la normativa.

#### 4.3.4.5 Tipo.

Para una mayor comprensión del tema y del equipo elegido, hacemos una breve introducción sobre los tipos de sensores termométricos más utilizados.

Existen dos grupos, los cuales se diferencian por su principio de funcionamiento:

#### ❖ Principio basado en la expansión térmica de una sustancia

- Bimetálicos.
- Líquido en vidrio (Mercurio o alcohol).

### ❖ Sensores eléctricos de temperatura.

- Termopar (termocupla).
- RTD (Resistance thermometer device).
- Semiconductores
  - ◆ -Termistor (Resistencia NTC).
  - ◆ -Resistencia PTC.
  - ◆ -Diodo y circuito integrado.
- Radiación.

### ➤ Bimetálicos

Los termómetros bimetálicos están constituidos por un tubo de acero inoxidable en cuyo interior está colocada una espiral helicoidal bimetálica. Dicha espiral está soldada por un extremo a la parte inferior del tubo y por otra a una varilla de transmisión, a su vez conectada a una aguja indicadora.

Las variaciones de temperatura causan en el bimetálico una deformación que, mediante la rotación de la varilla, se transmite a la aguja indicadora situada en la esfera.

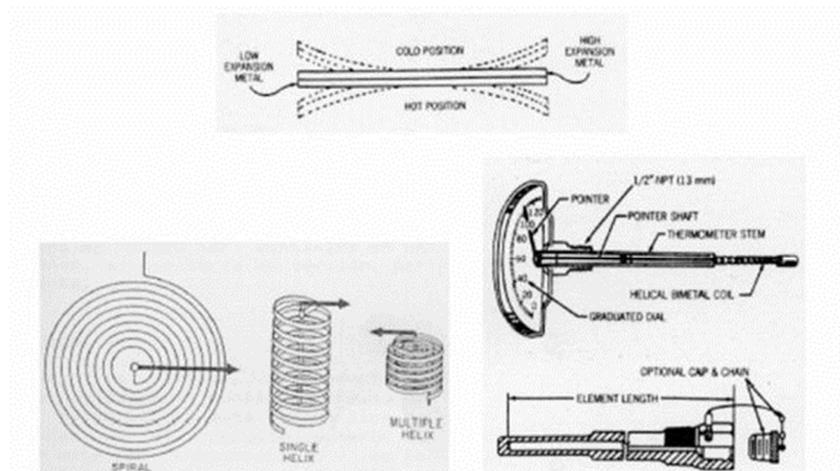


Fig.4.5. Distintos tipos de termómetros de principio bimetálicos. Fuente:  
[www.automatismoindustrial.es.tl](http://www.automatismoindustrial.es.tl)

Como desventajas podemos nombrar:

- Baja exactitud.
- Tiempo de respuesta lento.
- Solo para mediciones locales.
- Una manipulación agresiva modifica su calibración.

➤ **Termopar.**

Los sensores de termopar (comúnmente llamados termocuplas por su nombre en inglés) son sensores formados por dos metales distintos unidos en uno de sus extremos.

Los termopares miden temperatura gracias al gradiente de temperatura entre los extremos. Los electrones en el extremo más caliente tienen mayor energía y velocidad cinética y van a moverse hacia el extremo más frío. Los del extremo más frío se moverán hacia el extremo más caliente. Los del extremo más caliente tienen mayor velocidad, por lo tanto habrá un mayor movimiento de electrones hacia ese sector.

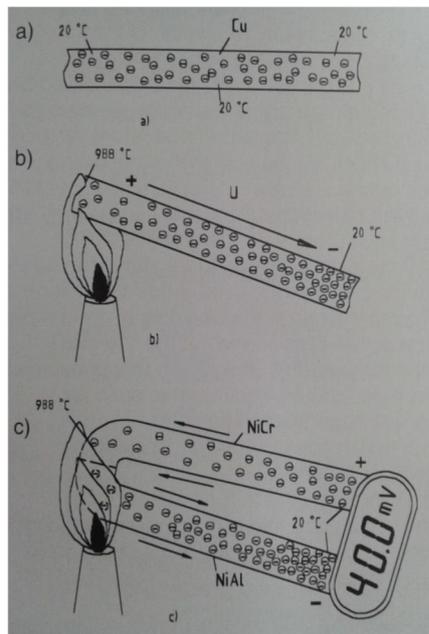


Figura 4.6 principio de funcionamiento de un termopar. Fuente: [www.akribis.info](http://www.akribis.info)

Como factores negativos podemos citar que son recomendados para temperaturas mayores a 400°C, no es posible obtener exactitudes menores a 1°C y esta varía aún más

con el tiempo de uso debido a la deformación física, su tiempo de respuesta se ubica entre 5 y 30 minutos.

➤ **RTD (Resistance thermometer device)**

Se basan en el principio de que la resistencia de un conductor (alambre) en función de la temperatura varía de una manera casi lineal. La medida de temperatura usando sondas de resistencia depende de las características de resistencias en función de la temperatura que son propias de los elementos de detección. El elemento consiste usualmente en un arrollamiento de hilo muy fino del conductor adecuado bobinado entre capas de material aislante y protegido de un revestimiento de vidrio o cerámica. Los materiales que se usan normalmente en las sondas de resistencia son el cobre, platino y el níquel.

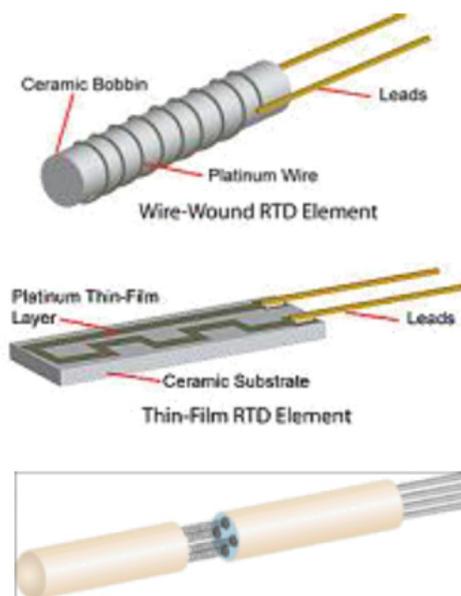


Figura 4.7 Principio de funcionamiento de un termómetro RTD. Fuente: [www.akribis.info](http://www.akribis.info)

Normalmente se las conoce como PT100/500/1000, etc. (PT:Platino, 100/500/1000: valor resistivo en ohms a 0°C).

Los aspectos más destacables de este tipo de sensor son la posibilidad de conectarlo a un circuito de medición ubicado a cientos de metros de distancia, presentan muy buena estabilidad, exactitudes de hasta 0.001°C y mayor linealidad que los termopares o termistores, su tiempo de respuesta se ubica entre 1 y 20 segundos.

Como desventaja podemos nombrar su elevado costo frente a los demás sensores.

### ➤ Termistor

Los **Termistores** son resistores térmicamente sensibles, existen dos tipos de termistores según la variación de la resistencia/coeficiente de temperatura, pueden ser negativos (**NTC**) o positivos (**PTC**).

Son fabricados a partir de los óxidos de metales de transición (manganeso, cobalto, cobre y níquel) los **termistores** son semiconductores dependientes de la temperatura.



Figura 4.8 Termistores. Fuente: [www.akribis.info](http://www.akribis.info).

Los aspectos a destacar de ellos son su bajo precio, dimensiones reducidas, buena sensibilidad y tiempo de respuesta, buena resistencia ante ambientes químicamente hostiles. Como puntos en contra citamos su falta de linealidad, fragilidad y no pueden obtenerse precisiones mayores de 0.5°C.

A continuación exponemos una serie de tablas y gráficos comparativos entre los distintos tipos de sensores:

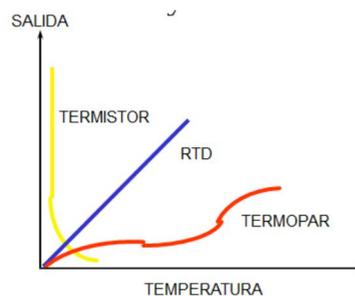


Figura 4.9 Linealidad de los distintos tipos de termómetros. Fuente: [www.akribis.info](http://www.akribis.info)

## Comparación RTD/Termopar/Termistor

Ítem	RTD	Termopar	Termistor
Precio	alto	moderado	bajo
Estabilidad y exactitud	alta	moderada	moderada a baja
Incertidumbre	baja	alta	alta
Tiempo de respuesta	moderado	rápido	Lenta
Vibraciones	frágil	moderado	fuerte
Rango de temperatura	-234° a 962°C	-240 a 2400°C	-110° a 300°C
Ambientes hostiles	moderado	moderado	resistente

Figura 4.10 Comparación de prestaciones entre los distintos tipos de termómetros.

Fuente: [www.akribis.info](http://www.akribis.info).

### 4.3.4.6 Selección.

Por lo expuesto anteriormente, podemos ver que los sensores RTD y termistores serian satisfactorios ante nuestros requisitos, pero a falta de mayor información recurrimos a la experiencia y consejo de los fabricantes, los cuales recomendaron el uso del **sensor RTD de platino** como la mejor opción para nuestra aplicación.

Los equipos comerciales seleccionados se encuentran en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección VI – Termómetros, pág. I10-I11.**

### 4.4 Accesorios.

Habíamos previamente definido a estos como a las llaves encargadas de regular la presión en el circuito de ensayo, las encargadas de abrir y cerrar los distintos conductos, y los elementos de sellado entre las uniones móviles. Se detallan a continuación:



- Electroválvulas.
- Llaves de bloqueo.
- Llaves reguladoras de presión.
- Juntas de sellado.

#### **4.4.1 Electroválvulas.**

##### **4.4.1.1 Introducción.**

Las electroválvulas o válvulas solenoides son dispositivos diseñados para controlar el paso de un fluido, de forma que abren o cierran totalmente un conducto. Esta acción es realizada mediante un núcleo móvil ubicado dentro del cuerpo de la válvula y que, por medio de un paquete electromecánico (solenoides) transforma energía eléctrica en energía mecánica a través del magnetismo, ocasionando que el núcleo se desplace.

Se utilizan en multitud de aplicaciones, tanto industriales como domésticas ya sea como dispositivo de automatización o de seguridad.

Existen diversos tipos, los cuales se diferencian por cómo actúa el solenoide sobre las partes móviles y además, la posición de reposo. Para el caso de las electroválvulas de tipo “directo” estas pueden permanecer cerradas en estado de reposo (normalmente cerradas) es decir, en ausencia de energía eléctrica en el solenoide, o abiertas en reposo (normalmente abiertas).

En la figura siguiente se muestra un conjunto de acción directa, normalmente cerrado.

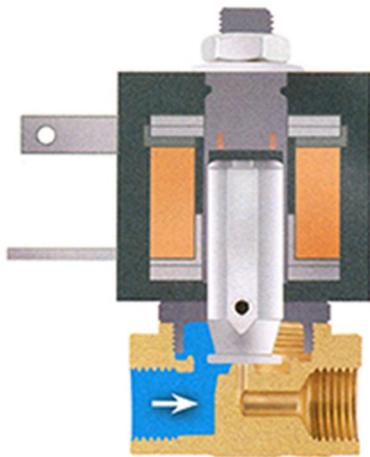


Fig.4.11 Electroválvula normalmente cerrada sin energizar el solenoide.

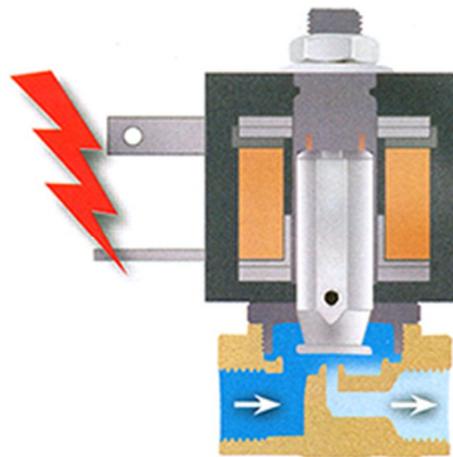


Fig.4.12 La electroválvula es energizada, abriendo el conducto.

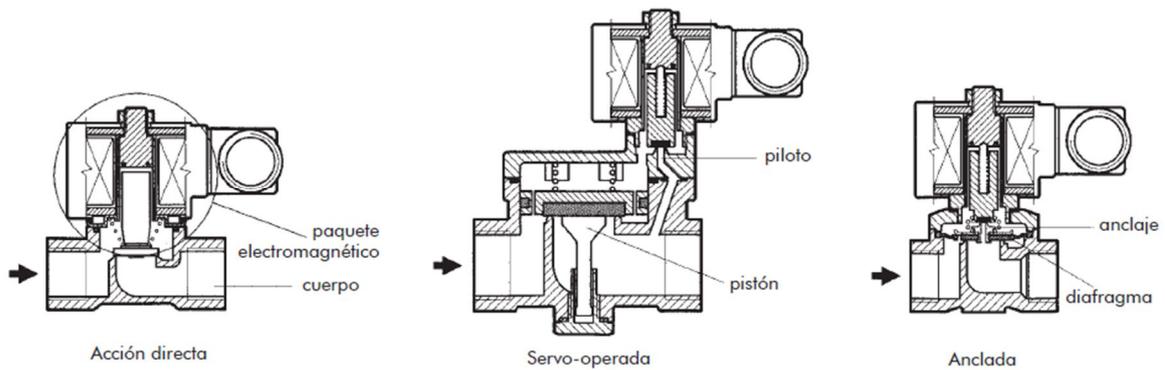


Fig.4.13 Distintos tipos de electroválvulas. Fuente: [www.pasaisa.com/blog/electrovalvulas/](http://www.pasaisa.com/blog/electrovalvulas/)

Para una correcta elección del equipo adecuado, los diversos fabricantes recomiendan determinar los siguientes datos:

- Características del fluido.
- Tamaños y tipo de conexiones.
- Montaje.
- Presión diferencial.
- Máxima presión diferencial.
- Mínima presión diferencial.
- Presión máxima de línea.
- Contrapresión.
- Temperatura de trabajo.



- Condiciones ambientales.
- Caudal.

#### 4.4.1.2 Características del fluido.

Siendo agua en nuestro caso, deberá estar limpio y sin partículas extrañas en suspensión. Se recomienda la colocación de un **filtro** antes de la válvula con capacidad de retención de partículas de **100µm o menor**.

Otro factor importante es la compatibilidad del fluido con los materiales de la válvula, ya que pueden variar los materiales del cuerpo, sellos, asientos, pistón, etc., según sea el caso.

#### 4.4.1.3 Tamaño y tipo de conexiones.

El tamaño y tipo dependerán del área de aplicación, en nuestro caso el tamaño de conexión será el mismo de las cañerías, siendo de **3/4 pulgadas y conexión NPT**.

#### 4.4.1.4 Montaje.

Los fabricantes recomiendan que la posición óptima sea **sobre cañería horizontal y con la bobina hacia arriba**, por lo tanto seguiremos este consejo.

#### 4.4.1.5 Presión diferencial.

Esta corresponde a la caída de presión o pérdida de carga entre la entrada y la salida de la válvula. Varía según los distintos modelos y caudales, más adelante, cuando hallamos definido un modelo, determinaremos su valor para nuestros distintos caudales de ensayo.

#### 4.4.1.6 Máxima presión diferencial.

Es la que se establece cuando la válvula está cerrada, cuando esta presión supera el valor máximo indicado para un tipo determinado de válvula, esta no puede operar. Debemos verificar entonces los valores de presión máxima de nuestro circuito para evitar este inconveniente.



#### **4.4.1.7 Mínima presión diferencial.**

Este parámetro se tiene en mayor consideración para el caso de válvulas servo-operadas ya que necesitan una presión diferencial mínima para abrir y permanecer abiertas. Para el caso de las de acción directa y ancladas no es necesario este requisito.

#### **4.4.1.8 Presión máxima de línea.**

Esta coincide generalmente con la máxima presión diferencial pero no necesariamente, dado que pueden existir casos de presiones residuales o de vacío del lado de salida.

#### **4.4.1.9 Contrapresión.**

Las válvulas de 2 vías no admiten que la presión de salida sea mayor que la de entrada. Si se presenta este caso será necesaria la utilización de válvulas de retención.

#### **4.4.1.10 Temperatura de trabajo.**

Cada modelo indica su temperatura máxima de funcionamiento. Es importante conocerla debido a que existen dos limitantes, primero los materiales constituyentes de la válvula y segundo, la clase térmica de la bobina. En caso de la bobina, es importante conocer la temperatura ambiente ya que la válvula absorbe calor del fluido, cuando este supera los 80°C y sumando el calor generado por la bobina misma, deben ser disipados en el ambiente.

Es recomendable que las válvulas se ubiquen en un lugar ventilado y que no sobrepase los 40°C de temperatura ambiente. En nuestro caso, estas condiciones están aseguradas por lo que no deberían presentarse problemas.

#### **4.4.1.11 Condiciones ambientales.**

Además de la temperatura, existen otros factores ambientales de importancia como ser, el uso en interiores o a la intemperie, humedad, lluvia, ambientes corrosivos o explosivos.



Hay distintos tipos de bobinas especialmente diseñadas para cada uno de los factores mencionados. Para nuestra aplicación, será suficiente una bobina **para uso general**.

#### 4.4.1.12 Caudal.

Para determinar el caudal de fluido que puede pasar a través de una válvula para las distintas condiciones de presión diferencial, temperatura, densidad, viscosidad, etc. Existen diversas fórmulas, gráficos y tablas que se basan en un parámetro llamado **factor de flujo (Kv)** de la válvula.

Este parámetro se determina en forma experimental y es el caudal en m<sup>3</sup>/h a temperatura normal que pasa a través de una válvula con una caída de presión de 1 bar.

Entonces, podremos determinar, para nuestros valores de caudales las respectivas caídas de presión que nos serán de gran utilidad para los cálculos posteriores de las cañerías.

A continuación detallamos las fórmulas para el cálculo de las distintas variables:

Fluidos	Calculo de caudal	Calculo de factor de flujo Kv (m <sup>3</sup> /h)	Caída de presión (bar)
Líquidos	$Q_v = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}}$	$K_v = Q_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}}$	$\Delta p = \gamma \left[ \frac{Q_v}{K_v} \right]^2$

Tabla 4.10 Ecuaciones para el cálculo de pérdidas de carga en electroválvulas.

Con:

$$Q_v = \text{Caudal volumetrico de liquidos } \left[ \frac{m^3}{h} \right].$$

$$K_v = \text{Factor de flujo de la valvula totalmente abierta } \left[ \frac{m^3}{h} \right].$$

$$\gamma = \text{Peso especifico del liquido a temperatura de trabajo } \left[ \frac{g}{cm^3} \right].$$

$$\Delta p = \text{Caida de presion a traves de la valvula [bar]}.$$



#### 4.4.1.13 Selección Comercial.

Procedemos ahora a seleccionar de catálogo a la válvula que verifique con nuestros requisitos. Comenzamos con un cuadro comparativo entre las distintas prestaciones de cada modelo:

##### Uso General

Nº de Serie	Página	Ø de Conexión en pulgadas											Máximas Temp. °C			Δp bar		Δp psi		Fluidos o Aplicaciones típicas							
		1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	3	80	150	180	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Aire y Gases Inertes	Agua y Líq. Livianos	Acéites Térmicos	Vapor	Oxígeno	Gasolina	Vacio		
1314	B-2													○	○	○	0	15	0	225	A	A	T	T	N	V	A-V
1327	B-4													○	○	○	0	100	0	1500	A	A	T	T	N	V	A-V
1335	B-6													○	○		0	10	0	150	A	A	V	E	N	V	A-V
1342	B-8													○	○	○	0.2	17	3	255	A	A	T	T	N	V	-
1390	B-10													○	○	○	0.1	15	1.5	225	A	A	T	T	N	V	-
1393	B-12															○	0	4	0	60	T	T	T	T	-	-	-
2026	B-14													○	○		0	50	0	750	A	A	-	E	N	V	A-V
2036	B-16													○			0.2	15	3	225	A	A	-	-	-	-	-
2036V	B-16														○		0.3	10	4.5	150	-	-	-	T	-	-	-

**Nota: 1327, 1335, 1342, 1390 NC y NA.**

##### Nomenclaturas

Las letras que se indican en aplicaciones típicas se refieren al material de asientos, sellos y diafragmas, si los hubiere, de acuerdo a lo siguiente: A= Buna N; N= Neoprene; E= Epdm; V= FKM; T= PTFE, S= AISI 304

*Tabla 4.11 Prestaciones según familia de electroválvulas. Fuente: Catalogo general Jefferson.*

Partiendo por nuestras dimensiones de cañería (3/4") tenemos 4 modelos compatibles son los siguientes:

- Serie 1314
- Serie 1335
- Serie 1342
- Serie 2036



Los valores dimensionales y las prestaciones de cada uno de estos modelos se detallan en profundidad en el **ANEXO I –ELEMENTOS COMERCIALES, Sección V – Electroválvulas, pág. I-12-17.**

En la tabla siguiente se listan las distintas aplicaciones en función del material del asiento de la electroválvula, válida para todos los modelos:

**Aplicaciones según el material del asiento.**

Material del asiento	Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
Temperatura máxima	+80 °C / 176 °F	+80 °C / 176 °F	+145 °C / 293 °F	+150 °C / 302 °F	+180 °C / 356 °F
Usos	Agua, aire, aceites livianos. Gases neutros. Querosene. Bajo y medio vacío.	Oxígeno, alcohol, argón, otros gases y líquidos livianos no corrosivos. Freón 12	Vapor de agua, agua caliente, acetona.	Bencinas, naftas, aromáticos, benceno, etc. Gases calientes. Alto vacío. Gasoil	Vapor de agua, aceites calientes, fluidos corrosivos.

*Tabla 4.12 Aplicaciones según el material del asiento de las electroválvulas. Fuente: Catalogo General Jefferson.*

En el siguiente cuadro expondremos sus principales diferencias respecto a las cualidades más influyentes para nuestro uso. Se muestra el equipo con mayores prestaciones de cada serie.

Serie	P <sub>min</sub>	P <sub>max</sub>	KV	Peso	Acción
<b>1314</b>	0.2	15	6	4 Kg	NC – Servo operada
<b>1335</b>	0.1	10	4.8	0.9 Kg	NC – Servo operada
<b>1342</b>	0.5	17	5	1.2 Kg	NC - Servo operada
<b>2036</b>	0.2	15	5.5	0.225 Kg	NC – Servo operada

Tabla 4.12 Comparativa entre modelos de electroválvulas elegidas.

La válvula de la serie **1314** si bien posee el mejor factor de flujo y buena presión de trabajo, está preparada para condiciones de trabajo más extremas y además posee un peso elevado respecto de las otras opciones.



La serie **1335** es mucho más liviana que la anterior, pero con un factor de flujo un poco menor, al igual que presión máxima de trabajo.

La serie **1342** puede trabajar a una presión mucho mayor que las demás, pero requiere de una mayor presión mínima, lo cual no es problema ya que tendremos presiones más elevadas en los puntos donde estarán ubicadas durante el funcionamiento, además, un peso relativamente adecuado y un buen factor de flujo.

El equipo serie **2036** se ubica con un valor de peso muy por debajo respecto de las otras, y prestaciones muy similares a las de la serie 1342.

Para concluir, podemos ver que los modelos de la serie **2036** y **1342** serían igualmente funcionales para nuestros usos. Pero adoptando un criterio conservativo, nos es más conveniente que el equipo soporte la mayor presión de trabajo posible debido a que todavía desconocemos los valores de presión que habrá en sus alrededores y que calcularemos a posteriori.

Por lo tanto, seleccionamos la válvula de la serie **1342**.

#### **4.4.2 Llaves de bloqueo.**

Vamos a seleccionar a las llaves encargadas de interrumpir el paso de agua en los distintos puntos de la cañería de ensayo.

Los criterios para la selección<sup>20</sup> de las mismas son similares a los que hemos desarrollado con anterioridad para el caso de las electroválvulas, los detallamos a continuación:

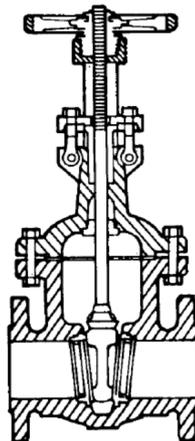
- Tipo de válvula.
- Materiales de construcción.
- Capacidad de presión y temperatura.
- Material de empaquetaduras y juntas.
- Costo y disponibilidad.

#### 4.4.2.1 Tipo de Válvula.

Existen diversos tipos de válvulas de bloqueo disponibles en el mercado, las características principales y los usos más comunes son:

**Válvulas de compuerta:** Las válvulas de compuerta consisten en un disco que tiene movimiento alternado en el cuerpo. Por lo general, se utilizan para servicio de cierre y no de estrangulación.

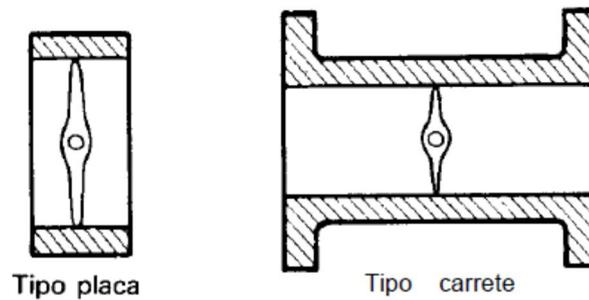
Se puede lograr estrangulación cerca del asiento de la válvula, pero el disco se erosiona con rapidez cuando la válvula está parcialmente abierta. Cuando estas válvulas están abiertas del todo tienen una caída de presión equivalente a una sección del tubo.



*Figura 4.14 Válvula de compuerta con bonete atornillado y vástago elevable. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>.*

**Válvulas de mariposa:** Las válvulas de mariposa son, quizá, uno de los tipos más antiguos que todavía están en uso. Sin embargo, en los tipos actuales se ha ampliado su aplicación a servicios con gran caída de presión y requisitos de cierre hermético. Su peso reducido y bajo costo las hacen muy populares. En el tipo de circulación rectilínea se tienen las ventajas de alta capacidad y auto limpieza.

En esencia, la válvula consiste en un disco (llamado también aspa, chapaleta u hoja), un eje y un cuerpo con empaquetadura y cojinetes para sellamiento y soporte.

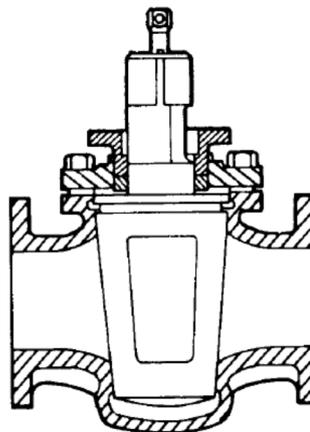


*Fig.4.15 Diseños básicos para el cuerpo de una válvula mariposa. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>.*

**Válvulas de Macho:** Estas válvulas consisten en un cilindro o macho introducido en una cavidad correlativa en el cuerpo de la válvula y se utilizaron desde hace muchos siglos para servicio con agua. En la actualidad el macho es de uso común para paso y cierre y se utilizan algunas variantes en muchos tipos de servicios, tanto de cierre como de estrangulación.

El tipo más utilizado de esta válvula es el que tiene macho cónico o paralelo. Los orificios transversales en el macho se alinean contra aberturas similares en el cuerpo.

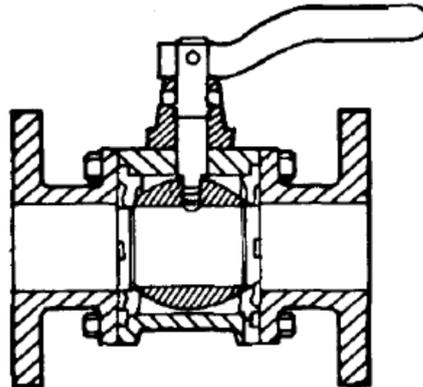
Basta 1/4 de vuelta para apertura o cierre total. Cuando la válvula está abierta del todo no presenta obstrucciones a la circulación, con lo que la caída de presión es mínima.



*Fig.4.16 Válvula macho. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>.*

**Válvulas de bola:** La válvula de bola convencional tiene un macho esférico que controla la circulación del líquido. Los dos tipos básicos son la válvula de bola giratoria y la de elevación o de bola enjaulada. Estas válvulas no sólo producen cierre hermético sino también buenas características de flujo semejantes a las de porcentaje igual. Por ello, a menudo se utiliza como válvula combinada de estrangulación y cierre.

El cuerpo más común es el de dos vías. El macho esférico tiene un conducto que alinea con los orificios en el cuerpo cuando está en la posición abierta. La válvula se cierra con 1/4 de vuelta. Las válvulas de bola no requieren lubricación y funcionan con un mínimo de torsión. Casi siempre la bola es flotante y el sellamiento se logra con la presión de corriente arriba que empuja la bola contra el anillo de asiento.



*Fig.4.17 Válvula de bola. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>.*

#### **4.4.2.2 Materiales de construcción.**

Una vez que se ha seleccionado el tipo de válvula a utilizar, deben tenerse en cuenta los materiales de construcción adecuados para el servicio que prestara. Todas las partes de la válvula que están en contacto con el fluido deberán tener la resistencia necesaria a la corrosión.

Para poder llevar a cabo esto, se deben utilizar como guía los materiales recomendados por los fabricantes para los diversos tipos de servicios así como de los datos publicados. En caso que la información pudiera ser inadecuada o no aplicable, se deberán efectuar ensayos de corrosión mediante pruebas de laboratorio. En general, salvo que se trate de



un proceso totalmente nuevo (que no es nuestro caso) no habrá inconvenientes para determinar los materiales en base a la información existente.

#### 4.4.2.3 Capacidad de presión y temperatura.

Una vez conocidas las presiones y temperaturas máximas de operación, se podrá establecer la capacidad de presión requerida por la válvula, comparando dichos valores y ajustando la elección en base a las disponibles comercialmente. Como establecimos anteriormente, nuestra temperatura máxima de operación es 40°C y una presión máxima de 15 bar (217.5 psi).

La tabla siguiente muestra las capacidades de presión y diámetros de tuberías en función del material constructivo para las distintas válvulas de bloqueo:

		Válvulas de compuerta										
		Capacidad de presión, psi										
Material		125	150	175	200	250	300	400	600	900	1500	2500
Acero inoxidable		-	1/2 - 24	-	1/4 - 2	-	1/2	24	-	1/2 - 24	-	-
Hierro fundido		2	48	1/2	4	2 1/2 - 14	2	16	-	-	-	-
Bronce dúctil		1/4	3	2 1/8 - 4	-	1/8 - 3	-	1/8	-	-	-	-
Acero fundido		-	2-48	-	2	30	4	16	1/2 - 24	3-24	1-24	2 1/2 - 24
Acero forjado		-	-	-	1/2	-	3	-	1/2 - 2	-	-	-

		Válvulas de macho (lubricadas)									
Material		p 125	p 150	250	300	400	600	900	1 500	2 500	
Acero inoxidable		-	1-4	-	1/2 - 4	-	-	-	-	-	
Hierro fundido		1/2 - 16	-	1/2 - 24	-	-	-	-	-	-	
Acero fundido		-	1-36	-	1/2 - 24	4 - 26	1/2 - 26	2 - 20	1/2 - 16	1/2 - 16	

		Válvulas de bola									
Material		125	150	200	300	400	600	900	1 000	1 500	2 500
Acero inoxidable		-	1/2 - 14	-	1/2 - 14	-	1/4 - 3	-	1 - 2 1/2	1/2 - 2	1 - 1 1/4
Hierro dúctil		-	1/2 - 12	-	-	-	1 - 2 1/2	-	-	-	-
Bronce		1/4 - 2	1/4 - 14	1/2 - 14	-	1/4 - 3	1/4 - 3/4	-	-	-	-
Acero fundido		-	1/2 - 16	-	1/2 - 16	-	1 1/2 - 8	1/2	1	1/2 - 2	-
Acero forjado		-	-	-	-	-	1/4 - 2	-	-	1/4 - 2	-

		Válvulas de mariposa		
		Presión, psi		
Material		125	150	300
Acero inoxidable		3	16	3
Hierro fundido		2	24	-
Hierro dúctil		2-24	-	1
Acero fundido		3-30	3	16

Tabla.4.13 Capacidad de presión vs material para válvulas de bloqueo. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>.



#### 4.4.2.4 Material de empaquetaduras y juntas.

La selección de este material posee la misma importancia que la de los materiales constructivos de la válvula, una empaquetadura inadecuada puede permitir fugas en la válvula y requerir paradas del sistema para ser reemplazadas. Al igual que el punto anterior, se debe consultar literatura de fabricantes de empaquetaduras para comprobar la compatibilidad con los fluidos que se manejan. Además, la forma física de la empaquetadura deberá ser compatible con las características mecánicas de la válvula. Las tablas siguientes muestran la compatibilidad química entre materiales y fluidos, luego ejemplos de empaquetaduras para diversas aplicaciones y límites de temperatura:

Referencias:

E	compatibilidad total	Se recomienda NO UTILIZAR
B	compatibilidad aceptable	
D	efectos apreciables	Se recomienda NO UTILIZAR
M	incompatibilidad	
-	sin datos	

La compatibilidad química entre elementos, no constituye una garantía de la performance del producto, siendo únicamente una guía para la previsión del comportamiento de los materiales.

ESPECIFICACIONES DE ELASTÓMEROS Y TERMOPLÁSTICOS			
COMPUESTO	COLOR	IDENTIFICACIÓN	LÍMITES DE TEMPERATURA
Neoprene® (CR)	Negro	O	de -5°C a 90°C
Buna-N® (NBR)	Negro	B	de -5°C a 80°C
Nordel® (EPDM)	Negro	E	de -5°C a 120°C
Viton® (FPM)	Negro	V	de -5°C a 120°C
Caucho Natural	Negro	N	de 0°C a 70°C
Teflon® (PTFE)	Bianco	--	de 5°C a 100°C
Polipropileno	Negro o Natural	--	de 0°C a 80°C
Santoprene®	Amarillo claro	--	de -5°C a 120°C
Hytrel®	Crema	--	de -5°C a 120°C
Geolast®	Negro	--	de -5°C a 120°C

Tabla.4.14 Rangos de temperatura de utilización para empaquetaduras de diversos materiales. Fuente: INDESUR ARGENTINA S.A.



 A-Exelente B-Bueno C-Pobre D-No usar Blanco-No información *No con Reinforced o polyfill	Brass (Bronce)	Carbon Steel (Acero Carb)	Ductile Iron/ Cast Iron	316 Stainless Steel (A° Inox)	17-4PH	Alloy 20	Monel	Hastelloy C	Buna N (Nitrile)	Delrin/ Lubetal	EPDM/ EPR	Viton	Hypalon	Neoprene	Nylon	Metal "A"	Grafoil	Metal "G"	Teflon- Reinforced or Polyfill	High- per Fill	UHMWPE
	Acido Nitrico 10%	D	D	D	A	A	A	D	C	D	A	A	B	D	D	A	A	D	A	A	A
Acido Nitrico 100%	D	D	D	A	D	A	D	D	D	B	C	D	D	A	D	D	A	D	D	D	
Acido Nitrico 30%	D	D	D	A	D	A	D	C	D	B	A	D	C	D	A	B	D	A	A	A	
Acido Nitrico 80%	D	D	D	C	D	B	D	D	D	B	D	D	D	D	C	C	D	A	D	D	
Acido Nitrico Anhidro	D	D	C	A	D	A	D	D	D	A	D	D	D	A	D	D	A	D			
Acido Nitroso 10%	D	D	D	B		B	D	C	B	A		A		B	A	B	A	A			
Acido Olaico				B		B	A	D	C	C		D	A	B	A	B	A	A			
Acido Oleico	B	C	C	B		A	B	B	B	C	D	A	D	C	A	B	A	B	A	C	
Acido Oxálico	B	D	D	B	D	B	B	C	C	B	A	B	B	D	B	A	B	A	A	A	
Acido Palmítico	B	C	C	B		B	B	B	A	B	A	D	B	D	B	A	B	A	A	A	
Acido Pirico	C	D	B	C	B	D	B	C	D	B	B	B	A	B	B			A	A	A	
Acido Pirogalico	B	B	B	B	B	A	B	A	A	A	A	A		A	B			A	A		
Acido Salicílico	C	D	D	A		B	B	A	A	B	A	B	A		A	A	A	A	A	A	
Acido Sulfurico 0 a 77%	C	D	D	C		B	B	B	D	A	B	B	D	C	A	D	A	A	B		
Acido Sulfurico 100%	C	C	B	A	B	A	D	D	D	C	B	B	D	D	A	D	D	A	D	D	
Acido Sulfuroso	D	D	D	B		B	D	B	C	C	A	B	C	D	B	A	B	A	A	A	
Acido Tánico	B	C	C	B	B	B	B	B	B	A	B	A	B	B	A	B	A	B	A	A	
Acido Tartárico	B	D	D	A	A	A	B	B	C	A	B	A	B	B		A	A	A	A	A	
Acido Tricloroacetico	B		D	D		B	B	A	C	D	D		D		D			A	A	C	
Acido Urico				A		A		A	B						A	A	A	A	A		
Acidos Grasos	C	D	D	A		A	B	A	B	A	D	A	D	B	A	A	A	A	A	A	
Acrlonita	A	A	C	A		B	A	A	D	D	D	C	D	D	A	A	A	C	A	A	
Agua Carbonatada	B	B	A	A	B	A	B	A	A	A	D	A	A	A	A	A	A	A	A	A	
Agua Clorada				C	D	A	D	D	B	D	A	B	A	D	C	A	C	A	D	C	
Agua de Mar	C	D	D	B		B	A		A	A	A	C	A	C	B	A	B	A	A	A	
Agua Destilada	A	D	D	A	A	A	A	C	A	B	A	B	B		A	A	A	A	A	A	
Agua Fria	A	C	C	A	A	A	A	C	A	B	A	A	B	C	A	A	A	A	A	A	
Agua Oxigenada, conc.	D	D	D	B		B	D	D	D	B	B	B	D	D	B	D	D	A	A	C	
Agua Oxigenada, diluida	C	D	D	B		B	D	D	A	D	B	A		B	D	B	C	C	A	A	
Aguardiente de Remolacha	A	B	B	A		A	A	A	A	B	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A	
Aguarrás	B	B	B	B	A	B	B	A	B	A	D	A	C	D	A	B	A	B	A	D	
Aguas Cloacales	C	C	D	B	A	B	B		A	B	B	B	B	C		B	A	B	A	A	
Aire	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	
Alcohol Amilico	B	B	C	A		B	B	B	C	A	A	B	B	C	A	A	A	A	A		
Alcohol Butílico	B	B	C	A		A	A	A	B	A	C	A	B	B	A	A	A	A	A		
Alcohol de Oleum	D		D	B		B	D	C	D	D	A	D	D	D	B			A	D		
Alcohol Diacetona	A	A	A	A		A	B	A	D	A	B	D	C	C	A	A	A	A	A		
Alcohol Etilico	B	B	B	B		A	B	A	A	A	A	A	B	B	A	B	A	B	A	A	
Alcohol Isopropilico	B	B	B	B		A	B	B	C	A	A	A	B	B	A	B	A	B	A	A	
Alcohol Metílico	B	B	B	A		A	A	A	B	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A	
Alcohol Propilico	A	B	B	A		A	A	A	B	A	A	A	B	B	A	A	A	A	A	A	
Alcoholes Grasos	B	B	B	A		A		A	B	A		B	B	A	A	A	A	A	A	A	
Aldehido Benzoico	A	A	C	A		A	B	B	D	A	A	D	D	D	A	A	A	A	A	D	

Tabla.4.15 Compatibilidad de diversos materiales según distintos tipos de fluidos. Fuente: DISAC.

SELECCIÓN Y ESPECIFICACIÓN DE VÁLVULAS PARA PLANTAS NUEVAS 11

Tabla V Materiales de empaque para válvulas en servicio en diversos procesos

Material de empaque	Presentación	Se utiliza para	Temperatura
Flexible, metálico	Envoltura espiral. Listones delgados de hoja de <i>babbit</i> blando	Vástago de válvula	Hasta 450 °F
Empaquetaduras metálicas flexibles (aluminio)	Envoltura espiral. Listones delgados de hoja de aluminio anodizado flojas en torno a núcleo pequeño de asbesto puro y seco	Válvulas para aceite caliente, válvulas para difenilo	Hasta 1 000 °F
Empaquetaduras metálicas flexibles (cobre)	Hoja de cobre recocido floja en torno a un núcleo pequeño de asbesto puro y seco	Válvulas para aceite caliente, válvulas para difenilo	Hasta 1 000 °F
Asbesto puro de fibra larga y grafito lubricante fino (no metálico)	Grafito y aglutinante para asbesto de fibras largas	Gran elasticidad	Hasta 750 °F
Hilo de asbesto trenzado cerrado; camisa superior reforzada con alambre de Inconel; núcleo de asbesto de fibras largas	Carretes, anillos troquelados	Válvulas para alta temperatura	Hasta 1 200 °F
Hilo de asbesto puro con inserto de alambre de Inconel en torno a un núcleo elástico de asbesto impregnado con grafito	Carretes, anillos troquelados	Vástagos de válvula para aire, vapor, aceite mineral	Temperatura de estopero hasta 1 200 °F
Asbesto canadiense de fibras largas torcidas	Carretes, anillos troquelados	Válvulas para vapor a alta y baja presión	Hasta 500 °F
Asbesto, grafito y aglutinante a prueba de aceite	Carretes, anillos troquelados	Válvulas de cierre	
TFE macizo, trenzado	Bobina, carrete, anillo	Eje de válvula para servicio muy corrosivo	
Asbesto trenzado con impregnación completa con TFE	Bobina, carrete, anillo	Vástagos de válvula en servicio con productos químicos o disolventes suaves	-100 °F a 600 °F
Asbesto trenzado con inserto de alambre de alta calidad sobre un núcleo flojo de grafito y asbesto	Bobinas, carretes	Vástagos de válvula para vapor, aire, aceite mineral	Hasta 1 200 °F
Asbesto trenzado con inserto de alambre de alta calidad sobre un núcleo flojo de grafito	Bobinas, carretes	Vástago de acero inoxidable de válvulas para aire, vapor, agua	Hasta 1200 °F
Hilo de asbesto canadiense de fibras largas trenzado, con cada cabo impregnado con lubricante resistente al calor	Bobinas, carretes	Válvulas para vapor, aire, gases y productos químicos suaves	Hasta 550 °F
Hilo de asbesto canadiense de fibras largas, cada cabo tratado con aglutinante sintético a prueba de aceite e impregnado con grafito seco	Bobinas, carretes	Válvulas para refinerías	Hasta 750 °F
Asbesto blanco con trenzado y sub-trenzado con inserto de alambre impregnado con lubricante resistente al calor	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para vapor, aire, gas, ácido cresílico	Hasta 750 °F
Hilo de asbesto blanco trenzado con suspensoide de TFE	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas	-100 °F a 600 °F
Trenzado de hilo multifilamento de TFE blanqueado	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para líquidos muy corrosivos	-12 °F a 500 °F
Hilo multifilamento de TFE trenzado impregnado con suspensoide de TFE	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para productos químicos, disolventes, gases corrosivos	-120 °F a 600 °F
Camisa de asbesto trenzada sobre núcleo plástico de asbesto, grafito y elastómeros	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para vapor supercalentado, gases calientes	Hasta 850 °F

Tabla 4.16 Aplicación de diversos materiales de empaquetaduras. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>



#### 4.4.2.5 Costo y Disponibilidad.

Puede haber casos en los que haya más de un tipo de válvula que satisfaga las necesidades requeridas, cuando todos los factores anteriormente mencionados sean igualmente válidos, se deberá seleccionar la válvula de menor precio.

Aunque las válvulas de máxima calidad satisfarán los requisitos, no hay una forma de establecer la calidad mínima necesaria. La disponibilidad también jugará un papel importante sobre todo a la hora del mantenimiento y/o reemplazo ya sea por el fin de su vida útil o problemas que se pudieran presentar.

#### 4.4.2.6 Selección.

Procedemos al análisis de la información expuesta para efectuar la selección.

De acuerdo con el tipo de válvula a utilizar, siendo todas las expuestas igualmente utilizables para líquidos como el agua, operan a presiones superiores a la estipulada para nuestro diámetro de cañería y las temperaturas máximas de operación superan ampliamente a la de servicio. Como última instancia, recurrimos a la experiencia y recomendación de distribuidores para poder evaluar el costo y disponibilidad de cada tipo, resulto ser la **válvula de bola** el tipo más utilizado para estas condiciones de servicio, además de su amplia gama de configuraciones y disponibilidad, lo que la hace una opción más económica y fácil de reparar y/o reemplazar en caso de inconvenientes, por lo tanto adoptamos esta última.

Para la determinación del material del cuerpo, juntas y empaquetaduras utilizamos la información proporcionada por las tablas anteriores. Para el caso del cuerpo, siendo el agua de línea (agua fría) nuestro tipo de fluido y utilizando la tabla 2 figuran el bronce, acero inoxidable 316L, monel, entre otros, con excelente compatibilidad, mientras que la fundición de hierro y aceros al carbono guardan una compatibilidad pobre. Teniendo en cuenta que materiales como el acero inoxidable, monel, alloy 20, hastelloy, etc. son utilizados en aplicaciones con fluidos más agresivos y que requieren una resistencia a la corrosión mucho mayor, por otro lado, el **bronce** posee el mismo nivel de compatibilidad y resultaría menos costoso y de mayor disponibilidad que los anteriores, por lo que es la opción más viable.



Exponiendo esta información a los proveedores, también recomendaron el mismo material como la opción más adecuada.

Para el material de empaquetaduras, también tenemos al viton y PTFE (Teflón) con excelente compatibilidad, además de ser ampliamente utilizados en la industria. De la misma forma que con el material del cuerpo, recurrimos a la experiencia del proveedor y este nos manifestó que el **PTFE (Teflón)** es la más recomendable para nuestro caso. Queda entonces definida completamente la válvula de bloqueo a utilizar.

La válvula elegida se detalla en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección VI – Llaves de bloqueo, pág. I-18-19.**

#### **4.4.3 Llaves reguladoras de presión.**

Para esta selección, son igualmente validos los 5 criterios utilizados anteriormente para la válvula de bloqueo, por lo que vamos a proseguir de la misma forma.

##### **4.4.3.1 Tipo de Válvula.**

Siendo el objetivo principal de estas válvulas la generación de presión, se les llama a las válvulas de operación manual que tengan por finalidad la regulación del flujo, la presión o ambas, **válvulas de estrangulación**. Por lo tanto las llamaremos de esta forma durante el proceso de selección.

Las más utilizadas para servicio de estrangulación son:

**Válvulas de globo:** Esta categoría abarca gran número de variantes. La característica común es su construcción interna que consiste en un disco o macho que se mueve dentro del cuerpo de la válvula y acopla con un asiento para el cierre (fig. abajo). Suelen tener una trayectoria tortuosa para la circulación y un cambio de 90° en el sentido del flujo. La mayoría son unidireccionales, la caída de presión suele ser considerable y muchos fabricantes ofrecen válvulas en Y, y en ángulo para minimizar estas pérdidas. Sus principales

características de servicio incluyen uso frecuente, estrangulación al grado deseado de cualquier flujo y alta resistencia.

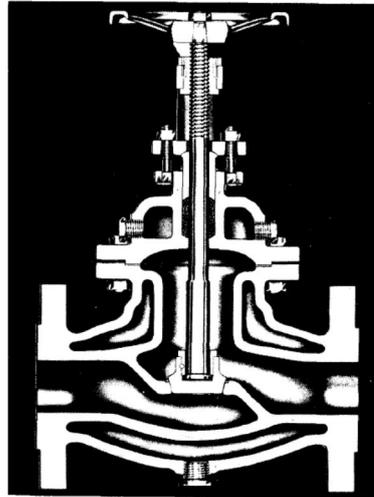


Figura 4.17 Interior de una válvula globo. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>

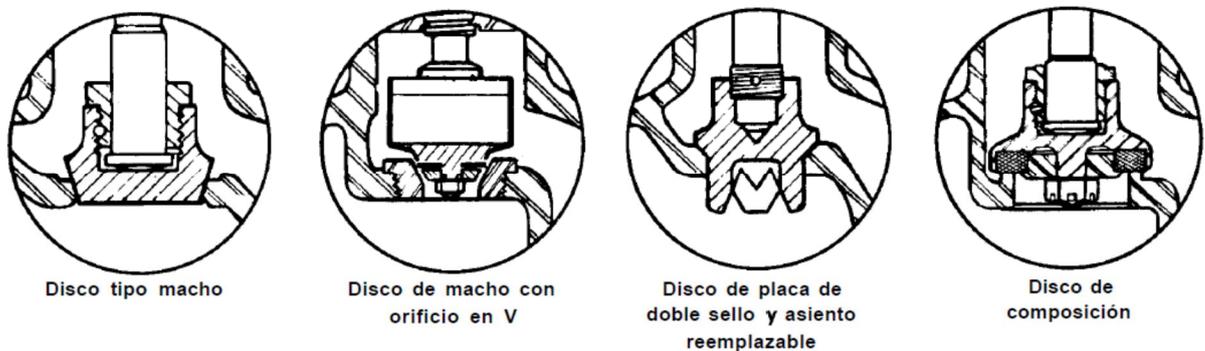


Figura 4.18 Asientos de diversos tipos para válvulas globo. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>

**Válvulas de Mariposa:** Expuestas en la selección anterior, también son válidas para uso de estrangulación, poseen bajas pérdidas por fricción del líquido, adecuadas para grandes volúmenes de gases y líquidos a presiones bajas, especialmente utilizadas en pastas aguadas y líquidos con partículas en suspensión y no permiten la acumulación de sedimentos. Son de acción rápida, por lo que con  $\frac{1}{4}$  de vuelta se tiene el cierre o apertura total.



**Válvulas de compresión:** Las válvulas de compresión son las de mayor sencillez de todas. Se pueden utilizar para servicio de corte o de estrangulación, que puede variar del 10% al 95% de su capacidad especificada de flujo. Las características principales de las válvulas de compresión son servicio de corte y de estrangulación, con bajo costo de mantenimiento, poca caída de presión para temperaturas moderadas y para paso de pastas aguadas. Dado que el líquido está aislado de las piezas metálicas mediante tubos de caucho o de plástico, se pueden controlar muy bien los líquidos corrosivos. Su principio de funcionamiento es oprimir un tubo flexible con un mecanismo de compresión. Dado que la caída de presión en estas válvulas es pequeña, son adecuadas para líquidos que contienen gran cantidad de materia en suspensión. Los componentes principales de la válvula de compresión son el cuerpo y un mecanismo opresor. El cuerpo es un manguito o camisa moldeado, por ejemplo, de caucho. La camisa flexible tiene extremos de brida y de abrazadera para acoplarlos con el tubo. El mecanismo de compresión se puede accionar con un volante, una rueda de cadena o con un actuador hidráulico o eléctrico. Estas válvulas se fabrican con una amplia gama de materiales que incluyen caucho, Hypalon, Neopreno, uretano, caucho de butilo o de siliconas, buna-S y Viton A.

**Válvulas de diafragma:** Estas desempeñan una serie de servicios importantes para el control de líquidos. En las válvulas de diafragma, esta aísla el líquido que se maneja, del mecanismo de operación. Los líquidos no pueden tener contacto con las piezas de trabajo en donde ocasionarían corrosión y fallas en servicio. Cuando se abre la válvula, se eleva el diafragma fuera de la trayectoria de flujo y el líquido tiene un flujo suave y sin obstrucciones. Cuando se cierra la válvula, el diafragma asienta con rigidez contra un vertedero o zona circular en el fondo de la válvula. Las aplicaciones principales de las válvulas de diafragma son para bajas presiones y con pastas aguadas que obstruirían o corroerían las piezas funcionales de la mayor parte de otros tipos de válvulas. Estas válvulas no requieren empaquetadura en el vástago. Su duración (vida esperada) depende de las presiones, temperaturas y la frecuencia de las aperturas y cierres. Los componentes principales son el cuerpo, el bonete y el diafragma flexible. Los dos tipos generales de cuerpos son el rectilíneo y el de vertedero o Saunders.

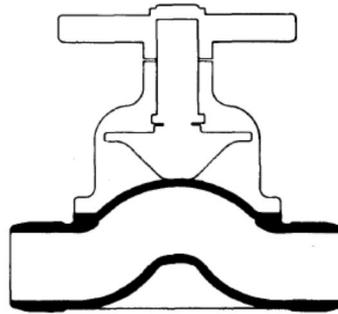


Fig.4.19 Válvula de diafragma tipo sumidero. Fuente: Válvulas: Selección, uso y mantenimiento<sup>20</sup>

#### 4.4.3.2 Selección.

Comenzaremos por detallar las ventajas y desventajas de cada uno de los tipos mencionados para la elección del tipo.

**Válvulas de globo:** La utilización de esta válvula para servicio de estrangulación es recomendable ya que permite realizar caídas repetibles de presión en una amplia gama de presiones y temperaturas. Como puntos en contra podemos destacar su baja capacidad y una duración limitada del asiento debido a las turbulencias, lo que encarece su mantenimiento.

**Válvulas de mariposa:** Estas son sencillas, pequeñas, de poco peso y bajo costo. Su circulación rectilínea produce poca caída de presión y minimiza la acumulación de sedimentos, su campo de aplicación se centra en el manejo de grandes volúmenes de líquidos. Sus principales desventajas recaen en el sellado y torsión, y presentan dificultades para estrangular entre las posiciones de 60° de apertura y apertura total.

**Válvulas de diafragma:** Estas válvulas, son principalmente indicadas para el manejo de pastas aguadas, presenta su principal ventaja en que consisten de un cuerpo, un bonete y un diafragma flexible y se ha eliminado el sello del vástago. Como desventajas, presentan problemas para estrangulación con bajo volumen de circulación, respecto del material del diafragma, cuanto más inerte sea el material, como por ej. el TFE, menos flexible será y cuanto más flexible sea, menor será su compatibilidad química (caucho). También requieren vueltas múltiples y pueden tener fugas si se acumula material detrás del diafragma o si el sumidero se desgasta por erosión.



Podemos ver que la opción de utilizar válvulas de compresión como es el caso de la de diafragma resulta poco viable ya que desventajas como ser la posibilidad de fugas y dificultades para lograr una estrangulación adecuada son excluyentes.

Lo mismo sucede con las del tipo mariposa, a pesar de tener baja pérdida de carga y ser de construcción sencilla no se asegura tampoco lograr una estrangulación precisa o repetible.

La opción de la **válvula de globo** nos queda como la más conveniente, ya que es específicamente recomendada para estrangulación y es posible regular de forma más precisa dicho efecto. La caída de presión es una desventaja que puede ser solventada eligiendo un tamaño mayor del cuerpo.

Para la selección del material del cuerpo, son igualmente válidas las tablas utilizadas para la selección en las válvulas de bloqueo. Siendo el mismo caso, también optamos por elegir el **Bronce** como material constitutivo.

Para la elección del tipo de empaquetaduras, primero debemos seleccionar el tipo de asiento más adecuado para nuestra aplicación, debido a que existen varias alternativas como las ilustradas anteriormente (figura de arriba).

La bibliografía recomienda el uso de sello metal con metal como el más adecuado para servicio de estrangulación frente al elástico que no es tan efectivo (tipos 1 y 2 de figura). La posibilidad de reemplazo tanto del asiento como del tapón de cierre permite un mantenimiento adecuado en caso de desgaste, por lo que se lo elige como característica constructiva.

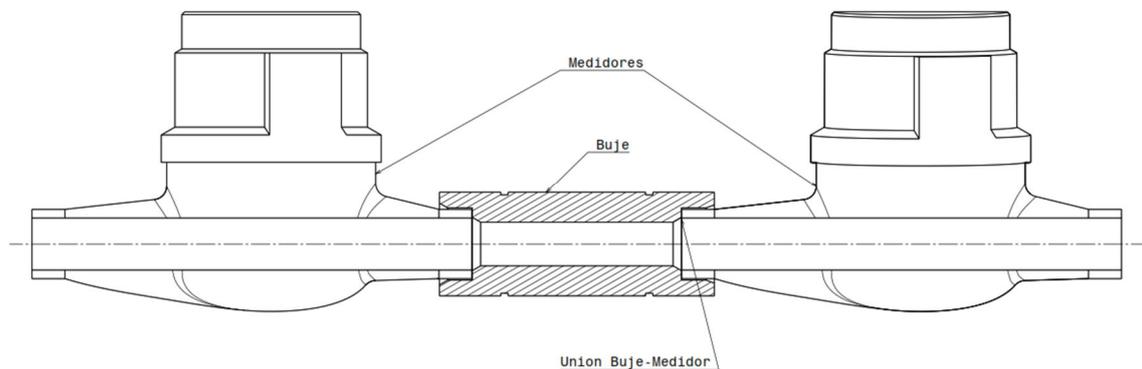
Se presentó esta información al proveedor correspondiente y estuvo de acuerdo con nuestra selección, respecto al material de asiento y tapón recomendaron **acero inoxidable** como la opción más eficiente para nuestro servicio.

El modelo elegido se detalla en **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección VII – Llaves reguladoras de presión, pág. I-20.**

#### 4.4.4 Juntas de sellado.

##### 4.4.4.1 Introducción

Estas se utilizan para mantener un sellado estático entre dos partes de un ensamblaje mecánico y para mantener este sellado bajo condiciones de operación dependiendo de los campos de presión y temperatura. Esta condición se produce en la unión entre los medidores y los bujes separadores ubicados en la zona de montaje



*Figura.4.20 Unión medidor-buje.*

En la mayoría de los casos, la junta proporciona el sellado utilizando las fuerzas externas (en nuestro caso, la fuerza la aporta el cilindro neumático) y adaptando el material de la junta a las imperfecciones existentes en las superficies de contacto. Por tanto, para la obtención de un sellado satisfactorio, se deben tener en cuenta tres consideraciones esenciales:

- Debe existir la suficiente compresión para que la junta efectúe un asiento correcto. De este modo, deberán preverse los medios para asentar la junta en las imperfecciones de las superficies de las caras de las bridas.
- La junta debe mantener una tensión residual para asegurar que se pondrá en contacto constante e íntimo con la superficie de las caras de las bridas, evitando las fugas.
- La selección del material de la junta debe ser tal que resista la presión ejercida contra la misma, el rango de temperatura a la que el cierre estará sometido y el ataque corrosivo del medio vehiculado.

Los cálculos de estas características serán realizados en el capítulo 5.

#### 4.4.4.2 Selección

Utilizaremos sellos conformados por NBR (Caucho nitrilo-butadieno) ampliamente utilizada para este tipo de aplicación. Es posible lograr las dimensiones exactas de estas juntas debido a que se comercializan en láminas para cortar.



Figura 4.21. Junta para unión embrizada. Fuente: GARLOCK<sup>21</sup>.

Las especificaciones técnicas y propiedades mecánicas se detallan en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES – SECCION VIII – JUNTAS DE SELLADO.**

Vamos a verificar si el material elegido soporta la carga de sellado aplicada. Para esta verificación utilizaremos, como magnitud de la fuerza, a la máxima capaz de ser suministrada por el cilindro neumático seleccionado y no a la calculada en el capítulo 5, de manera de adoptar un criterio más conservador y prevenir que el sello se dañe en caso de aplicar una carga excesiva.

$$Sg(\max) = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi}{4}(OD^2 - ID^2)} \quad (\text{ec.4.22})$$

*Sg(max) = Tension de carga real en la superficie de apoyo del sello, en psi.*

*Fmax = Fuerza maxima aplicada sobre la junta de sellado, en libras.*

*OD = Diametro exterior de la junta, en pulgadas.*



$ID = \text{Diametro interior de la junta, en pulgadas.}$

Tenemos que:

$$F_{max} = 184 \text{ kg} = 408,88 \text{ lb}$$

$$OD = 26.5 \text{ mm} = 1,043 \text{ pulg}$$

$$ID = 19.5 \text{ mm} = 0,767 \text{ pulg}$$

$$Sg(\text{max}) = \frac{408,88 \text{ lb}}{\frac{\pi}{4}[(1,043 \text{ pulg})^2 - (0,767 \text{ pulg})^2]} = 1536 \text{ psi} \quad (\text{ec.4.23})$$

Para que el sello no presente daños por aplastamiento se debe cumplir que:

$$Sg(\text{max}) < 2000 \text{ psi}^{22} \quad (\text{Tensión admisible del material elegido}) \quad (\text{ec.4.24})$$

Vemos que el resultado satisface la condición planteada, por lo que el sello no va a presentar daños en caso de exceso de carga.

#### 4.5 Bombas

Para una correcta selección del equipo de bombeo será necesario el conocimiento completo de todo el sistema donde trabajaran las bombas, esto ayudara a la toma de decisiones que nos llevara a una selección preliminar de equipos y que, con la ayuda de los proveedores, analizar la aplicación y efectuar la selección final. Para conseguir esto recurrimos a diferentes fuentes<sup>21 22 23</sup> para la determinar qué tipo de información es de mayor importancia para la selección, como ser:

- Punto/s de trabajo de la bomba. (Caudal de flujo volumétrico).
- Propiedades físicas del fluido.
- Datos dimensionales del circuito Hidráulico.
- Determinar las condiciones de succión (NPSH).
- Selección del tipo de bomba, materiales constructivos y medio motriz.
- Estimación de requisitos de mantenimiento.



#### 4.5.1 Puntos de trabajo.

Para nuestro caso, son la serie de valores que corresponden a los caudales de ensayo preestablecidos por la norma y expuestos en la tabla 4.2 del presente capítulo, la presión de descarga en todos los casos es atmosférica. Los recordamos a continuación:

Designación	Caudal	Presión de descarga
$q_{\min}$	0,03 m <sup>3</sup> /h	$P_{\text{atm}}$
$q_t$	0,120 m <sup>3</sup> /h	$P_{\text{atm}}$
<b>0,25 <math>q_{\max}</math></b>	0,75 m <sup>3</sup> /h	$P_{\text{atm}}$
<b>0,5 <math>q_{\max}</math></b>	1,5 m <sup>3</sup> /h	$P_{\text{atm}}$
<b>0,75 <math>q_{\max}</math></b>	2,25 m <sup>3</sup> /h	$P_{\text{atm}}$
$q_{\max}$	3 m <sup>3</sup> /h	$P_{\text{atm}}$

Tabla 4.17 Caudales y presiones de ensayo.

#### 4.5.2 Propiedades del fluido.

Estas afectan en gran medida muchos de los aspectos constructivos de la selección, como ser: estilo de construcción de la bomba, materiales, requisitos de potencia, entre otros. Las propiedades de mayor relevancia son:

- **Temperatura del fluido:** Esta va a oscilar entre **15-40°C** nunca sobrepasando este último valor ya que está estrictamente limitado por la normativa<sup>9</sup>.
- **Presión de vapor del fluido:** Como tenemos un intervalo de temperatura de funcionamiento, este valor se ira modificando a medida que aumente la temperatura. El valor más desfavorable corresponderá a la presión de vapor a la temperatura más alta de funcionamiento que, para nuestro caso es 40°C, por lo tanto lo adoptaremos para los cálculos:

$$P_{v \text{ h2o } 40^\circ} = 73.85299 \text{ hPa}^{23}$$

- **Densidad absoluta del fluido:** Al igual que con el punto anterior, esta se especifica a la temperatura nominal de bombeo que en nuestro caso no es



fija, nuevamente, y siguiendo un criterio conservador, vamos a tomar la mayor densidad de todo el rango de temperatura y que corresponde a 15°C ya que, a mayor densidad del líquido se requiere mayor potencia de bombeo:

$$\rho_{H2O\ 15^{\circ}C} = 999,19 \frac{Kg}{m^3}$$

- **Viscosidad del fluido:** Esta es una propiedad importante ya que la viscosidad está directamente relacionada con el rendimiento y la capacidad de la bomba, decreciendo estas últimas a medida que la viscosidad aumenta. Aun así, esto se da cuando se tienen valores altos de esta característica. Se considera que la viscosidad debe ser especificada solo si excede los  $5 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$  (viscosidad cinemática) para la temperatura nominal de bombeo\*(MDP2-P-02). El valor más alto de viscosidad para nuestro rango de temperatura se halla a 15°C:

$$\nu_{h2O\ 15^{\circ}C} = 1.139 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

#### 4.5.3 Datos dimensionales del circuito hidráulico.

Corresponden a los factores que derivan de la configuración física del circuito, los citamos a continuación:

- Caudal y presión necesarios en el punto de extracción del fluido.
- Perdidas de presión debido a diferencias de altura.
- Perdidas por fricción en las tuberías que incluyen tramos rectos, codos, válvulas, etc.

A partir de esta información se puede generar la **curva característica** de nuestro circuito. Esta ha sido calculada en el capítulo siguiente, por lo tanto, vamos a exponer los resultados obtenidos.

#### 4.5.4 Condiciones de succión Disponibles (NPSH)

Antes de proceder al cálculo de este parámetro, haremos una introducción del tema.

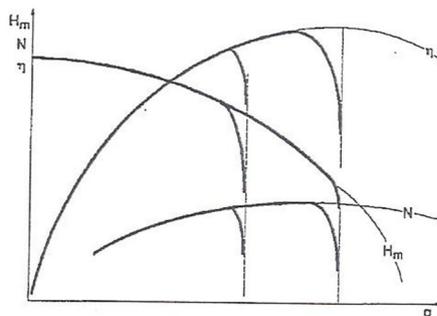
#### 4.5.4.1 Introducción

El término **cavitación**, muy utilizado durante el cálculo y diseño de sistemas de bombeo, se refiere al fenómeno que ocurre en la admisión de la bomba. Durante la operación del equipo, cuando la presión absoluta del líquido en el tubo de admisión desciende hasta un valor inferior al de su presión de vapor para una temperatura dada, se vaporiza en forma de burbujas que son arrastradas hasta una región de mayor presión donde implosionan, ocasionando ruidos y vibraciones.

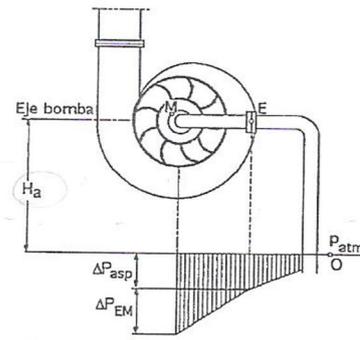
Como principales consecuencias de este fenómeno podemos citar:

- Disminución del espacio utilizable para el paso del líquido.
- Perturbación de la continuidad del líquido.
- Caída considerable de altura manométrica, caudal, y rendimiento.
- Ruidos y vibraciones que se transmiten a ejes, cojinetes, etc. pudiendo dañar gravemente la bomba.

Lo expuesto se detalla en las siguientes figuras:



*Fig.4.20 Disminución de curvas características por efecto de cavitación. Fuente: Apuntes de clase Bombas centrífugas, cátedra Maquinas II.*



*Fig.4.20 Campo de presiones en la aspiración. Fuente: Apuntes de clase Bombas centrífugas, cátedra Maquinas II.*

La presión mínima tiene lugar en el punto M, cerca de la entrada del rodete, por lo que la altura del tubo de aspiración  $H_a$  está limitada por la cavitación.

La fuerza tendiente a eliminar la cavitación es el margen por el que la presión  $P_M$  excede la presión de vapor del líquido a la temperatura correspondiente. Para cada caudal, en el tubo de aspiración existirá una presión mínima por encima de la presión de vapor  $p_v$  para la cual la bomba no cavitará, esta presión se puede expresar en metros de columna de líquido y se denomina **Altura Neta de Succión Positiva (NPSH)**.

Aplicando este concepto, se puede calcular la **Altura neta de entrada disponible (NPSH<sub>d</sub>)** partiendo de la energía bruta disponible que tiene el flujo a la entrada de la bomba, para obtenerla aplicamos la ecuación de Bernoulli entre la entrada del tubo, punto O (nivel inferior del líquido) y el punto E:

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{C_0^2}{2g} = \frac{P_E}{\gamma} + \frac{C_E^2}{2g} + H_a + \Delta p_{asp} \quad (\text{ec.4.21})$$

En función de los parámetros del tubo de aspiración, y suponiendo que la variación del líquido es nulo ( $C_0=0$ ) nos queda:

$$\frac{P_E}{\gamma} + \frac{C_E^2}{2g} = \frac{P_0}{\gamma} - H_a - \Delta p_{asp} = |Si: P_0 = P_{atm}| = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_a - \Delta p_{asp} \quad (\text{ec.4.22})$$

Como el líquido tiene una determinada presión de vapor  $p_v$ , la última expresión solo es utilizable hasta dicha presión  $p_v$ , a partir de la cual aparece la cavitación, por lo tanto, reemplazando en la última expresión nos queda:

$$NPSH_d = \text{altura bruta} - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_a - \Delta p_{asp} - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - H_a - k_{asp} q_1^2 \quad (\text{ec.4.23})$$

Graficando, vemos que representa una parábola, siendo  $\Delta p_{asp} = k_{asp} q_1^2$ , no es otra cosa que la ecuación característica del tubo de aspiración, independiente del tipo de bomba a utilizar.

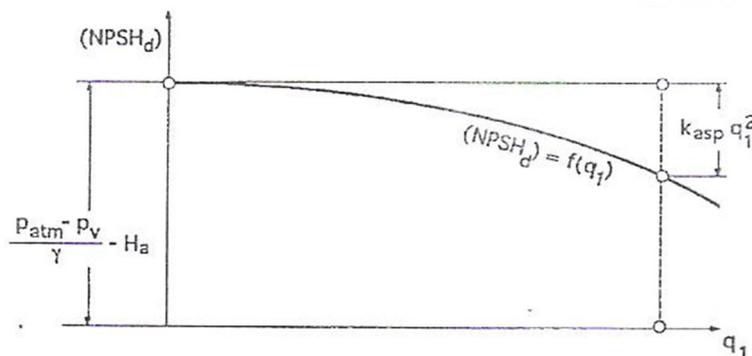


Fig.4.21 Altura neta de entrada disponible. Fuente: Apuntes de clase Bombas centrifugas, cátedra Maquinas II.

La bomba necesita entonces, que el líquido disponga en el punto E de la suficiente energía para poder hacer el recorrido de E a M sin que aparezca cavitación, esta presión mínima cuyo límite es  $p_v$ , es la que se tiene a la entrada del rodete, en el momento en que este comienza a comunicarle al líquido la presión  $p_1$ .



Esta diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor en ese mismo punto, a la temperatura de succión recibe el nombre de **Altura neta de entrada requerida (NPSH<sub>r</sub>)**.

El valor de NPSH<sub>r</sub> suele ser suministrado por el fabricante de bombas, ya que ellos conocen con precisión el camino desde la brida de aspiración hasta el ojo del impulsor empleado.

$$NPSH_r = altura\ bruta - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_E - P_v}{\gamma} + \frac{C_E^2}{2g} = \frac{P_v}{\gamma} + \Delta P_{EM} - \frac{P_v}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = \frac{C_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} \quad (ec.4.24)$$

La altura bruta disponible se puede poner en la forma:

$$\frac{P_E}{\gamma} + \frac{C_E^2}{2g} = \frac{P_v}{\gamma} + NPSH_r \quad (ec.4.25)$$

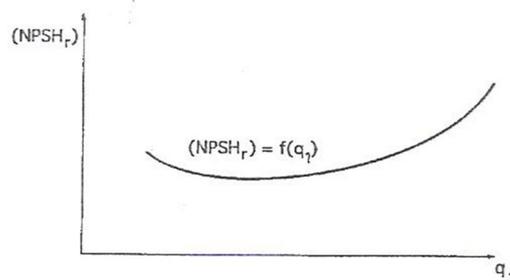
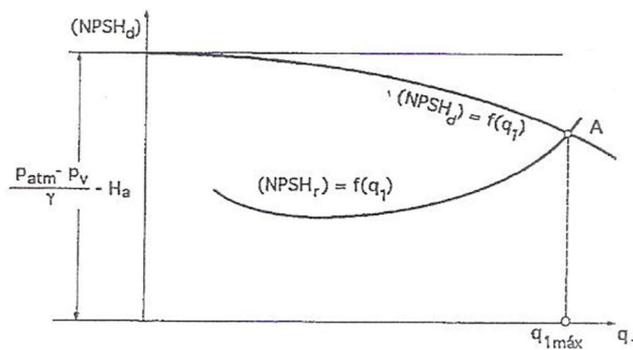


Fig.4.22 Altura neta de entrada requerida. Fuente: Apuntes de clase Bombas centrifugas, cátedra Maquinas II.





*Fig.4.23 Altura de aspiración máxima. Fuente: Apuntes de clase Bombas centrifugas, cátedra Maquinas II.*

Es conveniente que el  $NPSH_r$  sea el menor posible, es decir, que  $c_1 \rightarrow 0$ , para que la longitud del tubo de aspiración sea mayor, mientras que el  $NPSH_d$  tiene que ser el mayor posible.

De esto último podemos ver que, si intersectamos ambas curvas, obtenemos la **altura de aspiración máxima ( $H_a$ )** para el máximo caudal previsto, para el cual existe mayor riesgo de cavitación.

Da las infinitas curvas  $NPSH_d$  que se pueden disponer en función de la altura de aspiración  $H_a$ , solo una pasa por el punto A donde  $NPSH_d = NPSH_r$  verificándose:

$$NPSH_r = NPSH_d = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp\ max} \quad (\text{ec.4.26})$$

$$H_a = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - NPSH_r - \Delta P_{asp\ max} \quad (\text{ec.4.27})$$

Que es la máxima altura de aspiración teniendo en cuenta la cavitación. Es aconsejable disminuir dicha altura en 0.5m para asegurarse de que esta no se presente:

$$H_a = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - NPSH_r - \Delta P_{asp\ max} - 0.5 \quad (\text{ec.4.28})$$

Existe otro procedimiento alternativo para el cálculo de  $H_a$  utilizando relaciones de semejanza que se detalla a continuación:

#### 4.5.4.2 Coeficiente de THOMA

“Se define el **coeficiente  $\sigma$  de cavitación de Thoma** como la relación entre el  $NPSH_r$  y la altura manométrica máxima ( $H_{man(max)}$ ) correspondiente al rendimiento manométrico máximo”<sup>9</sup>.



$$\sigma = \frac{NSPH_r}{H_m} > \eta_{m\acute{a}x} \quad (\text{ec.4.29})$$

Por lo tanto, la altura del tubo de aspiración puede ser:

$$H_a = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - \sigma H_{manm\acute{a}x} - \Delta P_{asp\ max} \quad (\text{ec.4.30})$$

Donde el coeficiente de *Thoma* se puede calcular, aproximadamente por la expresión de *Stepanoff*:

$$\sigma = 2.14 \times 10^{-4} n_s^{4/3}$$

Donde  $n_s$  es el “número de revoluciones de una bomba modelo que desarrolle una potencia de 1CV y una altura manométrica  $H_m$  de 1 metro geoméricamente semejante al prototipo considerado”.

Solo exponemos la expresión matemática final, el procedimiento matemático para la obtención de dicho parámetro puede ser encontrado en la referencia citada:

$$n_s = n \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_{man}^{3/4}} \quad (\text{ec.4.31})^{26}$$

$n$  = Numero de revoluciones por minuto de la bomba prototipo (RPM).

$\gamma$  = Peso específico del líquido ( $\frac{kgf}{m^3}$ ).

$Q$  = Caudal considerado ( $\frac{m^3}{s}$ )

$H_{man}$  = Altura manométrica (m) para el caudal considerado.

Reemplazando nos queda:

$$H_a = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - \left[ 2,14 \times 10^{-4} \cdot \left( \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \cdot n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H_m^{\frac{4}{3}}} \right)^{\frac{4}{3}} \right] \cdot (H_{m \eta \max}) - \Delta P_{asp \max} \quad (\text{ec.4.32})$$

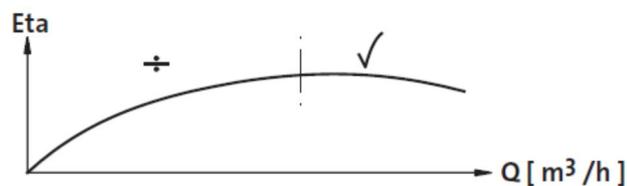
El cálculo de este parámetro se efectuara luego de la selección de las bombas, de modo de conocer los parámetros restantes.

#### 4.5.5 Selección del tipo de bomba.

##### 4.5.5.1 Introducción.

Con toda la información disponible calculada y obtenida, podemos comenzar con el proceso de selección del equipamiento más adecuado. Debido a la gran variedad de caudales de ensayo se hace difícil conseguir un equipo que cubra todo el rango, así que vamos a optar por seleccionar un equipo para los **caudales bajos** (entre  $Q_{\min}$  y  $Q_t$ ) y otro equipo para los **caudales altos** (entre  $0.25Q_{\max}$  y  $Q_{\max}$ ).

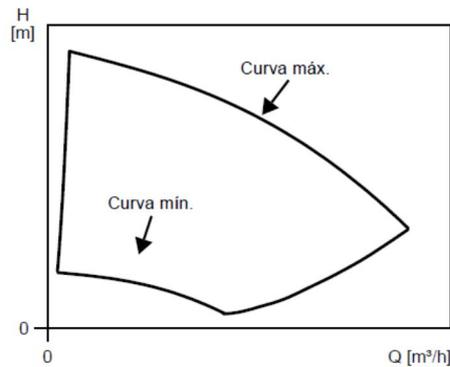
Es recomendable que durante la selección de una bomba, se elija aquella en la que su punto de trabajo corresponda con el rendimiento óptimo de la misma, es decir, que esté operando a su mayor caudal posible, por lo que es preferente que el punto de trabajo esté ubicado a la derecha de la curva de rendimiento ( $\eta_a$ ):



*Figura 4.24 Curva de rendimiento de una bomba. Fuente: Manual de Ingeniería GRUNDFOS<sup>22</sup>.*

Pero, para nuestra aplicación, que se caracteriza por tener caudales variables, no es posible seleccionar una bomba que este constantemente funcionando a rendimiento óptimo.

En este caso, la curva anterior se transforma en una zona comprendida entre el rendimiento mínimo y el máximo, donde entre ellas existen una infinidad de curvas características correspondientes a una velocidad específica:



*Fig.4.25 Curvas características mínimas y máximas para una bomba de caudal variable.*

*Fuente: Manual de Ingeniería GRUNDFOS<sup>22</sup>.*

Por lo tanto, debemos seleccionar aquella en la cual los caudales requeridos estén lo más cerca posible del rendimiento óptimo en la mayoría de las horas de funcionamiento.

#### **4.5.5.2 Bomba para altos caudales.**

Utilizaremos como base para la selección la información proporcionada por el fabricante GRUNDFOS. Presentamos las curvas características de nuestro sistema para los caudales requeridos (obtenidas del capítulo 5), en contraste con las curvas de la familia de bombas que más se ajuste a nuestros requisitos:

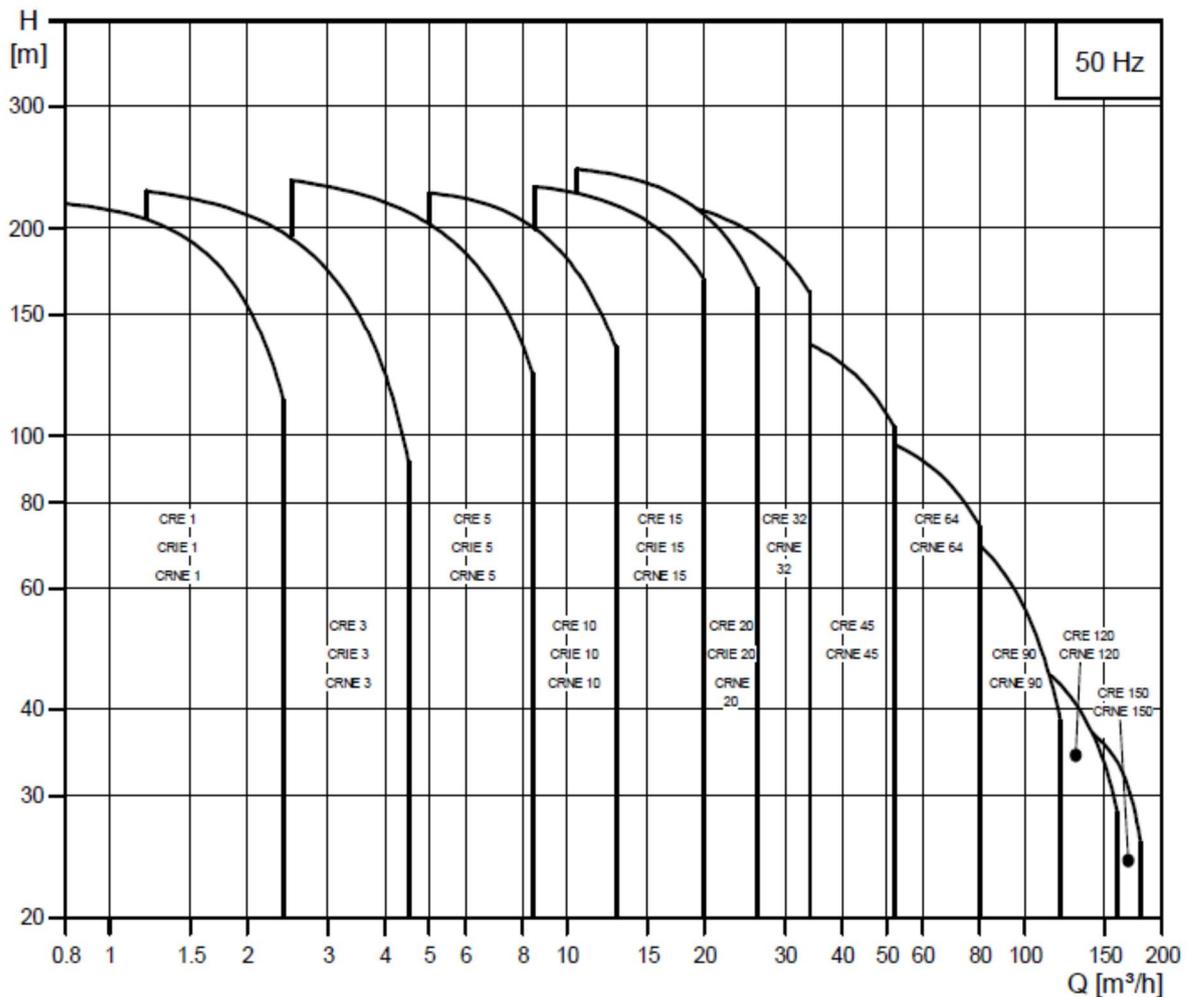


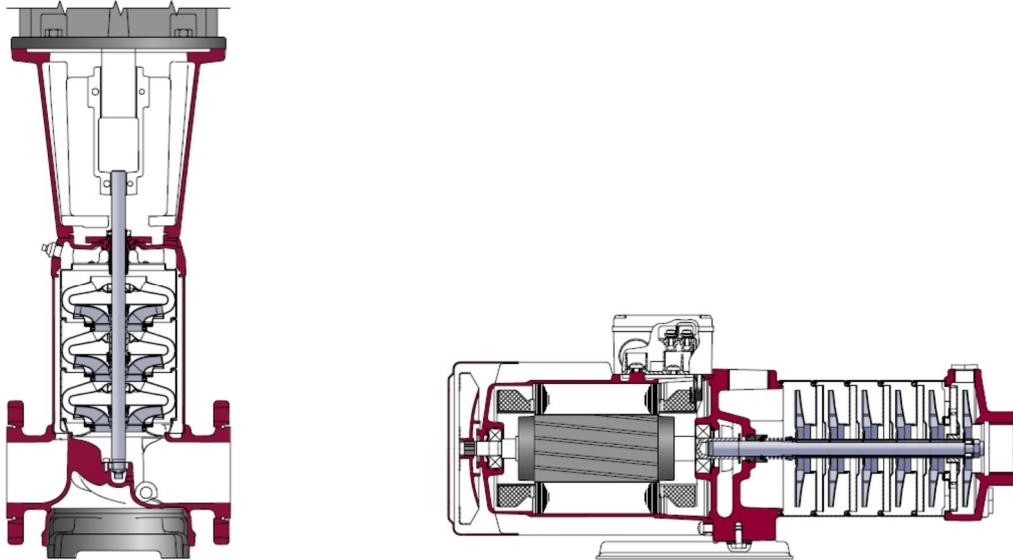
Fig.4.26 Gama de rendimientos para familias CRE, CRIE y CRNE. Fuente: Catalogo Bombas Centrifugas GRUNDFOS<sup>28</sup>.

Vemos que nuestros puntos de interés se sitúan en la familia de bombas **CRE/CRIE/CRNE 3**, cuyo caudal nominal se ubica en  $3 \frac{m^3}{h}$ , a continuación detallaremos las características de cada una.

La familia de bombas **CR** son verticales, multicelulares y centrifugas. Están disponibles en distintos tamaños y numero de etapas para proporcionar los caudales y presión requeridos.

Las bombas multicelulares se utilizan en instalaciones donde los requisitos de presión son elevados. En estas, se conectan varias células en serie y el caudal se guía desde la salida

de una célula a la entrada de la siguiente. La presión final que puede lograr será igual a la suma de las presiones que puede suministrar cada una de las células.



*Fig.4.27 Bombas multicelulares; izq. Bomba en línea multicelular verticales ; der. Bomba multicelular horizontal. Fuente: Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>.*



*Fig.4.28 Bombas CR, CRI, CRN. Fuente: Catalogo Bombas Centrifugas GRUNDFOS<sup>28</sup>.*

Presentan la ventaja de que, a pesar de que su funcionamiento está pensado para el trabajo en posición vertical, también es posible el montaje horizontal realizando las adaptaciones adecuadas, de modo de aprovechar al máximo el espacio disponible.



*Fig.4.29 Bomba CR en disposición horizontal. Fuente: Catalogo Bombas Centrifugas GRUNDFOS<sup>28</sup>.*

Las bombas **CRE/CRIE/CRNE** poseen las mismas características constructivas que las CR, la diferencia radica en que estas montan un motor con un variador de frecuencia incorporado.

El variador de frecuencia permite un control continuo de la velocidad del motor, por lo que la bomba puede ajustarse para funcionar en cualquier punto de trabajo.

La finalidad del control continuamente variable de la velocidad del motor es ajustar el funcionamiento a un requerimiento específico, lo que sería ideal para nuestro caso. Así, la variación de velocidad del motor permite que la bomba se ubique en una gran variedad de curvas características dentro de los valores mínimos y máximos admitidos.

Las curvas de rendimiento se indican para cada 10% de disminución de velocidad desde 100% al 50%. Del mismo modo, también se muestra la curva de velocidad mínima representada por el 25% de la velocidad máxima. Como indica la figura siguiente, se puede señalar un punto de servicio específico y calcular a qué velocidad se puede alcanzar ese punto y con qué consumo de potencia.

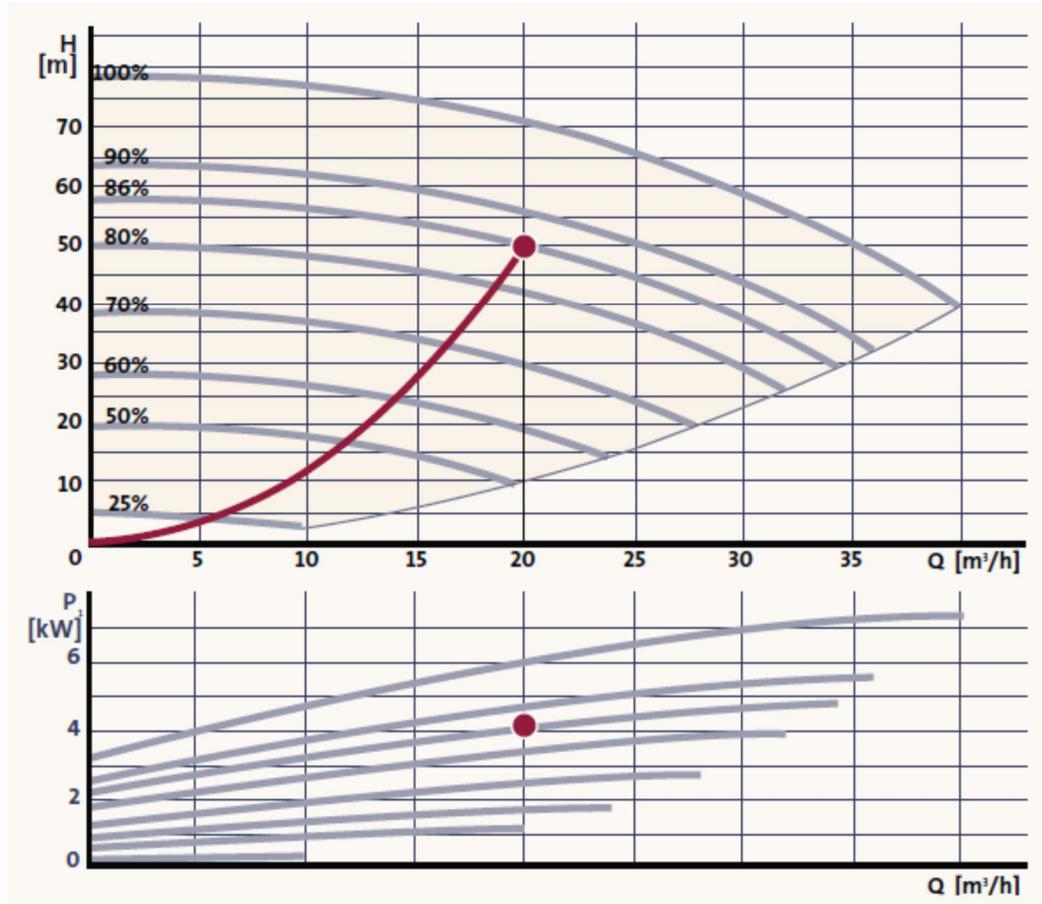


Fig.4.30 Curvas de rendimiento para una bomba de velocidad variable. Fuente: Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>.

Por lo tanto optaremos por las bombas tipo **CRE/CRIE**, a continuación definiremos el tamaño y número de etapas a utilizar.

### CRE 3

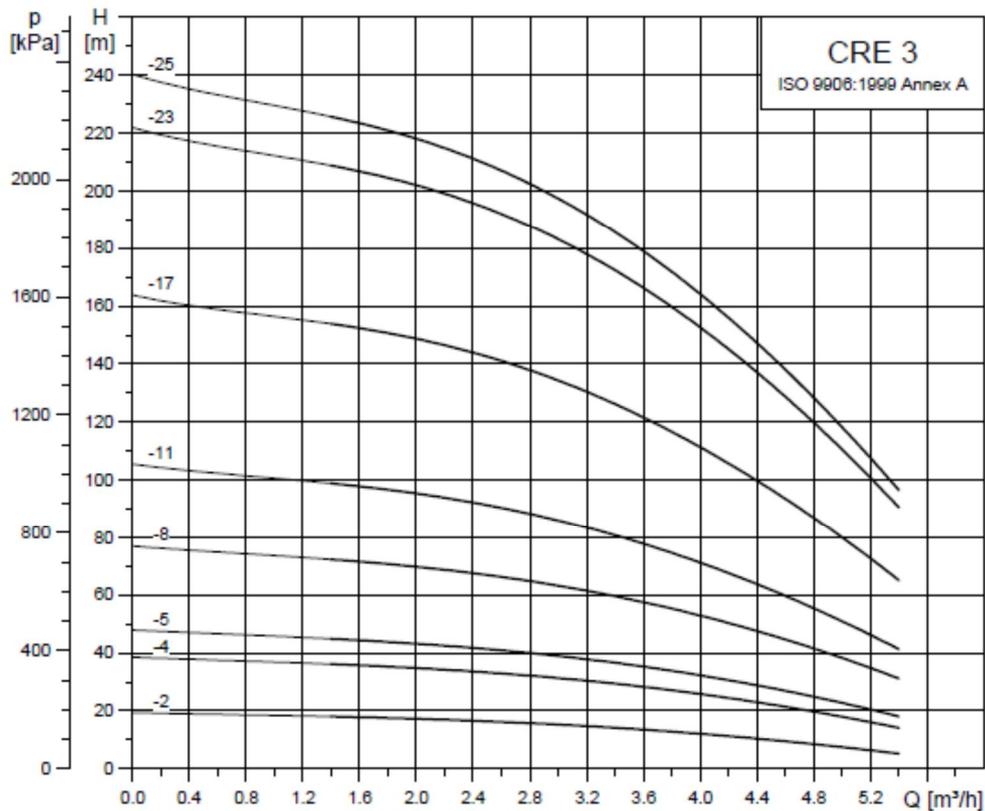


Fig.4.31 Curvas de rendimiento Familia de bombas CRE. Fuente: Catalogo Bombas Centrifugas GRUNDFOS<sup>28</sup>.

Ubicando el punto de mayor exigencia ( $Q_{max}$ ) en el gráfico, vemos que la bomba más adecuada debería tener entre 17 y 23 etapas.

El fabricante ofrece la información respecto al rendimiento de las bombas mediante una serie de curvas de rendimiento. En ellas se muestran la altura, el consumo, el rendimiento y el NPSH en función del caudal.

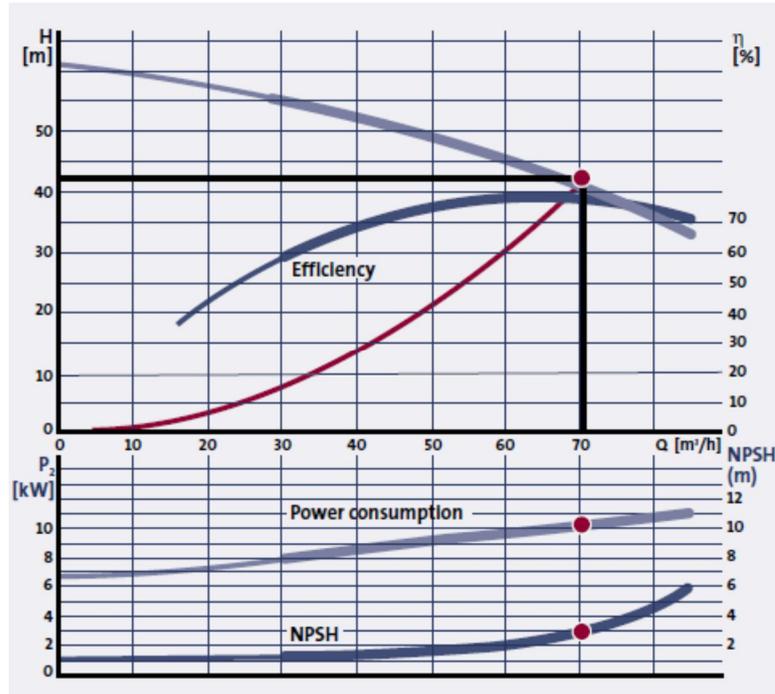


Fig.4.32 Curvas de rendimiento para una bomba centrífuga. Se muestran altura, consumo rendimiento y NPSH en función del caudal. Fuente: Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>

Dentro de los equipos ubicados en ese rango, encontramos el siguiente:

La bomba **CRE 3-21** que consta de 21 etapas y posee las curvas de rendimiento que se muestran en la figura a continuación. En contraste, se encuentra graficada la curva característica de nuestro sistema.

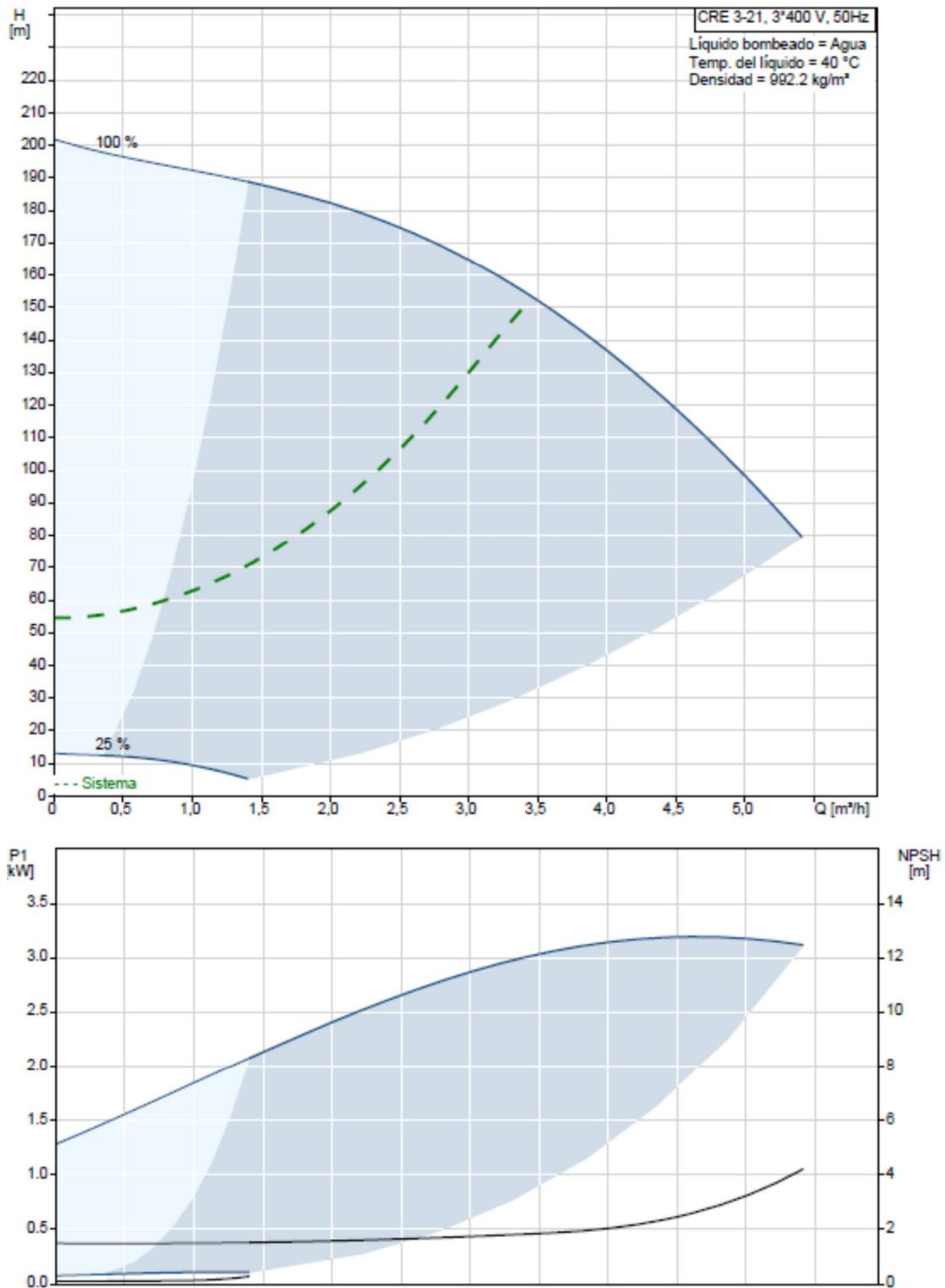


Fig.4.33 Curvas características de la bomba CRE 3-21 vs Curva del sistema. Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.



A continuación ubicaremos los caudales de ensayo para identificar y analizar los distintos regímenes a los que la bomba trabajara:

➤ Rendimiento a  $0.75 \frac{m^3}{h}$  (25% Qmax):

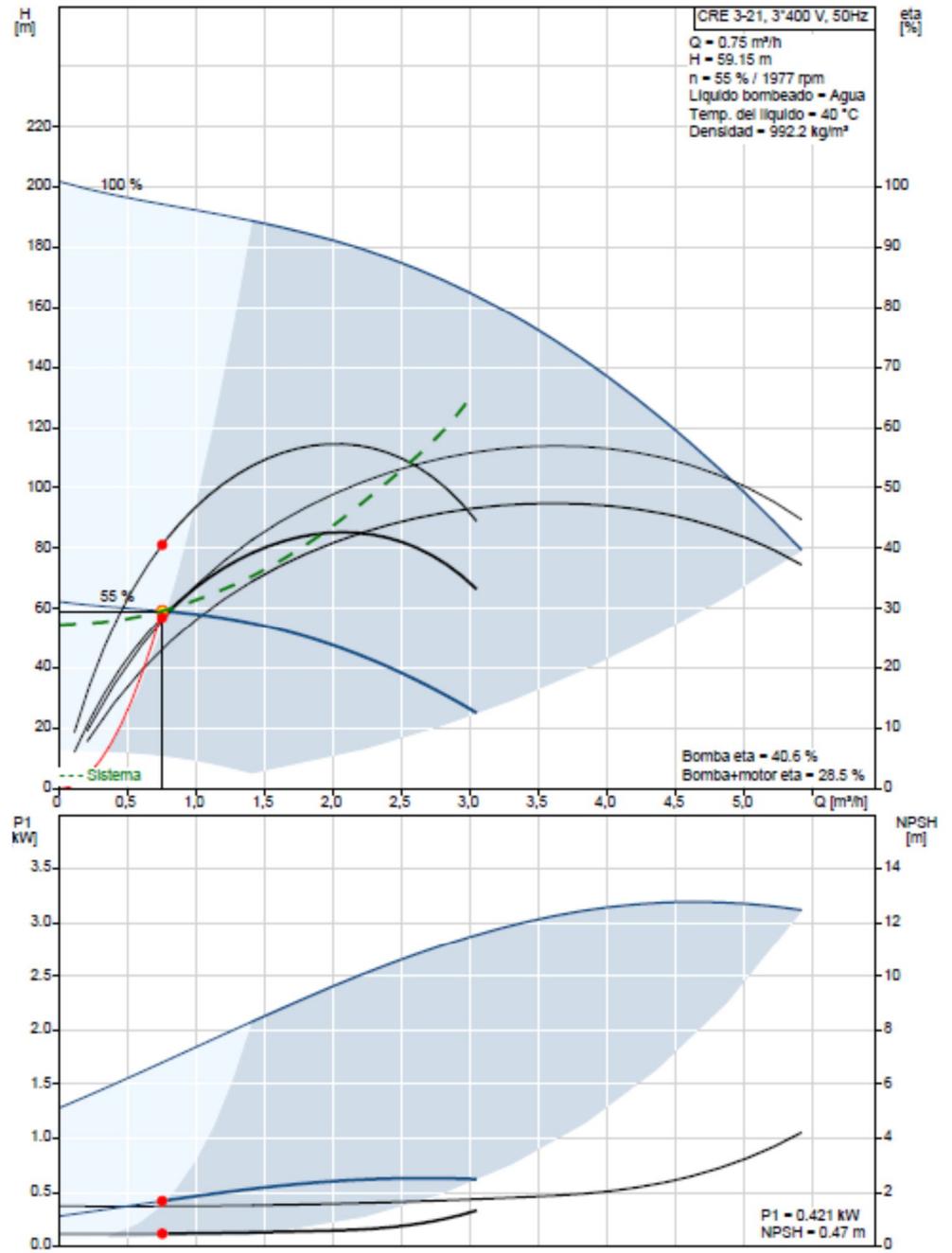


Fig. 4.34 Curvas características para  $Q = 0.75 \frac{m^3}{h}$ . Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.



Se observa que la curva de la bomba correspondiente se intersecta con nuestro punto de interés a una velocidad de 1977 RPM (55% de RPM máx.).

➤ Rendimiento a  $1.5 \frac{m^3}{h}$  (50%  $Q_{max}$ ):

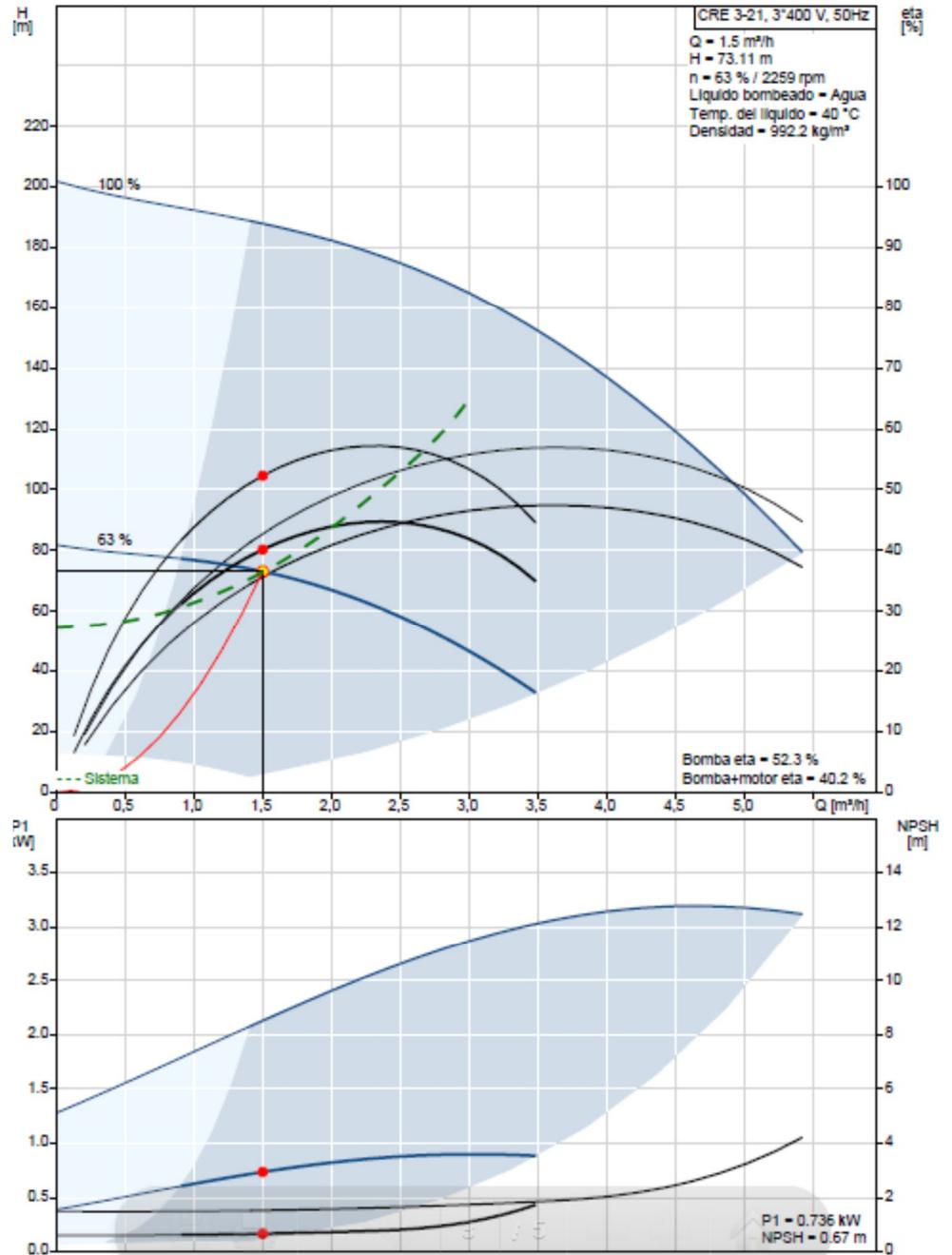


Fig.4.35 Curvas características para  $Q = 1.5 \frac{m^3}{h}$ . Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.

En este punto, las curvas se intersectan para una velocidad de 2259 RPM (63% RPM máx.).



➤ Rendimiento a  $2.25 \frac{m^3}{h}$  (75%  $Q_{m\acute{a}x.}$ ):

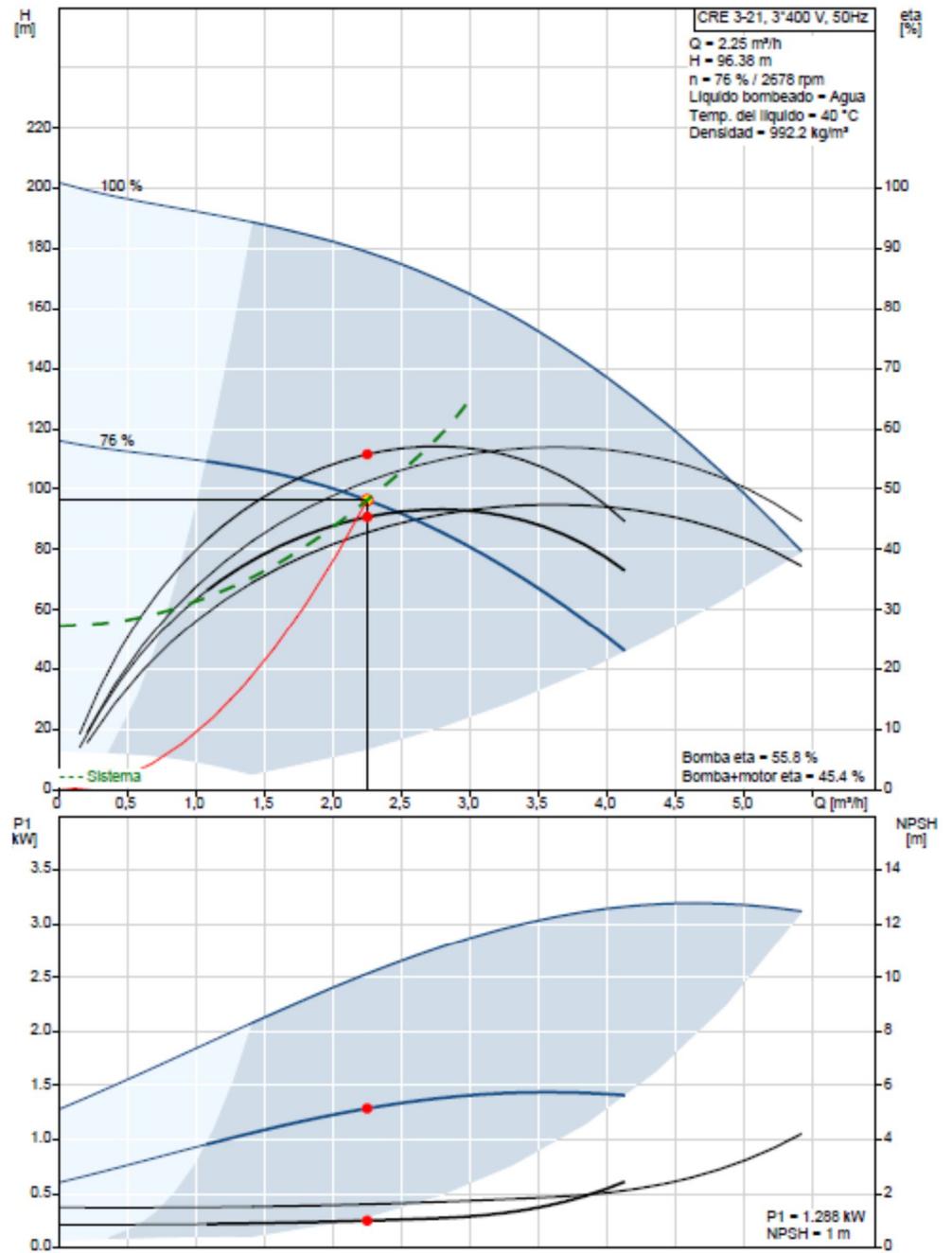


Fig.4.36 Curvas características para  $Q = 2.25 \frac{m^3}{h}$ . Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.

La bomba funciona a 2768 RPM (76% RPM máx.) para satisfacer este punto de trabajo.



➤ Rendimiento a  $3 \frac{m^3}{h}$  ( $Q_{\text{máx.}}$ ):

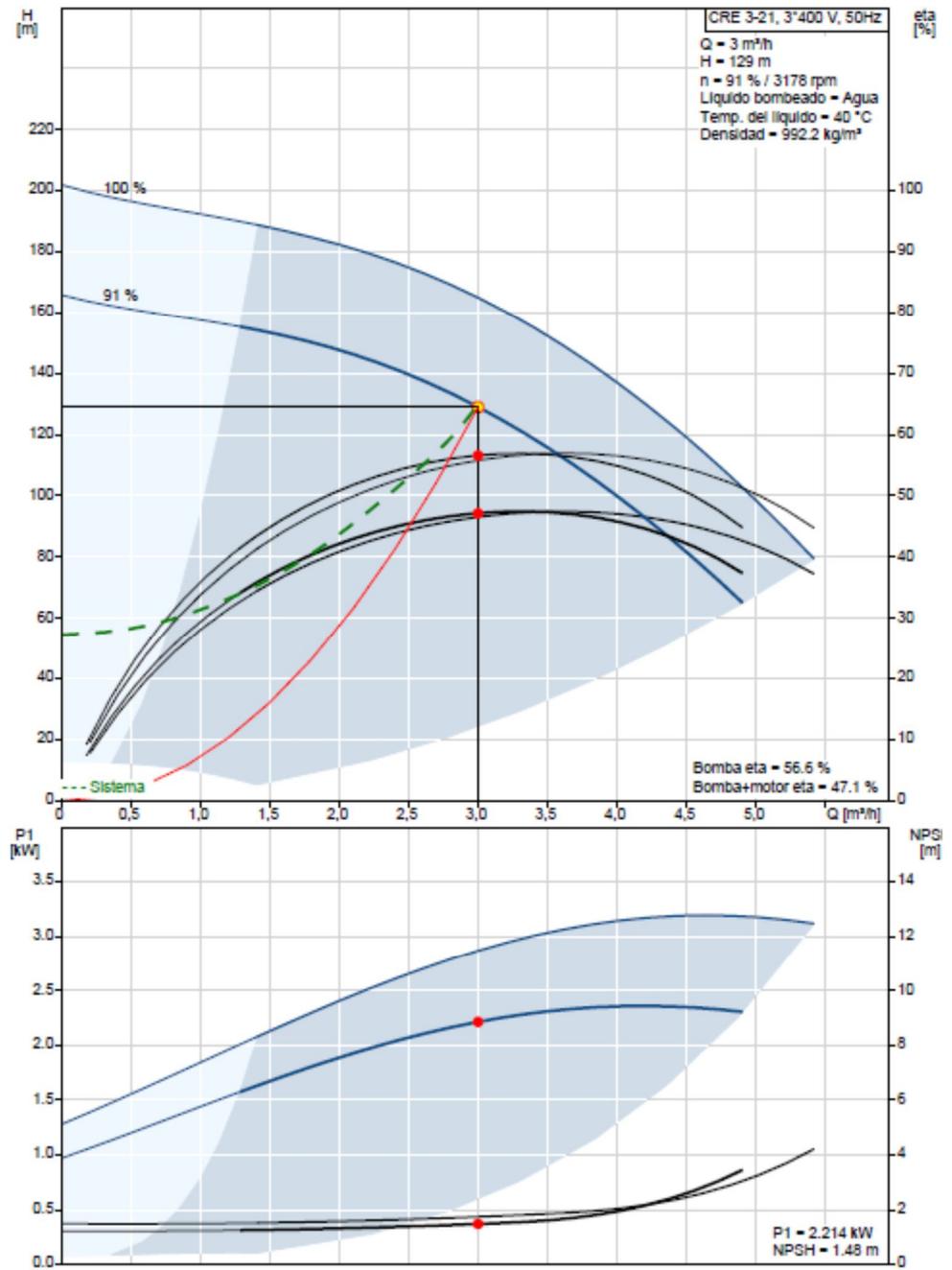


Fig.4.37 Curvas características para  $Q = 3 \frac{m^3}{h}$ . Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.

A caudal máximo, la bomba funciona a 3178 RPM (91% RPM máx.).

Recolectando la información de los distintos gráficos, visualizamos los datos en la siguiente tabla:



Caudal (% de Qmax)	Altura (m)	Eta (%)	NPSHr (m)	Velocidad (rpm)
25	59.15	40.6	0.47	1977
50	73.11	52.3	0.67	2259
75	96.38	55.8	1	2768
100	129	56.6	1.48	3178

*Tabla.4.18. Prestaciones de la bomba para los distintos caudales de ensayo.*

Se observa que la bomba cumple con todos los puntos de trabajo requeridos y se ubican dentro del área permitida de trabajo. Respecto al rendimiento, los valores correspondientes al 50% y 100% del caudal máximo que resultan ser los caudales de mayor utilización y relevancia, presentan valores muy cercanos al rendimiento máximo que la bomba puede entregar (57%) por lo que cumple con las premisas establecidas anteriormente.

#### **4.5.5.2.1 Materiales constructivos.**

Este tipo de bomba presenta su cabezal y base fabricados en **fundición gris SAE J434**, las demás piezas destinadas al contacto con el líquido como ser los impulsores están fabricadas en **acero inoxidable AISI 304**.

#### **4.5.5.2.2 Medio Motriz.**

La bomba cuenta con un motor eléctrico asíncrono trifásico de 3 kW y velocidad nominal de 360-3490RPM equipado con un variador de velocidad.

#### **4.5.5.2.3 Requisitos de mantenimiento.**

Este tipo de bomba presenta los siguientes requisitos de mantenimiento:



Elemento	Acción	Ubicación	Frecuencia	Observaciones
Rodamientos	Reemplazo	Motor	5 años	O según se requiera
Cámaras e impulsores	Reemplazo	Etapas de presión	5 años	o según se requiera
Sellos o-ring	Reemplazo	Cabezal	3 años	o según se requiera
Sello mecánico de cierre	Reemplazo	Motor	3 años	o según se requiera
Ventilador del motor	Limpieza	Motor	según se requiera	

Tabla 4.19. Cronograma de mantenimiento de la bomba centrífuga seleccionada. Fuente: *Catalogo Bombas Centrífugas GRUNDFOS<sup>28</sup>*.

Vemos que no requiere de un mantenimiento intenso, pudiendo inclusive sobrepasar los tiempos establecidos si no se detecta desgaste que amerite el reemplazo de los elementos mencionados.

#### 4.5.5.2.4 Condiciones de succión (NPSH).

Teniendo los datos del fabricante respecto a las condiciones de succión requeridas por el/los impulsores (NPSH<sub>r</sub>) podemos utilizar la ecuación (ec.4.30) para el cálculo de la altura máxima de succión disponible:

Datos:

$$H_{\text{atm}} = 9.61 \text{ mca (Anexo II)}$$

$$H_{v \text{ } 40^{\circ}\text{C}} = 0.75 \text{ mca (Anexo II)}$$

$$NPSH_r = 1.49 \text{ m (Fig.4.37)}$$

$$\Delta P_{\text{asp max}} = 3.745 \text{ mca (capítulo 5)}$$



$$H_a = 9.61 \text{ mca} - 0.75 \text{ mca} - 1.49 \text{ mca} - 3.745 \text{ mca} - 0.5 \quad (\text{ec.4.34})$$

$$H_a = 3.625 \text{ m} \quad (\text{ec.4.35})$$

Vemos que el valor obtenido es satisfactorio ya que nuestra bomba se encuentra ubicada por debajo del nivel de líquido del tanque de reserva, por lo que no habrá riesgo de cavitación.

Queda por lo tanto completamente definida la bomba para altos caudales **GRUNDFOS Modelo CRE 3-21**. Las especificaciones técnicas se detallan completamente en el **ANEXO I ELEMENTOS COMERCIALES – Sección VIII – Bombas centrifugas pág. 119-23**.

#### 4.5.5.3 Bomba para bajos caudales.

De la misma forma que con la selección anterior y, utilizando el mismo fabricante, comenzaremos la selección ubicando nuestros puntos de trabajo sobre las curvas de rendimiento de la familia de bombas que más se ajusten a los mismos:

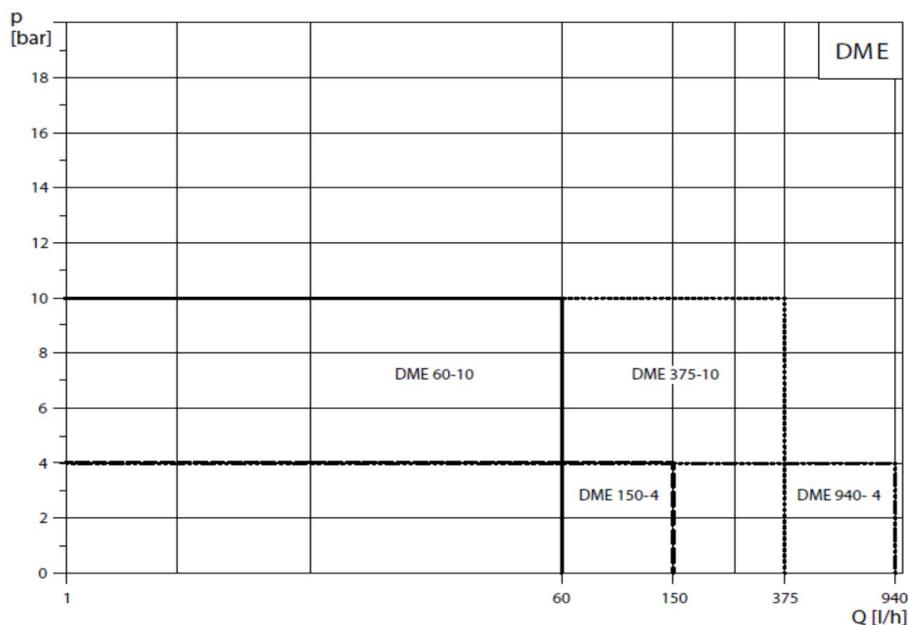


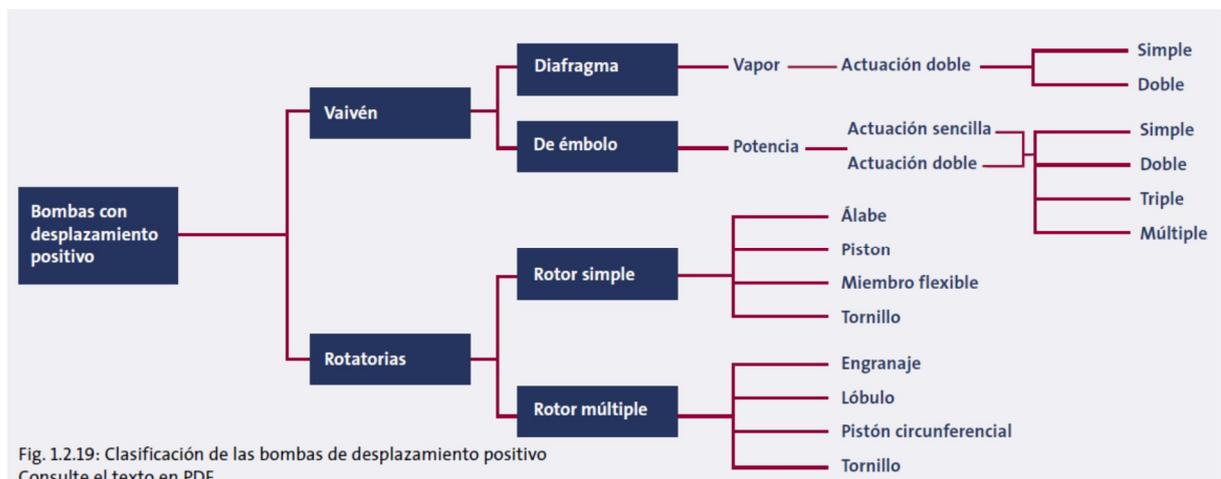
Fig.4.38 Curvas de rendimiento de la familia de bombas DME (dosificadoras). Fuente: *Catálogo Bombas Dosificadoras GRUNDFOS<sup>29</sup>*.

Nuestros puntos se ubican sobre la bomba **DME 150-4**, cuya descripción detallamos a continuación.

Las bombas DME pertenecen al grupo de bombas denominadas “de desplazamiento positivo”. Estas proporcionan un caudal constante aproximado a una velocidad fija, independiente de los cambios en la contrapresión del sistema. Se distinguen dos tipos:

- Rotativas
- Reciprocantes o Alternativas.

Según el tipo de bomba utilizada, un cambio en la contrapresión de la bomba puede dar como resultado distintos caudales.



*Fig.4.39 Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo. Fuente: Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>*

Para el caso de una bomba centrífuga, su caudal cambiara considerablemente, para una bomba rotativa cambiara un poco, mientras que para una bomba alternativa apenas cambiara. La diferencia radica en la superficie de cierre, que es mayor para el caso de las rotativas. Por lo tanto, aunque las bombas estén diseñadas bajo las mismas tolerancias, las perdidas en las superficies de separación de las rotativas serán superiores.

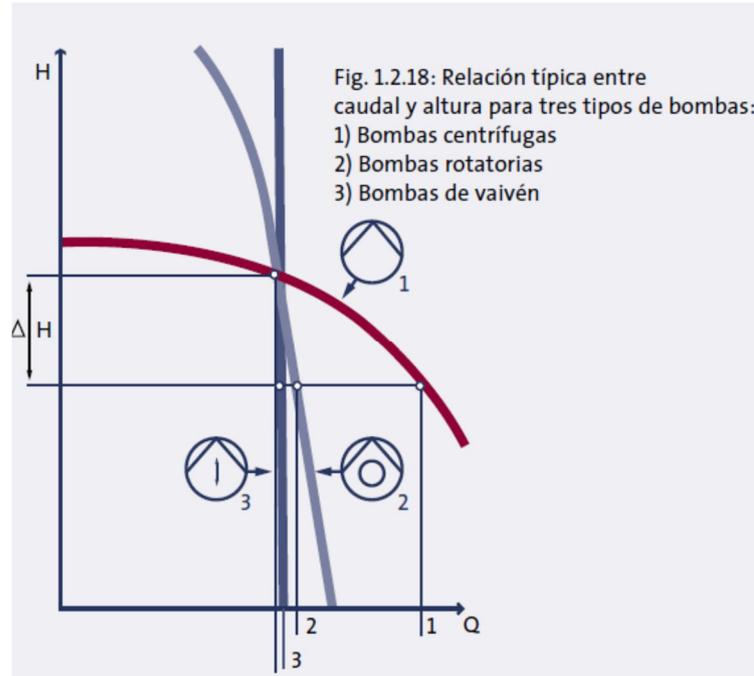


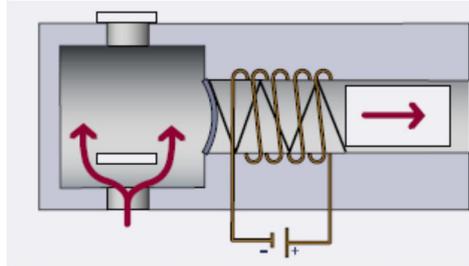
Fig.4.40 Relación caudal vs altura para tres tipos de bombas. Fuente: Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>

Las bombas con desplazamiento positivo son intermitentes, lo que significa que el volumen de su caudal dentro de un ciclo no es constante. Esto conduce a fluctuaciones de presión debidas a la resistencia que ofrece el sistema mediante las tuberías y válvulas.

Las bombas DME llamadas “bombas de dosificación” son bombas de desplazamiento positivo y normalmente del tipo “con diafragma”. El diafragma es a prueba de fugas ya que forma un cierre hermético entre el líquido y el entorno.

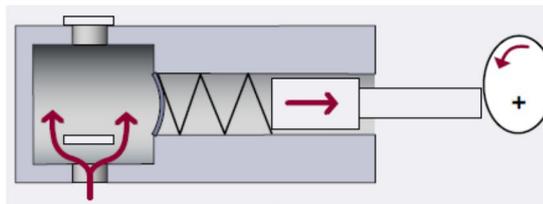
Dispone de dos válvulas de retención, una en el lado de la aspiración y otra en el lado de la descarga. Existen 3 formas de accionar el diafragma:

En la primera, el diafragma se activa por medio de una biela de conexión que está conectada a un electroimán, por lo tanto la bobina recibe la cantidad exacta de impulsos que necesita.



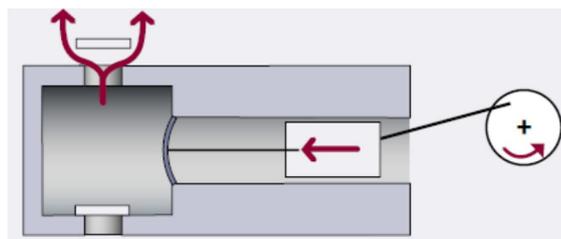
*Fig.4.41 Bomba de dosificación por arrastre de electroimán. Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>*

En la segunda, el diafragma se monta sobre la biela de conexión que se activa mediante un árbol de levas, este gira por medio de un motor asíncrono estándar.



*Fig.4.42 Bomba de dosificación por arrastre de árbol de levas. Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>*

En el tercero, el diafragma se activa por medio de una biela de conexión arrastrada excéntricamente y alimentada por un motor paso a paso o un motor asíncrono. Para el caso de un motor paso a paso, se incrementa el área dinámica de la bomba y su precisión aumenta considerablemente.



*Fig.4.43 Bomba de dosificación por arrastre de cigüeñal. Manual de Bombeo GRUNDFOS<sup>27</sup>*



La bomba dosificadora **DME 150-4** consta de un motor de velocidad variable incorporado, desarrolla un caudal máximo de 150 Litros/hora a una presión máxima de 4 bar. Permite el control del flujo de diversas formas, a partir de la cantidad de líquido bombeado por pulso o mediante el ingreso del caudal deseado (aquí la bomba ajustara automáticamente la velocidad de las pulsaciones y la carrera de modo de ejercer la mínima fluctuación posible).

Como dijimos anteriormente, este tipo de bomba genera una fluctuación tanto en el caudal de líquido como en la presión, producto del movimiento alternativo. Esta fluctuación no deberá sobrepasar los valores permitidos para los caudales que dicha bomba genere.

Para solucionar este inconveniente se hace obligatoria la utilización de equipos denominados “**acumuladores para amortiguación de pulsaciones**”. La descripción, cálculo y detalle de este equipo se realizara más adelante en el capítulo.

A continuación mostramos su curva de rendimiento, en contraste con la curva de nuestro sistema:

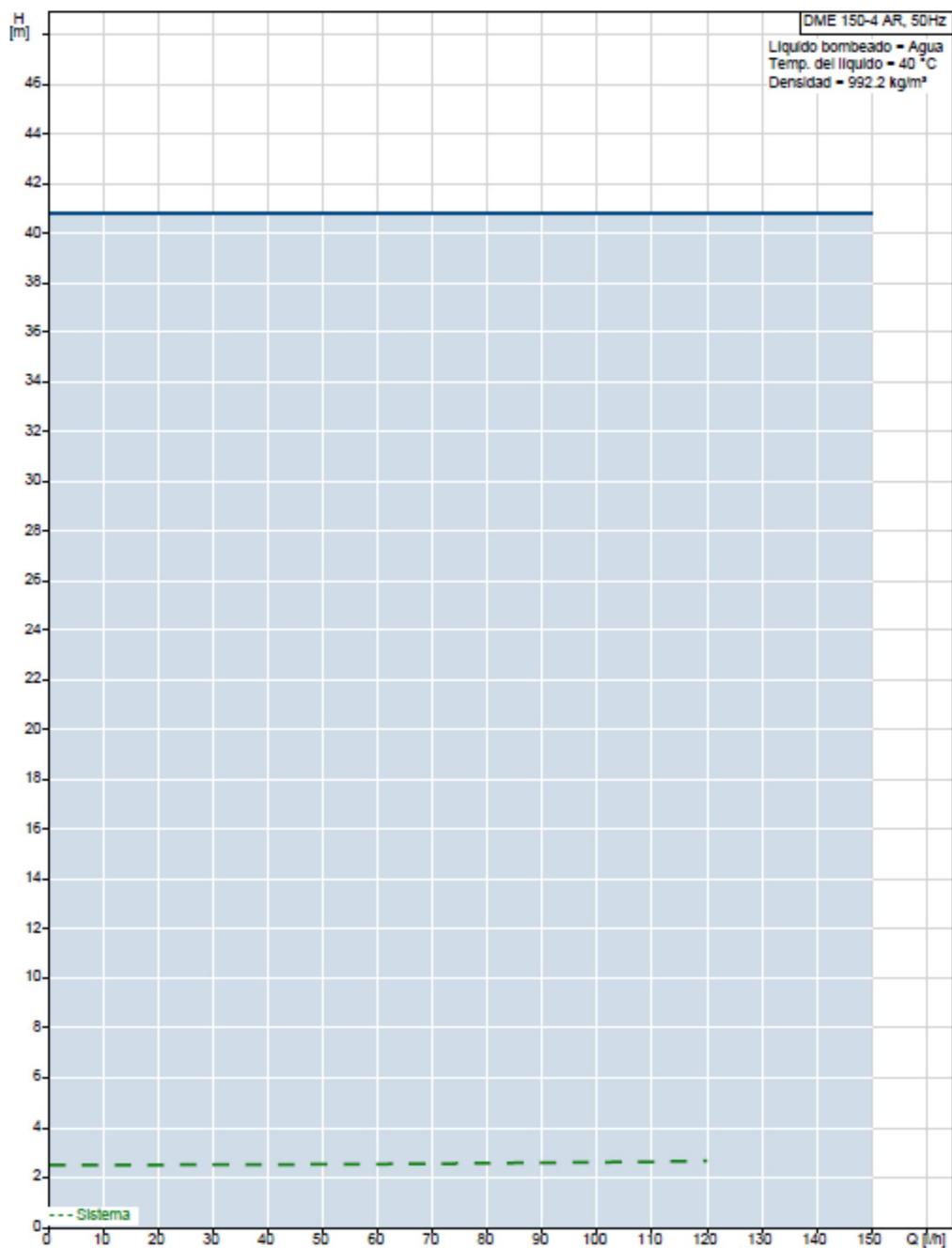


Fig.4.44 Curva característica bomba DME 150-4 vs Curva característica del sistema. Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.

Ubicamos los puntos de trabajo correspondientes:



➤ Rendimiento a  $Q_{min}$  ( $0.03 \frac{m^3}{h}$ ):

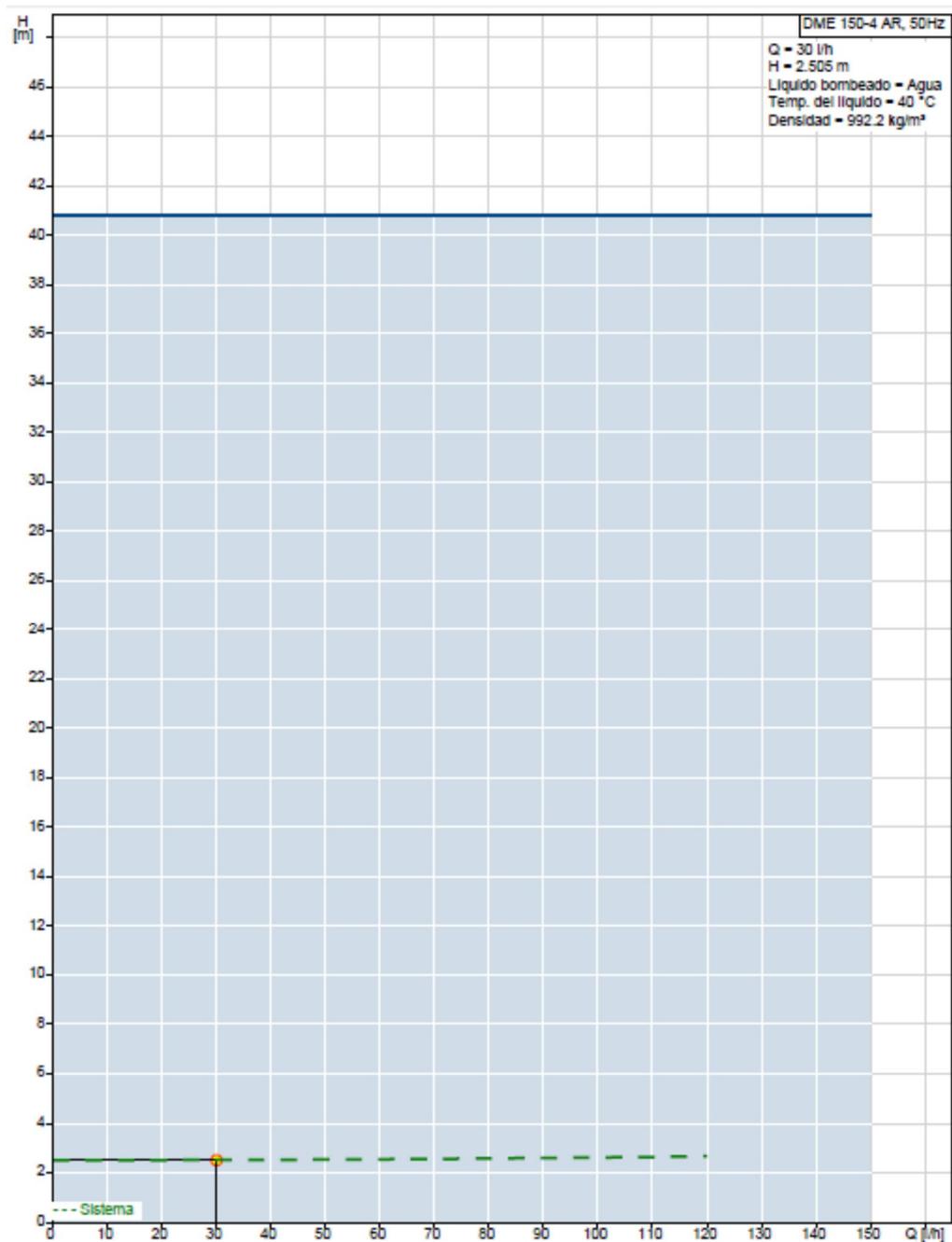


Fig.4.45 Curvas características para  $Q = 0.03 \frac{m^3}{h}$ . Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.

➤ Rendimiento a  $Q_t (0.12 \frac{m^3}{h})$ :

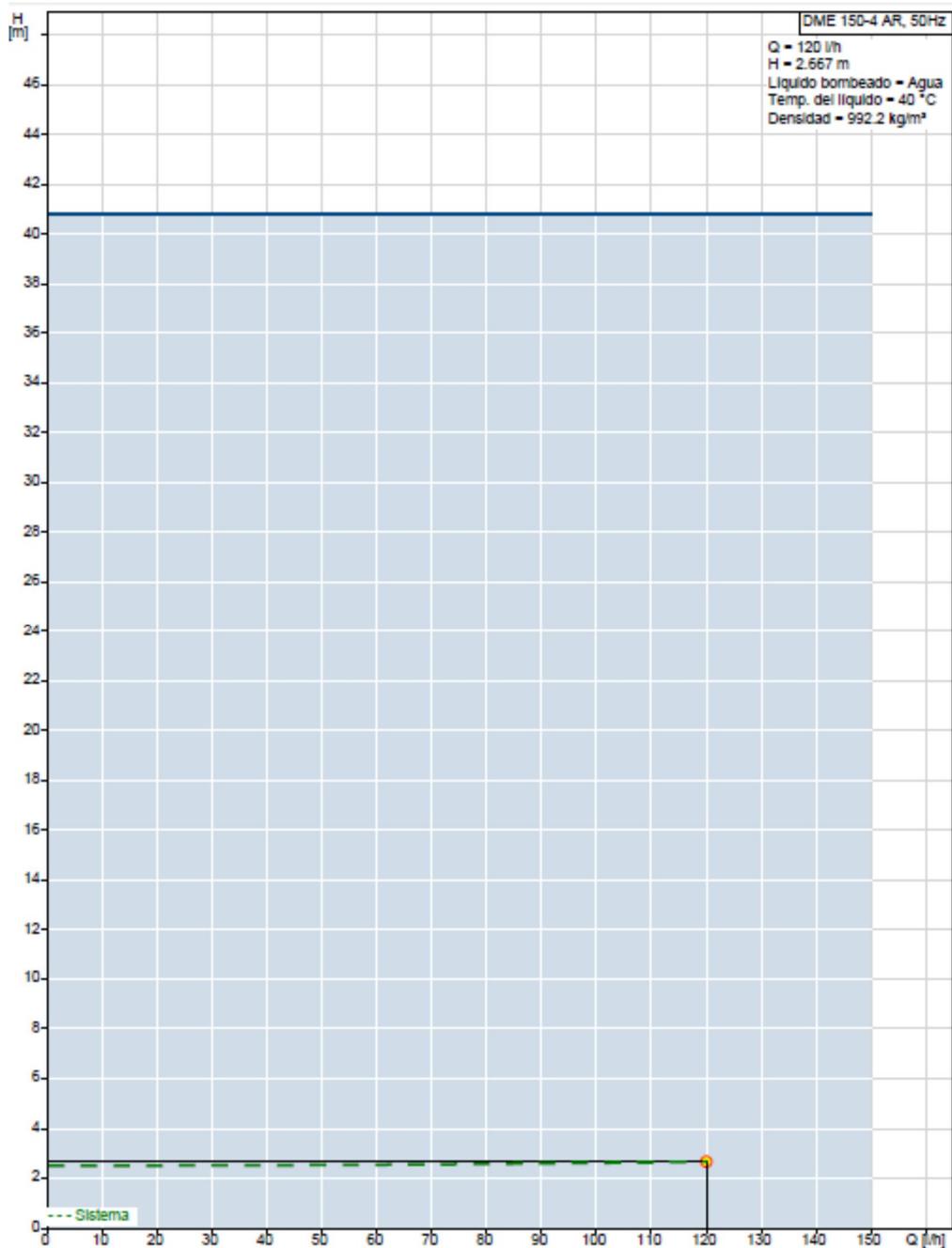


Fig.4.46 Curvas características para  $Q = 0.12 \frac{m^3}{h}$ . Fuente: GRUNDFOS Product Center<sup>34</sup>.

Podemos ver que la bomba cumple con los puntos de trabajo requeridos. Se observa que existe un buen margen para aumento de presión.



#### 4.5.5.3.1 Materiales constructivos.

Las piezas en contacto con el líquido están conformadas por los siguientes materiales:

- Cabezal y cuerpo hidráulico: Polipropileno.
- Válvula de bola: cerámica.
- Membrana: Con recubrimiento de teflón.

#### 4.5.5.3.2 Medio Motriz.

La bomba cuenta con un motor eléctrico asíncrono monofásico (velocidad y potencia no declarados).

#### 4.5.5.3.3 Requisitos de mantenimiento.

Este tipo de bomba presenta los siguientes requisitos de mantenimiento:

Elemento	Acción	Ubicación	Frecuencia	Observaciones
<b>Cabezal y válvulas</b>	inspección	Cuerpo	diaria	Detectar fugas de líquido.
<b>Superficies y cuerpo de la bomba</b>	Limpieza	Cuerpo	Semanalmente	o según se requiera
<b>Tornillos cabezal Dosificador</b>	inspección	Cabezal	3 meses	Controlar ajuste.
<b>Membrana y válvulas</b>	Reemplazo	Cabezal	2 años u 8000 horas de servicio	

Tabla 4.20. Cronograma de mantenimiento para la bomba dosificadora elegida. Fuente: *Catalogo Bombas Dosificadoras GRUNDFOS*<sup>29</sup>

El mantenimiento de este equipo es bajo y no resulta complicado, requiriendo en su mayoría de inspecciones periódicas y el reemplazo de las partes funcionales al cabo de un tiempo prolongado.



#### 4.5.5.3.4 Condiciones de succión (NPSH).

Para el caso de estas bombas, la altura máxima de succión es constante y, para el caso de que el líquido bombeado sea agua, se ubica en **6 metros**, valor muy por encima del previsto para la ubicación de la bomba. Por lo que no existe ningún peligro de cavitación.

Queda por lo tanto completamente definida la bomba para bajos caudales **GRUNDFOS Modelo DME 150-4**. El detalle completo del equipo se muestra en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección IX – Bombas Dosificadoras, pág. I-24-27**.

#### 4.5.5.3.5 Amortiguación de pulsaciones.

##### 4.5.5.3.5.1 Introducción.

Habíamos mencionado anteriormente que sería necesaria la utilización de un dispositivo que permitiera estabilizar el flujo de líquido proveniente de la bomba de bajo caudal. A continuación procedemos a explicar y calcular este elemento utilizando el procedimiento más utilizado.

Un **amortiguador de pulsaciones** consiste de un recipiente en cuyo interior se encuentra un gas presurizado que suele ser nitrógeno o aire. La presión a la cual se encuentra contenido el gas suele ser menor que la presión del circuito donde se encuentra instalado, esta presión recibirá el nombre de “ $P_0$ ”.

Dentro del amortiguador existe un elemento separador que aísla el gas del líquido del circuito, su función es prevenir fugas de gas. Este separador se fabrica generalmente de dos tipos de material: goma (Nitrilo, EPDM, silicona, etc.) o materiales termoplásticos como el PTFE.

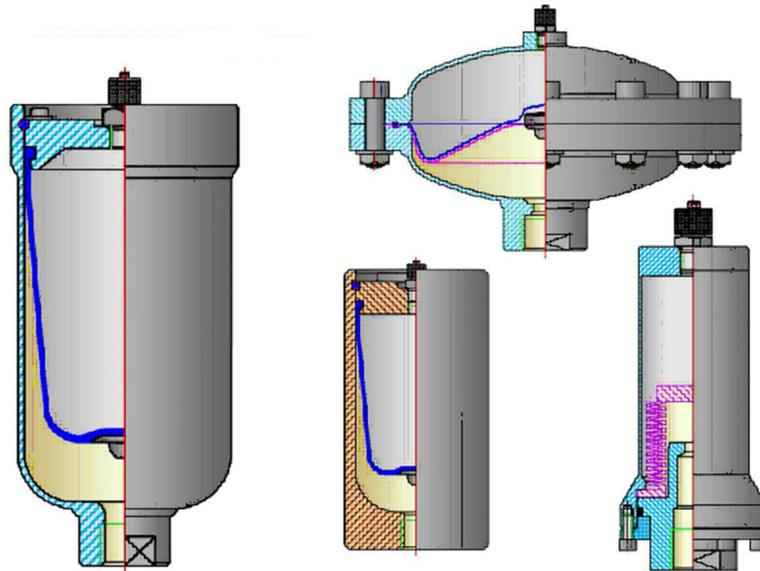


Fig.4.47 Distintos modelos de amortiguadores de pulsaciones. Fuente: HYDRACAR S.A.

Su función es estabilizar el flujo oscilante de líquido generado en cada ciclo por bombas a pistón o membrana. Estas bombas tienen la característica de entregar un volumen constante de líquido en cada ciclo, independientemente de la presión o resistencia del circuito.

Cuando se encuentra presente este dispositivo en un circuito hidráulico, el volumen suministrado por la bomba en cada ciclo de trabajo se divide en dos partes; una va para el circuito y la otra va hacia el amortiguador de pulsaciones. Este volumen almacenado en el amortiguador es regresado al circuito mientras la bomba está en la etapa de succión o llenado. A la cantidad de líquido saliendo y entrando del amortiguador la llamaremos “ $\delta V$ ”.

Cuando  $\delta V$  es introducido dentro del amortiguador, el gas contenido en su interior será comprimido y como consecuencia aumentará su presión y disminuirá su volumen. El volumen final del gas “ $V_2$ ” será el volumen inicial menos el volumen de líquido introducido  $\delta V$ .

El volumen inicial del gas es, en un principio, el volumen total del amortiguador o su tamaño. Este valor es desconocido y resultará del cálculo, dependiendo en cada caso del tipo de bomba utilizada. El volumen o tamaño del amortiguador será llamado “ $V_0$ ”.

De esto último podemos decir que:



$$V_2 + \delta V = V_0 \quad (\text{ec.4.36})$$

Todo amortiguador posee una constante derivada de su tamaño y su presión de funcionamiento:

$$P_0 \times V_0 = \text{Constante} \quad (\text{ec.4.37})$$

Esto se cumple en casos donde no haya variaciones de temperatura (transformación a temperatura constante). En la práctica no es aconsejable que un amortiguador se vacíe totalmente del líquido previamente almacenado en cada ciclo, de manera de evitar que el tapón de la membrana golpee repetidamente sobre la conexión de entrada de la carcasa. Debido a esto, las expresiones anteriores se transforman en la siguiente:

$$V_2 + \delta V + v = V_0 \quad (\text{ec.4.38})$$

Donde “v” representa el volumen de líquido que estará confinado dentro del amortiguador. Como regla general este volumen representa un 10% del volumen total del amortiguador, por lo tanto, la última expresión resulta:

$$V_2 + \delta V + 0.1 \times V_0 = V_0 \quad (\text{ec.4.39})$$

Finalmente queda:

$$V_0 = \frac{(V_2 + \delta V)}{0.9} \quad (\text{ec.4.40})$$

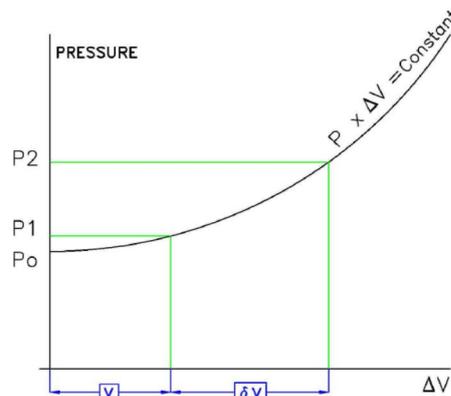


Fig.4.48 Curva de compresión del gas dentro de un amortiguador de pulsaciones. Fuente: HYDRACAR S.A

Como se ve en la figura anterior, a la presión inicial de carga " $P_0$ " no hay líquido dentro del amortiguador y el gas llena todo el compartimento interior. La presión " $P_1$ " es la presión del gas cuando el volumen " $v$ " de líquido es introducido dentro del amortiguador, la presión " $P_2$ " es que la alcanza el gas cuando ingresa el volumen adicional " $\delta V$ ".

La curva también nos muestra que para un tamaño fijo de amortiguador, si la cantidad " $\delta V$ " aumenta, también aumentara la presión " $P_2$ ", y visto de otro modo, si aumentamos el tamaño del amortiguador manteniendo constante " $\delta V$ " la presión final " $P_2$ " será menor.

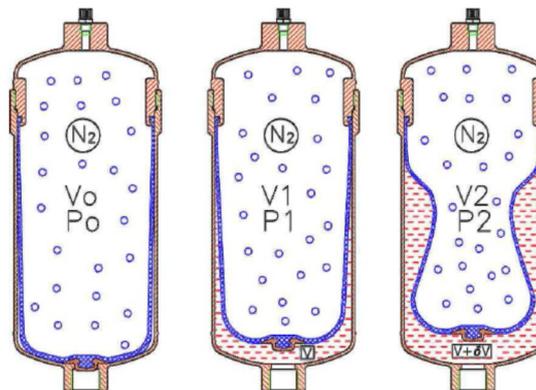
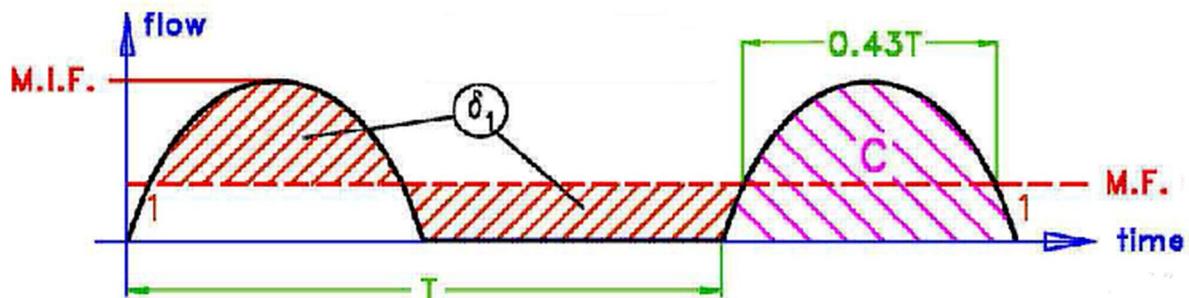


Fig. 4.49 Etapas de transición del gas interno en un amortiguador de pulsaciones tipo vejiga. Fuente: HYDRACAR S.A

El gráfico siguiente representa la variación instantánea del flujo durante un ciclo completo para una bomba dosificadora de acción simple:





*Fig.4.50 Diagrama flujo vs tiempo para una bomba dosificadora de acción simple. Fuente: HYDRACAR S.A*

Podemos ver que para este tipo de bombas el uso de un amortiguador de pulsaciones es casi obligatorio, de otra forma durante media revolución de la bomba esta no entregara líquido alguno. Además, la tubería tendría que tener un diámetro mayor ya que tendría que ser calculada para el valor de flujo instantáneo máximo, que sucede cuando la velocidad del pistón alcanza su máximo, en la mitad de la carrera del mismo (la función del flujo es sinusoidal).

Con un amortiguador instalado, el flujo máximo suministrado al circuito se convierte en el flujo medio de la bomba, lo que permite reducir el diámetro de tubería en muchos casos hasta el 40% ya que el flujo instantáneo es 2.8 veces superior que el flujo medio. Como máximo beneficio tenemos la estabilización de la presión del circuito, ya que la presión en un circuito es básicamente función del flujo y, si este varia, también lo hará la presión.

Analizando con detalle la gráfica, vemos que el trabajo del amortiguador es almacenar el exceso de volumen por encima de la línea de flujo medio durante la carrera de impulso del pistón para luego retornar un volumen " $\delta_1$ " de vuelta al circuito durante la carrera de succión. Entonces, podemos deducir que, para este tipo de bombas, el volumen almacenado por el amortiguador será la mitad de la capacidad máxima por revolución de la bomba.

Sabemos que cuando un gas se comprime su presión se incrementa y disminuye si aumenta su volumen. Con un amortiguador instalado, la presión del líquido en el circuito va a fluctuar acorde a los valores del volumen del gas dentro del amortiguador. Esta variación de presión estará acotada por un porcentaje +/- de la presión del sistema  $P_t$ , determinada mediante el cálculo del sistema.

En la figura siguiente se muestra lo explicado:

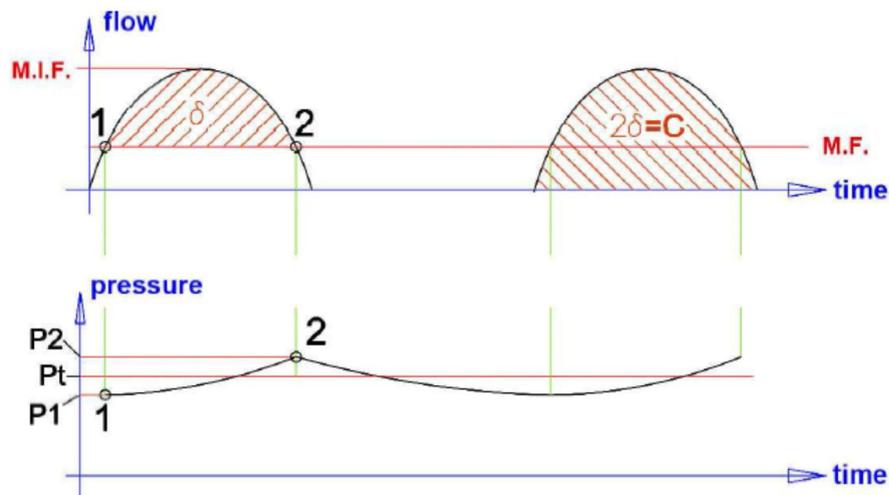


Fig.4.51 Fluctuación de la presión del sistema con un amortiguador instalado. Fuente: HYDRACAR S.A

Como se muestra, el amortiguador almacena el volumen de líquido por encima del valor de flujo medio. Por esta razón, el valor mínimo de la curva de presión (punto 1) debe coincidir con el primer punto donde se intersecta la curva de flujo instantáneo con la de flujo medio, y el máximo valor de la curva de presión (punto 2) debe coincidir con el segundo punto de intersección entre ellas, que es el momento donde todo el volumen “ $\delta V$ ” es introducido dentro del amortiguador.

Explicaremos con mayor detalle el significado de las presiones  $P_1$ ,  $P_2$  y  $P_t$ .

En los circuitos hidráulicos la presión a la salida de la bomba es una función del flujo, longitud de las tuberías, diámetro, viscosidad del líquido bombeado, entre otros, si el flujo se mantiene constante con el tiempo, la presión necesaria para bombearlo también será constante, siempre y cuando no haya ningún cambio en la resistencia del flujo (sedimentación de filtros, obstrucción de tuberías, etc.). Por lo que llamaremos a esta presión constante de trabajo “ $P_t$ ”.

Podemos apreciar que, por un lado, el amortiguador estabiliza el flujo y también la presión, pero de hecho la presión va desde “ $P_1$ ” a “ $P_2$ ”. La causa de esto radica en que el amortiguador para poder estabilizar el flujo, necesita comprimir y expandir un volumen de



gas, por lo tanto serán estas variaciones de presión las que se darán con un porcentaje de “ $P_t$ ” según los valores admitidos en el circuito.

Por lo tanto, a la hora de adquirir estos equipos, se debe pactar cual será la variación de presión admitida en el circuito para poder comenzar el cálculo. Estas variaciones pueden ser reducidas significativamente aumentando el tamaño del amortiguador como vimos anteriormente pero no se recomienda una variación objetivo menor al 2% ya que pequeñas variaciones de temperatura pueden modificar los cálculos teóricos.

Terminada la explicación sobre los fundamentos y el funcionamiento del amortiguador, estamos en condiciones de exponer el procedimiento de cálculo.

La información requerida es la siguiente:

$\delta V$  = Volumen de líquido que el amortiguador debe almacenar. Vimos que para nuestro tipo de bomba se trata de la mitad del volumen que la bomba entrega durante la carrera de suministro.

$P_1$  y  $P_2$  = Los valores máximos y mínimos de presión admitidos en el circuito.

$P_t$  = Presión de trabajo a la salida de la bomba. Esta es obtenida del cálculo del circuito hidráulico.

$V_0$  = Tamaño del amortiguador de pulsaciones. Incógnita a determinar.

Comenzaremos por definir, a modo de ejemplo para el cálculo una pulsación residual de +/- 5% de “ $P_t$ ”, los valores de  $P_1$  y  $P_2$  serán:

$$P_1 = P_t - \left(\frac{5}{100}\right) \times P_t \quad (\text{ec.4.41}) \quad \text{y} \quad P_2 = P_t + \left(\frac{5}{100}\right) \times P_t \quad (\text{ec.4.42})$$

Si consideramos que no hay variación significativa de la temperatura podemos utilizar la ley de Boyle (transformación a temperatura constante) que nos da la siguiente ecuación:



$$P_0 x V_0 = P_1 x V_1 = P_2 x V_2 = Constante \quad (\text{ec.4.43})$$

Si:

$$V_1 = V_0 - v \quad (\text{ec.4.44}) \quad \text{y} \quad v = 0.1 x V_0 \quad (\text{ec.4.45})$$

Con “v” como el volumen de líquido permanentemente almacenado en el amortiguador y que por norma es del 10% del volumen total como explicamos previamente.

De lo anterior, reemplazando (ec.4.45) en la (ec.4.44) nos queda:

$$V_1 = 0.9 x V_0 \quad (\text{ec.4.45})$$

Y también:

$$V_2 = V_1 - \delta V \quad (\text{ec.4.46})$$

De (ec4.43) y (ec.4.45) obtenemos:

$$P_0 = 0.9 x P_1 \quad (\text{ec.4.47})$$

Finalmente, de (ec.4.43), (ec.4.45), (ec.4.46) y (ec.4.47) obtenemos:

$$P_0 x V_0 = P_2 x V_2 ; \quad 0.9 x P_1 x V_0 = P_2 x (V_1 - \delta V) = P_2 x (0.9 x V_0 - \delta V) \quad (\text{ec.4.48})$$

Despejando entre el primer y el tercer término de estas ecuaciones obtenemos la fórmula final:

$$V_0 = \frac{P_2 x \delta V}{0.9 x (P_2 - P_1)} \quad (\text{ec.4.49})$$

Esta es la fórmula teórica simplificada para calcular el volumen de un amortiguador de pulsaciones en función de  $\delta V$ ,  $P_1$  y  $P_2$ .



Como dijimos anteriormente, es aceptado como norma que la presión de carga del gas sea " $P_0 = 0.9 \times P_1$ ". Esta diferencia entre  $P_0$  y  $P_1$  previene que el amortiguador se vacíe completamente de líquido en cada ciclo de trabajo. Teniendo esta cantidad extra de líquido " $v$ " almacenado entre  $P_0$  y  $P_1$  puede utilizarse para compensar los cambios de presión en gas del amortiguador producido por las variaciones de temperatura exterior y/o del fluido, y que pueden modificar el valor teórico calculado de " $\delta V$ " y en esos casos este puede no ser introducido o descargado completamente del amortiguador, generando así una mayor pulsación en el caudal. Es por eso que en la práctica, este valor debe calibrarse en funcionamiento para obtener los resultados deseados. Como regla práctica, cada  $10^\circ\text{C}$  de variación de temperatura del gas, su presión cambiara aproximadamente un 3%.

Estos cambios térmicos hacen que la ecuación (ec.4.43)  $P_0 \times V_0 = P_1 \times V_1 = \dots = P_n \times V_n$  no se cumpla en la práctica ya que, cuando un volumen de gas es comprimido en un tiempo corto, su temperatura aumenta, lo que incrementa la presión, y cuando el gas se expande su presión desciende un valor extra debido al descenso en la temperatura. Este efecto sucede en la mayoría de los gases, incluido el nitrógeno y el aire, que son los más utilizados para cargar amortiguadores (aire atmosférico puede utilizarse para presiones debajo de 10 bar y cuidando que no exista riesgo de reacción química entre el oxígeno presente en el aire y el líquido bombeado).

La ecuación (ec.4.43) se transforma entonces en:

$$(P_0 \times V_0)^\gamma = (P_1 \times V_1)^\gamma = \dots = (P_n \times V_n)^\gamma \quad (\text{ec.4.50})$$

Donde  $\gamma$  = exponente adiabático del gas. Para la mayoría de los gases esta constante vale  $\gamma=1.41$  y es teórica. En la práctica el valor exacto es  $\gamma=1.25$  pero, para no complicar la expresión matemática se utiliza una nueva constante  $\gamma=0.8$  que proporciona el mismo resultado, la ecuación (ec.4.49) queda entonces:

$$V_0 = \frac{P_2 \times \delta V}{0.8 \times 0.9 \times (P_2 - P_1)} \quad (\text{ec.4.51})$$

Esta fórmula se utiliza en la práctica en casi la totalidad de las aplicaciones industriales. Es poco probable que los volúmenes obtenidos del cálculo se ajusten a los tamaños estándar



fabricados, es por eso que se recomienda, excepto por aplicaciones muy exigentes, usar el tamaño más cercano que no supere el valor de cálculo, para obtener el menor costo posible.

#### 4.5.5.3.5.2 Cálculo.

Comenzaremos por definir la información necesaria para comenzar el cálculo:

##### 4.5.5.3.5.2.1 Volumen de líquido a almacenar ( $\delta V$ )

Sabemos que este volumen depende del tipo de bomba dosificadora que, en nuestro caso, al ser de simple efecto, será la mitad del volumen que la bomba entrega durante su carrera de suministro.

Pero la bomba seleccionada no posee un volumen fijo de admisión, sino que es posible variar este parámetro, junto con la velocidad del motor para obtener el caudal deseado. Es por esto que deberemos fijar un valor para su funcionamiento, de lo contrario los cálculos no serán precisos.

Consultando las especificaciones del modelo elegido podemos ver la siguiente información:

La bomba puede funcionar en dos modos diferentes:

- **Modo manual:** Aquí, la bomba dosifica lo más constante y uniformemente posible el caudal ingresado previamente, sin señales exteriores. La desventaja de esto es que, tanto los impulsos como la cantidad dosificada es manejada automáticamente por la unidad de control, por lo que no podremos determinar que volumen de dosificación está utilizando ni tampoco la velocidad del motor, ya que no se muestran dichos valores.
- **Modo por impulso:** La bomba dosifica según una señal externa de impulsos que puede llegar desde un contador con salida de impulsos o un controlador. De este modo, la bomba ajusta su capacidad según la frecuencia de impulsos externos y la cantidad ajustada por impulso. La bomba mide el tiempo entre dos impulsos y calcula la velocidad que de la capacidad necesaria (cantidad



ajustada por impulso multiplicada por la frecuencia de impulsos). Para nuestro modelo, es posible la siguiente gama de ajustes:

$$\mathbf{DME\ 150 = 0.00156 \frac{ml}{impulso} - 300 \frac{ml}{impulso}}$$

Si utilizáramos el primer modo, no tendríamos los datos mínimos para comenzar el cálculo, por lo que el segundo modo de funcionamiento es la mejor opción.

Para seleccionar el mejor valor de la cantidad de suministro debemos tener en cuenta que, un valor pequeño, a pesar de que reduciría el tamaño del amortiguador (es directamente proporcional), la bomba funcionaría a una frecuencia muy elevada, lo que podría causar vibraciones, riesgo de cavitación en la zona de succión, y un mayor calentamiento en menor tiempo del aire presente dentro del acumulador.

Adoptaremos el valor de  $\mathbf{C = 25 \frac{ml}{impulso}}$  que nos permitirá generar el caudal mínimo mediante 20 impulsos por minuto, y el caudal de transición en 80 impulsos respectivamente.

Otra consideración que debemos tener en cuenta es que, al existir dos caudales de ensayo distintos existirán por lo tanto dos presiones de trabajo distintas. Esto dará como resultado dos tamaños distintos de amortiguador. Por lo tanto, deberemos utilizar la presión máxima para obtener el volumen, de esta forma, dará como resultado un tamaño mayor (por ser directamente proporcional al valor máximo de presión) y tendremos una pulsación residual menor que la estipulada cuando el sistema trabaje con la presión mínima, resultando beneficiosa.

De la información provista por la curva del sistema<sup>30</sup> obtenemos las presiones de trabajo para cada caudal:

$$\mathbf{P_{t(qmin)} = 2.505\ m} \quad (\text{ec.4.52})$$

$$\mathbf{P_{t(qtrans)} = 2.667\ m} \quad (\text{ec.4.53})$$

Adoptamos para el cálculo la presión de trabajo correspondiente al caudal de transición.



Admitiremos una pulsación residual de  $\pm 2\%$ , por lo que la presión máxima y mínima serán:

$$P_1 = P_t - \left(\frac{2}{100}\right) \times P_t = 2.667 \text{ m} - \left(\frac{2}{100}\right) \times 2.667 \text{ m} = \mathbf{2.613 \text{ m}} \quad (\text{ec.4.54})$$

$$P_2 = P_t + \left(\frac{2}{100}\right) \times P_t = 2.667 \text{ m} + \left(\frac{2}{100}\right) \times 2.667 \text{ m} = \mathbf{2.720 \text{ m}} \quad (\text{ec.4.55})$$

El tamaño del amortiguador será:

$$V_0 = \frac{P_2 \times \delta V}{0.8 \times 0.9 \times (P_2 - P_1)} = \frac{2.72 \text{ m} \times \left(\frac{25}{2}\right)}{0.8 \times 0.9 \times (2.72 \text{ m} - 2.613 \text{ m})} = \mathbf{441 \text{ ml}} \quad (\text{ec.4.56})$$

Y su presión de carga:

$$P_0 = 0.9 \times P_1 = \mathbf{2.40 \text{ m} = 0.235 \text{ bar (manometrica)}} \quad (\text{ec.4.57})$$

Quedan definidos de esta forma los parámetros para la selección del equipo. Respecto al valor de la presión de carga debemos agregar que este no se trata de un valor final sino que deberá ajustarse en funcionamiento en caso de que las pulsaciones de presión o caudal sean más elevadas que las admitidas debido a los motivos anteriormente expuestos.

#### 4.5.5.3.5.3 Selección.

El catálogo de la marca GRUNDFOS se detalla en **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, SECCION XI – AMORTIGUADOR DE PULSACIONES**, pág. I-28-29.

Vemos que no existe un modelo con las dimensiones exactas sino que los más cercanos poseen un volumen de 350ml (0.35L) o 650ml (0.65L). Vamos a optar por elegir el de mayor tamaño de ambos, ya que, como vimos anteriormente, un mayor tamaño disminuirá aún más las pulsaciones admitidas.

El modelo elegido es el **517-2411**.



## 4.6 Equipo neumático

### 4.6.1 Introducción.

Los cilindros neumáticos son elementos mecánicos que se encuentran montados al final de las líneas de medidores, un cilindro por cada línea, y tienen la función de hermetizar el circuito hidráulico antes y durante el desarrollo de los ensayos, ya que no se admite ningún tipo de fuga de agua en las líneas (más específicamente entre los medidores) mientras se llevan adelante las pruebas. Si hubiera alguna filtración, las invalidaría completamente, así lo establece la Norma ISO 4064<sup>34</sup>.

Para realizar la selección de los cilindros neumáticos se aplica un procedimiento de cálculos que nos permita obtener la información adecuada, y para ello previamente es necesario definir de manera conceptual, un conjunto de variables constructivas y de operación, los cuales se enumeran a continuación:

- *Carrera C*: es la máxima carrera lineal que puede desplazarse el émbolo.
- *Diámetro de émbolo D*: dimensión principal del émbolo.
- *Diámetro de vástago d*: dimensión principal del vástago.
- *Área transversal del émbolo  $A_A$* : magnitud de la sección transversal del émbolo.
- *Área transversal del vástago  $A_v$* : magnitud de la sección transversal del vástago.
- *Área de retroceso  $A_R$* : diferencia entre las áreas transversales del émbolo y del vástago.
- *Volumen en avance  $V_A$* : volumen descrito por el área del émbolo cuando ésta se desplaza una distancia igual a la carrera de cada cilindro.
- *Volumen en retroceso  $V_R$* : volumen descrito por el área de retroceso cuando ésta se desplaza una distancia igual a la carrera de cada cilindro.
- *Consumo en avance  $Q_A$* : caudal de aire comprimido que consume cada cilindro durante el movimiento de avance.
- *Consumo en retroceso  $Q_R$* : caudal de aire comprimido que consume cada cilindro durante el movimiento de retroceso.



- *Fuerza teórica de avance  $F_A$* : es la fuerza que ejerce el aire comprimido sobre el émbolo de cada uno de los cilindros neumáticos.
- *Fuerza real de avance  $F_{rA}$* : es la fuerza que ejerce el aire comprimido sobre el émbolo afectada por el rozamiento interno.
- *Presión de operación  $P$* : presión generada por el compresor que se encarga de alimentar a los cilindros neumáticos.
- *Presión relativa de operación  $p$* : relación entre presión de operación y presión atmosférica.
- *Número de ciclos  $n$* : es la cantidad aproximada de ciclos que realiza cada cilindro neumático por unidad de tiempo.
- *Tensión de fluencia  $\sigma_{0.2}$* : valor de tensión para el cual el material en cuestión sufre una deformación del 0.2% bajo una sollicitación de tracción.
- *Coefficiente de seguridad para fluencia  $CS_f$* : coeficiente que está dado por la relación entre la tensión de fluencia y la tensión admisible de un determinado material.
- *Factor de pandeo  $f_p$* : valor característico utilizado en la fórmula de pandeo de Euler que depende de las condiciones de apoyo del cilindro neumático.
- *Fuerza de pandeo  $F_p$* : nivel de carga para el cual se produce el pandeo del vástago.
- *Módulo de elasticidad  $E$* : valor que corresponde al módulo de elasticidad del material constitutivo del vástago.
- *Momento de inercia a la flexión  $I_{flex}$* : valor que corresponde al momento de inercia a la flexión del vástago.
- *Longitud de pandeo  $l_p$* : longitud empleada en la fórmula de Euler, se expresa en función de la carrera del cilindro y el factor de pandeo.
- *Coefficiente o factor de seguridad a pandeo  $CS_p$* : coeficiente que está dado por la relación entre la fuerza de pandeo máxima y fuerza de pandeo admisible.
- *Factor de rozamiento  $R$* : valor que indica las pérdidas ocasionadas por la fricción que se genera entre las partes móviles y fijas del cilindro neumático.
- *Tipo de funcionamiento de doble-efecto*: esto significa que el émbolo de cada uno de los cilindros neumáticos es capaz de producir los movimientos tanto de avance como retroceso por efecto y accionamiento del aire comprimido.



#### 4.6.2. Cálculo.

Una vez explicitas las variables intervinientes, se pasa al procedimiento de cálculo propiamente dicho. Como primer paso se propone una carrera  $C$ , dado que no se conocen las medidas de todos los demás elementos, el valor a proponer será conservador de manera que la carrera del vástago no sea insuficiente y por lo tanto tendremos que  $C = 200\text{mm} = 20\text{cm}$  que constituye un valor generoso.

Ahora se debe obtener la fuerza teórica de avance  $F_A$  a partir de la relación entre la fuerza real de avance  $F_{rA}$  y el factor de rozamiento  $R$  que son datos conocidos,  $F_{rA}$  se obtuvo en los cálculos realizados en el capítulo 5<sup>35</sup> y para  $R$  se adopta un valor como se indica a continuación:

$$R = 0.95 \quad (\text{ec.4.58})$$

$$F_{rA} = 94\text{Kgf} = 924.75\text{N} \quad (\text{ec.4.59})$$

$$F_A = \frac{F_{rA}}{R} = \frac{924.75\text{N}}{0.95} \rightarrow F_A = 973.42\text{N} = 99.22\text{Kgf} \quad (\text{ec.4.60})$$

Conociendo este valor, se debe ingresar a una tabla dada por la norma *ISO 15552*<sup>36</sup> cuya información se muestra en la tabla 4.21, que indica el diámetro de émbolo  $D$  que corresponde a los distintos niveles de  $F_A$  que el mismo es capaz de soportar a una presión

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
S2/S20	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
S2/S20	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales <sup>1)</sup>	0,1	0,2	0,2	0,5	0,9	1,2	5

de operación  $P$ , que en este caso es de 6 bar:

*Tabla 4.21 Relación entre  $F_A$  y  $D$ . Fuente: Catalogo Cilindros Normalizados DNC ISO 15552<sup>36</sup>.Festo.*

Como se puede apreciar en la *tabla*, para el caso planteado se tiene que:



$$D = 50mm$$

Teniendo en cuenta lo explicado en el capítulo 5 para el cálculo de la fuerza de sellado requerida, la exactitud del valor estará sujeto a que tan bien se respeten las tolerancias geométricas y superficiales. Es por esto que elegiremos el diámetro inmediato superior al seleccionado, de esta forma podremos ajustar con un mayor rango la fuerza de sellado variando presión suministrada al cilindro en caso que necesidad. Por lo tanto el diámetro del embolo será:

$$D = 63mm$$

Para cada diámetro de émbolo  $D$  la norma *ISO 15552*<sup>36</sup> establece que diámetro de vástago  $d$  se recomienda usar, entonces se tendrá que:

$$d = 20mm$$

Cabe aclarar que no serán considerados efectos dinámicos en los cálculos ya que los cilindros neumáticos a implementar incluyen válvulas para regulación manual de velocidad con lo cual las velocidades de avance y retroceso siempre estarán limitadas durante la operación del banco.

Una vez definidas las principales dimensiones del cilindro neumático, es necesario verificar el vástago, tanto su resistencia a fluencia como a la de pandeo.

Si se desea verificar la resistencia mecánica de una pieza, es necesario conocer el material del que está compuesta. Aquí se considera que el material empleado para la construcción del vástago es acero SAE 1045 cuya resistencia a fluencia es  $\sigma_{0.2} = 3400 \text{ Kg}f/\text{cm}^2$  y para este caso se toma  $CS_f = 5$ , por lo tanto:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{0.2}}{CS_f} \quad (\text{ec.4.61})$$

$$\sigma_{adm} = \frac{3400 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2}}{5} \rightarrow \sigma_{adm} = 680 \frac{\text{Kg}f}{\text{cm}^2} \quad (\text{ec.4.62})$$



Recordando que  $\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A_v}$  y  $A_v = \frac{\pi}{4} * d^2$  se tiene que:

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{\frac{\pi}{4} * d_{min}^2} \quad (\text{ec.4.63})$$

Operando y despejando se obtiene:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 * F_A}{\pi * \sigma_{adm}}} \quad (\text{ec.4.64})$$

Luego:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 * 189.5 \text{Kgf}}{\pi * 680 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}}} \rightarrow d_{min} = 0.596 \text{cm} = 5.96 \text{mm} \quad (\text{ec.4.65})$$

La condición para que el vástago verifique en términos de su resistencia mecánica es  $d > d_{min}$ , de los cálculos anteriores se puede apreciar que  $d = 20 \text{mm} \gg d_{min} \approx 6 \text{mm}$  por lo que el diámetro recomendado por la norma es adecuado para esta sollicitación.

Siguiendo con el procedimiento de cálculo, el paso siguiente consiste en comprobar si el vástago posee una resistencia al pandeo suficiente para la situación planteada, por lo que es necesario expresar la fórmula de Euler para pandeo y la longitud de pandeo respectivamente:

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I_{flex}}{C S_p * l_p^2} \quad (\text{ec.4.66})$$

$$l_p = f_p * C \quad (\text{ec.4.67})$$

Operando queda que:

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I_{flex}}{C S_p * f_p^2 * C^2}, \quad (\text{ec.4.68})$$

Recordando que el módulo de elasticidad del acero es  $E = 2.1e6 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$  y el momento de inercia a la flexión es  $I_{flex} = \frac{\pi}{64} * d^4$

$$I_{flex} = \frac{\pi}{64} * (2 \text{cm})^4 \rightarrow I_{flex} = 0.785 \text{cm}^4 \quad (\text{ec.4.69})$$



Ahora se debe encontrar el valor del factor de pandeo, para ello se ingresa a la *Tabla 4.22* usando como parámetros de selección el tipo de montaje de los cilindros y el tipo de conexión del vástago.

Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
<b>Grupos 1 o 3</b> - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I	0,5
	Pivote y guiado rígido	II	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III	2
<b>Grupo 2</b>	Pivote y guiado rígido	IV	1
	Pivote y guiado rígido	V	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI	2

*Tabla 4.22. Factores de montaje. Fuente: Parker Hannifin Corporation.*

El tipo de soporte a utilizar en los cilindros es el de embrizado rígido en la culata anterior de cada uno de ellos y el vástago no utilizará guiado rígido ya que posee un conector articulado en su extremo libre, por lo tanto con esta información se determina que el montaje corresponde al Grupo 1 y el tipo de conexión al caso III, por ende se arriba a que  $f_p = 2$ . Entonces siguiendo con los cálculos:

$$F_p = \frac{\pi^2 * 2.1e6 \frac{Kgf}{cm^2} * 0.785cm^4}{4 * 2^2 * (20cm)^2} \rightarrow F_p = 2543.5Kgf \quad (ec.4.70)$$

La condición que debe cumplirse para que el vástago no sufra pandeo es  $F_A < F_p$ , esto significa que la fuerza teórica de avance no debe alcanzar el valor de la fuerza de pandeo sino que se debe operar por debajo del mismo, como en este caso se observa que  $F_A = 189.5Kgf \ll F_p \approx 2544Kgf$  el vástago no sufre los efectos del pandeo.



Una vez que se tienen las principales dimensiones (C, d, D) de cada uno de los cilindros neumáticos, solo resta calcular el consumo de aire comprimido que los mismos requieren para operar. Suponiendo que la duración media de los ensayos es de aproximadamente 30 minutos y como cada cilindro debe realizar un movimiento de avance y uno de retroceso por ensayo, queda  $n = 4 \frac{\text{ciclos}}{\text{hr}}$  la cual es una frecuencia de utilización baja. A continuación se obtienen los volúmenes de avance y retroceso que a su vez permiten calcular los consumos para cada uno de estos movimientos:

$$A_A = \frac{\pi}{4} * D^2 = \frac{\pi}{4} * (6.3\text{cm})^2 \rightarrow A_A \approx 31.2\text{cm}^2 \quad (\text{ec.4.71})$$

$$A_R = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} * ((6.3\text{cm})^2 - (2\text{cm})^2) \rightarrow A_R \approx 28\text{cm}^2 \quad (\text{ec.4.72})$$

$$V_A = A_A * C = 31.2\text{cm}^2 * 20\text{cm} \rightarrow V_A = 624\text{cm}^3 \quad (\text{ec.4.73})$$

$$V_R = A_R * C = 28\text{cm}^2 * 20\text{cm} \rightarrow V_R = 560\text{cm}^3 \quad (\text{ec.4.74})$$

Se aprecia que  $A_A$  corresponde a la sección transversal del émbolo y  $A_R$  a la diferencia entre ésta y la sección del vástago, dando a lugar a un consumo menor durante el retroceso. La expresión que permite determinar los respectivos consumos es  $Q = V * p * n$ , operando con los valores calculados:

$$Q_A = V_A * p * n = 624\text{cm}^3 * 6 * 4 \frac{\text{ciclos}}{\text{hr}} \quad (\text{ec.4.75})$$

$$Q_A = 14976 \frac{\text{cm}^3}{\text{hr}} = 249.6 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \quad (\text{ec.4.76})$$

$$Q_R = V_R * p * n = 560\text{cm}^3 * 6 * 4 \frac{\text{ciclos}}{\text{hr}} \quad (\text{ec.4.77})$$

$$Q_R = 13440 \frac{\text{cm}^3}{\text{hr}} = 224 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \quad (\text{ec.4.78})$$

Para obtener el consumo total se deben sumar los consumos de avance y retroceso, y luego multiplicar por dos:

$$Q_T = 2 * (Q_A + Q_R) = 2 * \left( 249.6 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} + 224 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right) \quad (\text{ec.4.79})$$

$$Q_T = 947.2 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \approx 950 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$



El consumo total se encuentra por debajo de  $1 \frac{lt}{min}$  aprox. por lo que será suficiente empleando un compresor de bajo caudal para cumplir con este requisito.

#### 4.6.3 Selección.

Ya disponemos de todos los datos requeridos para realizar la selección comercial de catálogo. Enumeramos los valores más importantes obtenidos en la sección anterior:

- $D = 63mm$
- $d = 20mm$
- $C = 200mm$
- $F_A = 1858.7N$
- $Q_T = 950 \frac{cm^3}{min}$

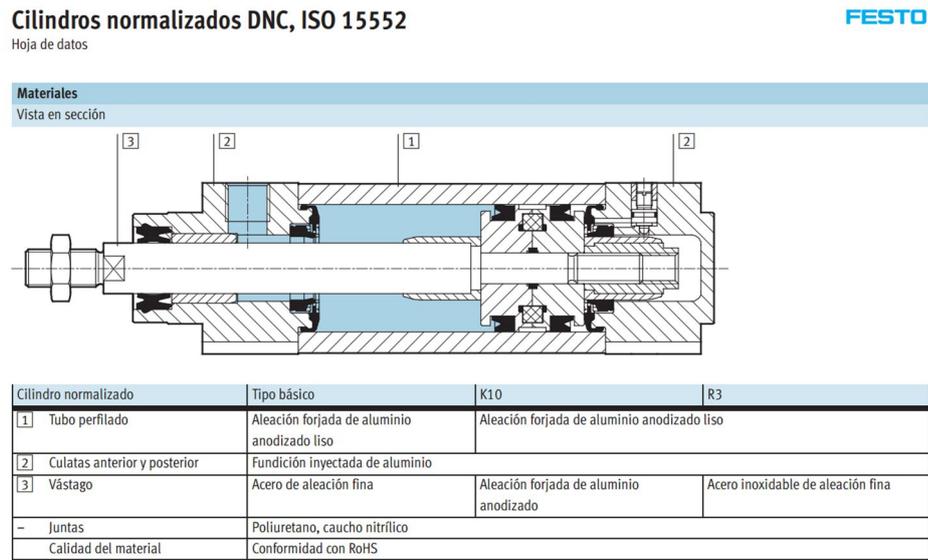
Además de estos valores que definen el funcionamiento de los cilindros, se agrega un requisito que es el que corresponde a la detección de posiciones, en efecto para que el lazo de control del PLC implementado en el banco de ensayos pueda tomar lectura, para saber si el pistón se encuentra en una de las posiciones extremas o no. Esto es útil en lo que respecta a la seguridad, ya que se depende de la detección que efectúan los sensores de posición el PLC, lo que permite iniciar con los ensayos o no.

Como condición final para efectuar la selección de los cilindros neumáticos, se establece que los mismos deben ser de fabricación nacional, y es por ello que se decidió ir por modelos del fabricante *Festo*.

La información técnica y comercial provista por este catálogo se detalla en el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección XII – Cilindros neumáticos, pág. I-31 – 33.**

Se encuentra que el modelo que cumple con los requisitos y valores de parámetros de forma óptima es **DNC-63-200-PPV-A**. La serie DNC no posee ninguna característica especial por lo que es la más básica que se ofrece en el catálogo, los números 63 y 200 en el modelo representan el diámetro nominal de pistón y la carrera respectivamente, las siglas PPV hacen referencia a la amortiguación neumática regulable en ambos lados y la letra A corresponde a la capacidad de detección de posiciones. La amortiguación neumática

regulable se encuentra incorporada en todos los modelos de la serie DNC y presenta la característica de poder regular la aceleración de avance del pistón según las necesidades de operación. La figura 4.52 contiene una vista en corte del cilindro neumático DNC-63-200-PPV-A en donde se muestran las piezas que lo conforman, y más abajo en la misma figura se puede apreciar una tabla en donde se indican los elementos más importantes y su material constitutivo acorde a la norma ISO 15552<sup>36</sup>.



*Figura 4.52 – Características cilindros de la serie DNC. Fuente: Catalogo Cilindros Normalizados DNC ISO 15552<sup>36</sup>. Festo.*

El último paso de este apartado es el que corresponde a la selección de la fijación de los cilindros neumáticos. El principal requerimiento aquí es lograr un montaje que no ocupe demasiado espacio y a la vez que se tenga fácil acceso por parte del operario para tareas de mantenimiento, regulación de válvulas o efectuar conexiones o desconexiones de mangueras y racors. Teniendo en cuenta estos requisitos se elige adoptar una fijación de brida en el extremo anterior del cilindro neumático, usando uniones abulonadas entre dicho cilindro y brida, y entre la brida y placa de extremo.

El modelo de fijación de brida a utilizar es el **FNC-63** de la marca Festo, este modelo está directamente asociado al cilindro **DNC-63-200-PPV-A** ya que depende de sus dimensiones.

Al igual que los cilindros, las fijaciones seleccionadas se detallan En el **ANEXO I – ELEMENTOS COMERCIALES, Sección XII – Cilindros neumáticos, pág I-34.**



#### 4.7 Referencias

- <sup>1</sup> IRAM 2718/93 – Medidores velocimétricos de agua potable fría, IRAM, Argentina 1993.
- <sup>2</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.
- <sup>3</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.2.1.
- <sup>4</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.1.3.
- <sup>5</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.1.4.
- <sup>6</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.3.
- <sup>7</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.3.3
- <sup>8</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.4.
- <sup>9</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.4.1
- <sup>10</sup> BS-7405:1991 – Selection and Application of flowmeters for the measurement of fluid flow in closed conduits, BSI, UK, 1991.
- <sup>11</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 4.2.2
- <sup>12</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.4.2
- <sup>13</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.3
- <sup>14</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.3.2
- <sup>15</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.4
- <sup>16</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.4.2
- <sup>17</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.2.2
- <sup>18</sup> ISO 4064 – Measurement for water flow in closed conduits – Meters for cold potable water, Part III, ISO, Suiza, 1993.
- <sup>19</sup> IRAM 2718/93 – Apartado 7.2.2.4.
- <sup>20</sup> Richard W. Greene (1985). *Válvulas, Selección, Uso y Mantenimiento*. USA. McGraw Hill.
- <sup>21</sup> PDVSA – MDP – 02 -Manual de Diseño de Proceso – Bombas. Venezuela. 1997.
- <sup>22</sup> GRUNDFOS – Manual de Ingeniería SP – Bombas GRUNFOS España S.A.
- <sup>23</sup> Ing. Carvajal. *Documentación de clase. Bombas centrifugas, cátedra Maquinas II*.
- <sup>23</sup> ANEXO II, Pág. 3.
- <sup>24</sup> ANEXO II, Pág. 2.



<sup>25</sup>ANEXO II, Pág. 4.

<sup>26</sup> Ing. Carvajal. *Documentación de clase. Bombas centrifugas, cátedra Maquinas II. Pág. 19.*

<sup>27</sup>GRUNDFOS. Manual de Bombeo. GRUNDFOS Management S/A. 2004.

<sup>28</sup>GRUNDFOS. Catálogo Bombas Centrifugas, Multicelulares y Verticales. Bombas GRUNDFOS España S.A.

<sup>29</sup>GRUNDFOS. DME Catalog. Digital Dosing Pumps. GRUNDFOS A/S. 2004.

<sup>30</sup>Capitulo 5, pág. X. (perdidas de carga).

<sup>31</sup>ISO 4064 – Part III. Apartado 5.3.1.

<sup>32</sup>Capitulo 5. Apartado x.xx

<sup>33</sup>ISO 15552:2004 - Pneumatic fluid power — Cylinders with detachable mountings, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32 mm to 320 mm — Basic, mounting and accessories dimensions. ISO, Suiza, 2004.

<sup>34</sup>GRUNDFOS Product Center. [www.product-selection.grundfos.com/](http://www.product-selection.grundfos.com/).



## Capítulo 5 Cálculo de Elementos Mecánicos e Hidráulicos

### 5.1 Introducción.

En este capítulo se agrupan los procedimientos de cálculo para el dimensionamiento de la estructura portante principal y la determinación de algunos componentes del sistema hidráulico tales como las bombas para la generación de los distintos caudales y los elementos de sellado hidráulico entre los cuerpos móviles de dicho sistema. Se incluye también un estudio de costos que brinda una idea aproximada de la inversión requerida para su fabricación.

Debemos aclarar que aquí no se encuentran agrupados todos los cálculos realizados durante el proyecto sino aquellos cuyo procedimiento resultaba más complejo y/o extenso, y, por lo tanto requerían de un tratamiento particular para su abordaje. Luego, dichos resultados sirvieron de base para la selección de los componentes arriba mencionados. El resto de los cálculos se encuentran expuestos conjuntamente con su correspondiente equipo y/o elemento en los capítulos anteriores.

### 5.2 Cálculo del sistema hidráulico.

#### 5.2.1 Fundamentación teórica

Una vez definido el circuito hidráulico, se desea conocer el comportamiento del mismo en función de las variables caudal y presión, esto nos permitirá no solamente la posterior selección de las bombas, sino también analizar cómo afecta la sumatoria de los elementos constitutivos a dicho sistema cuando se debe llevar a cabo cada uno de los ensayos respectivos.

Para lograr lo anteriormente dicho, se debe obtener una curva que nos muestre como varía la presión en función del caudal para cada uno de los tres ensayos como se explicó en el punto 4.3.1.2., para lo cual se emplea la *ecuación de la energía* en una forma particular, en donde los términos se expresan en altura hidráulica y se aplican ciertas hipótesis simplificadoras. Esto nos resulta útil ya que en los catálogos de fabricantes de bombas se suele expresar la presión de esta manera, también nos permite operar más sencillamente en los cálculos correspondientes.



De acuerdo a lo dicho en el párrafo anterior, se deben determinar dos bombas diferentes para que las mismas sean capaces de suministrar un espectro de caudales en donde se incluyen los exigidos para los ensayos por lo tanto se plantea la ecuación de la energía para cada una de ellas, además, el recorrido seguido por el fluido será distinto para cada caso.

A continuación se definen las variables involucradas en este proceso:

- $L$ : longitud de un determinado tramo de tubería.
- $L_{a1}$ : sumatoria de longitudes de tramo de admisión de la bomba 1.
- $L_{a2}$ : sumatoria de longitudes de tramo de admisión de la bomba 2.
- $L_{c1}$ : sumatoria de longitudes de tramo intermedio del circuito desde bomba 1.
- $L_{c2}$ : sumatoria de longitudes de tramo intermedio del circuito desde bomba 2.
- $L_d$ : sumatoria de longitudes tramo de medición y descarga.
- $Q$ : caudal volumétrico.
- $Q_1$ : caudal máximo.
- $Q_2$ : caudal de transición.
- $Q_3$ : caudal mínimo.
- $Q_4$ : caudal nominal.
- $P_1$ : presión manométrica en el punto de referencia 1.
- $P_2$ : presión manométrica en el punto de referencia 2.
- $D_a$ : diámetro interno admisión.
- $D_c$ : diámetro interno tramos intermedio, medición y descarga.
- $A_a$ : área de la sección de la tubería de admisión.
- $A_c$ : área de la sección de tubería de tramos intermedio, medición y descarga.
- $T$ : temperatura del fluido.
- $\delta$ : densidad del fluido a temperatura  $T$ .
- $\gamma$ : peso específico del fluido a temperatura  $T$ .
- $\mu$ : viscosidad dinámica del fluido a temperatura  $T$ .
- $\nu$ : viscosidad cinemática del fluido a temperatura  $T$ .
- $\varepsilon$ : rugosidad absoluta de la tubería.
- $\varepsilon_r$ : rugosidad relativa de la tubería.
- $f$ : factor de fricción.
- $Re$ : número adimensional de Reynolds.
- $g$ : aceleración de la gravedad.
- $v$ : velocidad media de flujo.



- $H_{man}$ : aporte de energía en términos de presión (manométrica) efectuado por la bomba para transportar el fluido del punto 1 al punto 2 expresada como altura de columna de fluido, en nuestro caso agua.
- $H_g$ : pérdidas de carga generales.
- $H_s$ : pérdidas de carga singulares.
- $H_r$ : pérdidas de carga totales del sistema.
- $\frac{l_e}{D}$ : longitud equivalente para pérdidas singulares.
- $k$ : factor empírico de pérdidas singulares.
- $\Delta p_{med}$ : pérdida individual de cada medidor.
- $\Delta_{caud}$ : pérdida individual de cada caudalímetro.
- $z_1$ : altura del punto de referencia 1.
- $z_2$ : altura del punto de referencia 2.

Ahora se plantean las hipótesis previas a los cálculos:

- Al emplear agua en los ensayos, el fluido en cuestión es incompresible.
- Se consideran los términos de pérdidas de carga tanto generales como singulares.
- El punto de referencia 1 se encuentra ubicado sobre el espejo de agua del tanque de reserva cuando el nivel del mismo es de 100mm con respecto al fondo del tanque, esto corresponde a la condición más desfavorable de funcionamiento para ambas bombas.
- El punto de referencia 2 se ubica a la salida de una de las descargas a los tanques de control como se indica en la figura XXXX.
- La velocidad del fluido en el punto 1 es nula.
- La presión se considera en forma manométrica y no absoluta.
- La presión estática en el punto 1 es igual a la presión atmosférica.
- La presión estática en el punto 2 es igual a la presión atmosférica.
- El caudal es invariante en el tiempo.
- Las pérdidas de carga de los medidores y caudalímetros se consideran constantes con respecto al caudal y se adoptan los valores que corresponden a los caudales de ensayo en cada caso.
- Se toma como altura de referencia la línea que atraviesa el centro geométrico de la sección de los conductos de admisión, los cuales a su vez se encuentran a la misma altura.
- Con respecto a la condición de trabajo de cada bomba, se considera que cada una de ellas trabaja de forma individual sin interacciones entre las mismas.





$$H_g = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{v^2}{2g}\right) \quad (\text{ec. 5.3})$$

Transformando en función del caudal tenemos

$$H_g = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2g}\right)$$

$$H_g = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{\frac{\pi}{4}D^2}\right)^2}{2g}\right)$$

$$H_g = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{\frac{Q^2}{\frac{\pi}{16}D^4}}{2g}\right)$$

$$H_g = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4}\right)$$

$$H_g = \frac{\pi^2}{8} * f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{Q^2}{D^5}\right) \quad (\text{ec. 5.4})$$

La última ecuación nos indica que las pérdidas generales varían en función de la inversa de la potencia quinta del diámetro interno de la tubería, conceptualmente esto significa que dichas pérdidas sufren grandes cambios con pequeñas variaciones de diámetro. Se puede apreciar el uso del factor de fricción  $f$ , el cual es función del número adimensional de Reynolds  $Re$  y de la rugosidad relativa de la tubería en cuestión, en efecto

$$f = f(Re, \varepsilon_r)$$

$$Re = \frac{\delta * D * v}{\mu} = \frac{D * v}{\nu} \quad (\text{ec. 5.5})$$

Con respecto al caudal queda

$$Re = \frac{\delta * D * \frac{Q}{A}}{\mu} = \frac{D * \frac{Q}{A}}{\nu}$$



$$Re = \frac{D \cdot \frac{4Q}{\pi D^2}}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D \nu} = \frac{4Q}{\pi D \nu} \quad (\text{ec. 5.6})$$

Y también tendremos que

$$\nu = \frac{\mu}{\delta} \quad (\text{ec. 5.7})$$

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad (\text{ec. 5.8})$$

El número de Reynolds nos indica el régimen de flujo del fluido mientras circula a través de una tubería, los regímenes que se pueden dar son laminar y turbulento existiendo un rango intermedio que corresponde al régimen de transición, en efecto se considera que

$Re < 2000$  Flujo laminar

$2000 < Re < 3000$  Régimen de transición

$3000 < Re$  Flujo turbulento

El flujo laminar es caracterizado por un desplazamiento paralelo entre las distintas capas del fluido, en cambio en el flujo turbulento existen ciertas vorticidades o remolinos que favorecen la transmisión de energía y cantidad de movimiento entre las capas de fluido, es el caso que se observa con mayor frecuencia en la práctica ya que un flujo se perturba fácilmente por la presencia de cualquier discontinuidad, cambio geométrico o elementos como válvulas por ejemplo.

La rugosidad  $\varepsilon$  es la altura media de las micro crestas en la superficie interna de las tuberías y la rugosidad relativa es la relación entre dicha rugosidad  $\varepsilon$  y el diámetro interno de la tubería  $D$ .

El factor de fricción  $f$  puede ser obtenido de varias formas distintas y depende del tipo de flujo que se tenga, para el caso de flujo turbulento aquí se adopta el método del diagrama de Moody, el mismo es sencillo de usar y consiste en ingresar a dicho diagrama con el número de Reynolds (abscisa) de dato, trazar una línea vertical hasta lograr la intersección con la curva que corresponda a la rugosidad relativa previamente calculada, luego se traza una



línea horizontal a partir de ese punto y la intersección entre ésta y la ordenada al origen nos arroja el valor del factor de fricción para nuestro caso. Esto se puede apreciar en la figura 5.2:

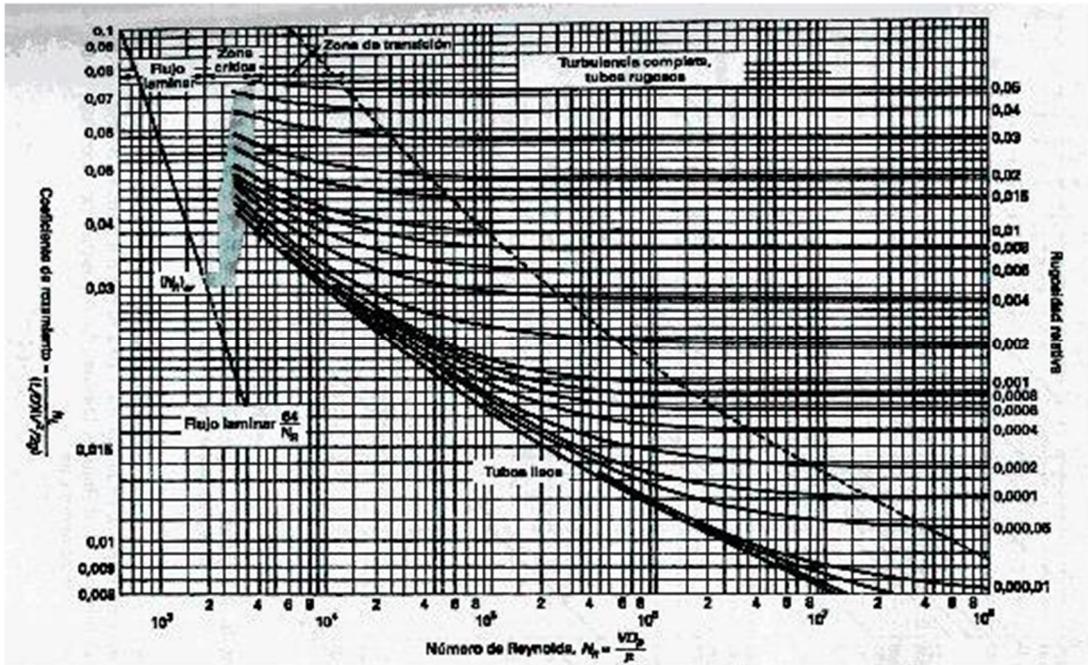


Figura 5.2. Diagrama de Moody.

Para flujo laminar se hace uso de la fórmula

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{ec. 5.9})$$

Siguiendo con las pérdidas singulares, éstas se determinan mediante el uso de un factor empírico  $k$  que se asocia a cada elemento particular del circuito o discontinuidad geométrica, la fórmula expresada en función de la altura hidráulica queda como sigue

$$H_s = k * \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad (\text{ec. 5.10})$$

Ciertos elementos comerciales del circuito tendrán su pérdida de carga expresada con respecto a su longitud equivalente  $\frac{l_e}{D}$  en vez del coeficiente  $k$  o mediante alguna forma



particular según la información disponible sobre los mismos, de todas maneras eso se aclara durante los cálculos.

La expresión de pérdidas de carga total será

$$H_r = H_g + H_s$$

$$H_r = \sum f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{v^2}{2g}\right) + \sum k * \left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

Teniendo en cuenta que el caudal volumétrico de un flujo de fluido es la relación entre la velocidad media de dicho flujo y el área de la sección por donde circula

$$H_r = \sum f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2g}\right) + \sum k * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2g}\right)$$

En donde

$$H_{g1} = f_{a1} * \left(\frac{L_{a1}}{D_a}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_a}\right)^2}{2g}\right) + f_{c1} * \left(\frac{L_{c1}+L_d}{D_c}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_c}\right)^2}{2g}\right) \quad (\text{ec. 5.11})$$

$$H_{g2} = f_{a2} * \left(\frac{L_{a2}}{D_a}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_a}\right)^2}{2g}\right) + f_{c2} * \left(\frac{L_{c2}+L_d}{D_c}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_c}\right)^2}{2g}\right) \quad (\text{ec. 5.12})$$

Se aclara que el caudal Q siempre permanece como una incógnita ya que cuando se determinan las expresiones finales del aporte energético de las bombas en forma de presión dicho caudal será la variable independiente, por supuesto que esto cambia en la sección de selección de bombas. Entonces recordando la forma simplificada de la ecuación de la energía (ecuación 5.2) y reemplazando los términos de pérdidas de carga, plantearemos la misma para cada bomba

$$H_{man1} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - z_1 - \frac{p_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} + H_{g1} + H_{s1} \quad (\text{ec. 5.13})$$

$$H_{man2} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - z_1 - \frac{p_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} + H_{g2} + H_{s2} \quad (\text{ec. 5.14})$$

Si ahora se agrupan términos y se reemplazan las expresiones de pérdidas de carga de las ecuaciones 5.13 y 5.14 por las de las ecuaciones 5.11 y 5.12 respectivamente:



$$H_{man1}(Q) = (z_2 - z_1) + \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma}\right) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}\right) + f_{a1} * \left(\frac{L_{a1}}{D_a}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_a}\right)^2}{2g}\right) + f_{c1} * \left(\frac{L_{c1} + L_d}{D_c}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_c}\right)^2}{2g}\right) + H_{s1}$$

$$H_{man2}(Q) = (z_2 - z_1) + \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma}\right) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}\right) + f_{a2} * \left(\frac{L_{a2}}{D_a}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_a}\right)^2}{2g}\right) + f_{c2} * \left(\frac{L_{c2} + L_d}{D_c}\right) * \left(\frac{\left(\frac{Q}{A_c}\right)^2}{2g}\right) + H_{s2}$$

De las hipótesis simplificativas planteadas en la páginas 2 y 3 establecimos que  $v_1 = 0$  por lo tanto  $Q_1 = \frac{v_1}{A_1} = 0$  y también que el caudal es constante en el circuito por lo tanto  $Q_2 = \frac{v_2}{A_2} = Q$ ,  $A_2 = A_c$  y además como las presiones en los puntos 1 y 2 corresponden a la presión atmosférica y al emplearse valores relativos tendremos lo siguiente

$$H_{man1}(Q) = z_2 - z_1 + \left(\frac{1}{A_c^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + f_{a1} \left(\frac{L_{a1}}{D_a}\right) \left(\frac{1}{A_a^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + f_{c1} \left(\frac{L_{c1} + L_d}{D_c}\right) \left(\frac{1}{A_c^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + H_{s1}$$

$$H_{man1}(Q) = z_2 - z_1 + \left(\left(\frac{1}{A_c^2}\right) + f_{a1} \left(\frac{L_{a1}}{D_a}\right) \left(\frac{1}{A_a^2}\right) + f_{c1} \left(\frac{L_{c1} + L_d}{D_c}\right) \left(\frac{1}{A_c^2}\right)\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + H_{s1} \quad (\text{ec. 5.15})$$

$$H_{man2}(Q) = z_2 - z_1 + \left(\frac{1}{A_c^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + f_{a2} \left(\frac{L_{a2}}{D_a}\right) \left(\frac{1}{A_a^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + f_{c2} \left(\frac{L_{c2} + L_d}{D_c}\right) \left(\frac{1}{A_c^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + H_{s2}$$

$$H_{man2}(Q) = z_2 - z_1 + \left(\left(\frac{1}{A_c^2}\right) + f_{a2} \left(\frac{L_{a2}}{D_a}\right) \left(\frac{1}{A_a^2}\right) + f_{c2} \left(\frac{L_{c2} + L_d}{D_c}\right) \left(\frac{1}{A_c^2}\right)\right) \left(\frac{Q^2}{2g}\right) + H_{s2} \quad (\text{ec. 5.16})$$



Aquí quedan definidas las funciones que dan forma a las curvas P-Q, los términos que corresponden a las pérdidas de carga singulares se expresan por separado para poder interpretar de manera más clara las ecuaciones. A continuación se determinan  $H_{s1}$  y  $H_{s2}$ :

$$H_{s1} = H_{esf} + H_{red} + H_{cod45} + H_{cod90} + H_{te} + H_{elect1} + H_{gl1} + H_{med1} + H_{caud1} \quad (\text{ec. 5.17})$$

Reemplazando la ec. 5.10 en la ec. 5.17 y ordenando términos queda

$$\begin{aligned} H_{s1} = & k_{esf} \left( \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 3 \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \right) + k_{red} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 2k_{cod45} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ & + k_{cod90} \left( \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 6 \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \right) + (3k_{ted} + 3k_{tec}) \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ & + 2k_{elect1} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{gl1} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 8\Delta p_{med1} + \Delta p_{caud1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{s1} = & k_{esf} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{3}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{red} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 2k_{cod45} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ & + k_{cod90} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{6}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 3(k_{ted} + k_{tec}) \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 2k_{elect1} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ & + f_{c1} \left( \frac{l_{Egl}}{D_c} \right) \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 8\Delta p_{med1} + \Delta p_{caud1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{s1} = & \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \left( k_{esf} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{3}{A_c^2} \right) + k_{red} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) + 2k_{cod45} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) + k_{cod90} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{6}{A_c^2} \right) + 3(k_{ted} + \right. \\ & \left. k_{tec}) \left( \frac{1}{A_c^2} \right) + 2k_{elect1} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) + \frac{f_{c1} * l_{Egl}}{D_c * A_c^2} \right) + 8\Delta p_{med1} + \Delta p_{caud1} \quad (\text{ec. 5.18}) \end{aligned}$$

Para obtener  $H_{s2}$  se opera de manera análoga al desarrollo anterior:

$$H_{s2} = H_{esf} + H_{red} + H_{cod90} + H_{te} + H_{elect2} + H_{gl2} + H_{med} + H_{caud3} \quad (\text{ec. 5.19})$$



$$H_{s2} = k_{esf} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{3}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{red} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{cod90} \left( \frac{2}{A_a^2} + \frac{6}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ + (3k_{ted} + 3k_{tec}) \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 2k_{elect2} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{gl2} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ + 8\Delta p_{med3} + \Delta p_{caud3}$$

$$H_{s2} = k_{esf} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{3}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{red} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{cod90} \left( \frac{2}{A_a^2} + \frac{6}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ + \left( \frac{1}{A_c^2} \right) (3k_{ted} + 3k_{tec}) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + 2k_{elect2} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) + k_{gl2} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \\ + 8\Delta p_{med3} + \Delta p_{caud3}$$

$$H_{s2} = \left( \frac{Q^2}{2g} \right) \left( k_{esf} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{3}{A_c^2} \right) + k_{red} \left( \frac{1}{A_a^2} \right) + 2k_{cod90} \left( \frac{1}{A_a^2} + \frac{3}{A_c^2} \right) + 3(k_{ted} + k_{tec}) \left( \frac{1}{A_c^2} \right) + \right. \\ \left. 2k_{elect2} \left( \frac{1}{A_c^2} \right) + \frac{f_{c2} * l_{Egl}}{D_c * A_c^2} \right) + 8\Delta p_{med3} + \Delta p_{caud3} \quad (\text{ec. 5.20})$$

Ahora nos encontramos en condiciones para proceder al apartado 5.2.2 y realizar los cálculos correspondientes.

## 5.2.2 Cálculo de funciones para generar las curvas P - Q

Habiendo ya obtenido las expresiones generales correspondientes a las funciones de las curvas P-Q, ahora se deben efectuar los reemplazos numéricos utilizando todos los datos disponibles de tablas, gráficos, modelos 3D y catálogos, y así determinar la forma particular de cada una de estas funciones. A continuación se enumera el primer conjunto de datos los cuales pueden ser consultados del *Anexo I* que corresponden a elementos comerciales, los caudales son normalizados como se ha mencionado en el punto anterior:

- $\varepsilon = 0.03 * 10^{-3} m$
- $Q_1 = 3 \frac{m^3}{hr} = 8.33 * 10^{-4} \frac{m^3}{seg}$
- $Q_2 = 2 \frac{l}{min} = 3.33 * 10^{-5} \frac{m^3}{seg}$
- $Q_3 = 0.5 \frac{l}{min} = 0.03 \frac{m^3}{hr} = 8.33 * 10^{-6} \frac{m^3}{seg}$
- $Q_4 = 25 \frac{l}{min} = 1.5 \frac{m^3}{hr} = 4.17 * 10^{-4} \frac{m^3}{seg}$



- $k_{esf} = 10$
- $k_{codo45} = 0.40$
- $k_{codo90} = 0.75$
- $k_{red} = 0.28$
- $k_{ted} = 0.6$
- $k_{tec} = 1.80$
- $\frac{l_{Egl}}{D_c} = 340$
- $k_v = 5 \frac{m^3}{hr}$
- $k_{electr1} = \frac{10}{k_v^2} * Q_1^2 = \frac{10}{\left(\frac{m^3}{hr}\right)^2} * \left(3 \frac{m^3}{hr}\right)^2 = 3.6$
- $k_{electr2} = \frac{10}{k_v^2} * Q_3^2 = \frac{10}{\left(\frac{m^3}{hr}\right)^2} * \left(0.03 \frac{m^3}{hr}\right)^2 = 0.00036$
- $\Delta p_{med1} = 4mCA$
- $\Delta p_{med3} = 0.001mCA$
- $\Delta p_{caud1} = 5mCA$
- $\Delta p_{caud3} = 1mCA$

El segundo conjunto de datos se encuentra asociado a medidas dimensionales y propiedades físicas del agua:

- $L_{a1} = 0.606m$
- $L_{a2} = 0.401m$
- $L_{c1} = 2.21m$
- $L_{c2} = 2.3m$
- $L_d = 1.65m$
- $z_1 = 0.053m$
- $z_2 = 1.55m$
- $D_a = 0.02118m$
- $D_c = 0.01575m$
- $A_a = \frac{\pi}{4} D_a^2 = \frac{\pi}{4} (0.02118m)^2 = 0.00035m^2$
- $A_c = \frac{\pi}{4} D_c^2 = \frac{\pi}{4} (0.01575m)^2 = 0.00019m^2$
- $T = 20^\circ C$
- $\delta = 998 \frac{kg}{m^3}$
- $\gamma = 9.79 \frac{kN}{m^3}$



- $\mu = 1.02 * 10^{-3} Pa * seg$
- $\nu = 1.02 * 10^{-6} \frac{m^2}{seg}$

Para poder resolver el presente problema es necesario determinar los valores de  $f_{a1}$ ,  $f_{c1}$ ,  $f_{a2}$  y  $f_{c2}$ , la cuestión que se plantea aquí es que, al existir un número de Reynolds asociado a cada uno de estos factores de fricción y a su vez dicho número adimensional depende del caudal  $Q$  como se explicó en la sección 5.2.1, como el caudal es la variable independiente en este problema, lo que se hace es emplear los valores de caudal de ensayo  $Q_1$  para calcular  $Re_{a1}$  y  $Re_{c1}$ , y  $Q_3$  para calcular  $Re_{a2}$  y  $Re_{c2}$  respectivamente. Para el caso de la bomba 1 sería posible utilizar el caudal de ensayo  $Q_4$  también ya que la misma es la encargada de generar los caudales  $Q_1$  y  $Q_4$ , pero como tenemos que  $Q_1 > Q_4$  se opta por seguir un criterio conservador en donde se considera la situación más desfavorable y esta corresponde al caudal de ensayo  $Q_1$ , lo mismo ocurre con la segunda bomba en donde se utiliza  $Q_3$  ya que  $Q_2 > Q_3$  lo que hace que  $Q_3$  tome un valor extremo inferior siendo así más desfavorable este caso. Se efectúa el mismo reemplazo en la expresión del factor  $k_{electr}$ .

El primer paso para calcular las funciones que describen las curvas P – Q es obtener el número de Reynolds para los casos enumerados anteriormente usando la ecuación 5.6, entonces tenemos

$$Re_{a1} = \frac{4 * Q_1}{\pi * D_a * \nu} = \frac{4 * 8.33 * 10^{-4} \frac{m^3}{seg}}{\pi * 0.02118m * 1.02 * 10^{-6} \frac{m^2}{seg}}$$

$$Re_{a1} \approx 49094$$

$$Re_{c1} = \frac{4 * Q_1}{\pi * D_c * \nu} = \frac{4 * 8.33 * 10^{-4} \frac{m^3}{seg}}{\pi * 0.01575m * 1.02 * 10^{-6} \frac{m^2}{seg}}$$

$$Re_{c1} \approx 66020$$



$$Re_{a2} = \frac{4 * Q_3}{\pi * D_a * v} = \frac{4 * 8.33 * 10^{-6} \frac{m^3}{seg}}{\pi * 0.02118m * 1.02 * 10^{-6} \frac{m^2}{seg}}$$

$$Re_{a2} \approx 491$$

$$Re_{c2} = \frac{4 * Q_3}{\pi * D_c * v} = \frac{4 * 8.33 * 10^{-6} \frac{m^3}{seg}}{\pi * 0.01575m * 1.02 * 10^{-6} \frac{m^2}{seg}}$$

$$Re_{c1} \approx 660$$

De los resultados obtenidos se puede apreciar que para el caso de la bomba 1 existe un régimen de flujo turbulento tanto en el tramos de admisión como en el circuito y descarga, en cambio que para la bomba 2 al producir un caudal pequeño se tendrá un flujo laminar.

Ahora que ya conocemos el número de Reynolds calculamos la rugosidad relativa de las tuberías de admisión y circuito empleando la ecuación 5.8:

$$\varepsilon_{ra} = \frac{\varepsilon}{D_a} = \frac{0.00003m}{0.02118m}$$

$$\varepsilon_{ra} = 1.416 * 10^{-3}$$

$$\varepsilon_{rc} = \frac{\varepsilon}{D_c} = \frac{0.00003m}{0.01575m}$$

$$\varepsilon_{rc} = 1.905 * 10^{-3}$$

Como paso siguiente se obtienen los factores de fricción, como  $Re_{a2} \ll 2000$  y  $Re_{c2} \ll 2000$  indican flujo laminar nos encontramos en condiciones de utilizar la ecuación 5.9, luego

$$f_{a2} = \frac{64}{Re_{a2}} = \frac{64}{491}$$

$$f_{a2} \approx 0.130$$



$$f_{c2} = \frac{64}{Re_{c2}} = \frac{64}{660}$$

$$f_{c2} \approx 0.097$$

En cambio como  $Re_{a1} \gg 3000$  y  $Re_{c1} \gg 3000$  existirá flujo turbulento en admisión y circuito a caudal máximo, entonces será necesario ingresar al diagrama de Moody con estos valores y los de rugosidad relativa  $\varepsilon_{ra}$  y  $\varepsilon_{rc}$  para obtener los respectivos factores de fricción como ya se explicó en la sección anterior, luego tendremos que

$$f_{a1} \approx 0.040$$

$$f_{c1} \approx 0.097$$

Al haber obtenido los factores de fricción se efectúan los reemplazos numéricos en las ecuaciones 5.19 y 5.20 de pérdidas de carga

$$H_{s1} = \left(\frac{Q^2}{2g}\right) \left(10 \left(\frac{1}{(0.00035m^2)^2} + \frac{3}{(0.00019m^2)^2}\right) + 0.28 \left(\frac{1}{(0.00035m^2)^2}\right) + 2\right. \\ \left.* 0.4 \left(\frac{1}{(0.00035m^2)^2}\right) + 0.75 \left(\frac{1}{(0.00035m^2)^2} + \frac{6}{(0.00019m^2)^2}\right)\right. \\ \left.+ 3(0.6 + 1.8) \left(\frac{1}{(0.00019m^2)^2}\right) + 2 * 3.6 \left(\frac{1}{(0.00019m^2)^2}\right) + \frac{0.038 * 340}{(0.00019m^2)^2}\right) + 8 \\ * 6m + 5m$$

$$H_{s1} = \left(\frac{Q^2}{2g}\right) (10(8163265.31m^{-4} + 83102493.07m^{-4}) + 0.28 * 8163265.31m^{-4} + 0.8 \\ * 8163265.31m^{-4} + 0.75(8163265.31m^{-4} + 166204986.10m^{-4}) + 7.2 \\ * 27700831.02m^{-4} + 7.2 * 27700831.02m^{-4} + 357894736.80m^{-4}) + 53m$$

$$H_{s1} = \left(\frac{Q^2}{2 * 9.81 \frac{m}{seg^2}}\right) (912657583.80m^{-4} + 2285714.29m^{-4} + 6530612.25m^{-4} \\ + 130776188.60m^{-4} + 199445983.40m^{-4} + 199445983.40m^{-4} \\ + 357894736.80m^{-4}) + 53m$$



$$H_{s1} = 92203710.63 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 53m \quad (\text{ec. 5.21})$$

$$H_{s2} = \left(\frac{Q^2}{2g}\right) \left(10(8163265.31m^{-4} + 83102493.07m^{-4}) + 0.28 * 8163265.31m^{-4} + 2 * 0.75(8163265.31m^{-4} + 83102493.07m^{-4}) + 3(0.6 + 1.8)27700831.02m^{-4} + 2 * 0.00036 * 27700831.02m^{-4} + \frac{0.097 * 340}{(0.00019m^2)^2}\right) + 8 * 0.001m + 1m$$

$$H_{s2} = \left(\frac{Q^2}{2 * 9.81 \frac{m}{seg^2}}\right) (912657583.80m^{-4} + 2285714.29m^{-4} + 136898637.60m^{-4} + 199445983.30m^{-4} + 19994.59m^{-4} + 913573407.20m^{-4}) + 1.008m$$

$$H_{s2} = 110340536.20 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 1.008m \quad (\text{ec. 5.22})$$

Ahora es posible efectuar los cálculos usando la ecuación de la energía por lo que se procede a reemplazar las variables de las ecuaciones 5.15 y 5.16 por los valores numéricos derivados de los datos y las ecuaciones 5.21 y 5.22 respectivamente:

$$H_{man1}(Q) = 1.55m - 0.053m + \left(\frac{1}{(0.00019m^2)^2} + \frac{0.04 * 0.606m}{0.02118m * (0.00035m^2)^2} + \frac{0.038(2.21m + 1.65m)}{0.01575m * (0.00019m^2)^2}\right) \left(\frac{Q^2}{2 * 9.81 \frac{m}{seg^2}}\right) + 92203710.63 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 53m$$

$$H_{man1}(Q) = (27700831.02m^{-4} + 9342660.58m^{-4} + 257978279m^{-4}) \left(\frac{Q^2}{2 * 9.81 \frac{m}{seg^2}}\right) + 92203710.63 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 54.497m$$



$$H_{man1}(Q) = 15036787.49 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 92203710.63 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 54.497m$$

$$H_{man1}(Q) = 107240498.10 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 54.497m \quad (ec. 5.23)$$

$$\begin{aligned} H_{man2}(Q) &= 1.55m - 0.053m \\ &+ \left( \frac{1}{(0.00019m^2)^2} + \frac{0.1303 * 0.401m}{0.02118m * (0.00035m^2)^2} \right. \\ &+ \left. \frac{0.097(2.21m + 1.65m)}{0.01575m * (0.00019m^2)^2} \right) \left( \frac{Q^2}{2 * 9.81 \frac{m}{seg^2}} \right) + 110340536.20 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 \\ &+ 1.008m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{man2}(Q) &= (27700831.02m^{-4} + 20138482.59m^{-4} + 658523501.70m^{-4}) \left( \frac{Q^2}{2 * 9.81 \frac{m}{seg^2}} \right) \\ &+ 110340536.20 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 2.505m \end{aligned}$$

$$H_{man2}(Q) = 36002182.23 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 110340536.20 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 2.505m$$

$$H_{man2}(Q) = 146342718.40 \frac{seg^2}{m^5} * Q^2 + 2.505m \quad (ec. 5.24)$$

Recordando que el caudal máximo es  $Q_1 = 3 \frac{m^3}{hr} = 8.33 * 10^{-4} \frac{m^3}{seg}$  y el mínimo es  $Q_2 = 8.33 * 10^{-6} \frac{m^3}{seg}$ , reemplazamos los mismos en las ecuaciones finales 5.23 y 5.24 para obtener el aporte de energía máximo que deben realizar las bombas en los respectivos casos



$$H_{man1}(Q_1) = 107240498.10 \frac{seg^2}{m^5} * \left( 8.33 * 10^{-4} \frac{m^3}{seg} \right)^2 + 54.497m$$

$$H_{man1}(Q_1) = 107240498.10 \frac{seg^2}{m^5} * 6.939 * 10^{-7} \frac{m^6}{seg^2} + 54.497m$$

$$H_{man1}(Q_1) = 128.91mCA$$

$$H_{man2}(Q_3) = 146342718.40 \frac{seg^2}{m^5} * \left( 8.33 * 10^{-6} \frac{m^3}{seg} \right)^2 + 2.505m$$

$$H_{man2}(Q_3) = 146342718.40 \frac{seg^2}{m^5} * 6.939 * 10^{-11} \frac{m^6}{seg^2} + 2.505m$$

$$H_{man2}(Q_3) = 2.515mCA$$

De esta manera quedan definidos los valores finales de presión en metros de columna de agua asociados a los caudales de interés, los cuales a su vez son necesarios para realizar el cálculo y selección de las respectivas bombas.

### 5.2.3 Curvas P - Q para bomba 1 y bomba 2.

Para poder observar el comportamiento del sistema hidráulico se interpolan las curvas de presión en términos de altura hidráulica vs caudal de cada una de las bombas, para ello empleamos las ecuaciones 5.23 y 5.24 de la sección 5.2.2 obtenidas a partir de la ecuación de la energía aplicada a cada uno de estos casos y las transformamos para poder visualizar mejor. Para la interpolación se asignan 20 valores de caudal, para el caso del ensayo de caudal máximo estos valores van desde  $Q = 0 m^3/hr$  a  $Q = 3.8 m^3/hr$  y para el ensayo de caudal mínimo será de  $Q = 0 l/min$  a  $Q = 0.63 l/min$ . Entonces transformando los segundos en horas en la ecuación 5.23, para la bomba 1 queda como sigue



$$H_{man1} = 8.2747 \frac{hr^2}{m^5} * Q^2 + 54.497m \quad (\text{ec. 5.25})$$

Se procede a efectuar los reemplazos de valores de caudal en la ecuación 5.25 y los resultados se muestran en la tabla 5.1:

Q (m3/hr)	Hman (mCA)
0	54,497
0,2	54,827988
0,4	55,820952
0,6	57,475892
0,8	59,792808
1	62,7717
1,2	66,412568
1,4	70,715412
1,6	75,680232
1,8	81,307028
2	87,5958
2,2	94,546548
2,4	102,159272
2,6	110,433972
2,8	119,370648
3	128,9693
3,2	139,229928
3,4	150,152532
3,6	161,737112
3,8	173,983668

*Tabla 5.1. Presión vs Caudal de Bomba 1.*

Teniendo ya los valores de caudal y altura hidráulica correspondientes es posible realizar el gráfico mostrando la curva P-Q para la bomba 1, de acuerdo a la tabla la altura hidráulica  $H_{man}$  crece directamente proporcional al caudal  $Q$ , lo cual está dado por la misma ecuación 5.25 en donde el caudal tiene una variación cuadrática con respecto a la altura hidráulica, esto se debe mayormente al aporte de los términos tanto de pérdidas singulares como generales en la ecuación de la energía, los cuales a su vez varían por un factor proporcional al cuadrado de  $Q$ . Los términos asociados a la presión dinámica también poseen una variación con respecto al cuadrado de  $Q$ , lo cual puede observarse en las ecuaciones 5.15 y 5.16, y por último, los términos debidos a la presión por altura, presión estática y pérdidas de carga generadas por los medidores y caudalímetros aportan valores constantes. En la figura 5.3 se ilustra todo lo mencionado en este párrafo:

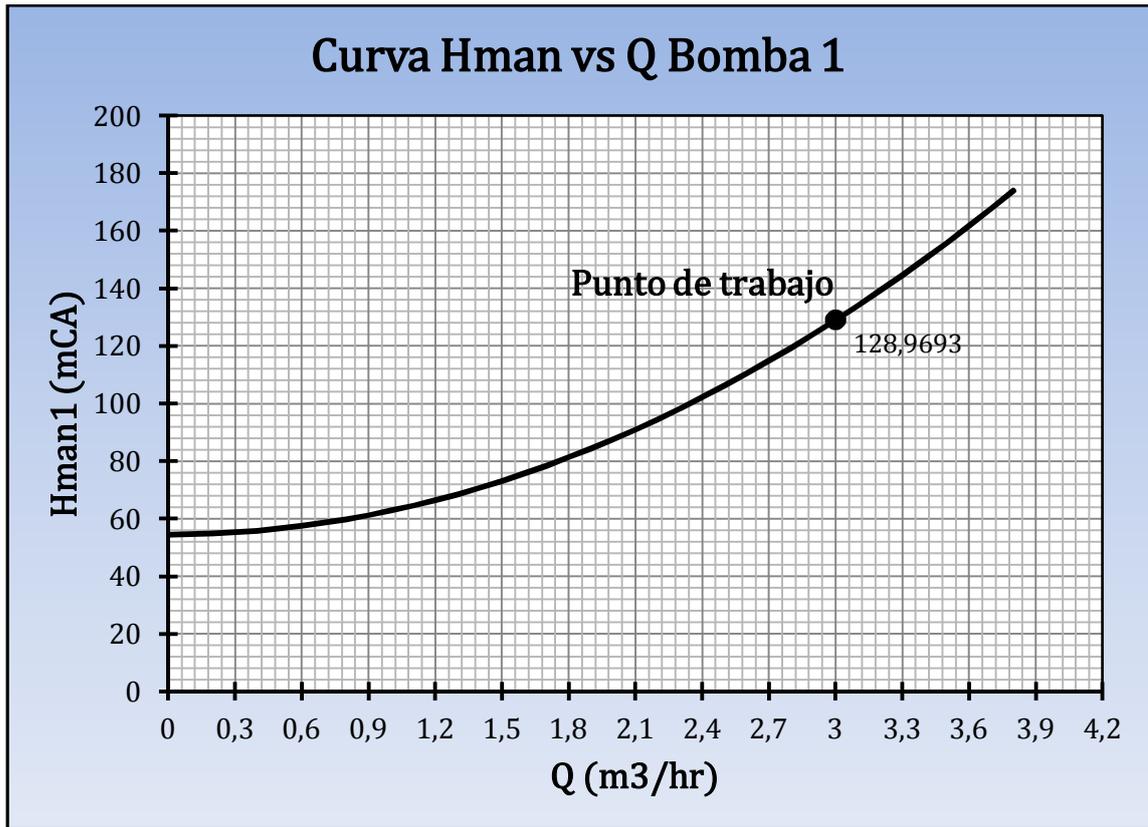


Figura 5.3. Curva P-Q para bomba 1.

De la figura superior puede notarse que el valor de altura hidráulica del sistema para un caudal nulo, no es cero, esto se debe al aporte de la presión de altura y a las pérdidas ocasionadas por los medidores y los caudalímetros ya que sus valores se supusieron constantes al caudal de trabajo en una hipótesis de la sección 5.2.1 para de esa manera simplificar los cálculos. El punto de trabajo se encuentra en la intersección entre la curva característica del sistema y la curva de la bomba, que actualmente desconocemos pero sí sabemos con certeza que debe pasar por dicho punto.

Para el caso de la bomba 2 aplicamos el mismo razonamiento, entonces transformando la ecuación 5.24 de forma análoga como se hizo con la ecuación 5.23 solo que esta vez tendremos litros en lugar de metros cúbicos y minutos en lugar de segundos, luego

$$H_{man2} = 0.04065 \frac{\text{min}^2 * m}{l^2} * Q^2 + 2.505m \quad (\text{ec. 5.25})$$

Reemplazando valores se elabora la siguiente tabla:



<b>Q (l/min)</b>	<b>Hman2 (mCA)</b>
0	2,505
0,033333	2,505045166
0,066666	2,505180663
0,099999	2,505406492
0,133332	2,505722652
0,166665	2,506129144
0,199998	2,506625967
0,233331	2,507213122
0,266664	2,507890609
0,299997	2,508658427
0,33333	2,509516576
0,366663	2,510465057
0,399996	2,51150387
0,433329	2,512633014
0,466662	2,51385249
0,499995	2,515162297
0,533328	2,516562435
0,566661	2,518052906
0,599994	2,519633707
0,633327	2,521304841

*Tabla 5.2. Presión vs Caudal para bomba 2.*

Observando los números de la tabla 5.2 se aprecia que la variación de la altura hidráulica en base al caudal es menos sensible que en el caso de la bomba 1, esto se debe a que los términos de pérdidas singulares de los medidores y los caudalímetros tienen un mayor peso en lo que a magnitud se refiere con respecto a los demás términos en la ecuación.

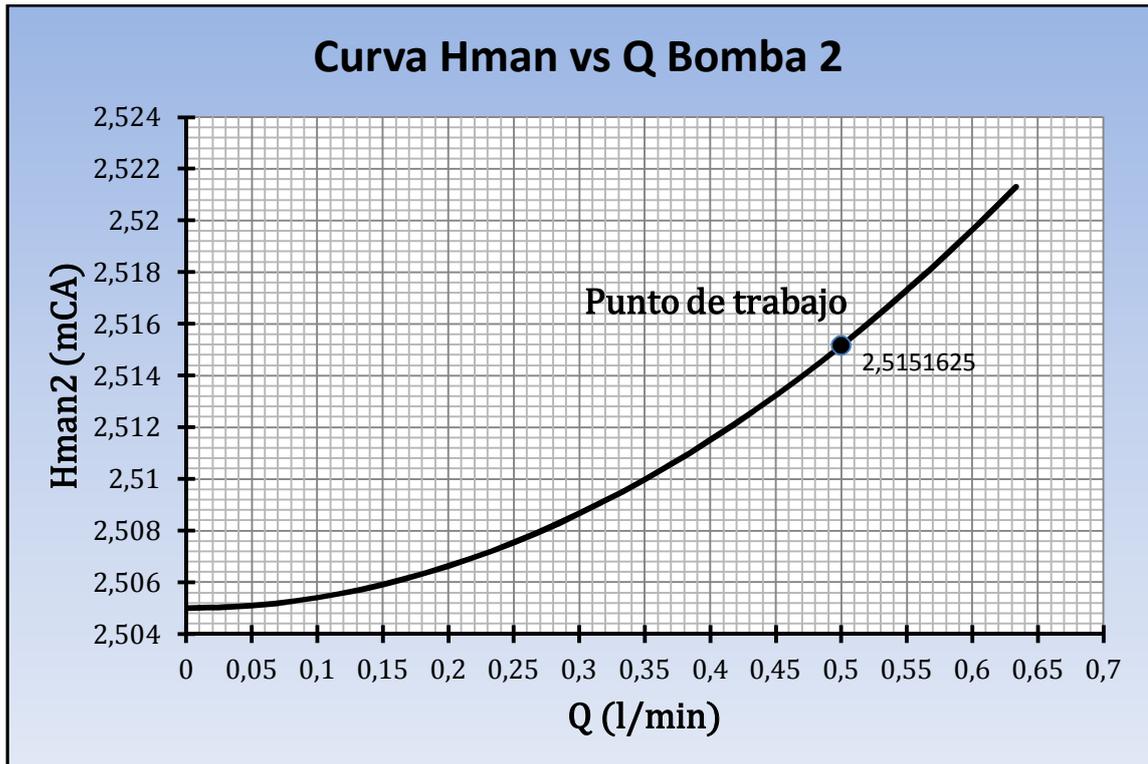


Figura 5.4. Curva P-Q para bomba 2.

Se puede contemplar que se da una curva de la altura hidráulica del sistema con respecto al caudal similar al caso de la bomba 1, pero aquí hubo que ajustar la escala de la ordenada al origen para que sea visible la forma de dicha curva, caso contrario se percibiría como una curva casi plana.

Recordando una las hipótesis simplificadoras de la pág. 153, consideramos que cada bomba opera individualmente, pero si se hubiese contemplado la situación en la que ambas bombas funcionaban al mismo tiempo en forma paralela, los caudales generados por cada una de ellas se deberían sumar, no así la altura hidráulica que ellas producen.



### 5.3. Cálculos de componentes estructurales

#### 5.3.1. Introducción.

La presente sección del *Proyecto Integrador* está dedicada al dimensionamiento y modelado de piezas estructurales que son parte fundamental para el banco de ensayos y su correcto funcionamiento. Aquí serán tenidos en cuenta determinados elementos que conforman al dicho banco de ensayos y se encuentran sometidos a esfuerzos o solicitaciones, en algunos casos de manera permanente y en otros, bajo condiciones de operación.

Más específicamente, se analizan los comportamientos en lo referente a tensiones y deformaciones mediante módulo de cálculo estructural por método de elementos finitos del programa *Catia V5*, dicho módulo se conoce como *Generative Structural Analysis*.

El desarrollo de este apartado estará enfocado en:

- Placas de extremos
- Barras guía
- Soportes para los tanques de control
- Estructura general

Como consideración general, todos los casos se modelan como piezas unitarias debido a la elevada complejidad que puede darse en los ensambles o sub conjuntos a la hora de realizar las simulaciones en el programa, lo cual puede generar situaciones en donde no es posible llevar adelante dichas simulaciones o el consumo de recursos del programa alcanza niveles muy elevados. Teniendo en cuenta la mencionada hipótesis, existirá uniformidad en el material y propiedades mecánicas en los modelos.

Por último, las piezas se pre dimensionan de acuerdo a requerimientos y condiciones dadas en las distintas secciones de los capítulos 3 y 4.



### 5.3.2. Comentarios sobre aplicación del método de elementos finitos y procedimiento de cálculo.

Se adoptó la aplicación del método de elementos finitos para realizar los cálculos estructurales de manera computacional y de esta manera evitar las calculaciones mediante otros métodos analíticos que requieren de mayor tiempo y esfuerzo.

Para implementar el método de elementos finitos se tomó como base de partida un procedimiento de operación basado en las recomendaciones dadas por el *COMPENDIO de Cálculo Estructural*<sup>1</sup>. El procedimiento consiste en lo siguiente:

- Definición de condiciones o restricciones de diseño relacionadas a:
  - Dimensiones.
  - Cargas.
  - Material.
  
- Modelización de la estructura o dominio continuo (pieza a ensayar).
  
- Generación de mallas.
  
- Definición del estado de carga y condiciones de borde.
  
- Primera aproximación para efectuar análisis de convergencia.
  
- Análisis de convergencia.
  
- Cómputo de cálculos.
  
- Interpretación de resultados.

El tipo de elemento a usar para la aplicación del método de elementos finitos es el tetraedro de tensión constante, que es de aplicación generalizada en problemas estructurales debido a la baja cantidad de nodos que utiliza en su conformación. En efecto,



si consideramos las tres coordenadas cartesianas ortogonales entre sí en el espacio  $x, y, z$  se tienen tres grados de libertad por nodo, teniendo en cuenta que el número de grados de libertad de cada elemento es  $3 * N$  siendo  $N$  la cantidad de nodos por elemento, entonces como el tetraedro posee 4 nodos el número de grados de libertad del mismo será de  $3 * N = 3 * 4 = 12$ . Si el grado de la función de aproximación se elevara, aumentaría la cantidad de nodos y como consecuencia también lo harían los grados de libertad del tetraedro, esto se visualiza en el siguiente cuadro:

<b>Función de aproximación</b>	<b>Función de deformación</b>	<b>Cantidad de nodos</b>	<b>Grados de libertad</b>
<b>Lineal</b>	Constante	3	9
<b>Cuadrática</b>	Lineal	6	18
<b>Cúbica</b>	Cuadrática	9	27

*Tabla 5.3. Distintos tipos de Elementos para el cálculo.*

En base a lo dicho anteriormente se puede decir que, mientras menor sea la cantidad de grados de libertad del elemento, habrá una reducción en las dimensiones de la matriz de rigidez global de las piezas ensayadas haciendo que la complejidad de los cálculos también se reduzca y por ende para una determinada capacidad de cómputo se logren acortar los tiempos significativamente en cada iteración y la cantidad de memoria requerida. El tetraedro de tensión constante será utilizado en todos los cálculos realizados mediante método de elementos finitos.

En la etapa “Primera aproximación para efectuar análisis de convergencia” el objetivo es emplear un elemento infinito tal que nos permita realizar iteraciones rápidas y sencillas con varios valores de prueba en la dimensión incógnita para luego seleccionar una de ellas y utilizarla durante las pruebas en el análisis de convergencia. El criterio de selección se explica más adelante.



Para el análisis de convergencia, se realizan varias iteraciones utilizando mallas compuestas por el mismo tipo de elemento finito (tetraedro de tensión constante) pero modificando las dimensiones del mismo (en este caso la longitud de sus lados) en cada una de las iteraciones sobre la pieza mencionada en el párrafo anterior, se aplica un criterio de convergencia que para elegir el elemento adecuado para los ensayos finales, él mismo será explicado junto con el criterio de la primera aproximación unos párrafos más adelante, luego se elabora un gráfico “tamaño de elemento finito vs  $\sigma_{max}$ ” y se traza una curva en la cual se observa el comportamiento de los valores de tensión máxima con respecto a las variaciones en el tamaño de nuestros elementos finitos.

Una vez concluidos los pasos anteriores, se ensayan distintos valores en nuestra dimensión incógnita haciendo uso del elemento seleccionado en la etapa anterior, de esta forma se analizan las sollicitaciones y deformaciones para determinar cuál será la dimensión definitiva más adecuada.

A la hora de resolver las situaciones por método de elementos finitos se tienen en cuenta consideraciones generales:

- Los cálculos se efectúan bajo condiciones estáticas de movimiento por lo que no se tendrá en cuenta ningún tipo de efecto dinámico, salvo que se aclare lo contrario.
- Para cada situación dada, se efectúan un número de iteraciones de cálculo para determinar el resultado final que dependerá de las medidas disponibles por parte del proveedor.
- El criterio de cálculo empleado se basa en el uso de la tensión de fluencia en vez de la tensión de rotura como valor de referencia, se aplica a todas las etapas del procedimiento.

$\sigma_{0.2}$  es la tensión para la cual el material entra en estado de fluencia o de deformaciones permanentes.

$\sigma_{adm}$  es la tensión admisible a la fluencia.

$CS_f$  es el coeficiente de seguridad asociado al estado de fluencia del material.



$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{0.2}}{CS_f} \quad (\text{ec. 5.26})$$

- Cada uno de los componentes mecánicos se ensayan aislados del resto del sistema.
- Se trabaja en el dominio del comportamiento elástico lineal de los materiales ensayados, por lo tanto se mantiene la validez de la Ley de Hooke, o sea:

$$\sigma = \varepsilon * E \quad (\text{ec. 5.27})$$

En donde

$\sigma$  es la tensión engendrada en el material debido a una sollicitación externa,  $[\sigma] \propto \left[ \frac{N}{m^2} \right]$

$\varepsilon$  es la deformación específica que sufre el material ante la sollicitación externa,  $[\varepsilon] \propto [\%]$

$E$  es el módulo de elasticidad del material,  $[E] \propto \left[ \frac{N}{m^2} \right]$

Se debe determinar el coeficiente de seguridad a la fluencia  $CS_f$ , para ello adoptamos un procedimiento que se encuentra en las Notas de la cátedra de Diseño y Proyecto Mecánico I<sup>2</sup>, él mismo establece que el coeficiente de seguridad para piezas sometidas a tensiones no variables cíclicamente se tiene que:

$$CS = a_1 * a_2 * a_3 * a_4 \quad (\text{ec. 5.28})$$

En donde

$a_1$ : afecta a la confiabilidad del material.

- Para forjado o laminado  $1.05 < a_1 < 1.10$
- Fundido  $1.15 < a_1 < 1.20$

En la mayoría de las piezas ensayadas se utiliza acero laminado y en un solo caso acero trefilado por lo que elegimos  $a_1 = 1.10$ .

$a_2$ : se refiere a la importancia de la pieza.

- Normal  $1 < a_2 < 1.3$
- Riesgo vida humana  $1.3 < a_1$



Se adopta un valor de importancia promedio para las piezas a ensayar  $a_2 = 1.2$

$a_3$ : Aproximación a condiciones ideales supuestas:  $1.2 < a_3 < 1.3$

Debido a que se consideran hipótesis simplificativas en los cálculos se elige  $a_3 = 1.3$ .

$a_4$ : Variabilidad del material respecto a las propiedades mecánicas:  $a_4 = 1.15$ .

Entonces el coeficiente de seguridad queda como sigue

$$CS = 1.10 * 1.2 * 1.3 * 1.15$$

$$CS = 1.9734$$

Como se había aclarado anteriormente, los cálculos se verifican empleando la tensión de fluencia del material  $\sigma_{0.2}$ , por lo tanto el coeficiente de seguridad se aplica a esta tensión y tendremos que

$$CS = CS_f = 1.9734$$

$$CS_f \approx 2$$

Habiendo explicado las variables intervinientes en los cálculos de esta sección, diremos que la condición para que exista convergencia en el segundo paso del procedimiento de cálculo es que, la variación porcentual de la tensión máxima  $\sigma_{max}$  entre 2 iteraciones consecutivas no sea mayor al 5%, de todas maneras si se obtiene un valor muy próximo superior a éste se considera como válido.

El criterio de selección adoptado en el primer paso del procedimiento de cálculo tiene en cuenta la tensión admisible del material a usar y establece un cociente como sigue:

$$\sigma_{sel} < \frac{\sigma_{adm}}{3} \quad (\text{ec. 5.29})$$

La razón de dividir  $\sigma_{adm}$  por 3 se debe a que se trató de evitar el uso de valores extremos o cercanos a éstos en la dimensión incógnita durante el análisis de la convergencia, valores muy pequeños pueden generar error adicional durante los cálculos y muy grandes, también un aumento innecesario en el consumo de recursos y tiempo.

### 5.3.3 Barras guía para desplazamiento de medidores

Aquí nos referimos a las barras guía sobre las cuales se realiza el montaje de los soportes móviles que, a su vez, se desplazan sobre ellas para alinear los medidores antes de dar comienzo a las pruebas. Nuestro objetivo es determinar un diámetro adecuado para las barras resistan los esfuerzos generados durante las pruebas y no sufran grandes deformaciones.

- Restricciones de diseño:

- El largo total de cada barra será de 1900mm.
- En cada extremo se deja un tramo de 40mm de largo que será primero roscado, luego embridado para hacer finalmente de apoyo.
- Las barras son trefiladas y el material a usar es acero al carbono SAE 1020.
- Como requerimiento para evitar problemas de descentrado entre los medidores y los cuerpos móviles, la flecha máxima no debe superar los 2mm.
- El material a utilizar en las piezas es acero al carbono SAE 1020.

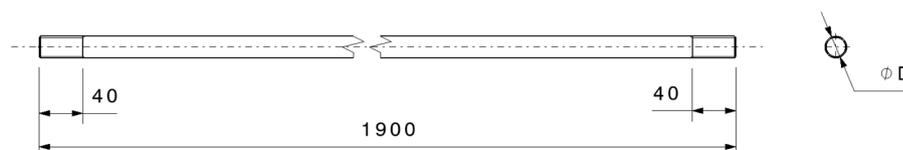


Figura 5.5. Croquis de las barras guía en donde se aprecia la dimensión incógnita.

➤ Estado de carga y condiciones de borde

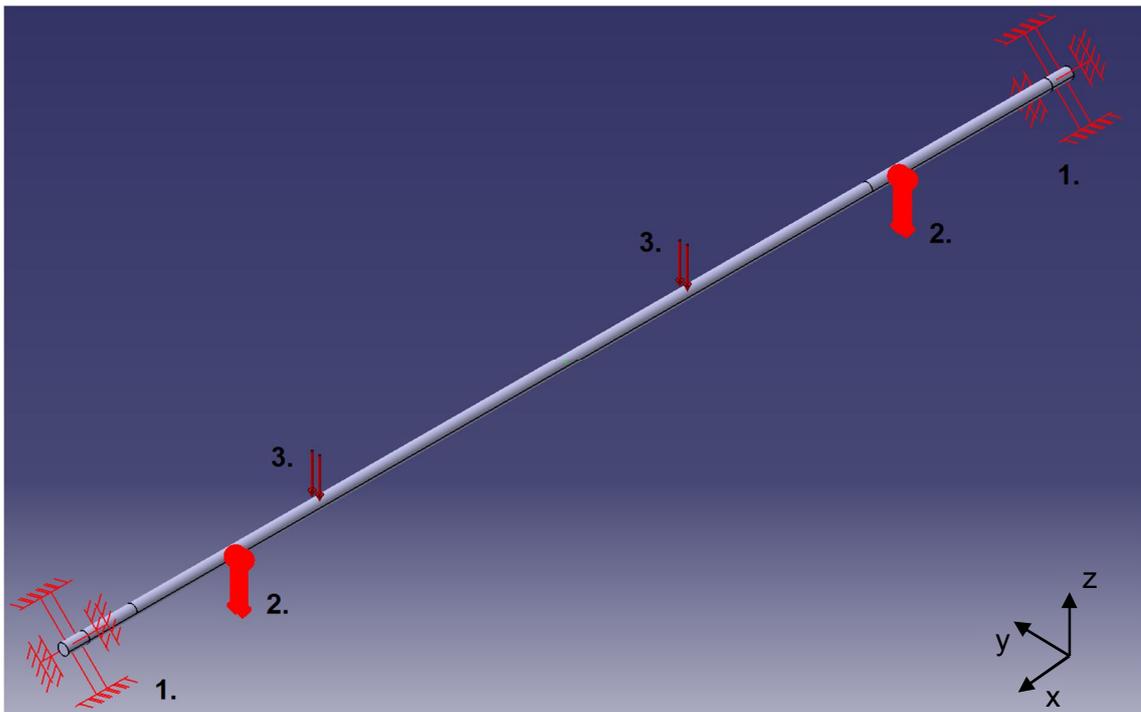


Figura 5.6. Se indican fuerzas actuantes y apoyos. Fuente: Catia V5.

**1. Apoyos.**

Los extremos de cada barra son roscados por lo que tendremos restringidos 6 grados de libertad en el espacio, que corresponden a los desplazamientos en X, Y, Z y los giros en X, Y, Z. Entonces cada barra se encuentra en condiciones hiperestáticas.

**2. Cargas externas.**

- Vena fluida de agua

Sabiendo que la medida de diámetro nominal de los medidores es  $D = 3/4\text{pulg} \approx 19\text{mm}$ , tomamos como diámetro interno  $d = 16\text{mm}$ . La longitud de la vena fluida es  $l = 1400\text{mm}$  por lo tanto el volumen de la misma es  $v_{vf} = \frac{\pi}{4} * d^2 * l = \frac{\pi}{4} * (0.016\text{m})^2 * 1.4\text{m} = 2.815 * 10^{-4}\text{m}^3$  y como el peso específico del



agua es  $\rho_{H_2O} = 9.8 \frac{KN}{m^3}$ , tendremos que  $P_{vf} = \rho_{H_2O} * v_{vf} = 9.8 \frac{KN}{m^3} * 2.815 * 10^{-4} m^3 = 2.76N$

- **Peso de los medidores**

En este caso tomamos como referencia el medidor de marca *Actaris* modelo *TU III* cuyo caudal máximo es  $Q_{max} = 3 \frac{m^3}{hr}$  y diámetro nominal  $D = 3/4 pulg$ , su peso es  $P_m = 1.2Kgf \approx 11.8N$  y como tendremos un máximo de 8 medidores ensayándose de forma simultánea, el peso total debido a los medidores será  $P_{mt} = 8 * P_m = 8 * 11.8N = 94.4N$ .

- **Peso de los soportes móviles**

Se obtiene el peso del modelo 3D realizado lo cual nos da  $P_{sm} \approx 6.2N$ . Como son 8 unidades en cada línea tendremos  $P_{smT} = 8 * 6.2N = 49.5N$ .

- **Peso de los bujes intermedios**

También se obtiene de su respectivo modelo 3D que nos da  $P_b \approx 7.3N$ . Al ser 8 unidades por línea  $P_{bT} = 8 * 7.3N \approx 49.5N$ .

### 3. Carga debida al peso propio

- Como el peso propio de las barras es variable durante las iteraciones, se afectan dichas barras por una aceleración negativa en el eje z cuyo valor es  $g = 9.81 \frac{m}{seg^2}$  y el programa se encarga de calcular el peso en forma automática.

#### 5.3.3.1. Primera aproximación.

Para efectuar la primera aproximación, ingresamos en la tabla del ANEXO I – SECCION XV – pág. I-38 correspondiente a las medidas de barras redondas trefiladas del catálogo de la empresa Acindar<sup>3</sup> y tomando un elemento finito de 4mm de arista se obtuvieron los siguientes resultados



Diámetro nominal [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Diámetro nominal [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]
5	9,88E+08	15,88	6,04E+07
6	5,77E+08	17	4,66E+07
7	3,51E+08	18	4,09E+07
7,94	2,78E+08	20	3,46E+07
8,5	2,63E+08	22	2,87E+07
9,52	1,90E+08	23,81	2,54E+07
11	1,30E+08	25,4	2,14E+07
12	1,09E+08	26,99	1,98E+07
13	9,37E+07	28,58	1,78E+07
14,29	7,33E+07	31,75	1,35E+07

Tabla 5.4. Resultados de la primera aproximación de cálculo.

Observando los valores de tensión máxima de la tabla en ANEXO I – SECCION XV – pág. I-39 perteneciente al catálogo de Acindar<sup>4</sup> y tomando valor de tensión de fluencia de acero SAE 1020 trefilado, tenemos que:

$$\sigma_{0,2} = 380MPa$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{0,2}}{2} = \frac{380MPa}{2} = 190MPa$$

$$\sigma_{sel} = \frac{\sigma_{adm}}{3} = \frac{190MPa}{3} \approx 63MPa$$

Por lo tanto  $\sigma_{max} = 60.4MPa < \sigma_{sel} = 63MPa$  y corresponde el diámetro nominal  $D = 15.88mm$ .

### 5.3.3.2. Análisis de convergencia.

Ahora se procede a evaluar los distintos elementos finitos a fin de lograr la condición de convergencia para seleccionar uno de ellos tal como se mencionó en la sección anterior. Realizados los correspondientes cálculos se obtiene la siguiente tabla en donde se muestra la tensión máxima, flecha máxima y variación porcentual de la tensión máxima entre 2 iteraciones consecutivas:



Dimensión de elemento finito [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]	Variación porcentual de la tensión máxima [%]
3	5,98E+07	3,44	100
2,8	4,94E+07	3,26	17,39
2,6	4,98E+07	3,27	0,81
2,4	5,30E+07	3,29	6,42
2,2	6,08E+07	3,44	14,72
2	5,30E+07	3,49	14,72
1,8	6,75E+07	3,55	27,36
1,6	6,47E+07	3,5	4,15
1,4	6,18E+07	3,47	4,48
1,2	8,19E+07	3,56	32,52

Tabla 5.5. Resultados del análisis de convergencia.

Dado que la condición de convergencia se consiguió para dos tamaños de elementos distintos y por una cuestión de ahorro en los recursos, se elige al elemento de mayores dimensiones, que en este caso corresponde al de 1.6mm. En la figura a continuación se puede observar de manera más clara como fluctúa la tensión máxima bajo un mismo estado de carga y condiciones de borde, pero modificando el tamaño de elemento, luego de llevar a cabo varias de estas pruebas, se detecta que es muy difícil que se pueda dar una convergencia asintótica.

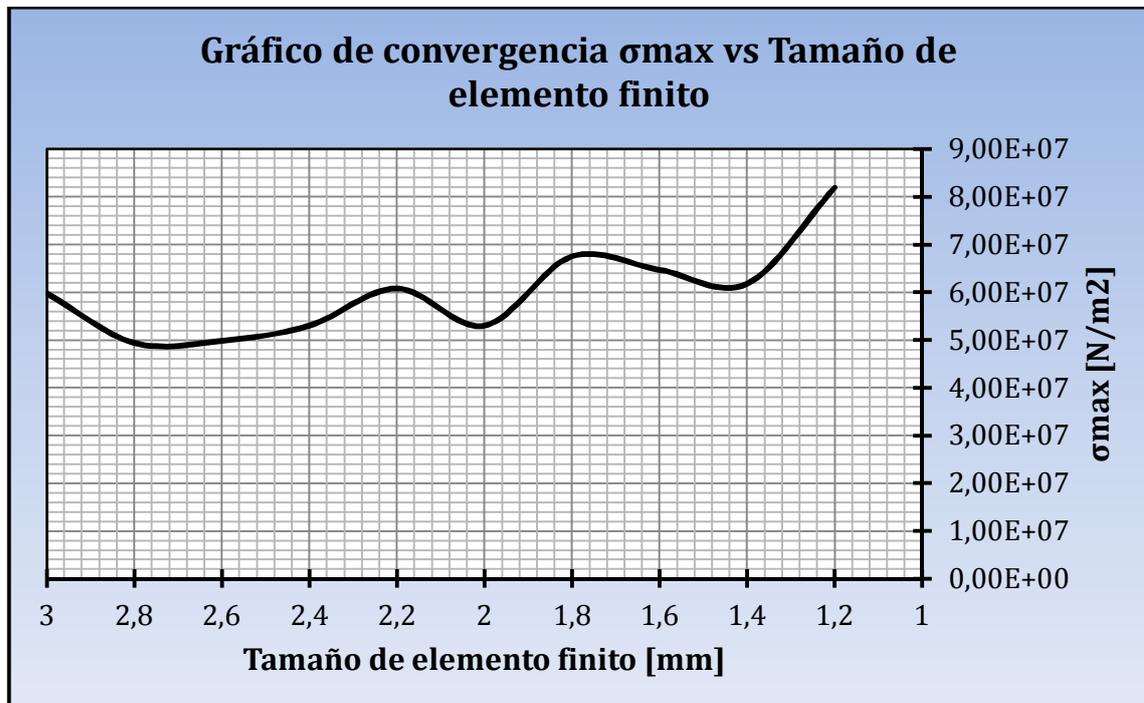


Figura 5.7. Gráfico de convergencia para distintos tamaños de elemento.



### 5.3.3.3. Selección definitiva.

Elegido ya el elemento adecuado, pasamos a realizar las últimas iteraciones para la selección final de las barras, a continuación se muestran los resultados:

Diámetro nominal [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]
5	1,10E+09	246
6	7,10E+08	135
7	4,62E+08	74,2
7,94	3,78E+08	45,8
8,5	3,32E+08	36,1
9,52	2,06E+08	22,4
11	1,65E+08	13,2
12	1,34E+08	9,8
13	1,09E+08	7,27
14,29	9,05E+07	5,24
15,88	6,53E+07	3,5
17	5,68E+07	2,76
18	5,50E+07	2,27
20	3,82E+07	1,57
22	3,55E+07	1,06
23,81	3,20E+07	0,872
25,4	2,73E+07	0,712
26,99	2,48E+07	0,589
28,58	2,23E+07	0,486
31,75	1,91E+07	0,356

Tabla 5.6. Resultados finales de cálculo para la sección de barra a utilizar.

De todas las medidas probadas, la que corresponde a  $D = 20\text{mm}$  cumple con las condiciones de trabajo impuestas, o sea  $\sigma_{max} = 38.2\text{MPa} \ll \sigma_{adm} = 190\text{MPa}$  y  $f_{max} = 1.57\text{mm} < f_{adm} = 2\text{mm}$ , la barra de diámetro nominal  $D = 18\text{mm}$  cumple la condición de resistencia pero la de deformaciones. Con esto queda resuelto el problema de las barras.

### 5.3.4. Estructura de soporte para tanques de control.

Estas son las encargadas de soportar los tanques de control y apoyarlos sobre las balanzas; esto permite que las cañerías de descarga inferiores de los mismos se interconecten con el tanque principal de reserva para el líquido de ensayo. El objetivo será

determinar el tamaño adecuado del perfil estructural de manera que resista las solicitaciones y no generar demasiado peso extra sobre la balanza (ya que el peso de todos los elementos que no sean el líquido de ensayo restará capacidad de medición a la balanza.)

La situación anteriormente explicada se ilustra en la siguiente figura:

➤ **Restricciones de Diseño:**

- Las dimensiones de la estructura serán de 392mm x 392mm x 200mm.
- La estructura será realizada con tubos de sección cuadrada Norma IRAM-IAS U 500-558.
- El material será acero estructural SAE 1020.

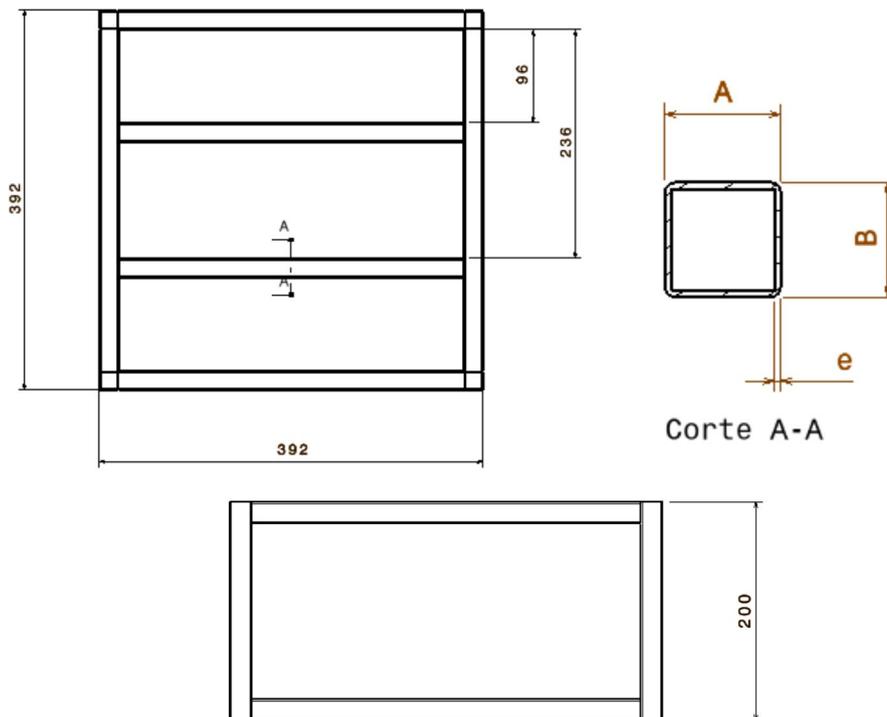


Figura 5.8. Croquis dimensional de la estructura de soporte para tanques de control.

➤ **Estado de carga y condiciones de borde.**

Con el fin de reproducir con mayor exactitud las condiciones y distribución de las cargas sobre la estructura, se ha incluido en la simulación un disco cuyo peso propio

no será tenido en cuenta y sobre el cual actuarán las cargas externas. Tampoco será tenido en cuenta el peso propio del tramo de tubería que va unido al tanque.

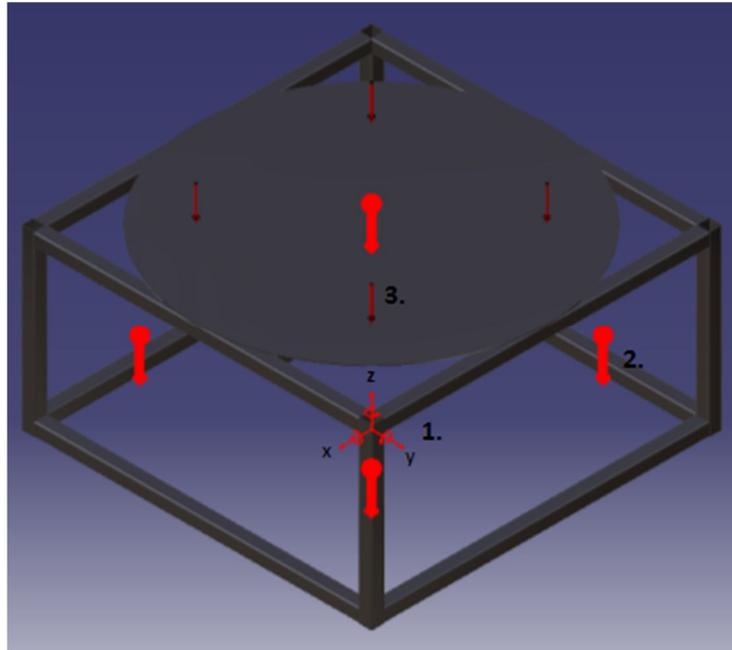


Figura 5.9. Fuerzas actuantes y apoyos. Fuente: Catia V5.

### 1. Apoyos

La estructura se encuentra apoyada sobre la base de la balanza, lo que restringe su desplazamiento y giro en la dirección Z y dejando libres el desplazamiento y giro en X e Y. Esta sería una condición hipo-estática pero al no haber fuerzas actuantes en dirección X e Y (como veremos a continuación) solo actúan fuerzas en dirección Z, por lo que no se encuentra comprometido el equilibrio de la pieza.

### 2. Peso propio.

No es posible precisar un valor debido a que las dimensiones del perfil irán cambiando, pero estará incluido en cada simulación.

### 3. Cargas externas

- Peso del tanque de control.



Construido en acero inoxidable AISI 304, en esta cantidad tendrá en cuenta el peso del recipiente y la tapa.

- Peso recipiente:  $P_{rec} = 13.75 \text{kgf} \approx 121 \text{N}$ .
- Peso tapa:  $P_{tapa} = 1.3 \text{kgf} \approx 13 \text{N}$ .
- Peso total:  $P_{tanque} = P_{rec} + P_{tapa} = 121 \text{N} + 13 \text{N} = 134 \text{N}$

- Peso del líquido de ensayo.

Tomaremos como condición más desfavorable el volumen de ensayo que corresponde al del caudal nominal, o sea 100 litros.

$$P_{H_2O} = V_{H_2O} \times \rho_{H_2O \ 20^\circ c} \times g$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$V_{H_2O} = 100 \text{L} = 0.1 \text{m}^3$$

$$\rho_{H_2O \ 20^\circ c} = 998.29 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{H_2O} = 0.1 \text{m}^3 \times 998.29 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 979.3 \text{N}$$

Por lo tanto las cargas externas serán:

$$P_{tot} = P_{tanque} + P_{H_2O} = 134 \text{N} + 979.3 \text{N} = 1113.3 \text{N}$$

#### 5.3.4.1. Primera aproximación para análisis de convergencia.

Vamos a utilizar como punto de partida un tamaño de elemento de 5mm, nuestros valores de referencia para la selección serán los siguientes:

$$\sigma_{0.2} = 2.5 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{0.2}}{2} = 1.08 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$



$$F_{max} \leq 0.2mm$$

En este caso, se impuso una deformación límite de la estructura de modo de no generar roces entre las tuberías móviles que atraviesan el interior de la misma y pudieran generar errores en la medición del peso del líquido.

Los resultados son los siguientes:

Tamaño de Perfil [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]
15x15x1,1	7,42E+07
20x20x1,1	4,46E+07
25x25x1,1	3,19E+07
30x30x1,1	2,61E+07

Tabla 5.7. Resultados para la primera aproximación de cálculo.

El tercer perfil cumple con los requisitos pre-establecidos, por lo cual será nuestro primer candidato para el análisis de convergencia.

#### 5.3.4.2. Análisis de convergencia.

Realizaremos un análisis de convergencia para la sección elegida partiendo de un tamaño de elemento de 5mm. Los resultados se muestran a continuación:

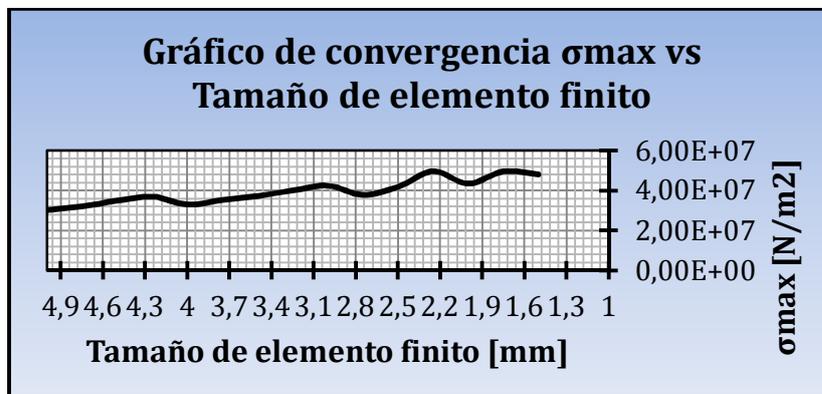


Fig.5.10 Tensión vs tamaño de elemento finito.



Dimensión de elemento finito [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]	Variación porcentual de la tensión máxima [%]
5	3,00E+07	0,115	-
4,75	3,20E+07	0,126	6,25
4,5	3,48E+07	0,128	8,05
4,25	3,69E+07	0,132	5,69
4	3,30E+07	0,131	11,82
3,75	3,52E+07	0,142	6,25
3,5	3,72E+07	0,15	5,38
3,25	4,00E+07	0,156	7,00
3	4,24E+07	0,164	5,66
2,75	3,78E+07	0,173	12,17
2,5	4,18E+07	0,175	9,57
2,25	4,96E+07	0,194	15,73
2	4,34E+07	0,194	14,29
1,75	4,95E+07	0,203	12,32
<b>1,5</b>	<b>4,80E+07</b>	<b>0,222</b>	<b>3,13</b>

Tabla 5.8. Comparativa de resultados para distintos tamaños de elemento.

Al realizar las distintas iteraciones para la sección de tubo preliminar, vemos que los valores de tensión se estabilizan para el tamaño de elemento de 1.5mm, donde presenta una diferencia levemente superior al 3% respecto del valor anterior. Tomaremos los valores de tensión y deformación para este elemento como definitivos.

Tamaño de Perfil [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Deformación máx. [mm]
15x15x1,1	1,40E+08	0,719
20x20x1,1	7,17E+07	0,352
<b>25x25x1,1</b>	<b>4,78E+07</b>	<b>0,222</b>
30x30x1,1	5,39E+07	0,165

Tabla 5.9. Resultados finales de cálculo para la determinación de la sección del perfil.

Analizados dichos valores vemos que  $\sigma = 4.8 \times 10^7 \frac{N}{m^2} < \sigma_{adm}$  por lo que verifica la condición establecida, mientras que  $\mathcal{F} = 0.222mm$  resulta ser levemente superior a  $\mathcal{F}_{max}$ ,



diferencia que podemos despreciar ya que resulta ser un 9% mayor que esta última, además que la tensión se ubica en un valor seguro.

Por lo tanto, utilizaremos el **tubo de sección cuadrada de 25x25x1.1mm**.

### 5.3.5. Placas de extremos.

Como descripción general sobre las placas de extremos, podemos decir que las mismas están constituidas por una configuración que consiste en una placa plana y un perfil estructural angular de norma IRAM-IAS U 500-558, ambos unidos mediante tramos de soldaduras de forma que les permite lograr un buen contacto con el perfil cuadrado de la estructura principal sobre el cual se apoyan.

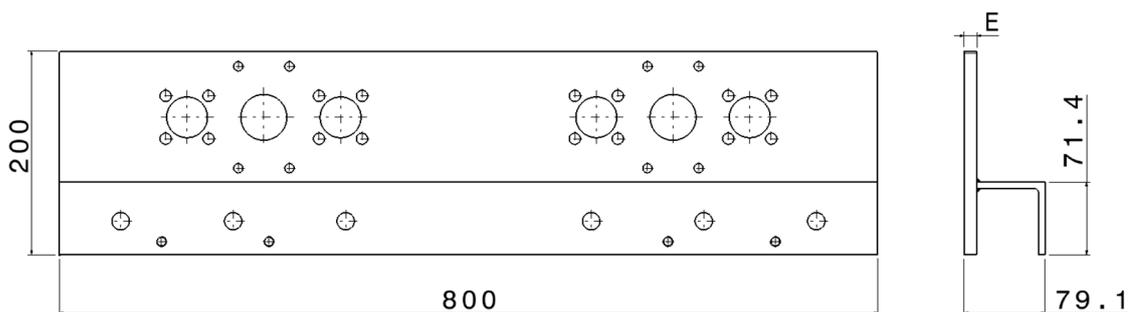
Las placas de extremos tienen las funciones de trabajar como soporte físico de las líneas de medidores junto con todas las piezas y elementos que incluyen, y además se encargan de absorber los esfuerzos originados durante la ejecución de los ensayos por la acción de los cilindros neumáticos para poder hermetizar el circuito hidráulico.

Antes de iniciar con los cálculos, es necesario efectuar un pre dimensionamiento basado en las siguientes condiciones iniciales y restricciones de diseño, las cuales a su vez son una consecuencia directa de los resultados obtenidos en los puntos anteriores:

- Se requieren 8 agujeros pasantes de diámetro 9mm para fijar los cilindros neumáticos.
- Se requieren 4 fajas de centrado de diámetro (tolerado) 40mm y profundidad de 3mm, más 16 agujeros pasantes de diámetro 11mm para el posicionamiento y fijación de las cuatro bridas que sujetan las barras guía.
- Para una correcta unión se perforan 6 agujeros pasantes D17 y 4 agujeros roscados de medida M10.
- El material a utilizar en las piezas es acero al carbono SAE 1020.
- No se tiene en cuenta la absorción de tensiones axiales por parte de las barras por lo que el cálculo es más conservador.
- Se considera que cada una de las placas absorbe la mitad del esfuerzo total debido tanto a las cargas axiales como a las verticales a excepción del peso de los cilindros neumáticos.

- El perfil angular IRAM-IAS U 500-558 a usar es de 76mmx76mmx4.8mm, las alas se cortan para poder lograr un correcto montaje.
- Las deflexiones no deben superar los 0.05mm, esta exigencia se impone para evitar descentrados entre las bocas de los medidores y los bujes intermedios para que no se produzcan fugas cuando se sellan las líneas por acción de los cilindros neumáticos.
- Ambas placas son prácticamente idénticas con la diferencia de que en una de ellas se encuentran montados los cilindros neumáticos y en la otra no, para ser conservadores evaluamos la primera.

Para poder apreciar con más claridad lo explicado anteriormente, se presentan una vista frontal y una lateral con las medidas principales de las placas de extremos en la *figura a continuación*, donde también se observan las soldaduras de unión entre las piezas:



*Figura 5.11. Vistas frontal y lateral de las placas de extremos*

- Estado de carga y condiciones de borde:

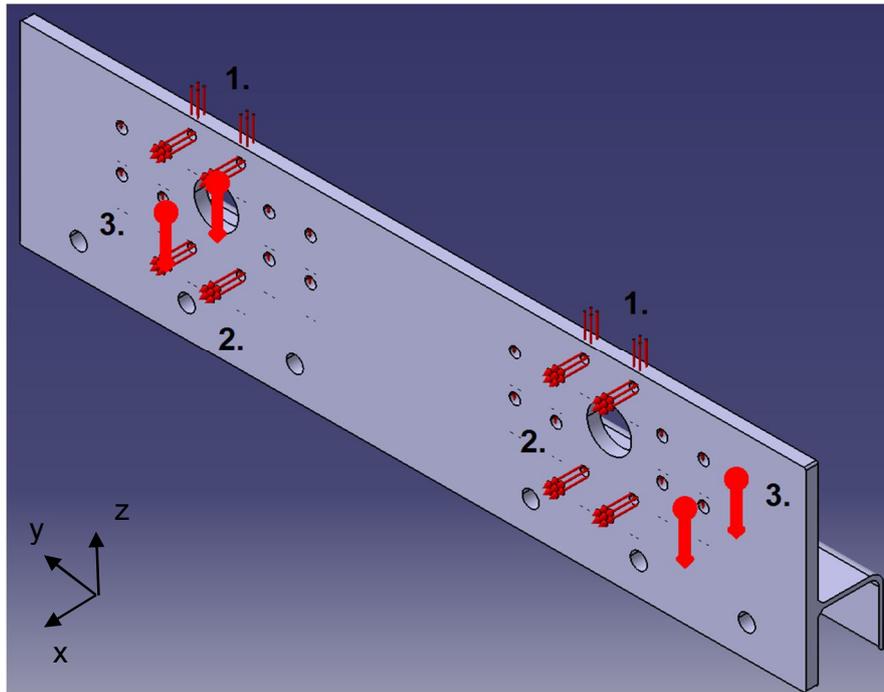


Figura 5.12. Cargas externas actuantes sobre placa de extremo. Fuente: Catia V5.

**1. Conjunto de cargas verticales (eje z) actuando sobre los agujeros pasantes para montaje de bridas y cilindros neumáticos.**

- Sumatoria de cargas que actúan sobre las barras guía

De la sección 5.2 obtenemos las fuerzas que se ejercen sobre las barras guía que corresponden al peso de los medidores, soportes móviles, bujes intermedios y vena fluida de agua:

$$P_v = 2.76N + 94.4N + 49.5N + 49.5N = 196.16N$$

- Peso de las barras guía

Teniendo en cuenta las dimensiones de estas barras en la sección 5.2.2 tenemos que:

$$P_{bg} = \left( \frac{\pi}{4} * (0.02m)^2 * 1.9m * 76518 \frac{N}{m^3} \right) * 2 = 45.67N * 2 = 91.34N$$



- Peso de cilindros neumáticos

Este peso se puede encontrar en la sección 4.3 y queda como:

$$P_{cn} = 2 * 44.14N \approx 88.3N$$

- Peso de bridas y cabezales de cierre con conectores

Estas fuerzas se obtienen de los respectivos modelos 3D,

$$P_{cab} = 25.70N$$

$$P_{br} = 4 * 9.81N = 39.24N$$

## 2. Cargas debido a la acción de los cilindros neumáticos.

- Cargas axiales

De la sección 4.3 se tiene que la fuerza teórica de avance de cada cilindro neumático es

$$F_a = 1765.8N$$

## 3. Peso propio

- Al igual que ocurre con los otros casos, el peso propio varía con las dimensiones en cada iteración que se realiza y el programa de cálculo se encarga de computarlo.

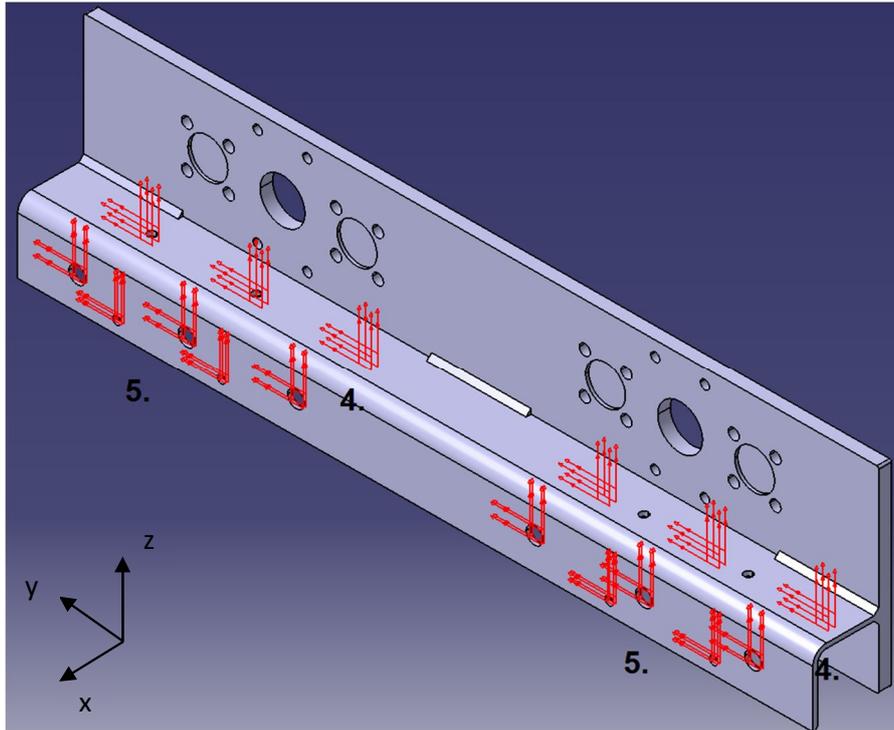


Figura 5.13. Conjunto de apoyos. Fuente: Catia V5.

#### 4. Apoyos de agujeros pasantes para montaje de la placa sobre estructura

A través de estos agujeros pasantes se colocan bulones con tuercas que aseguran la placa, esto evita que la misma pueda desplazarse en las direcciones  $y, z$  como se indica en la figura superior. El desplazamiento en  $x$  se deja libre al igual que los giros en los 3 ejes.

#### 5. Restricciones de agujeros roscados inferiores.

Los agujeros roscados en el perfil angular tienen la función de posicionar las placas en el plano  $y, z$  (tornillos mediante) por lo que limitan el movimiento en el mismo, y si bien deberían restringir el desplazamiento en  $x$  y los giros en los 3 ejes cartesianos, se observó que tienen muy poca influencia en los cálculos por lo que se decidió no tenerlos en cuenta en el modelo para los cálculos.

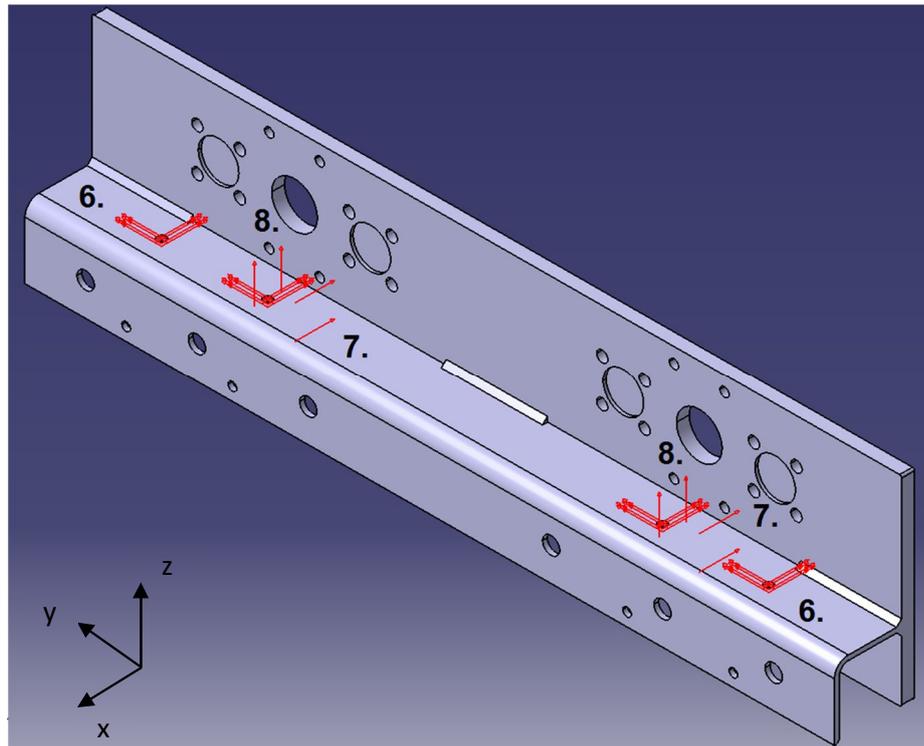


Figura 5.14. Conjunto de apoyos. Fuente: Catia V5.

#### 6. Restricciones de agujeros roscados superiores.

Se aplica el mismo razonamiento que en el inciso anterior con la diferencia que esta vez se restringen los movimientos en el plano  $x,y$ .

#### 7. Contacto con la estructura en eje $x$ .

Aquí se representa el contacto de las caras verticales entre la estructura y la placa, y estructura y perfil angular, limitando desplazamientos en eje  $x$ .

#### 8. Contacto con la estructura en eje $z$ .

Ídem inciso anterior, pero con contacto entre cara horizontal inferior de perfil angular y estructura, se restringe movimiento en eje  $z$ .



### 5.3.5.1. Primera aproximación.

Espesor de placa [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]
3,2	1,23E+08
4,8	4,72E+07
6,4	3,22E+07
7,9	1,87E+07
9,5	1,44E+07
12,7	8,49E+06
15,9	5,48E+06
19	3,83E+06
25,4	2,31E+06

Tabla 5.10. Resultados de la primera aproximación.

Ingresamos a la tabla del ANEXO I – SECCION XVI – pág I-40 del catálogo para la construcción civil de la empresa Acindar<sup>5</sup> y buscamos los distintos espesores de planchuelas de acero laminado en caliente a probar. Para esto usamos un elemento de 4mm y en la tabla XXX se puede observar que la placa asociada al espesor  $e = 4.8mm$  cumple con la condición  $\sigma_{max} = 47.2MPa < \sigma_{sel} = 63MPa$ , pero al ser este espesor no mucho mayor a la longitud de arista de los elementos finitos a evaluar en el siguiente paso con lo cual podría inducir error adicional en los cálculos, por lo tanto se decide emplear la planchuela con  $e = 6.4mm$ .

### 5.3.5.2. Análisis de convergencia

Ahora se lleva adelante el análisis de convergencia probando un rango de dimensiones de elementos que va desde los 3.8mm hasta 1.6mm saltando con un paso de 0.2mm, a continuación están los resultados:



Dimensión de elemento finito [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]	Variación porcentual de la tensión máxima [%]
3,8	2,00E+07	0,153	100
3,6	1,86E+07	0,159	7
3,4	2,13E+07	0,163	14,52
3,2	2,50E+07	0,192	17,37
3	2,29E+07	0,169	8,4
2,8	2,13E+07	0,172	6,98
2,6	2,69E+07	0,201	26,29
2,4	2,46E+07	0,202	8,55
2,2	2,91E+07	0,212	18,29
<b>2</b>	<b>2,73E+07</b>	<b>0,187</b>	<b>6,18</b>
1,8	3,00E+07	0,211	9,89
1,6	3,19E+07	0,22	6,33

Tabla 5.11. Resultados del análisis de convergencia..

En este caso no se puede alcanzar la condición del 5% de variación máxima por lo que tomamos como válido el 6.18%, obtenido para el elemento de 2mm; de todas maneras ya se aclaró anteriormente que dada una situación como esta se haría tal consideración.

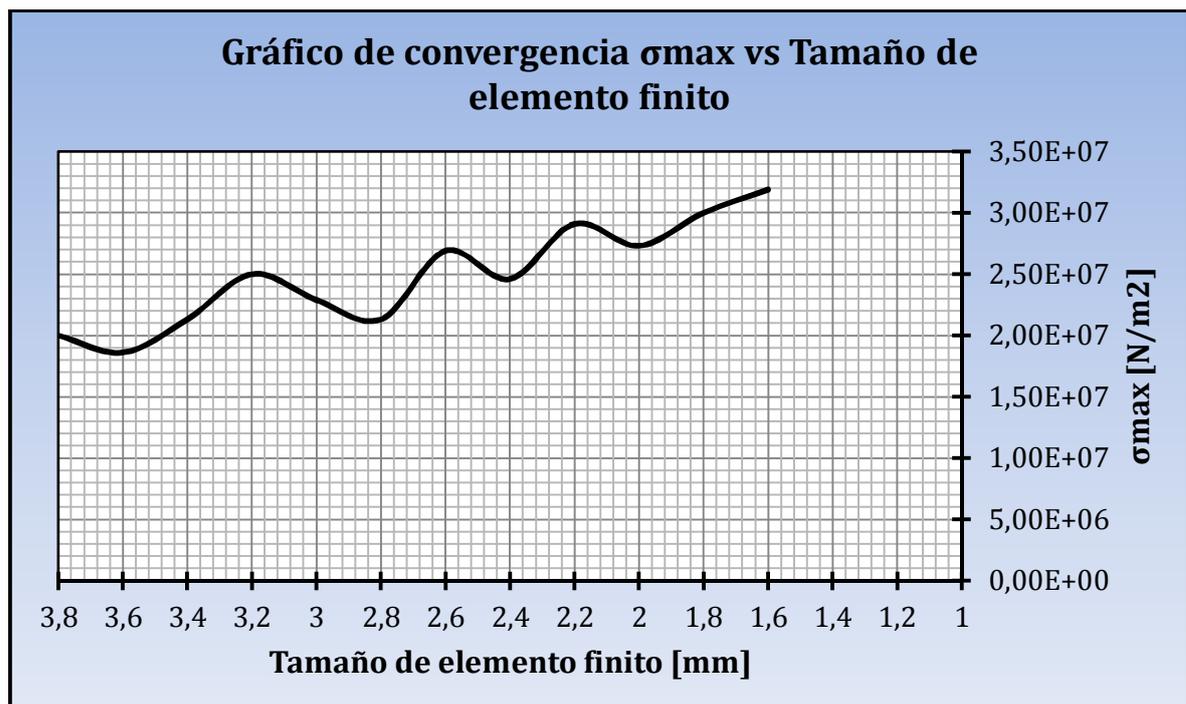


Fig. 5.15. Gráfico de convergencia para distintos tamaños de elemento.



En la figura superior vemos que los valores de tensión máxima se van incrementando a medida que los elementos finitos son más pequeños notándose una leve convergencia, mientras que a su vez existe una serie de oscilaciones entre las distintas tensiones máximas. Por último, no fue posible iterar más allá de 1.6mm por limitaciones de hardware.

### 5.3.5.3. Selección definitiva

Utilizando el tetraedro de tensión constante de 2mm, volvemos a evaluar todas las placas de la primera aproximación, luego tenemos

Espesor de placa [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]
3,2	8,82E+07	1,18
4,8	4,82E+07	0,484
6,4	2,85E+07	0,188
7,9	2,02E+07	0,126
9,5	1,36E+07	0,075
<b>12,7</b>	<b>9,45E+06</b>	<b>0,033</b>
15,9	5,95E+06	0,018
19	4,87E+06	0,011
25,4	3,26E+06	0,005

Tabla 5.12. Resultados finales de cálculo para determinar el espesor de la placa.

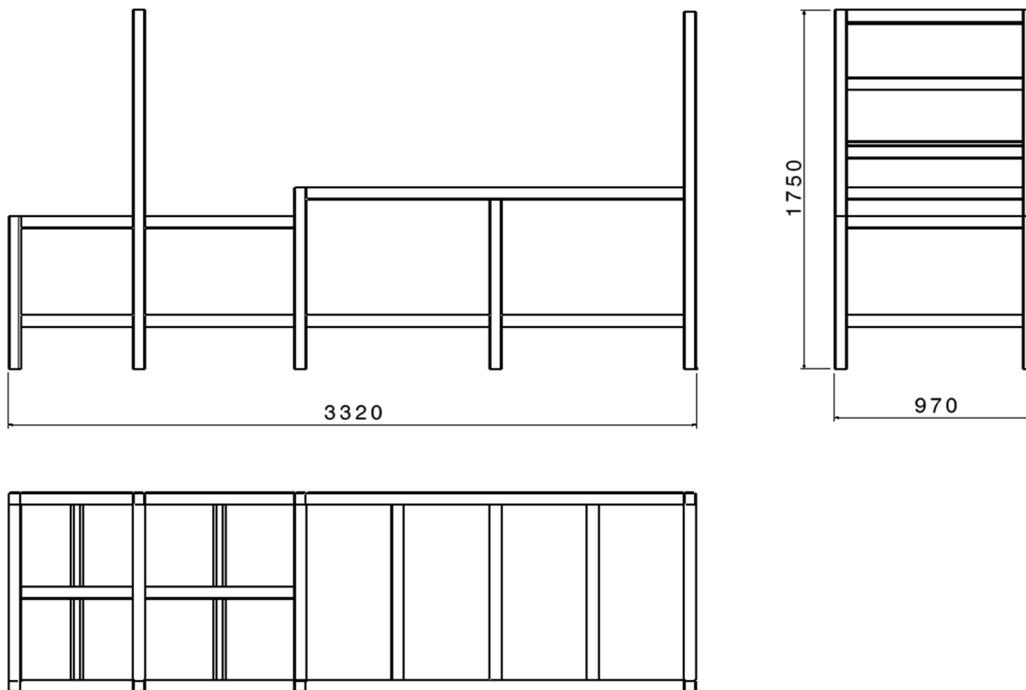
De acuerdo a la tabla superior, el espesor de placa que cumple con las exigencias establecidas es  $e = 12.7mm$ , para la cual tenemos que  $\sigma_{max} = 94.5MPa < \sigma_{adm} = 190MPa$  y  $f_{max} = 0.033mm < f_{adm} = 0.05mm$ .

### 5.3.6. Estructura banco

Aquí se calcula la estructura principal sobre la cual se montan todos los demás elementos constitutivos del banco de ensayos. Teniendo en cuenta las distintas selecciones a lo largo del capítulo 4, se lleva a cabo un pre dimensionamiento de la estructura en cuestión, para ello se decide emplear perfil tubular de sección cuadrada IRAM-IAS U 518-218 / U 500-2592 de 60mmx60mm, por lo que el problema se centra en elegir el espesor adecuado en base a nuestros requerimientos y condiciones de diseño, las cuales son:

- El material a utilizar es acero SAE 1020.
- El límite admisible para las deflexiones será de 1mm.
- Las uniones entre perfiles son soldadas.
- No existe una restricción de dimensiones máximas (aun así se intenta optimizar el uso de los espacios).
- En la zona donde descansan las balanzas junto con los tanques de control se colocan refuerzos de perfil tubular cuadrado
- Durante los cálculos no se tienen en cuenta los pesos de bulones, tornillos ni tuercas.

En la figura 5.12 se muestra un croquis con las dimensiones máximas de la estructura



*Figura 5.16. Vistas lateral, frontal y superior de la estructura principal.*

- Estado de carga y condiciones de borde:

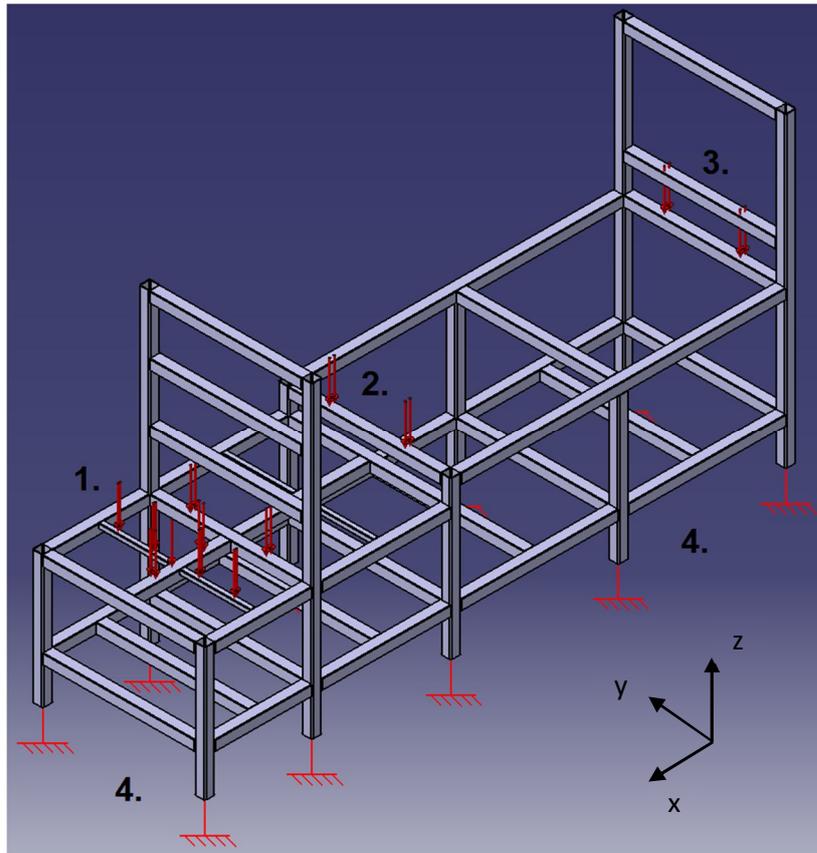


Figura 5.17. Cargas externas intermedias y apoyos. Fuente: Catia V5.

### 1. Fuerzas zona tanques de control.

- Llaves esféricas 2"

Del Anexo I-pág 17 tenemos que  $P_{esf2} = 22N$  entonces  $P_{esf2T} = 2 * 22N = 44N$

- Peso balanzas

De Anexo I-pág 6 se encuentra  $P_b = 117.72N$  luego  $P_{bT} = 2 * 117.72 = 235.44N$ .

- Peso cañería

Tomando un peso lineal de  $p_{cañ2} = 14.32 \frac{N}{m}$ , el peso de los codos es  $P_{c2} = 6.67N$  y midiendo longitud de cañería de desagüe en modelo 3D queda:

$$P_{cañ2} = 2 * (p_{cañ2} * l + P_{c2}) = 2 * \left( 14.32 \frac{N}{m} * 0.311m + 6.67 \right) = 22.24N$$

- Peso agua



Como la capacidad máxima de los depósitos de control es de 100l, tendremos que  $P_{h20} = 2 * 981N = 1962N$ .

- Peso tanques de control (incluyendo tapa)  
De los modelos 3D encontramos que  $P_{tc} = 2 * (134.9 + 14.715N) = 299.23N$ .

## 2. Cargas actuantes en viga central.

- Cargas tramos de medición.
  - Peso manómetros (Anexo I pág 7) -  $P_{man} = 2 * 4.9N = 9.81N$
  - Peso termómetros (Anexo I pág 8-9) -  $P_{ter} = 2 * 2.94 = 5.89N$
  - Peso electroválvulas (Anexo I pág 13) -  $P_{elect} = 2 * 11.77 = 23.54N$
  - Peso válvulas esféricas (Anexo I pág 17) -  $P_{esf34} = 6 * 4.9 = 29.43N$
  - Peso válvulas globo (Anexo I pág 18) -  $P_{gl} = 6 * 14.715 = 88.29N$
  - Peso caudalímetros (Anexo I pág 1-5) -  $P_{caud} = 2 * (19.62N + 39.24N + 78.48N) = 274.68N$
  - Peso cañerías – Se toma un peso lineal de  $p_{cañ34} = 8.2 \frac{N}{m}$  (Anexo I<sup>6</sup>) y a partir de los modelos 3D se determinan las longitudes de los tramos de cañería -  $P_{cañ34} = 2 * 8.2 \frac{N}{m} * ((0.113m + 0.095m + 0.17m + 0.43m) * 3 + 0.72m + 0.378m) = 13.88N$

El peso resultante es de:

$$P_{med} = 2 * (9.81N + 5.89N + 23.54N + 29.43N + 88.29N + 274.68N + 13.88N)$$

$$P_{med} \approx 445N$$

Se aplica una hipótesis simplificativa en donde se aplica el 50% de esta fuerza resultante sobre la viga central y el otro 50% sobre las vigas superiores anteriores (son las cercanas a los tanques de control), esto se debe a que la distribución real exacta sería muy difícil de obtener de manera teórica.



- Cargas debidas a placa de extremo anterior, barras guía con bridas y demás elementos asociados a las mismas.
  - Peso placa de extremo (obtenido de modelo 3D) -  $P_{pe} \approx 200N$
  - Peso bridas (sección 5.3.3) -  $P_{br} = 39.24N$
  - Peso barras guía (sección 5.3.3) -  $P_{bg} = 91.34N$
  - Peso total sumando medidores, bujes intermedios, soportes móviles y vena fluida (sección 5.3.3) -  $P_v = 196.16N$

Peso resultante engendrado por estas últimas cargas:

$$P_{vc1} = P_{pe} + P_{br} + P_{bg} + P_v = 200n + 39.24N + 91.34N + 196.16N = 596.26N$$

### 3. Cargas actuantes sobre viga de extremo posterior.

- Cargas debidas a placa de extremo posterior, barras guía con bridas, cabezales de cierre con conectores y demás elementos asociados a las mismas.
  - Peso placa de extremo (obtenido de modelo 3D) -  $P_{pe} \approx 200N$
  - Peso bridas (sección 5.3.3) -  $P_{br} = 39.24N$
  - Peso barras guía (sección 5.3.3) -  $P_{bg} = 91.34N$
  - Peso total sumando medidores, bujes intermedios, soportes móviles y vena fluida (sección 5.3.3) -  $P_v = 196.16N$
  - Peso cabezales de cierre con conectores (sección 5.3.3)  
 $P_{cab} = 25.70N$

La fuerza resultante será:

$$P_{vep} = P_{pe} + P_{br} + P_{bg} + P_v + P_{cab} = 200N + 39.24N + 91.34N + 196.16N + (2 * 25.7N) \approx 578N$$

- Peso de cilindros neumáticos

De Anexo I pág 35 se tiene que el peso de cada cilindro neumático es

$$p_{cn} = 1.709Kgf \approx 16.76N$$

#### 4. Apoyos.

- Para la estructura en cuestión, todos sus pies se consideran como simplemente apoyados por lo que para todos ellos solo existirá restricción a los desplazamientos en el eje z. Como lo anterior implicaría tener una matriz de rigidez singular, lo cual nos impide realizar los cálculos pertinentes, se agregan restricciones tanto para el eje x como el eje y, esto no interviene en los resultados de los cómputos y nos permite solucionar el inconveniente mencionado. Los giros en los 3 ejes cartesianos son libres.

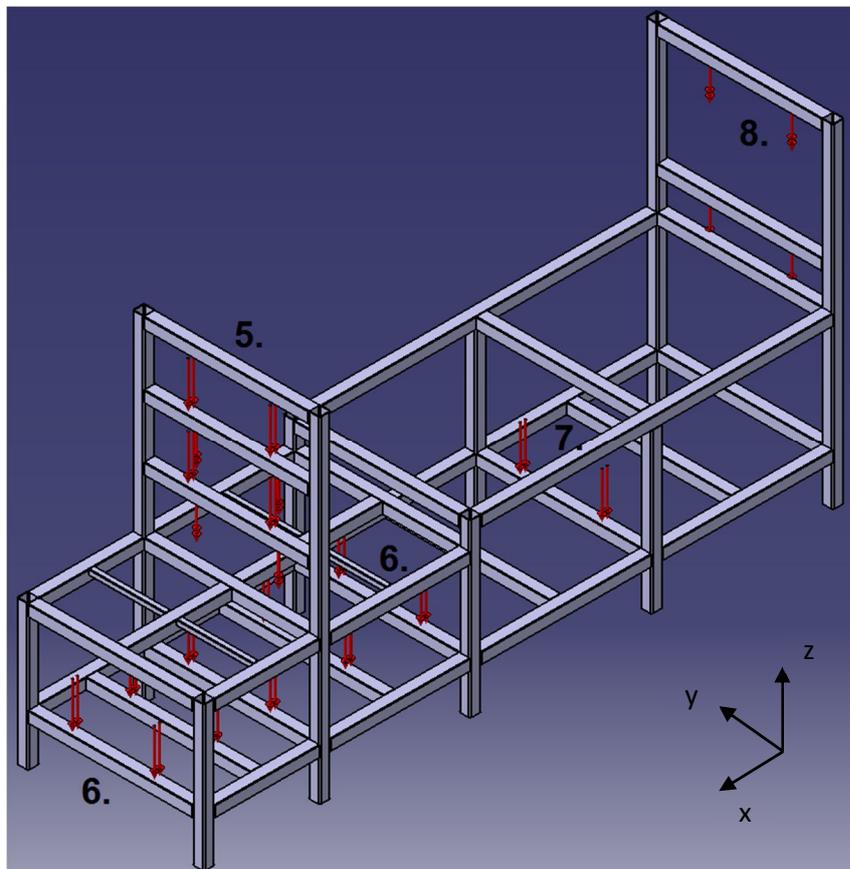


Figura 5.18. Cargas externas superiores e inferiores. Fuente: Catia V5.



## 5. Fuerzas ejercidas sobre vigas superiores anteriores.

- Sobre estas vigas se apoyan los elementos pertenecientes al tramo de medición por lo que adoptando la hipótesis del punto 2 se tendrá que

$$P_{vsa} = 0.5 * P_{med} = 0.5 * 445N = 223.5N$$

## 6. Cargas zona depósito de reserva

- Peso del tanque de reserva incluyendo las bridas de 2", la tapa y considerando un volumen de agua de 260l, cada peso se obtiene de sus respectivos modelos 3D

$$P_{tap} = 109.4N$$

$$P_{br2} = 21.2N$$

$$P_{res} = 270N$$

$$P_{h2o} = 2550.6N$$

$$P_{resT} = P_{tap} + (2 * P_{br2}) + P_{res} + P_{h2o}$$

$$P_{resT} = 109.4N + (2 * 21.2N) + 270N + 2550.6N$$

$$P_{resT} = 2972.4N$$

## 7. Cargas zona inferior del banco

- Despreciando el peso de la bulonería y los manómetros tenemos:

➤ Peso bomba centrífuga (Anexo I- pág 21) -  $P_{bcen} = 598N$

➤ Peso bridas bomba centrífuga (modelo 3D) -  $P_{brbc} = 2 * 12.26N = 24.5N$

➤ Peso bomba diafragma con bridas (Anexo I pág 26) -  $P_{bdia} = 208N$



- Peso electroválvulas (Anexo I pág 13) -  $P_{elect} = 4 * 11.77N \approx 47N$
- Peso válvulas esféricas 3/4" (Anexo I pág 17) -  $P_{esf34i} = 4 * 4.9N = 19.6N$
- Peso válvulas esféricas 1" (Anexo I pág 17) -  $P_{esf1} = 2 * 9.81N = 19.6N$
- Peso tramos rectos tubería 3/4" (modelo 3D) -  $P_{cañ34} = 5.18 \frac{N}{m} * 9.77m = 50.5N$
- Peso tramos rectos tubería 1" (modelo 3D) -  $P_{cañ1} = 7 \frac{N}{m} * 0.746m = 5.2N$
- Peso codos 90° de 1" (modelo 3D) -  $P_{1c90} = 3 * 0.5 = 1.5N$
- Peso codos 90° de 3/4" (modelo 3D) -  $P_{34c90} = 28 * 0.34 = 9.6N$

## 8. Fuerzas aplicadas sobre vigas superiores posteriores

- Estas se deben al montaje del gabinete eléctrico (Anexo I pág 37) y es:

$$P_{vsp} = 297N$$

### 5.3.6.1. Primera aproximación.

Para determinar el espesor de prueba, ingresamos a la tabla en ANEXO I – SECCION XV – Pág. I-41 correspondiente al catálogo de Perfiles y Tubos Estructurales Cirsoc<sup>7</sup> y ensayamos las 5 medidas encontradas como figura en tabla siguiente, para ello empleamos un elemento de 12mm:

Espesor de perfil [mm]	Tensión máxima [N/m2]
1,6	2,03E+07
2	1,88E+07
2,5	1,21E+07
3,2	1,10E+07
4	7,36E+06

Tabla 5.13. Primera aproximación para el análisis de convergencia.

Aquí se puede apreciar que todos los espesores cumplen con la condición de  $\sigma_{sel} < \frac{\sigma_{adm}}{3} = 63MPa$  (recordando de la sección 5.3.2), por lo que se decide adoptar el espesor  $t = 2.5mm$  como un valor intermedio entre todos ellos.

### 5.3.6.2. Análisis de convergencia.

A la hora de llevar adelante el análisis para encontrar el tamaño de elemento óptimo, surgió el inconveniente de que, al estar la estructura compuesta por varias piezas, la cantidad de elementos finitos presentes en la misma es muy elevada, por lo cual no se pudo evaluar elementos de dimensiones pequeñas o al menos menor que el espesor de prueba, ya que esto generaba errores por falta de memoria RAM en la PC utilizada. Luego se acotó un rango de ensayos de 11mm a 6mm con un paso de 0.5mm, en la siguiente tabla de muestran los resultados:

Dimensión de elemento finito [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]	Variación porcentual de la tensión máxima [%]
11	1,21E+07	0,0858	100
10,5	1,44E+07	0,0818	19
10	1,55E+07	0,0818	7,64
9,5	1,20E+07	0,0834	22,58
9	1,76E+07	0,0831	46,7
8,5	1,73E+07	0,0859	1,7
8	1,93E+07	0,0926	11,56
<b>7,5</b>	<b>2,05E+07</b>	<b>0,0866</b>	<b>6,21</b>
7	2,20E+07	0,0936	7,31
6,5	1,98E+07	0,0881	10
6	2,42E+07	0,0892	22,2

Tabla 5.14. Resultados del análisis de convergencia.

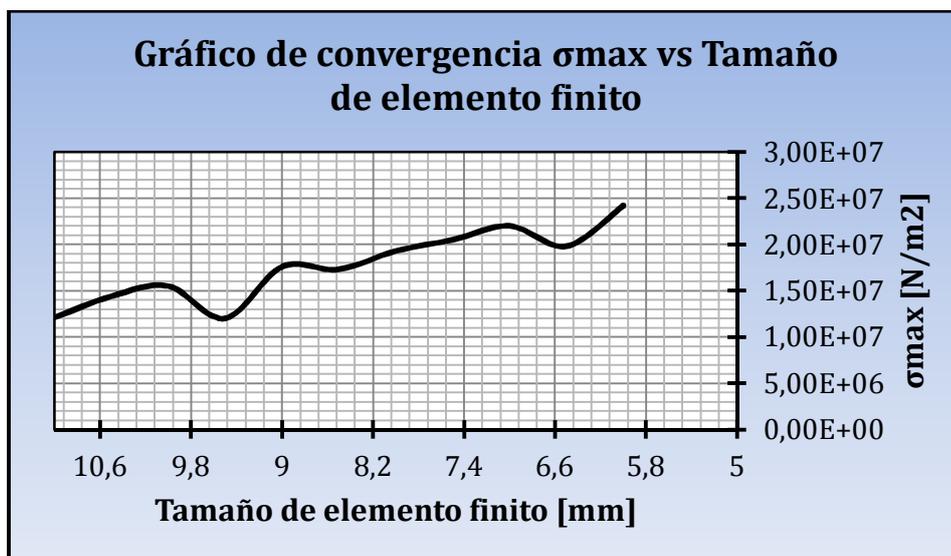


Fig. 5.19. Gráfico de convergencia para distintos tamaños de elemento.



Como ocurrió en la sección anterior, si bien no se alcanzó de forma estricta la condición de la variación porcentual menor al 5% entre dos iteraciones consecutivas, se considera válido el 6.21% obtenido para un tetraedro de 7.5mm de arista. En el gráfico de la figura que arriba se muestra, se observa una leve progresión asintótica a medida que los elementos son más pequeños, también se aprecian unas caídas de la tensión máxima dentro del rango de elementos evaluados.

### 5.3.6.3. Selección definitiva.

Ahora utilizando el elemento de 7.5mm se llevan a cabo una vez más las iteraciones de cálculo de la etapa que correspondía a la primera iteración, lo cual nos da:

Espesor de perfil [mm]	Tensión máxima [N/m <sup>2</sup> ]	Flecha máxima [mm]
1,6	2,47E+07	0,126
2	2,41E+07	0,105
2,5	2,37E+07	0,0866
3,2	1,37E+07	0,0713
4	9,32E+06	0,0599

Tabla 5.15. Resultados finales para el cálculo de la sección del perfil.

De acuerdo a la tabla anterior, el espesor  $t = 1.6mm$  cumple con la condición de resistencia mecánica  $\sigma_{max} = 24.7MPa \ll \sigma_{adm} = 190MPa$  y también con la de deformación máxima  $f_{max} = 0.126mm \ll f_{adm} = 1mm$  por lo que el perfil cuadrado a usar será de 60mmx60mmx1.6mm. Los demás espesores también verifican ambas exigencias pero representan un mayor costo económico al ser todos ellos mayores que la medida elegida además de generar un aumento de peso innecesario en toda la estructura.

Aquí se da por concluido el apartado dedicado a los cálculos de componentes y piezas estructurales.

## 5.4. Cálculo de fuerza de sellado.

### 5.4.1. Introducción.

Para el correcto dimensionamiento del cilindro neumático, que será el encargado de aplicar la fuerza de sellado a las uniones del conjunto buje-medidor, primero debemos determinar la carga necesaria para producir el sellado efectivo entre los cuerpos de los medidores, de modo que no haya pérdidas.

Como lo explicáramos previamente en el capítulo 4 apartado 4.4.4, durante el servicio, tres fuerzas básicas afectan la calidad del sellado:

1. **Fuerza en extremos:** Originada por la presión del medio confinado y que tiende a separar las bridas.
2. **Carga sobre la junta:** Es función de los tornillos o cualquier fuerza aplicada contra la cara de las bridas para comprimir la junta y resistir la presión interna.
3. **Presión interna:** Tiende a mover, penetrar o evitar la junta.

Lo expuesto se muestra en la figura siguiente:

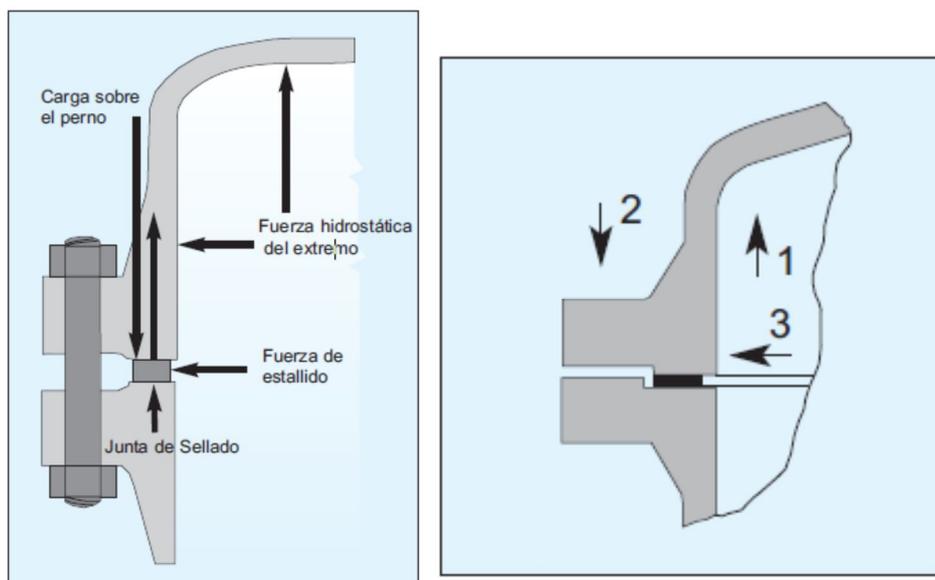


Figura 5.20. Cargas actuantes sobre la junta de sellado. Fuente: Flexitallic<sup>7</sup>.



Tomando en consideración los factores anteriores, en primer lugar, debemos lograr que la carga previa aplicada sea suficiente para asentar a la junta sobre la cara de la brida compensando cualquier imperfección superficial que pudiera estar presente. En segundo lugar, la fuerza tiene que ser suficiente para compensar las presiones internas que están actuando en contra del ensamblaje de la brida, es decir, la fuerza hidrostática en el extremo y la presión interna. Finalmente, la fuerza aplicada debe ser suficiente para mantener una carga residual satisfactoria sobre el ensamblaje de la junta.

Como base para el cálculo, tomaremos como referencia el procedimiento descrito en la Sección VIII del código de calderas y recipientes de presión ASME<sup>8</sup> (para presiones mayores a 1 atm), que establece criterios para el diseño de las bridas y cuyos valores han probado tener éxito en aplicaciones reales.

➤ **Condiciones de operación.**

Esta condición requiere que sea determinada una carga mínima de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$W_{m1} = \frac{3,14G^2P}{4} + 2b \ 3,14GmP \quad (\text{ec.5.30})$$

*W<sub>m1</sub>* = Carga mínima requerida del perno para las condiciones de operación; en libras fuerza.

*G* = Diámetro de la ubicación de la reacción de la carga de la junta de sellado; en pulgadas.

*P* = Presión de trabajo, en psi.

*b* = Ancho del sellado efectivo; en pulgadas.

*m* = Factor de la junta de sellado.

Esta ecuación establece la carga mínima que se debe ejercer sobre la junta para las condiciones de operación, y es la suma de la fuerza hidrostática del extremo más una carga residual de la junta de sellado sobre el área de contacto multiplicada por un factor y multiplicada por la presión interna. Expresado de otra manera, esta ecuación requiere que la carga mínima sea de tal forma que esta mantendrá una carga unitaria residual sobre el área de la junta de sellado que será mayor que la



presión interna cuando la carga total es reducida por medio de la fuerza hidrostática del extremo.

➤ **Asentamiento de la junta de sellado.**

Esta condición determina una carga mínima para asentar la junta de sellado sin importar la presión interna:

$$W_{m2} = 3,14Gby \quad (\text{ec.5.31})$$

El término “b” está definido como el ancho efectivo de la junta de sellado y el término “y” como la tensión de asentamiento mínima en psi y es función del acabado superficial de la zona de asentamiento, de los materiales del sello como ser la densidad y el espesor, de los fluidos que serán sellados y de la tasa de escape permisible. El factor “b” se calcula como sigue:

$$b = b_0 \text{ cuando } b_0 \leq 6.35$$
$$b = 0.5 \sqrt{b_0} \text{ cuando } b_0 \geq 6.35$$

➤ **Tensión admisible de la junta de sellado.**

La junta tiene que ser capaz de transportar la fuerza compresiva completa aplicada por medio de la fuerza externa cuando está pre-tensionada, de lo contrario una carga que resulte elevada podría aplastar el material y se tendría que elegir otro de mayor resistencia.

Esta tensión se obtiene del cociente entre la fuerza máxima de carga sobre el sello y la superficie de soporte de la misma:

$$Sg = \frac{F_{max}}{\frac{\pi}{4}(De^2 - Di^2)} \quad (\text{ec.5.32})$$

*Sg = Tensión unitaria real en la superficie de soporte de la junta de sellado, en psi.*

*De = Diámetro externo de la junta de sellado, en pulg.*

*Di = Diámetro interno de la junta de sellado, en pulg.*

*F<sub>max</sub> = Carga máxima aplicada sobre la junta, en lb.*



#### 5.4.2. Cálculo.

Comenzaremos por determinar las constantes de cálculo necesarias:

Para el caso de la presión de trabajo “P” adoptaremos el máximo valor obtenido de los cálculos previos que sería el correspondiente al caudal máximo:

$$P = 129 \text{ mca} = 183,35 \text{ psi.}$$

El factor “m” de la junta y la tensión de asentamiento mínima “y” se obtienen de la tabla ubicada en el **ANEXO II, Pág II-5**.

Tomaremos como material base de la junta a las conformadas por *elastómeros sin tejidos con dureza inferior a 75A de dureza Shore*, las constantes para este caso son:

$$m = 1$$

$$y = 0.5 \text{ psi.}$$

Finalmente, nos queda determinar el factor “b” que, utilizando la referencia provista en la tabla anterior, la introducimos en la tabla provista en el **ANEXO II, Pág II-6**.

El caso que más se ajusta a la configuración de nuestro alojamiento es el caso “1a”, el valor de N resulta ser aproximadamente de 2mm (algún plano o referencia que indique esa medida poner) por lo que  $b_0$  será:

$$b_0 = 1.5\text{mm} = 0.059 \text{ pulg.}$$

al ser menor de 6,35mm, entonces:  $b = b_0 = 0.059 \text{ pulg.}$

Para el valor de G, utilizaremos el diámetro medio comprendido dentro del ancho de asentamiento:

$$G = 23\text{mm} = 0.905 \text{ pulg.}$$

Estamos en condiciones de efectuar los cálculos, los valores de las cargas son los siguientes:



$$W_{m1} = \frac{3,14 \cdot (0,905 \text{ pulg})^2 \cdot 183,35 \text{ psi}}{4} + 2 \cdot 0,059 \text{ pulg} \cdot 3,14 \cdot 0,905 \text{ pulg} \cdot 1 \cdot 183,35 \text{ psi} \quad (\text{ec.5.33})$$

$$W_{m1} = 147,88 \text{ lbf} + 61,481 \text{ lbf} = \mathbf{209,48 \text{ lbf}} = \mathbf{94 \text{ kgf}} = \mathbf{924,75 \text{ N}} \quad (\text{ec.5.34})$$

Se requiere una fuerza de 924N para mantener un sellado efectivo durante la condición de operación planteada.

La carga para la tensión de asentamiento mínima resulta:

$$W_{m2} = 3,14 \cdot 0,905 \text{ pulg} \cdot 0,059 \text{ pulg} \cdot 0,5 \text{ psi} \quad (\text{ec.5.35})$$

$$W_{m2} = \mathbf{0,083 \text{ lbf}} = \mathbf{0,037 \text{ kgf}} = \mathbf{0,37 \text{ N}}$$

Es necesaria una fuerza de 0.37N para garantizar un asentamiento uniforme del sello elegido.

#### 5.4.3. Consideraciones para la validez del cálculo.

Para que los valores obtenidos sean aplicables, se deben tener en cuenta las siguientes condiciones constructivas de los elementos intervinientes:

- La rugosidad superficial de las caras de contacto no debe superar el valor recomendado para el tipo de sello utilizado. Los valores de referencia se encuentran en el **ANEXO II, Pág II-7**.

Que para nuestro caso (Juntas de corte suave) estará comprendido entre 3.2-6,3 μm.

- Para asegurar una compresión apropiada y uniforme de la junta, el paralelismo entre caras no deberá superar los 0.2mm, y una planitud menor de 0,2mm.



## 5.5 Estudio de Costos

Con la totalidad de los elementos constituyentes definidos, realizaremos un análisis del costo necesario para la materialización del banco de ensayos. Estarán incluidos además de los costos de materias primas, equipos, instrumentos, etc, la mano de obra para el armado y/o construcción de los elementos que así lo requieran. Comenzaremos detallando cada uno de los subconjuntos para luego realizar la sumatoria total. Los valores están expresados en pesos Argentinos.

Nombre	Componente	Plano	cantidad	Costo unitario	Total
Subconjunto Superior Plano N°2000	Placa extremo anterior	2070	1	2074	2074
	Placa extremo posterior	2080	1	2074	2074
	conector unión 3/4"	comercial	2	500	1000
	brida roscada M20	comercial	8	1150	9200
	buje intermedio	1110	14	847	11858
	Soporte móvil	1170	14	1285	17990
	Barra guía	1100	4	816,75	3267
	Cabezal tapa A	1260	2	2000	4000
	Cabezal tapa B	1270	2	2000	4000
	conector cabezal	1180	2	70	140
	conector vastago	1250	2	200	400
	Tornillo M6x50	Comercial	18	4	72
	Equipo neumático completo	Comercial	2	9540	19080
	Tornillo M10	comercial	32	5	160
	Tuerca M10	comercial	32	8	256
	Arandela 10x20	comercial	32	1	32
	Tornillo M8	comercial	8	5	40
	Tuerca M8	comercial	8	3	24
	Arandela 8x16	comercial	8	0,75	6
	<b>Subtotal</b>				

Tabla 5.16. Costos subconjunto Superior

Nombre	Componente	Plano	cantidad	Costo unitario	Total
Subconjunto Inferior Plano N° 2010	Tubería recta 1"	Comercial	7,6 metros	190	1444
	Bomba Diafragma	Comercial	1	48818	48818
	Bomba centrífuga	Comercial	1	63814	63814
	Tubería recta 3/4"	Comercial	3,9 metros	140	546
	Manómetro	Comercial	2	800	1600
	Válvula esf. 3/4"	Comercial	4	350	1400
	Codo 45° 1"	Comercial	2	50	100
	Brida soldada cañería 3/4"	Comercial	1	30	30
	Reductor 1" a 3/4"	Comercial	1	20	20
	Brida soldada cañería 1"	Comercial	1	50	50
	Bulon M14x60	Comercial	8	15	120
	Tuerca M14	Comercial	8	10	80
	Arandela 14x28	Comercial	8	1,5	12
	Electroválvula 3/4"	Comercial	4	5300	21200
	Codo 90° 3/4"	Comercial	7	50	350
	Te 3/4"	Comercial	8	50	400
	Válvula esf. 1"	Comercial	2	450	900
	Acumulador	Comercial	1	1000	1000
	Codo 90° 1"	Comercial	2	70	140
	<b>Subtotal</b>				

Tabla 5.17. Costos subconjunto Inferior



Nombre	Componente	Plano	cantidad	Costo unitario	Total
Subconjunto tramo de Medición Plano N° 2020	Válvula globo 3/4"	Comercial	3	600	1800
	Rotámetro 1	Comercial	1	8965	8965
	Rotámetro 2	Comercial	1	10269	10269
	Rotámetro 3	Comercial	1	12029	12029
	Válvula esférica 3/4"	Comercial	3	350	1050
	Tubería recta 3/4"	Comercial	3 metro	140	420
	Electroválvula 3/4"	Comercial	1	5300	5300
	Termómetro	Comercial	1	1350	1350
	Manómetro	Comercial	1	800	800
	Te 3/4"	Comercial	2	50	100
	Codo 90° 3/4"	Comercial	9	50	450
	Cruz 3/4"	Comercial	1	60	60
	<b>Subtotal</b>				

Tabla 5.18. Costos subconjunto tramo de medición

Nombre	Componente	Plano	cantidad	Costo unitario	Total
Subconjunto Tanque de Control y Descarga Plano N° 2030	Tubería recta 1"	Comercial	0,65 metros	190	190
	Codo 90° 1"	Comercial	3	50	150
	Depósito de control	1200	1	3913	3913
	Soporte depósito de control	2100	1	2970	2970
	Balanza	Comercial	1	16144	16144
	Válvula esf. 1"	Comercial	1	450	450
	Tapa depósito de control	Comercial	1	500	500
	Cono interior	Comercial	1	50	50
	Cono exterior	Comercial	1	50	50
	<b>Subtotal</b>				

Tabla 5.19. Costos subconjunto Tanque de control y Descarga

Nombre	Componente	Plano	cantidad	Costo unitario	Total
Subconjunto Estructura portante Plano N° 2050	Perfil cuadrado 60x60x1,2	Comercial	38 metros	98	3724
	Chapa superior anterior	1130	1	400	400
	chapa superior posterior	1150	1	400	400
	Bandeja medidores	1080	2	570	640
	Sop. anterior bomba centr.	1050	1	100	100
	Planchuela 960x155x1,6mm	Comercial	1	300	300
	Sop. posterior bomba centr.	1060	1	100	100
	Base soporte bomba diafrag.	1090	1	120	120
	Base bandeja 90x50x12,7	Comercial	4	40	160
	Soporte bandeja	1040	4	50	200
	Base 60x44x19,05	Comercial	2	40	80
	Pie estructura	1070	5	30	150
	Mano de Obra	0	1	12000	12000
	<b>Subtotal</b>				

Tabla 5.20. Costos subconjunto Estructura portante



Nombre	Componente	Plano	cantidad	Costo unitario	Total
Conjunto Banco de ensayos Plano N° 3000	Subconj. Estructura portante	2050	1	18374	18374
	Subconj. Deposito reserva	2090	1	5500	5500
	Tornillo M10x16	Comercial	8	5	40
	Manguera mallada 3/4"	Comercial	2	100	200
	Subconj. Inferior	2010	1	142024	142024
	Bulon M10x60	Comercial	2	12	24
	Arandela 10x20	Comercial	2	1	2
	Tuerca M10	Comercial	2	8	16
	Bulon M16x100	Comercial	12	25	300
	Tuerca M16	Comercial	12	30	360
	Arandela 16x30	Comercial	12	2	24
	Subconj. Superior	2000	1	75673	75673
	Tablero PLC	Comercial	1	2700	2700
	Subconj. Tramo medición	2020	2	42563	85126
	Subconj. Tanque de control	2030	2	24417	48834
	Mano de obra (armado)	-	1	15000	15000
<b>Total</b>					394197

Tabla 5.21. Costos Conjunto banco de Ensayos

A continuación se detallan las Empresas consultadas:

Proveedor	Rubro	ubicación
Sirolo S.A	Metalúrgica	Córdoba Capital
ODIN S.A	Instrumentos de Medición	Buenos Aires
Segura Ricardo	Metalúrgica	Córdoba Capital
Acерco	hierros y chapas	Córdoba Capital
FERRE-VAL SC	Control de fluidos	Córdoba Capital
RC Consultores S.R.L	Bombas hidráulicas	Córdoba Capital
FESTO S.A	Neumática	Buenos Aires
INSER	Instrumentos de Medición	Córdoba Capital
Rodolfo Terragni SRL	Chapas y barras Acero inox.	Córdoba Capital
Grupo TECSUR	Balanzas	Córdoba Capital

Tabla 5.22. Lista de Empresas Incluidas en las cotizaciones



## 5.6 Referencias.

<sup>1</sup>Notas de Clase. Cálculo Estructural. Introducción a la Mecánica del Sólido Continuo. Julio C. Massa. 2007.

<sup>2</sup>Notas Didácticas de Clase. Diseño y Proyecto Mecánico I. 2011.

<sup>3</sup>Catálogo de Productos para la Industria. Información Técnica. Grupo Acindar. Pág. 12.

<sup>4</sup>Catálogo de Productos para la Industria. Información Técnica. Grupo Acindar. Pág. 27.

<sup>5</sup>Catálogo de productos para la construcción civil. Información Técnica. Grupo Acindar. pág. 31.

<sup>6</sup> Tablas Perfiles Laminados y Tubos Estructurales CIRSOC 301/2005-302/2005. INTI. Septiembre 2005. Pág. 35.

<sup>7</sup>Criterios de Diseño para Juntas de Sellado. Flexitalic® Group. 2007.

<sup>8</sup>ASME PCC-1-2013 - Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly, ASME's Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, division 1, American Society of Mechanical Engineers, USA, 2013.



## **Conclusión del Proyecto Integrador**

Al finalizar este proyecto, los autores han cumplido con los objetivos y también han sorteado situaciones de diversa índole, que no solo contribuyeron al desarrollo de esta empresa, sino también al comportamiento y metodología de trabajo de sus integrantes. Los detallamos a continuación:

### **1-Objetivos académicos propuestos.**

Se pudieron cumplir los objetivos planteados al inicio del trabajo, empezando por una comprensión exhaustiva de la norma, a la cual tenía que satisfacer este equipo. Fue necesaria la utilización de normas ajenas a la nacional (ISO, DIN, BS) como material de soporte en temas donde la primera no resultaba muy específica o no poseía directivas al respecto. Se logró comprender las necesidades específicas del cliente respecto de la versatilidad y flexibilidad que esperaba tener. Teniendo en cuenta las prestaciones que ofrecían los equipos que ya se encontraban en el mercado, resultó fundamental encontrar un equilibrio tecnológico que permitiera cumplir con todas las funciones previstas sin elevar demasiado la relación costo/beneficio y poner en peligro la viabilidad del producto. El método de ensayo "gravimétrico" resultó ser el adecuado para nuestro propósito, pudiendo conseguir mayor precisión que la exigida por las normas, requiriendo equipos e instrumentos poco complejos y de fácil adquisición para tal fin, superando así en beneficios técnicos y económicos al método "volumétrico" también tenido en cuenta en el estudio. Las estructuras de soporte no poseen demasiada complejidad y son fáciles de fabricar, además, el procedimiento de cálculo mediante elementos finitos nos permitió reproducir con gran exactitud los distintos estados de carga, y así, reducir la incertidumbre que nos hubiera llevado a utilizar coeficientes de seguridad más elevados.

### **2-Orden y claridad de las pautas de trabajo establecidas.**

Resultado de vital importancia la generación de un plan de trabajo concreto y bien delimitado, ya que tratándose de un proyecto que englobaba múltiples disciplinas e integrantes, hubiese resultado más complicado obtener una comprensión avanzada de las necesidades a satisfacer y generar las ideas que luego fueron los cimientos de este trabajo.

### **3-Responsabilidad en la toma de decisiones.**



Como futuros profesionales, debemos procurar verificar, por todos los medios posibles, que la solución (cálculo, propuesta, plan de acción, etc.) haya sido debidamente meditada y estudiada, más aun cuando no existiera un precedente o se tratara de algo novedoso y asumir toda la responsabilidad de la decisión tomada. Situaciones de este tipo fueron abordadas de esta manera y se obtuvieron los resultados esperados.

### **5-Interacción y dialogo interpersonal.**

El debate y discusión de ideas en el grupo de trabajo resulto de vital importancia. Se abordó la labor de la forma más objetiva posible y asumiendo un rol de igualdad entre los integrantes, sin realizar prejuicios, ni juzgar ninguna propuesta sin el profundo análisis de la misma. Así, el respeto generado, creo un ambiente de confianza y propicio para el quehacer propuesto.

Por último, podemos concluir que transcurrida esta experiencia, el desarrollo de cualquier proyecto, no solo este, es un proceso que engloba múltiples disciplinas, tanto académicas como sociales, ya que el conocimiento técnico sobre una cierta materia es tan importante como la actitud y la aptitud para intercambiar ideas y expresarlas con claridad, trabajar a conciencia, valorar la experiencia, ser objetivo en la toma de decisiones, etc. Son estas cualidades y más, las que esperamos poder desarrollar completamente a lo largo de nuestra carrera profesional, tomando esta obra como punto de partida.



# **ANEXO I**

## **ELEMENTOS COMERCIALES**



## SECCION I - CAUDALIMETROS

### Rotámetro Modelo RIQP



#### CAUDALIMETROS PARA PEQUEÑOS CAUDALES DE LIQUIDOS Y GASES CORROSIVOS

Es un instrumento concebido para medir pequeños caudales de líquidos y gases corrosivos, usados en las industrias químicas, alimenticias, petroquímicas, etc.

Posee un tubo cónico de vidrio borosilicado, de extrema precisión que permite realizar mediciones de caudal con gran exactitud.

El tubo de vidrio combina a requerimiento del fluido con diversos materiales: pvc, teflon, polipropileno, acero inoxidable, etc.

Se pueden solicitar con válvula de regulación opcional, y pedir su conexión al cabezal superior o inferior indistintamente.

#### Especificaciones técnicas

##### Rangos de Caudal

RIQPL - Líquidos

Agua 20°C

Mod.	Rango	Tubo	Ø Conex
1	0.5 - 5 CCM	3-3,5	1/2" BSP para todos los tamaños
2	1 - 10 CCM		
3	2 - 20 CCM		
4	5 - 50 CCM	4-5	
5	10 - 100 CCM		
6	20 - 200 CCM	8-9	
7	50 - 500 CCM		
8	0.1 - 1 LPM	12-14	
9	0.2 - 2 LPM		

##### Rangos de Caudal

RPIQG - Gases

Aire 20°C - 1 ATA

Mod.	Rango	Tubo	Ø Conex
1	10 - 100 SCCM	3-3,5	1/2" BSP para todos los tamaños
2	20 - 200 SCCM		
3	50 - 500 SCCM		
4	0.1 - 1 SLPM	4-5	
5	0.2 - 2 SLPM		
6	0.5 - 5 SLPM	8-9	
7	1 - 10 SLPM		
8	2 - 20 SLPM	12-14	
9	5 - 50 SLPM		
10	10 - 100 SLPM		

##### Errores

Repetibilidad	± 0.5 % del valor leído
Exactitud	± 1 % del caudal máximo

##### Condiciones de operación

Temperatura máxima de operación	100°C
Presión máxima de operación A 20°C	8 Kg/Cm <sup>2</sup>
La presión máxima que soportan los tubos de vidrio, varía con la temperatura y el tamaño del tubo.	

#### Cambio en las condiciones de operación

La escala tiene grabada los siguientes datos:

Presión de operación: 1 ATA

Temperatura de operación: 20°C

Y como condición base para definir el volumen:

##### Líquidos:

Densidad: 1 gr/cm<sup>3</sup>

Viscosidad: 1 cSt

Temperatura: 15°C

##### Gases:

Estándar: S

Temperatura: 15°C

Presión: 1 ATA ó 101,325 KPa

##### Gases:

Estándar: N

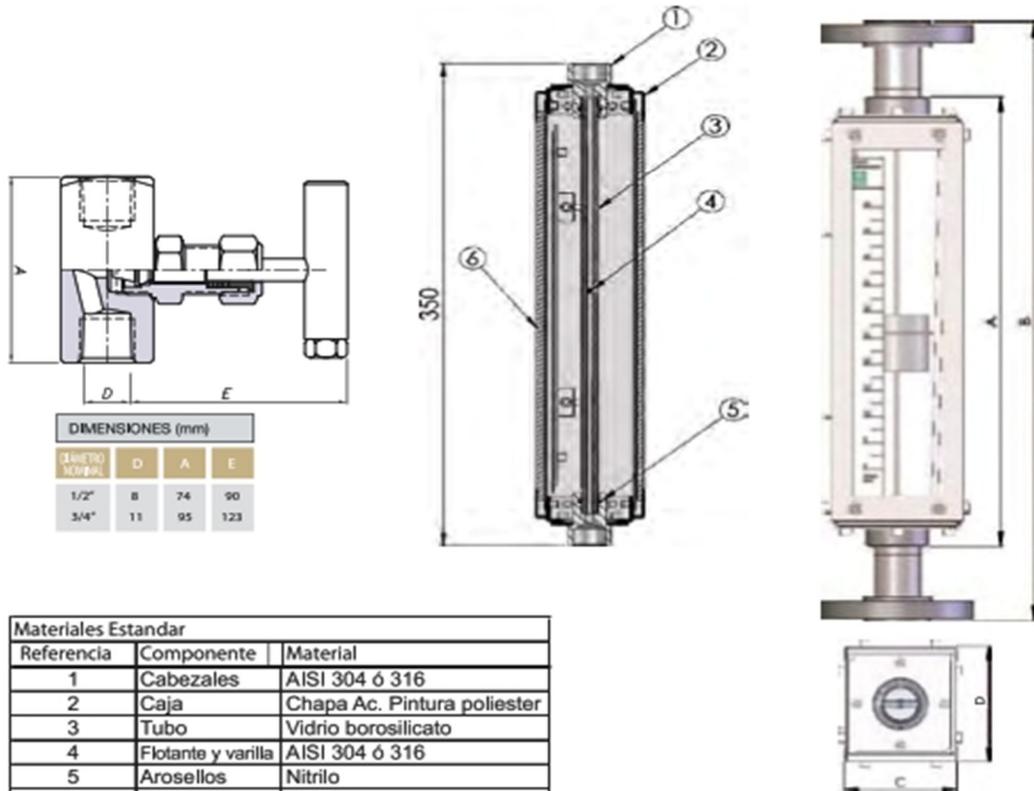
Temperatura: 0°C

Presión: 1 ATA

A solicitud del cliente, se calibran para otras condiciones de operación.



## Materiales y dimensiones



DIMENSIONES (mm)			
DIÁMETRO NOMINAL	D	A	E
1/2"	8	74	90
3/4"	11	95	123

Materiales Estandar		
Referencia	Componente	Material
1	Cabezales	AISI 304 ó 316
2	Caja	Chapa Ac. Pintura poliester
3	Tubo	Vidrio borosilicato
4	Flotante y varilla	AISI 304 ó 316
5	Arosellos	Nitrilo
6	Visor	Acrílico

La tabla superior indica los materiales estándar del equipo. A solicitud del cliente y de acuerdo a la naturaleza química del fluido; cabezales, flotante y arosellos pueden proveerse en materiales adecuados.

Dimensiones				
Mod.	A mm	B mm	C mm	D mm
RIQP 1 y 2	350	450	57	63
RIQP 3 y 4				
RIQP 5 y 6				

## Información para pedidos

Conocer los siguientes datos facilita la mejor elección del equipo adecuado a las necesidades específicas.

### De la aplicación:

- Rango de caudal
- Tamaño de conexión
- Presión de operación
- Temperatura de operación

### Del Fluido:

- Tipo y naturaleza química
- Densidad o gravedad específica
- Viscosidad

### De las condiciones límites:

- Temperatura máxima
- Presión máxima

Calle 35 entre 122 y 123  
1925 Ensenada  
Provincia de Buenos Aires  
República Argentina

Tel.: 54 221 422 7751  
Fax: 54 221 422 7671  
email: info@odinsa.com.ar  
web: www.odinsa.com.ar

**ODIN S.A.**

EPT-RO-04-04  
Vigencia Julio 2010



## Rotámetro Modelo RIQM



### CAUDALIMETROS PARA CAUDALES MEDIOS DE LIQUIDOS Y GASES CORROSIVOS

Su diseño tiene previsto la medición de líquidos corrosivos en la industria. Posee tubo cónico de vidrio borosilicato de excelente calidad y terminación. La serie IQM, mide los líquidos y gases en cañerías de  $\varnothing$  1/2", 3/4" y 1", con roscas BSP o con bridas y manguitos roscados o soldados. Los otros materiales húmedos por el fluido, son elegidos conforme a la agresividad química del mismo. Los gabinetes -de gran rigidez- son estándar en chapa de acero zincada y protegida con esmalte poliéster u opcionalmente en acero inoxidable.



### Especificaciones técnicas

Rangos de Caudal				Rangos de Caudal			
RIQML - Líquidos				RIQMG - Gases			
Agua 20° C - 1 ATA				Aire 20° C - 1 ATA			
Mod.	Rango	Ø Conex	Tubo	Mod.	Rango	Ø Conex	Tubo
1	0.5 - 5 LPM	1/2"	2-26	1	10 - 100 SLPM	1/2"	22-26
2	1 - 10 LPM	1/2"	22-26	2	20 - 200 SLPM	1/2"	22-26
3	2 - 20 LPM	3/4"	30-38	3	50 - 500 SLPM	3/4"	30-38
4	3 - 30 LPM	3/4"	30-38	4	70 - 700 SLPM	3/4"	30-38
5	5 - 50 LPM	1"	50-60	5	0,1 - 1 SMCM	1"	50-60
6	10 - 100 LPM	1"	50-60	6	0,2 - 2 SMCM	1"	50-60

Condiciones de operación	
Temperatura máxima de operación	150°C
Presión máxima de operación A 20°C	8 Kg/Cm <sup>2</sup>
La presión máxima que soportan los tubos de vidrio, varía con la temperatura y el tamaño del tubo.	

Errores	
Repetibilidad	± 0.5 % del valor leído
Exactitud	± 1 % del caudal máximo

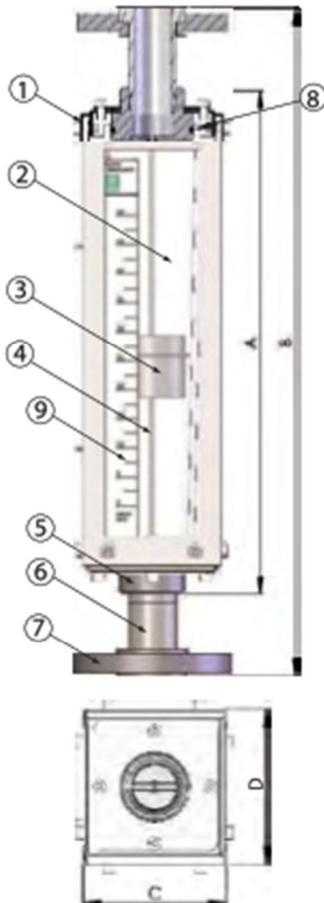
### Cambio en las condiciones de operación

La escala tiene grabada los siguientes datos:  
Presión de operación: 1 ATA  
Temperatura de operación: 20°C  
Y como condición base para definir el volumen:

<b>Líquidos:</b>	<b>Gases:</b>	<b>Gases:</b>
Densidad: 1 gr/cm <sup>3</sup>	Estándar: S	Estándar: N
Viscosidad: 1 cSt	Temperatura: 15°C	Temperatura: 0°C
Temperatura: 15°C	Presión: 1 ATA ó 101,325 KPa	Presión: 1 ATA

A solicitud del cliente, se calibran para otras condiciones de operación.

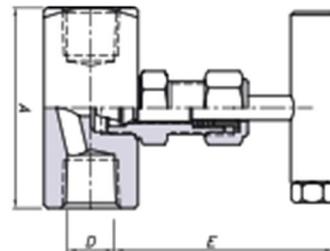
## Materiales y dimensiones



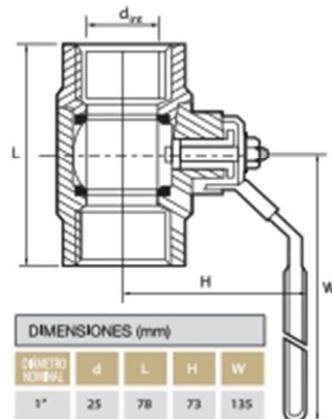
Dimensiones				
Mod.	A	B	C	D
RIQM 1 y 2			57	63
RIQM 3 y 4	350	450	76	83
RIQM 5 y 6			95	103

Ref.	Parte	Materiales	Cant.
1	Gabinete	A <sup>o</sup> C <sup>o</sup> rev. poliéster	1
2	Tubo	Acrílico	1
3	Flotante	AISI 304	1
4	Varilla	AISI 304	1
5	Cabezales	AISI 304	2
6	Manguito	AISI 304	2
7	Brida	A <sup>o</sup> C <sup>o</sup>	2
8	Arosellos	Sílfuido	2
9	Escala	Fenólico	1

La tabla detalla los materiales estándar. Conforme a la naturaleza química del fluido, los materiales en contacto, se fabrican especialmente para lograr una resistencia adecuada.



DIMENSIONES (mm)			
DIAMETRO NOMINAL	D	A	E
1/2"	8	74	90
3/4"	11	95	123



DIMENSIONES (mm)				
DIAMETRO NOMINAL	d	L	H	W
1"	25	78	73	135

## Información para pedidos

Conocer los siguientes datos facilita la mejor elección del equipo adecuado a las necesidades específicas.

### De la aplicación:

- Rango de caudal
- Tamaño de conexión
- Presión de operación
- Temperatura de operación

### Del fluido:

- Tipo y naturaleza química
- Densidad o gravedad específica
- Viscosidad

### De las condiciones límites:

- Temperatura máxima
- Presión máxima

Calle 35 entre 122 y 123  
1925 Ensenada  
Provincia de Buenos Aires  
República Argentina

Tel.: 54 221 422 7751  
Fax: 54 221 422 7671  
email: info@odinsa.com.ar  
web: www.odinsa.com.ar

**ODIN S.A.**

EPT-RO-05-04  
Vigencia Julio 2010



## SECCION II – BALANZAS



*Desde 1930 Equipamientos Comerciales e Industriales*  
E-mail: [ventas@morettiequipamiento.com.ar](mailto:ventas@morettiequipamiento.com.ar)

**andrés moretti e hijos s.a.**  
Carlos Calvo 2740 / 2755 (C1230AAS) Buenos Aires  
Tel.: (011) 4308-1365 / 4943-1864  
Web: [www.morettiequipamiento.com](http://www.morettiequipamiento.com)

FOLETO Nº 016/2

### BALANZAS ELECTRONICAS HERMETICAS

#### PARA MESA O PISO, CON INDICADOR DIGITAL

MODELO  
**WAGON C**

Las balanzas electrónicas WAGON G y C están compuestas por una plataforma y un cabezal electrónico digital unidos entre si por un cable transmisor de peso.

Estas balanzas han sido diseñadas para ser utilizadas en zonas de trabajos hostiles o cuando la limpieza del lugar deba ser profunda, con agua a presión o vapor, incluyendo la balanza con su display.

La plataforma posee topes de acción vertical, lo cual le permite soportar sobrecargas, golpes o mercaderías arrojadas sobre ella.

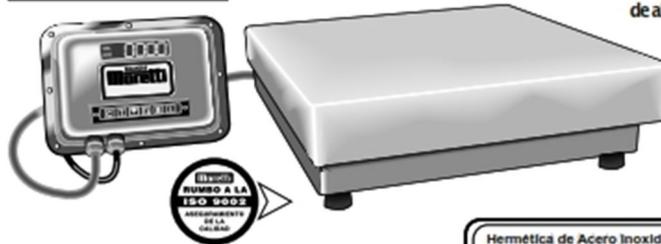
La construcción de la misma es robusta y totalmente en acero inoxidable, su uso es ideal para ambientes saturados de humedad o sometidos a nubes de polvos abrasivos.

De igual forma el cabezal que acompaña a la plataforma se presenta como una caja hermética y sellada de acero inoxidable pudiendo ser ubicado sobre un mostrador próximo a la plataforma, empotrado a la pared, en una oficina, o a la distancia que se necesite. A esto se le suma la ventaja de poder utilizarla con C.A. de 220 V. ó batería de C.C. 12 V.

MODELO  
**WAGON G**

Por todo lo expuesto, son balanzas ideales para colocar su plataforma en el lugar más cómodo para su uso; sobre mostrador, embutidas o sobre el piso, al comienzo, intercaladas o al final de cintas transportadoras,

de ahí su utilización en el amplio espectro de la industria, plantas elaboradoras de alimentos, carnes y derivados, avícolas, pesqueras y químicas, reconocidas como un elemento imprescindible en toda operación de pesaje.



#### CARCAZA DEL INDICADOR DIGITAL Y PLATAFORMAS TOTALMENTE EN ACERO INOXIDABLE

##### ESPECIFICACIONES

MODELO	WAGON C	WAGON G
Capacidad Máxima	3 Kg. 6 Kg. 15 Kg. 30 Kg. 60 Kg. 150 Kg.	
Graduación Mínima	1 gr. 2 gr. 5 gr. 10 gr. 20 gr. 50 gr.	
Dimensión Plataforma	32 cm. x 27 cm.	47 x 45 cm.
Cable de unión	Largo standard 2.50 mts. Variable sobre pedido.	
Indicador Digital	Hermético con carcasa de acero inoxidable.	
Indicación de peso	5 dígitos color verde.	
Altura Dígitos	13 mm.	
Compensación del Cero	Automática, presionando el pulsador del Cero.	
Botones pulsadores	• Cero • Tara • Acumulador de pesadas • Total pesadas (Total Kg. por lote y Peso promedio del lote) • Borrado • Impresión de datos.	
Alimentación	220 V.A.C. - 50 Hz. / Batería 12 V.C.C.	
Consumo	20 Watts.	
OPCIONAL	Salidas: RS 232C - 20mA - TTL Impresores 550 y 550 Doble visor digital	

Hermética de Acero Inoxidable

Alta resistencia a sobrecargas

Para usar sobre mesa, mostrador, embutida, en líneas de producción, etc.

Para insertar al inicio, en medio, o al final de cintas transportadoras.

#### OPCIONAL

**IMPRESOR 550**

Para rollo simple, químico doble, carbonizado o autoadhesivo

#### Ejemplo de ticket

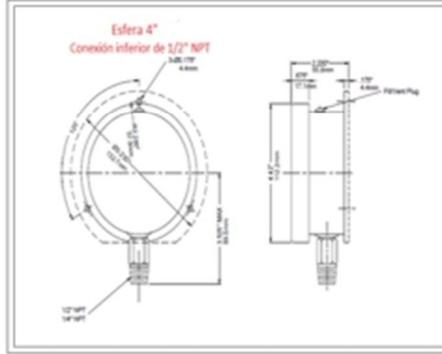


## SECCION III - MANÓMETROS

### MANÓMETROS ACERO INOXIDABLE TOTAL Conexión Vertical con y sin Glicerina



MANÓMETRO ESFERA 4" (100mm) / CONEXIÓN INFERIOR INOX 1/2" NPT



#### CARACTERÍSTICAS:

- Ø4" (100mm.) = caja de acero inoxidable AISI 304 1/2 NPT
- Ø6" (150mm.) = caja de acero inoxidable AISI 304 1/2 NPT
- Dial blanco de aluminio con rojo y negro marcado.
- Puntero aluminio negro con ajuste micrométrico
- Bourdon y partes en contacto con el fluido = acero inoxidable SS316
- Precisión = ±1,1% de la escala total.
- Rango de operación = 75% de la escala; en presión estática y 65% en presión dinámica.
- Doble escala Bar/psi.
- Temperatura del fluido = 80° C para mayores temperaturas, se recomienda usar enfriador (sifón).
- Protección IP 65

#### DIMENSIONES:

Rango Doble Escala		División		Subdivisión		Marca
Bar.	PSI	Bar.	PSI	Bar.	PSI	
0+1	0+14	0,1	2	0,02	0,2	WINTERS / WAAREE
0+2,5	0+35	0,5	5	0,02	0,5	WINTERS
0+4	0+60	1	10	0,1	0,5	WINTERS
0+7	0+100	1	20	0,1	2	WINTERS / WAAREE
0+10	0+140	2	25	0,2	2	WINTERS / WAAREE
0+14	0+200	2	50	0,2	5	WAAREE
0+16	0+230	2	50	2	5	WINTERS / WAAREE
0+20	0+300	2	50	2	5	WAAREE
0+21	0+300	5	50	0,5	5	WAAREE
0+25	0+350	5	50	0,5	5	WINTERS
0+28	0+400	4	80	0,4	8	WINTERS / WAAREE
0+40	0+600	10	100	0,5	10	WINTERS
0+60	0+900	10	100	0,5	10	WINTERS
0+70	0+1000	10	100	0,5	10	WINTERS
0+160	0+2000	20	500	1	20	WINTERS
0+250	0+3500	50	500	2	50	WINTERS
0+280	0+4000	40	500	4	50	WINTERS
0+350	0+5000	50	1000	5	100	WINTERS
0+400	0+6000	50	1000	5	100	WINTERS
0+600	0+8000	100	1000	10	100	WINTERS
0+700	0+10000	100	1000	25	100	WINTERS
0+1000	0+14000	100	2000	50	500	WINTERS

## SECCION IV – TERMOMETROS

- Lector de temperatura.

### Termómetro Digital

### Serie TI4000 / TI4002



- Termómetro Digital
- Display de Led de 4 dígitos
- Entrada para termocupla J/K ó PT-100
- Dimensión estándar 48x96

#### Generalidades

El modelo TI4000/2 es un termómetro indicador de temperatura de uso general. Es de muy fácil instalación y muy bajo costo, ideal para ser utilizado en los procesos industriales donde se necesite visualizar la temperatura de algún proceso.

**Nota 3:** Si el display indica **H**, (Alto), puede ser por dos causas.

El valor en la entrada esta por encima del rango de temperatura.

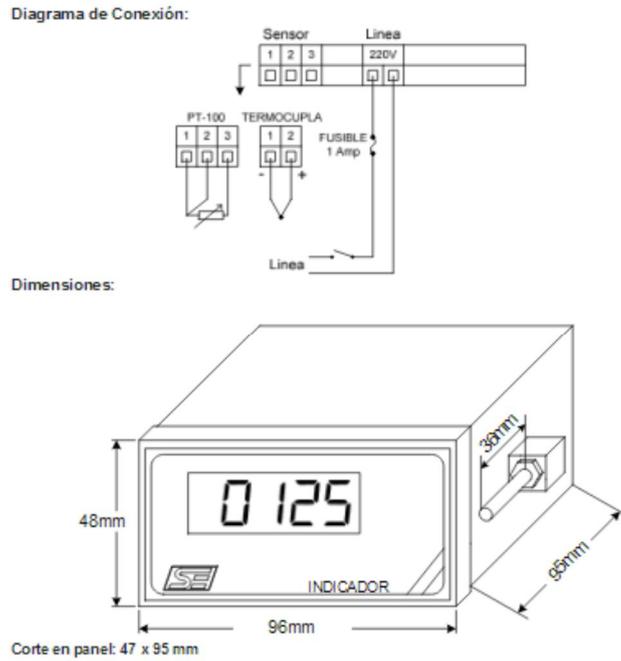
No hay conexión entre el sensor y el equipo.

Si el display indica **Lo** (bajo), puede ser por la siguiente causa:

El valor en la entrada esta por debajo del rango del equipo.

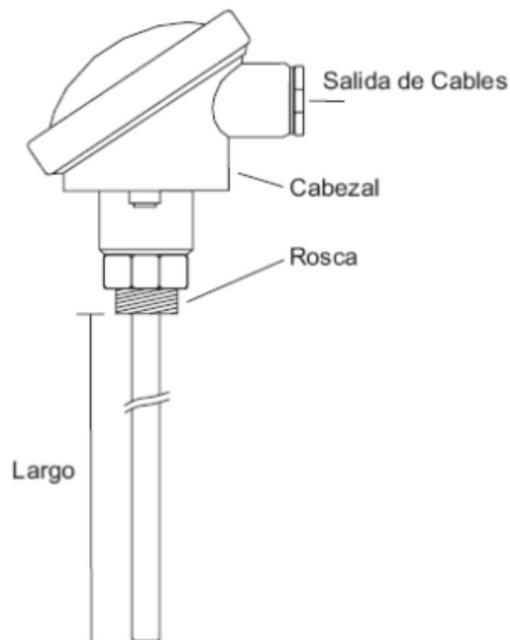
#### Especificaciones Técnica

- Alimentación: 220VAC 50/60 Hz, (Opción: 110VAC, 24VAC y 12 VDC)
- Consumo: 0,3 Amp.
- 1 Entrada: termocupla Tipo J o K (TI4000) ó termo-resistencia PT-100 (TI4002)
- Display: 4 dígitos de 0.52"
- Condiciones ambientales de funcionamiento: temperatura 0 a 55°C, humedad 0 a 90%



- Sensor de temperatura

Sensor de temperatura PT100 con rosca de 3/8" de 1/2" de largo y de diámetro, con tres metros de cable 3 hilos. Vaina de Acero Inoxidable 304.



## SECCION V – ELECTROVALVULAS

**Serie 1314**

Válvulas a solenoide de 2 vías  
Uso general. Normalmente cerrada.



**Aplicaciones:**

- Bombas de recirculación para agua fría o caliente.
- Calefacción con vapor de baja o alta presión.
- Equipos para lavaderos industriales.
- Nebulización, irrigación, secadores de aire.
- Tratamiento de aguas, sistemas de vacío.

**Características principales**

- Normalmente cerrada.
- Servo operada.
- Conexiones roscaadas BSP o NPT.
- Cuerpo de bronce o acero inoxidable.
- Pistón de latón, acero inoxidable u otros.
- Núcleo móvil de SS. 430FR
- Bobina: encapsulada hasta 302°F y con reubrimiento de

- hilado de vidrio e impregnación aislante hasta 180°C (356t °F) (para vapor).
- Cables para interconexión.
- Carcasa para uso general interior.
- Conexión eléctrica de 3/4" NF.

**Opcionales:**

- Carcasa a prueba de explosión y/o intemperie.
- Operador manual sobre el orificio principal.
- Conexiones bridas.

**Diferencia de presión de trabajo**

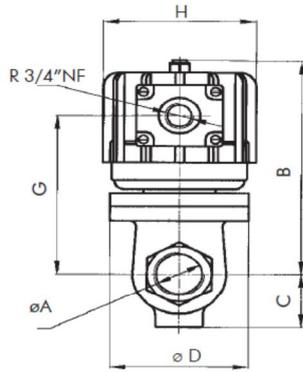
Sistema	Minima		Máxima con vapor de agua				Máxima con otros fluidos			
			Asiento de PTFE		Asiento de EPDM		CA		CC	
	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi
Pistón anclado	0	0	7	100	3	45	7	100	7	100
Pistón flotante	0,1	1,5	10	150	3	45	10	225	10	150

**Especificaciones técnicas - Cuerpo de bronce**

Ø conex. ino	Ø orificio		Factor de flujo		Peso		Max. temp. y Nº de catálogo de acuerdo al material del asiento				
	mm	ins.	Kv	Cv	kg	Lb	Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
							80 °C / 178 °F	80 °C / 178 °F	145 °C / 293 °F	150 °C / 302 °F	180 °C / 358 °F
<b>Pistón anclado</b>											
3/4"	19	0,75	6	7	4	8,9	1314BA06A	1314BN06A	1314BE06A	1314BV06A	1314BT06A
1"	26	1,02	10	12	4,9	10,9	1314BA08A	1314BN08A	1314BE08A	1314BV08A	1314BT08A
1,1/2"	32	1,26	15	18	6,5	14,4	1314BA12A	1314BN12A	1314BE12A	1314BV12A	1314BT12A
2"	38	1,50	23	27	7,3	16,2	1314BA16A	1314BN16A	1314BE16A	1314BV16A	1314BT16A
<b>Pistón flotante</b>											
3/4"	19	0,75	6	7	4	8,9	1314BA06	1314BN06	1314BE06	1314BV06	1314BT06
1"	26	1,02	10	12	4,9	10,9	1314BA08	1314BN08	1314BE08	1314BV08	1314BT08
1,1/2"	32	1,26	15	18	6,5	14,4	1314BA12	1314BN12	1314BE12	1314BV12	1314BT12
2"	38	1,50	23	27	7,3	16,2	1314BA16	1314BN16	1314BE16	1314BV16	1314BT16

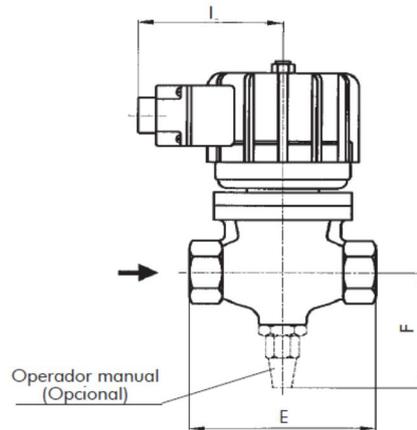
**Nota:** En las construcciones con asiento de PTFE el pistón es de AISI316.

**Dimensiones generales 1314**



øA	B	C	øD	E	F	G	øH	I
R 3/4"	150	32	76	100	80	113	99	95
R 1"	157	41	90	120	89	120		
R 1,1/2"	180	49	100	149	97	143		
R 2"	180	51	100	149	100	147		

Dimensiones en mm



øA	B	C	øD	E	F	G	øH	I
R 3/4"	5,91	1,26	2,99	3,94	3,15	4,45	3,90	3,74
R 1"	6,18	1,61	3,54	4,72	3,50	4,72		
R 1,1/2"	7,09	1,93	3,94	5,87	3,82	5,63		
R 2"	7,09	2,01	3,94	5,87	3,94	5,79		

Dimensiones en ins.

**Serie 1335**

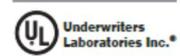
Válvulas a solenoide de 2 vías  
Uso general.



**Serie 1335**

**Características principales**

Normalmente cerrada y normalmente abierta.  
Conexiones roscadas BSP o NPT.  
Cuerpo de latón forjado, Acero Inoxidable.  
Alma de diafragma de plástico o metal.  
Tubo de deslizamiento de SS. 304.  
Núcleo móvil y núcleo fijo de SS. 430 FR.  
Espira de sombra de cobre, plata o aluminio.



Consulte a fábrica por modelos disponibles

**Aplicaciones:**

- Máquinas lavadoras.
- Aire lubricado, aire seco, aire caliente.
- Equipos de soldaduras oxi-acetilenas.
- Quemadores de líquidos y gases combustibles.
- Sistemas de vacío.

Bobinas capsuladas conexión ISO 4400 / EN 175301-803 (Ex DIN 43650) forma A.  
Protección IP65 y NEMA 4x.

**Opcionales:**

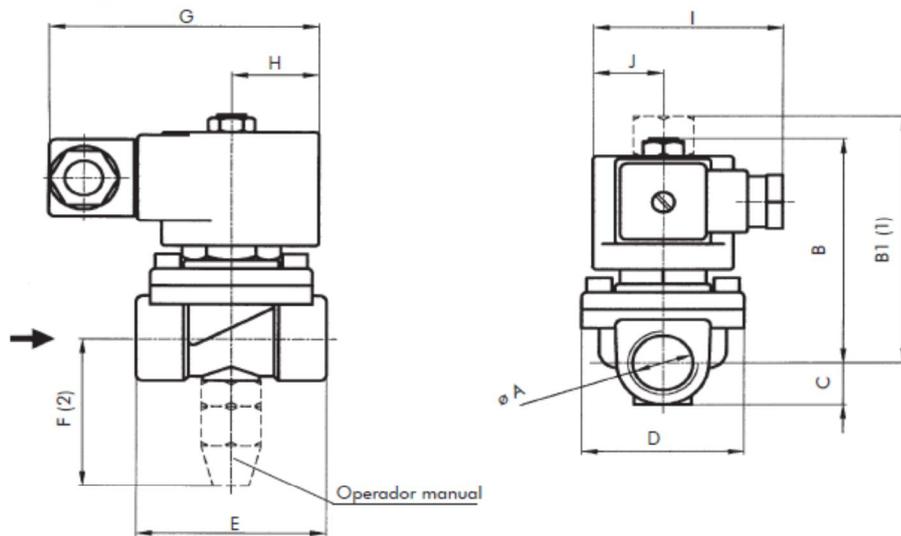
- Indicador luminoso de bobina energizada.
- Bobinas y carcasas a prueba de explosión y/o intemperie.
- Operador manual.



**Especificaciones Técnicas - Cuerpo de Bronce**

Ø conex. ins.	Ø orificio		Factor de Flujo				Peso		Presión mínima		Presión máxima CA		Presión máxima CC		Max. temp. y Nº de catálogo de acuerdo al material de asiento				
															Buna "N"		Neoprene	EPDM	FKM
															80 °C / 176 °F	80 °C / 176 °F	+145 °C / 293 °F	+150 °C / 302 °F	
<b>Normalmente Cerrada - Acción Directa</b>																			
3/8"	14	0.55	2.35	2.75	0.8	1.75	0	0.2	3	0.1	1.5	1335BA3D	1335BN3D	1335BE3D	1335BV3D				
1/2"	14	0.55	2.65	3.1	0.8	1.75						1335BA4D	1335BN4D	1335BE4D	1335BV4D				
3/4"	18	0.71	4.3	5.03	0.9	2.0						1335BA6D	1335BN6D	1335BE6D	1335BV6D				
3/8"	8	0.31	1.7	2	0.8	1.75						1335BA083D	1335BN083D	1335BE083D	1335BV083D				
1/2"	8	0.31	1.7	2	0.8	1.75	1	15	0.7	10	1335BA084D	1335BN084D	1335BE084D	1335BV084D					
3/4"	8	0.31	1.7	2	0.9	2					1335BA086D	1335BN086D	1335BE086D	1335BV086D					
<b>Normalmente Cerrada - Diafragma Flotante</b>																			
3/8"	14	0.55	2.35	2.75	0.8	1.75	0.1	1.5	10	150	6	90	1335BA3	1335BN3	1335BE3	1335BV3			
1/2"	14	0.55	2.65	3.1	0.8	1.75							1335BA4	1335BN4	1335BE4	1335BV4			
3/4"	18	0.71	4.3	5.03	0.9	2							1335BA6	1335BN6	1335BE6	1335BV6			
<b>Normalmente Cerrada - Diafragma Anclado</b>																			
3/8"	14	0.55	2.35	2.75	0.8	1.75	0	7	105	6	90	1335BA3A	1335BN3A	1335BE3A	1335BV3A				
1/2"	14	0.55	2.65	3.1	0.8	1.75						1335BA4A	1335BN4A	1335BE4A	1335BV4A				
3/4"	18	0.71	4.3	5.03	0.8	2						1335BA6A	1335BN6A	1335BE6A	1335BV6A				
<b>Normalmente Abierta - Diafragma Flotante</b>																			
3/8"	14	0.55	2.35	2.75	0.8	1.75	0.1	1.5	10	150	10	150	1335BA3INA	1335BN3INA	1335BE3INA	1335BV3INA			
1/2"	14	0.55	2.65	3.1	0.8	1.75							1335BA4INA	1335BN4INA	1335BE4INA	1335BV4INA			
3/4"	18	0.71	4.3	5.03	0.9	2							1335BA6INA	1335BN6INA	1335BE6INA	1335BV6INA			
<b>Normalmente Abierta - Acción Directa</b>																			
3/8"	8	0.31	1.7	2	0.8	1.75	0	1	15	1	15	1335BA083DINA	1335BN083DINA	1335BE083DINA	1335BV083DINA				
1/2"	8	0.31	1.7	2	0.8	1.75						1335BA084DINA	1335BN084DINA	1335BE084DINA	1335BV084DINA				
3/4"	8	0.31	1.7	2	0.9	2						1335BA086DINA	1335BN086DINA	1335BE086DINA	1335BV086DINA				
3/8"	14	0.55	2.35	2.75	0.8	1.75						1335BA3DINA	1335BN3DINA	1335BE3DINA	1335BV3DINA				
1/2"	14	0.55	2.65	3.1	0.8	1.75	0.2	3	0.1	1.5	1335BA4DINA	1335BN4DINA	1335BE4DINA	1335BV4DINA					
3/4"	18	0.71	4.3	5.03	0.9	2					1335BA6DINA	1335BN6DINA	1335BE6DINA	1335BV6DINA					

**Dimensiones generales 1335** (1) Versión normalmente abierta - (2) Operador manual (opcional)



	ØA	B	B1	C	D	E	F	G	H	I	J
Latón	R 3/8"	80	88	15	51	60	53	85	26	57	22
	R 1/2"										
	R 3/4"										
AISI 304	R 1/2"	82	90	17	58	72	55				
	R 3/4"										

Dimensiones en mm

	ØA	B	B1	C	D	E	F	G	H	I	J
Latón	R 3/8"	3,15	3,46	0,59	2,01	2,36	2,09	3,35	1,02	2,24	0,87
	R 1/2"										
	R 3/4"										
AISI 304	R 1/2"	3,23	3,54	0,67	2,28	2,83	2,17				
	R 3/4"										

Dimensiones en ins.

**Serie 1342** Válvulas a solenoide de 2 vías  
Uso general. 



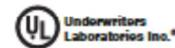
**Serie 1342**

**Características principales**

Normalmente cerrada y normalmente abierta.  
Servo operada.  
Conexiones roscadas de 3/4" a 3" BSP o NPT.  
Cuerpo de latón forjado o acero inoxidable.  
Tubo de deslizamiento de AISI 304.  
Núcleo móvil y núcleo fijo de AISI 430FR.  
Espira de sombra de cobre, plata o aluminio.

**Aplicaciones:**

- Bombas, equipos de lavado.
- Irrigación. Compresores. Controles de polución.
- Calefacción con vapor de media y alta presión.
- Autoclaves. Lavaderos industriales.
- Nebulización, irrigación.
- Secadores de aire. Tratamiento de aguas.



Consulte a fábrica por modelos disponibles

Bobinas capsuladas conexión ISO 4400 / EN 175301-803 (Ex DIN 43650) forma A.  
Protección IP65 y NEMA 4x.

**Opcionales:**

- Indicador luminoso de bobina energizada.
- Bobinas y carcasas a prueba de explosión y/o intemperie.
- Operador manual sobre el pasaje principal.
- Operador manual sobre el orificio piloto.

\*Importante: cuando se use corriente continua (CC), la máxima presión diferencial de operación se reduce en un 25% de la indicada en tabla

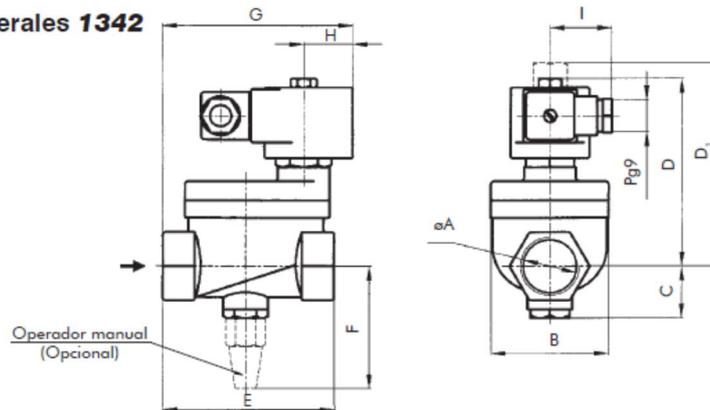
**Diferencia de presión de trabajo**

Tipo	Mínima				Máxima con vapor de agua		Máxima con otros fluidos			
	PTFE		Otras		Asiento de PTFE		Asiento de PTFE		Otros asientos	
	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi	bar	psi
NC	0,5	7,5	0,2	3	10	150	17 *	255 *	15 *	225 *
NA	0,5	7,5	0,2	3	10	150	10	150	10	150

**Especificaciones técnicas - Cuerpo de bronce**

Ø conex. ins.	Ø orificio		Factor de flujo		Peso		Max. temp. y Nº de catálogo de acuerdo al material del asiento				
	mm	ins.	Kv	Cv	kg	Lb	Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
							80 °C / 176 °F	80 °C / 176 °F	145 °C / 293 °F	150 °C / 302 °F	180 °C / 356 °F
<b>Normalmente cerrada</b>											
3/4"	20	0,79	5	5,9	1,2	2,6	1342BA06	1342BN06	1342BE06	1342BV06	1342BT06
1"	26	1,02	11	13	1,7	3,8	1342BA08	1342BN08	1342BE08	1342BV08	1342BT08
1,1/2"	38	1,50	25	29	3,1	6,8	1342BA12	1342BN12	1342BE12	1342BV12	1342BT12
2"	50	1,97	40	47	4,1	9,0	1342BA16	1342BN16	1342BE16	1342BV16	1342BT16
2,1/2"	76	3,00	66	77	19	42	1342BA20	1342BN20	1342BE20	1342BV20	1342BT20
3"	76	3,00	85	99	18	40	1342BA24	1342BN24	1342BE24	1342BV24	1342BT24
<b>Normalmente abierta</b>											
3/4"	20	0,79	5	5,9	1,2	2,6	1342BA06INA	1342BN06INA	1342BE06INA	1342BV06INA	1342BT06INA
1"	26	1,02	11	13	1,7	3,8	1342BA08INA	1342BN08INA	1342BE08INA	1342BV08INA	1342BT08INA
1,1/2"	38	1,50	25	29	3,1	6,8	1342BA12INA	1342BN12INA	1342BE12INA	1342BV12INA	1342BT12INA
2"	50	1,97	40	47	4,1	9,0	1342BA16INA	1342BN16INA	1342BE16INA	1342BV16INA	1342BT16INA
2,1/2"	76	3,00	66	77	19	42	1342BA20INA	1342BN20INA	1342BE20INA	1342BV20INA	1342BT20INA
3"	76	3,00	85	99	18	40	1342BA24INA	1342BN24INA	1342BE24INA	1342BV24INA	1342BT24INA

**Dimensiones generales 1342**



øA	B	C	D	D <sub>1</sub>	E	F	G	H	I
R 3/4"	52	26	104	114	71	68	84	27	35
R 1"	67	30	108	118	96	72	104		
R 1,1/2"	81	36	119	129	114	79	122		
R 2"	97	44	125	135	128	85	138		
R 2,1/2"-3"	163	89	214	224	224	170	134		

Dimensiones en mm

øA	B	C	D	D <sub>1</sub>	E	F	G	H	I
R 3/4"	2,05	1,02	4,09	4,49	2,80	2,68	3,31	1,06	1,38
R 1"	2,64	1,18	4,25	4,65	3,78	2,83	4,09		
R 1,1/2"	3,19	1,42	4,69	5,08	4,49	3,11	4,80		
R 2"	3,82	1,73	4,92	5,31	5,04	3,35	5,43		
R 2,1/2"-3"	6,42	3,50	8,43	8,82	8,82	6,69	5,28		

Dimensiones en ins.

**Serie 2036**

**Válvulas a solenoide de 2 vías**  
**Uso general.**



**Serie 2036**

**Características principales**

Normalmente cerrada.  
Acción servo operada a diafragma o pistón.  
Cuerpo de latón forjado.  
Conexiones roscadas BSP o NPT.  
Diafragma de buna N o neoprene, con alma de plástico, de EPDM o FKM con alma de metal, o pistón de latón.  
Minibobinas capsuladas conexión ISO 4400 / EN 175301-803 (Ex DIN 43650) forma B.  
Protección IP65 y NEMA4.



**Serie 2036V**

**Aplicaciones 2036V:**

**Válvula para vapor hasta 10 bar.**  
**Lavaderos, tintorería, etc.**

**Aplicaciones Series 2036:**

- Máquinas lavadoras.
- Aire lubricado, aire seco, aire caliente.
- Equipos de soldaduras oxi-acetilenas.
- Nebulización, irrigación.
- Secadores de aire. Tratamiento de aguas.

**Diferencia de presión de trabajo**

Tamaño	Mínima*		Máxima		Máxima con vapor de agua			
	bar	psi	bar	psi	EPDM		PTFE	
					bar	psi	bar	psi
3/8"	0,2	3	15	225	3	45	10	150
1/2"								
3/4"								
1"	0,3	4,5	10	150	3	45	-	-

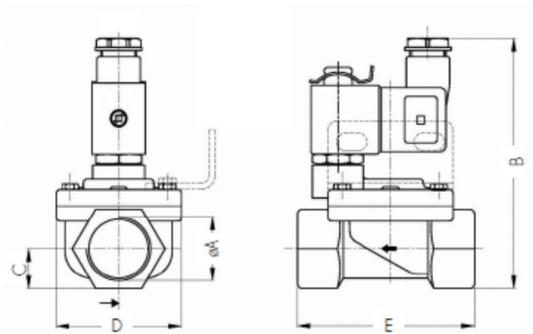
(\*) Nº Catálogos 2036BT03/04/08 con asientos de PTFE: mínima 0,3 bar ( 4 psi).

**Especificaciones técnicas**

Ø conex. ins.	Ø orificio		Factor de flujo		Peso		Max. temp. y Nº de catálogo de acuerdo al material del asiento				
							Buna "N"	Neoprene	EPDM	FKM	PTFE
	mm	ins	Kv	Cv	kg	Lb	80 °C / 178 °F	80 °C / 178 °F	145 °C / 293 °F	150 °C / 302 °F	180 °C / 356 °F
3/8"	13	0,50	2,60	2,90	0,320	0,7	2036BA03	2036BN03	2036BE03	2036BV03	2036BT03
1/2"	13	0,50	3,60	4,20	0,320	0,7	2036BA04	2036BN04	2036BE04	2036BV04	2036BT04
3/4"	16	0,63	5,50	6,40	0,225	1,4	2036BA06	2036BN06	2036BE06	2036BV06	2036BT06
1"	25	1	9	10,50	0,980	2,2	2036BA08	2036BN08	2036BE08	2036BV08	-

Nota: Buna N, Neoprene, EPDM y FKM: a diafragma.  
PTFE: a pistón. Uso únicamente con vapor de agua.

**Dimensiones generales 2036**



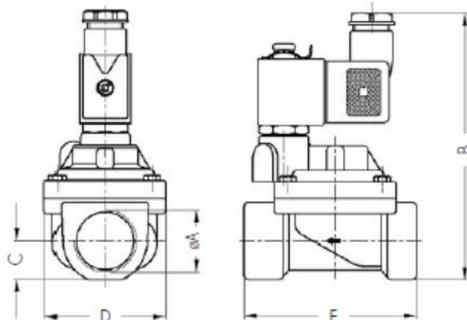
øA	B	C	D	E
R 3/8"	95	13	45	64
R 1/2"				
R 3/4"	103	17	52	73
R 1"	115	21	72	99

Dimensiones en mm

øA	B	C	D	E
R 3/8"	3.74	0.51	1.77	2.52
R 1/2"				
R 3/4"	4.06	0.67	2.05	2.86
R 1"	4.53	0.83	2.83	3.90

Dimensiones en ins.

**Dimensiones generales 2036V**



øA	B	C	D	E
R 3/8"	100,5	13	45	64
R 1/2"				
R 3/4"	115	17	52	73

Dimensiones en mm

øA	B	C	D	E
R 3/8"	3.96	0.51	1.77	2.52
R 1/2"				
R 3/4"	4.53	0.67	2.05	2.86

Dimensiones en ins.

## SECCION VI – LLAVES DE BLOQUEO

**valmec s.a.**



### Válvula esférica integral / Integral ball valves (end entry)

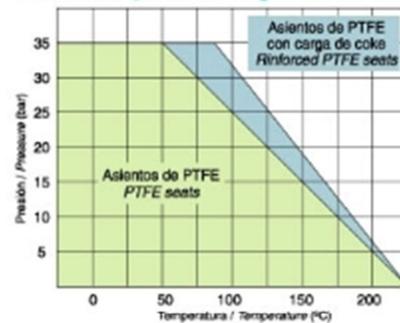


- Construidas de cuerpo y tapón roscado.
- Hasta 35 Kg/cm<sup>2</sup> de presión de operación.
- Cuerpo y tapón sellados.
- Bajo costo de adquisición y máximos beneficios.
- Diseño de vástago inextinguible.
- Paso total o reducido.
- Trabayado opcional.
- Aprobado para redes de gas.
- Fabricadas en bronce o acero inoxidable 316.
- Body and body threaded connector construction.
- Working pressure up to 35 Kg/cm<sup>2</sup>
- Body and body end sealed.
- Low cost and maximum benefits.
- Anti blow out stem design.
- Full and reduced port.
- Locking device available.
- Approved for gas applications.
- Body of bronze/brass or stainless steel 316.

#### Características generales de la válvula tipo integral Integral ball valve features

Componente Components	Bronce Bronze / Brass	Acero Inoxidable Stainless steel
Cuerpo y tapón Body	ASTM B283	ASTM A351 CF8M
Esfera y vástago Ball and stem	Latón / ASTM B62 ASTM A276 T416 ASTM A 276 T 316	ASTM A 276 T 416 ASTM A 276 T 316 ASTM A 351 CF8M
Asientos / Seats	PTFE/PTFE c/carga - PTFE or reinforced PTFE	
Extremos / Ends	Roscados / Threaded BSPT/BSP/NPT	
Sellos Seals	Sellos de torre de PTFE / Grafito flexible Sellado permanente de unión cuerpo-tapa PTFE or flexible graphite stem seals Permanent sealing body - body connector	
Palanca Handle	SAE 1020	
	AISI 304 opcional / AISI 304 optional	

#### Rango de presión temperatura Pressure temperature rating



#### Modelo aprobado por el BVG/ENARGAS

De acuerdo a la norma de aprobación para válvulas de accionamiento rápido para media presión tipo esférica a candado Bureau Veritas Gas y laboratorios de ensayo especializados han aprobado la válvula integral Valmec tipo integral ante el Ente Nacional Regulador del Gas para ser utilizada en redes de media presión. Esta aprobación incluye de 1/2" a 2".

#### Model approved by BVG/ENARGAS

The integral ball valve has been approved by the Bureau Veritas Gas and specialized laboratories in accordance with "Válvulas de accionamiento rápido para media presión tipo esférica a candado" standard for low pressure applications.

This approval is up to 1/2" to 2".



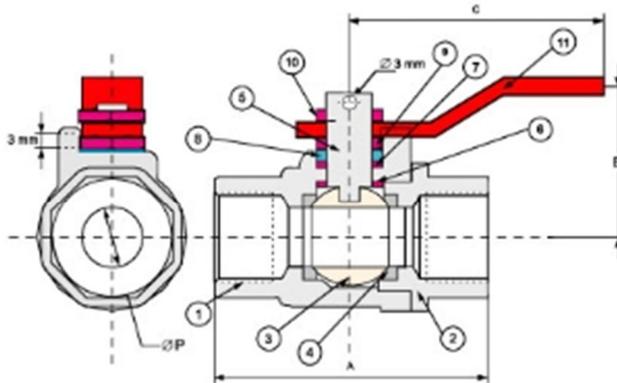
**Ensayos de aprobación:** Las válvulas integrales han sido ensayadas rigurosamente con resultados por demás satisfactorios. De entre todas las pruebas, las siguientes son las más sobresalientes:

- Estanqueidad
- Prueba Hidráulica
- A baja temperatura (-20 °C)
- A alta temperatura (200 °C)
- Durabilidad
- Resistencia a la corrosión
- Maniobrabilidad
- Esfuerzos de roscado
- Resistencia a la torsión
- Resistencia a las cargas dinámicas

**Approval test:** The integral ball valve has been tested rigorously with satisfactory results: among all the tests, the following ones are most important.

- Sealing
- Hydraulic test
- Low temperature (-20 °C)
- High temperature (200 °C)
- Durability
- Corrosion resistance
- Operation
- Threading resistance
- Torsion resistance
- Dynamic forces resistance

valmec s.a.



It	Descripción Description	Materiales Materials
1	Cuerpo Body	Bronce / Latón Bronze / Brass
2	Tapón Body connector	ASTM A351 CF8M
3	Esfera Ball	Bronce / Acero Inoxidable Bronze / Stainless steel
4	Asientos Seats	PTFE
5	Vástago Stem	Bronce / Acero Inoxidable Bronze / Stainless steel
6	Sello inferior Seal	PTFE
7	Sello superior Seal	PTFE
8	Prensa Gland	SAE 1010/1025
9	Tuerca inferior Nut	SAE 1040
10	Tuerca superior Nut	SAE 1040
11	Palanca Handle	SAE 1010

Diámetro Size	Pasaje Bore (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	Cv (Gal/min)	Peso Weight (g)	Torque (N.m)
1/4"	11	48	36	102	9	172	2.5
3/8"	11	48	36	102	9	150	2.5
1/2"	12.5	60	45	120	15	250	2.5
3/4" R	16	66	45	120	35	500	6
3/4"	19	66	53	120	50	650	6.5
1"	25.4	80	70	165	95	930	10
1 1/4"	32	98	70	160	130	1850	18.5
1 1/2"	38	115	85	205	245	1950	19.5
2" R	38	125	95	185	126	2250	22.5
2"	51	131	95	185	440	4500	45
2 1/2"	63.5	165	120	265	700	5800	85
3" R	63.5	167	130	265	313	6000	100
4" R	76.2	191	160	280	640	11200	170

Integral 2" Acero al Carbono Forjado 2-pcs 2" Carbon Steel		
	PT	PR
Pasaje / Port (mm)	51	38
A (mm)	133	115
B (mm)	132	112
C (mm)	227	205
Cv (Gal / min)	440	126
Peso / Weight (g)	4700	2800
Torque (N.m)	47	25

Cv: Caudal de agua expresado en galones por minuto para una caída de presión de 1 psi.

Cv: Flow rate in gallons per minute with 1 psi pressure drop.

### **Válvula esférica integral de acero forjado 1/4" a 2"** **Two-piece carbon steel ball valve 1/4" to 2"**



#### Características generales

- Cuerpo y tapón roscado
- Serie 800
- Cuerpo y tapón de acero al carbono forjado (ASTM A105)
- Esfera y vástago de acero inoxidable
- Asientos de PTFE o PTFE con carga
- Extremos roscados (BSPT, NPT o BSP)

#### Specifications

- Body and threaded body connector
- Series 800
- Body and threaded body connector made of ASTM A105
- Stainless steel stem and ball
- PTFE or Reinforced PTFE seats
- Threaded ends (BSPT, NPT o BSP)



## SECCION VII – LLAVES REGULADORAS DE PRESION

# Válvula Globo

### Unión bonete, extremos roscados

**Válvula de bronce fundido apta para reempaquetar bajo presión**

**Presiones**

	Serie 200	Serie 300
kg / cm <sup>2</sup>	14	21
lib / pulg <sup>2</sup>	200	300

**Materiales**

<b>Cuerpo, bonete, tuerca unión:</b>	Bronce ASTM B62 opcional Bronce ASTM B51
<b>Vástago, tuerca prensaestopa, prensaestopa y agarriamiento:</b>	Bronce trellado
<b>Asientos:</b>	Acero inoxidable 11/13 - 18/8 Composición fibra Disco de Teflón - Disco de Teflón/Inox - Bronce
<b>Volante:</b>	Bronce amarillo o colorado opcional aluminio
<b>Empaquetadura:</b>	Amianto grafitado opcional Teflón grafitado

**Tipos de roscas**

BSPT (Whitworth cónica)	NPT (Americana 60°)
-------------------------	---------------------

**Dimensiones y pesos**

Serie	PULGADAS mm	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3
		A (mm)	6	9	13	19	25	32	38	51	63
B (mm)	62	62	71	82	99	109	123	149	183	209	
C (mm)	110	110	120	130	152	168	185	215	254	277	
Peso (kg)	53	53	66	74	77	92	103	136	172	203	
A (mm)	0,64	0,64	0,92	1,19	1,50	2,85	3,75	6,40	10,80	15,00	
B (mm)	62	62	76	89	107	109	135	164	183	209	
C (mm)	110	110	124	140	162	168	210	232	254	277	
Peso (kg)	53	53	66	74	92	92	103	136	172	203	
	0,64	0,64	1,10	1,53	2,36	2,85	5,00	8,40	10,80	15,00	

**Cierres**

<p>Asiento y tapón renovables de Acero inoxidable</p> <p>Para servicios severos y condiciones de operación continuas</p> <p><b>Art. 212</b></p>	<p>Asiento integral y obturador con disco renovable de fibra o teflón</p> <p>En instalaciones donde el disco debe ser reemplazado regularmente</p> <p><b>Art. 214-216</b></p>	<p>Asiento renovable de acero inoxidable y obturador de teflón</p> <p>Para instalaciones de servicios especiales</p> <p><b>Art. 215</b></p>	<p>Asiento integral y obturador rígido renovable de bronce</p> <p>Para usos generales con agua, aceite y gas</p> <p><b>Art. 213</b></p>
---	---	---	---

[www.disac.com.ar](http://www.disac.com.ar)

**CENTRAL BUENOS AIRES**  
Bolívar 780 - C1066AAP  
Ciudad A. de Buenos Aires - Argentina  
Tel/Fax y Rot. 011 4307- 8000  
ventas@disac.com.ar

**SUCURSAL NEA**  
Av. Misiones 393 - N3365ABC  
Oberá - Misiones - Argentina  
Tel/Fax 03755-408998  
misiones@disac.com.ar

**DISAC**  
ELEMENTOS DE CONTROL Y MEDICIÓN



## SECCION VIII – JUNTAS DE SELLADO



an EnPro Industries family of companies

### Style 9122

#### MATERIAL PROPERTIES\*:

<b>Color:</b>	Black
<b>Composition:</b>	Nitrile rubber
<b>Durometer, Shore A, (+/- 5):</b>	60
<b>Temperature<sup>1</sup>, °F (°C)</b>	
Minimum:	-20 (-29)
Maximum:	+250 (+121)
<b>Pressure<sup>1</sup>, (psig (bar):</b>	
Preferred operating:	150 (10)
Maximum:	250 (17)
<b>P x T (max.)<sup>1</sup>, psig x °F (bar x °C):</b>	20,000 (600)
<b>Finish Available</b>	
Through 1/8"	Cloth
Over 1/8"	Smooth

#### TYPICAL PHYSICAL PROPERTIES\*:

<b>ASTM D412</b>	<b>Tensile Strength, psi (N/mm<sup>2</sup>):</b>	2000 (14)
<b>ASTM D412</b>	<b>Elongation, %:</b>	500
<b>ASTM D395 B</b>	<b>Compression Set, 25% Deflection, Max. %</b>	
	22 hours at 212°F (100°C):	20
<b>ASTM F586</b>	<b>Design Factors</b>	
	"m" factor:	0.5
	"y" factor, psi (N/mm <sup>2</sup> ):	0 <sup>(4)</sup>
<b>ASTM D2000<sup>(3)</sup></b>	<b>Line Call Out:</b>	5BG620A14B14EA14E014E034

#### IMMERSION PROPERTIES\*

<b>ASTM D471</b>	<b>Volume Change in ASTM #1 Oil, Range %</b>	
	70 hours at 212°F (100°C):	-10 to 5
<b>ASTM D471</b>	<b>Volume Change in ASTM #3 Oil, Range %</b>	
	70 hours at 212°F (100°C):	0 to 25

#### Notes:

- \* This is a general guide and should not be the sole means of selecting or rejecting this material. Values do not constitute specification limits.
- <sup>1</sup> When approaching maximum pressure and/or temperature, minimum temperature or 50% of maximum P x T, consult Garlock Applications Engineering. Minimum temperature rating is conservative.
- <sup>3</sup> ASTM D2000 line call out is based on testing performed on slabs made to ASTM D412.
- <sup>4</sup> Garlock Applications Engineering has historically recommended a suggested "y" value of 100psi (0.7N/mm<sup>2</sup>) for these elastomers.

REV: 12/12/16

GARLOCK  
an EnPro Industries family of companies  
1000 Division Street  
Palmyra, NY 14522

Tel: 1-877-GARLOCK / 315.597.4811  
Fax: 800.543.0598 / 315.597.3210  
www.garlock.com



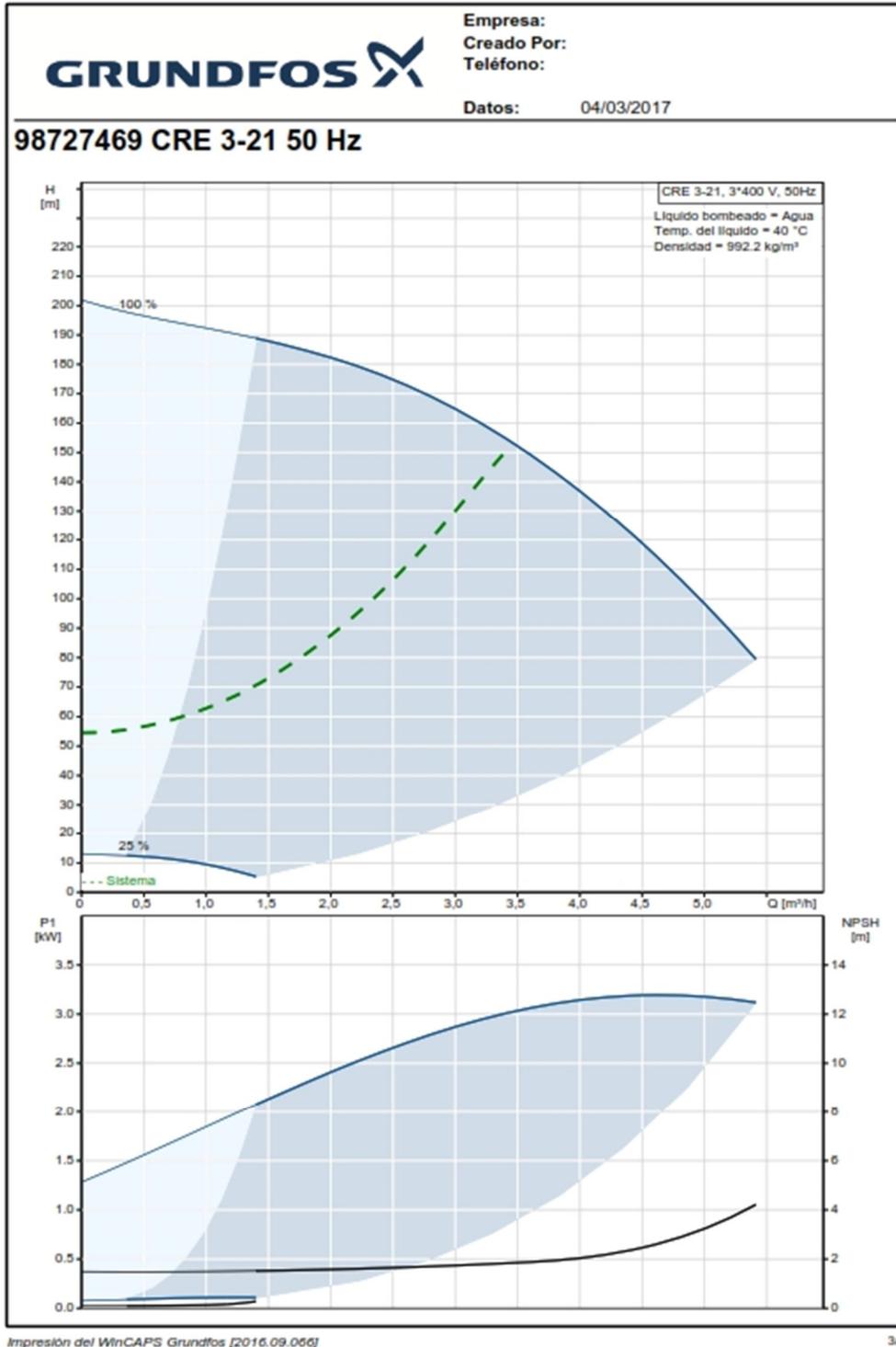
an EnPro Industries family of companies

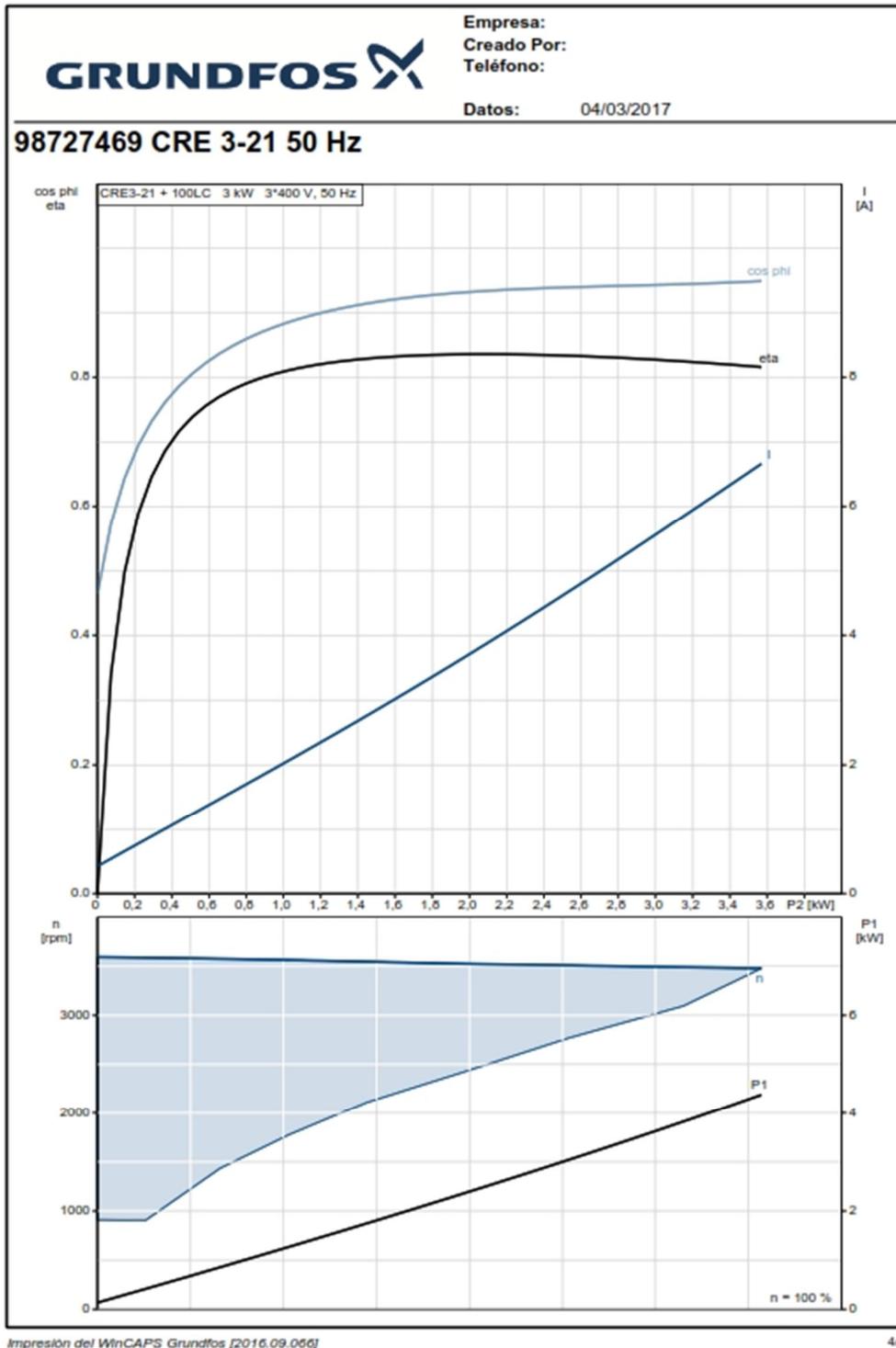
## SECCION IX – BOMBA CENTRIFUGA

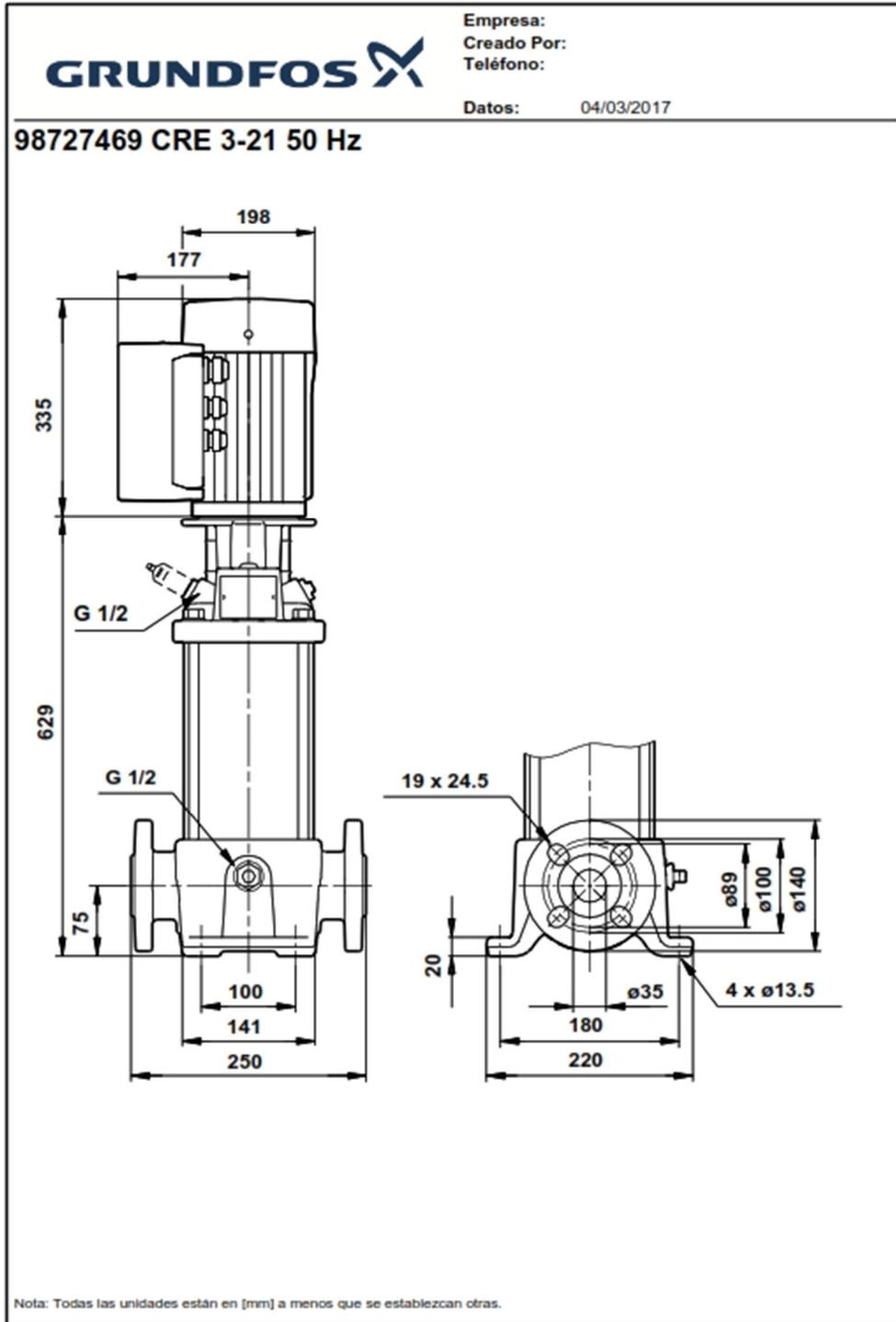
GRUNDFOS 		Empresa: Creado Por: Teléfono: Datos: 04/03/2017
Posición	Contar	Descripción
	1	<p><b>CRE 3-21 A-FGJ-A-E-HQQE</b></p>  <p><small>Advertir! la foto puede diferir del actual producto</small></p> <p>Código: <a href="#">98727469</a></p> <p>Bomba centrífuga vertical multietapa con puertos de aspiración y descarga al mismo nivel (en línea) para hacer posible su instalación en sistemas monotubo horizontales. El cabezal de la bomba y la base están fabricados en fundición; todas las demás piezas destinadas al contacto con el líquido están fabricadas en acero inoxidable. A cartridge shaft seal ensures high reliability, safe handling and easy service and access. La transmisión de potencia tiene lugar por medio de un acoplamiento dividido. La conexión de las tuberías se lleva a cabo por medio de bridas DIN-ANSI-JIS.</p> <p>La bomba está equipada con un motor asíncrono de 3 fases, refrigerado por ventilador y montado sobre soportes. El motor incluye un convertidor de frecuencia y un controlador PI en la caja de conexiones. Ello facilita el control variable y continuo de la velocidad del motor, lo cual, a su vez, permite adaptar el rendimiento a un determinado conjunto de requisitos.</p> <p><b>Líquido:</b>                      Líquido bombeado: Agua                      Rango de temperatura del líquido: -20 .. 120 °C                      Temp. líquido: 40 °C                      Densidad: 992.2 kg/m<sup>3</sup></p> <p><b>Técnico:</b>                      Velocidad para datos de bomba: 3514 rpm                      Caudal nominal: 3.5 m<sup>3</sup>/h                      Altura resultante de la bomba: 129.1 m                      Código del cierre. 1:Tipo 2:Cara giratoria 3:Cara estacionaria 4:Cierre secunda.: HQQE                      Homologaciones en placa: CE,TR                      Tolerancia de curva: ISO9906:2012 3B</p> <p><b>Materiales:</b>                      Cuerpo hidráulico: Fundición EN-JL1030                      Impulsor: Acero inoxidable ASTM A48-30 B DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304                      Material casquillo: NONE</p> <p><b>Instalación:</b>                      Temperatura ambiental máxima: 40 °C</p>



<b>GRUNDFOS</b> 		Empresa: Creado Por: Teléfono: Datos: 04/03/2017
Posición	Contar	Descripción
		Presión máxima a la temp. declarada: 25 bar / 120 °C 25 bar / -20 °C Tipo de brida: DIN Diámetro de conexiones: DN 25 / DN 32 Presión: PN 16 / PN 25 Tamaño de la brida del motor: FT130  <b>Datos eléctricos:</b> Tipo de motor: 100LC Clase eficiencia IE: IE3 Potencia nominal - P2: 3 kW Frecuencia de alimentación: 50 Hz Tensión nominal: 3 x 380-480 V Corriente nominal: 6,20-5,00 A Cos phi - Factor de potencia: 0,94-0,92 Velocidad nominal: 360-3490 rpm Eficiencia: IE3 87,1% Número de polos: 2 Grado de protección (IEC 34-5): IP55 Clase de aislamiento (IEC 85): F  <b>Otros:</b> Etiqueta: Grundfos Blueflux Índice eficiencia mínima, MEI ≥: 0.7 Peso neto: 56.5 kg Peso bruto: 63.7 kg







Impresión del WinCAPS Grundfos [2016.09.066]

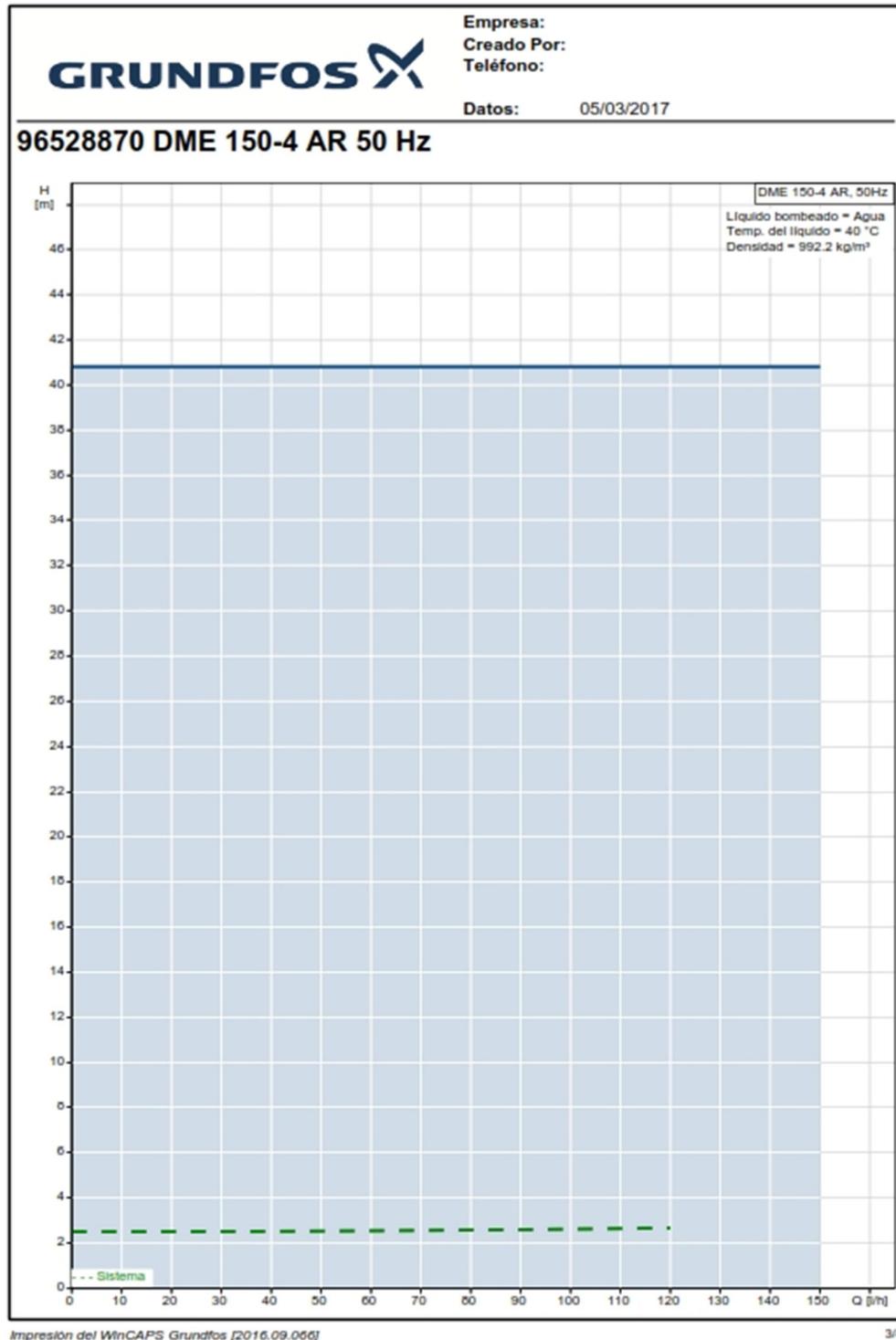
5/5

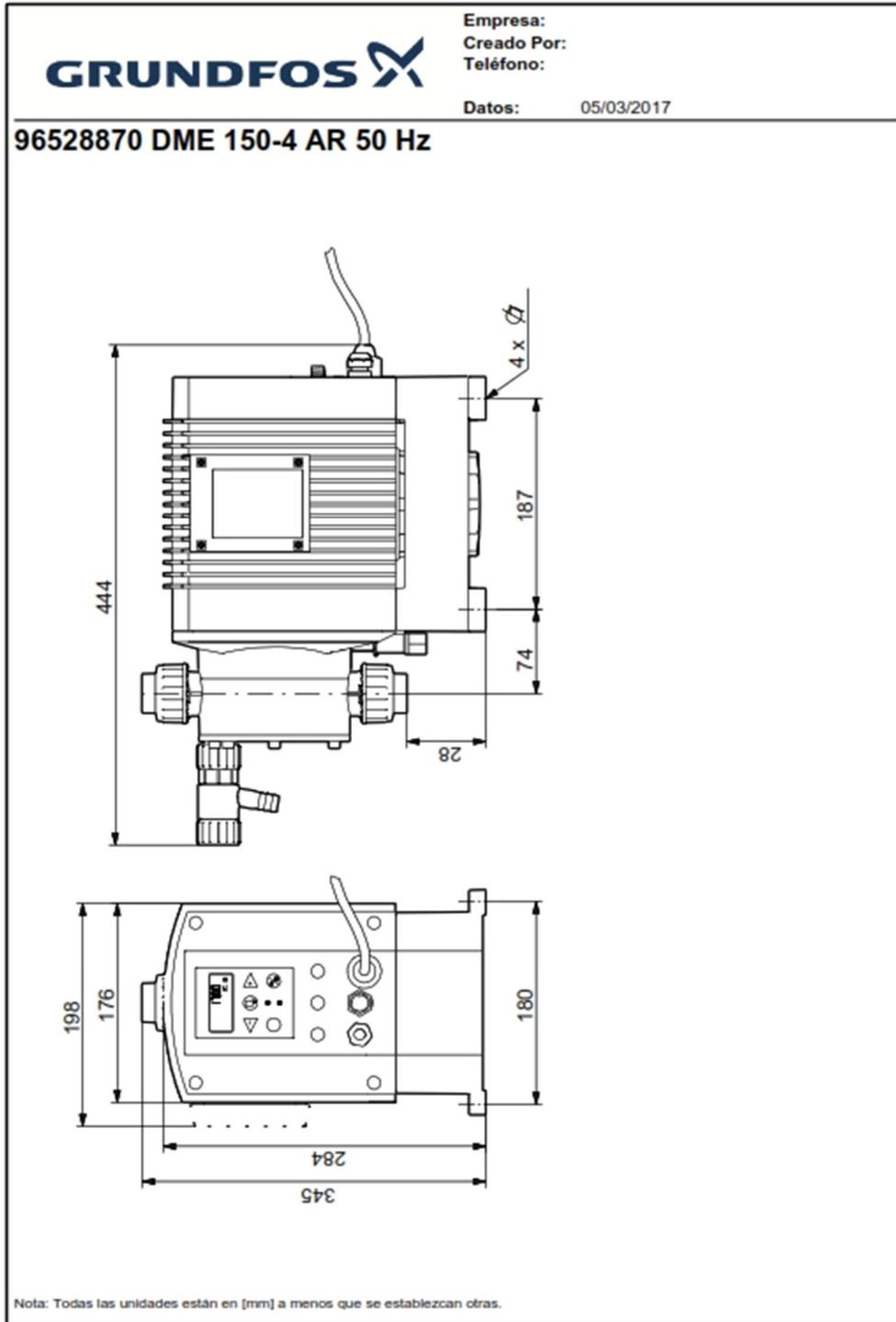
## SECCION X – BOMBA DOSIFICADORA

GRUNDFOS 		Empresa: Creado Por: Teléfono: Datos: 05/03/2017
Posición	Contar	Descripción
	1	<p><b>DME 150-4 AR</b></p>  <p style="text-align: center;"><small>Advertir! la foto puede diferir del actual producto</small></p> <p>Código: <a href="#">96528870</a></p> <p>Bomba dosificadora de membrana con motor velocidad variable incorporado, dentro de una carcasa de plástico IP 65. La bomba está diseñada para un óptimo manejo de usuario, precisión y fiabilidad y está equipada con un panel de control lógico con botones de contacto, opciones de idioma y luz de fondo. La capacidad se ajusta directamente en l o ml, lo que aumenta la fiabilidad cuando la bomba ha sido calibrada para la instalación actual por medio de una simple función de calibración. La relación de reducción es de 1:800 con la misma precisión y dosificación uniforme y con las pulsaciones reducidas a lo largo de la gama de capacidad. La bomba viene también con una función de capacidad máxima (100%) que permite a la bomba trabajar durante un tiempo predeterminado a capacidad máx. para cebadura o mantenimiento ordinario sin cambiar los ajustes de la bomba.</p> <p>Las piezas en contacto con el líquido son:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Cabezal;</li> <li>- Membrana recubierta de teflon;</li> <li>- Válvula de bola;</li> <li>- Válvula de purga manual.</li> </ul> <p>Modos de funcionamiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Dosificación manual según la cantidad ajustada en ml/h o l/h</li> <li>- Control de impulsos externos desde un controlador externo o caudalímetro con ajuste directo en ml/impulso</li> <li>- Control de señal analógica externa 4-20, 0-20 y 20-0 mA con banda ajustable.</li> <li>- Dosificación por lotes mediante temporizador. (temporizador interno)</li> <li>- Control de lotes mediante impulsos (impulsos externos).</li> </ul> <p>Otras características:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Función de calibración in situ para calibrar la bomba según la instalación actual.</li> <li>- Función de anticavitación para líquidos de alta viscosidad, gasificados, o tubería de aspiración larga.</li> <li>- Limitación de la capacidad máxima.</li> <li>- Contadores para número de carreras, horas de funcionamiento y veces que se ha conectado la alimentación eléctrica.</li> <li>- 14 opciones de idiomas.</li> <li>- Control de nivel con entrada para dos señales de nivel.</li> <li>- Alarma relé de salida</li> <li>- Protección contra sobrecarga</li> </ul> <p><b>Paneles control:</b>                      Variante de control: AR</p>



GRUNDFOS 		Empresa:
		Creado Por:
		Teléfono:
		Datos: 05/03/2017
Posición	Contar	Descripción
		Control de nivel: conexión para sensor de doble nivel o arranque/parada externo
		<b>Líquido:</b>
		Líquido bombeado: Agua
		Temp. líquido: 40 °C
		Densidad: 992.2 kg/m³
		<b>Técnico:</b>
		Homologaciones en placa: CE,EAC
		<b>Materiales:</b>
		Cuerpo hidráulico: Polipropileno
		Válvula de bola: Cerámica
		Junta: EPDM
		<b>Instalación:</b>
		Presión de trabajo máxima: 4 bar
		Aspiración: THREADED RP 3/4"
		Descarga: THREADED RP 3/4"
		<b>Datos eléctricos:</b>
		Potencia de entrada - P1: 67.1 W
		Frecuencia de alimentación: 50 Hz
		Tensión nominal: 1 x 100-240 V
		Corriente nominal: 1,25-0,67 A
		Modelo de cable de conexión: Australia
		<b>Otros:</b>
		Peso neto: 11.8 kg





Impresión del WinCAPS Grundfos [2016.09.066]

4/4

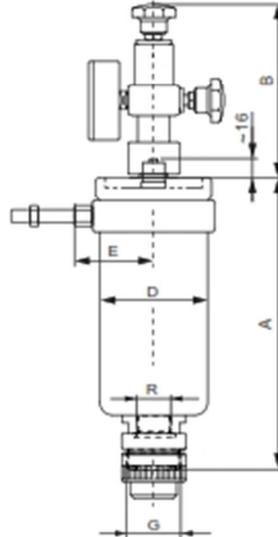
## SECCION XI – AMORTIGUADOR DE PULSACIONES

PD 516 / 517 es

Características técnicas

### 3.2 Amortiguador de pulsaciones de presión 517 con membrana de separación

Características técnicas



Tipo	Materiales		Conexiones		Vol. (l)	P máx. (bar)	A	B	D	E
	Cuerpo	Membrana	G (externa)	R (interna)						
517-2111	PVC	Viton	DN8 (G 5/8")	G 3/8"	0,07	10	123	120	60	58
517-2112	PVC	EPDM	DN8 (G 5/8")	G 3/8"	0,07	10	123	120	60	58
517-2121	Acero inoxidable	Viton	DN8 (G 5/8")	G 3/8"	0,07	200	118	136	55	53
517-2122	Acero inoxidable	EPDM	DN8 (G 5/8")	G 3/8"	0,07	200	118	136	55	53
517-2141	PP	Viton	DN8 (G 5/8")	G 3/8"	0,07	10	123	120	60	58
517-2142	PP	EPDM	DN8 (G 5/8")	G 3/8"	0,07	10	123	120	60	58
517-2211	PVC	Viton	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	10	160	120	80	67
517-2212	PVC	EPDM	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	10	160	120	80	67
517-2221	Acero inoxidable	Viton	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	180	143	136	70	64
517-2222	Acero inoxidable	EPDM	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	180	143	136	70	64
517-2241	PP	Viton	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	10	160	120	80	67
517-2242	PP	EPDM	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	10	160	120	80	67
517-2253	PVDF	PTFE	DN8 (G 5/8")	G 1/2"	0,15	20	205	136	64	58
517-2311	PVC	Viton	DN20 (G 1 1/4")	G 3/4"	0,35	10	198	120	90	71
517-2312	PVC	EPDM	DN20 (G 1 1/4")	G 3/4"	0,35	10	198	120	90	71
517-2321	Acero inoxidable	Viton	DN20 (G 1 1/4")	G 1/2"	0,35	130	192	136	80	67
517-2322	Acero inoxidable	EPDM	DN20 (G 1 1/4")	G 1/2"	0,35	130	192	136	80	67
517-2341	PP	Viton	DN20 (G 1 1/4")	G 3/4"	0,35	10	198	120	90	71
517-2342	PP	EPDM	DN20 (G 1 1/4")	G 3/4"	0,35	10	198	120	90	71
517-2353	PVDF	PTFE	DN20 (G 1 1/4")	G 1/2"	0,3	20	270	136	78	67

V1.0

**ALIDOS**

8

Tipo	Materiales		Conexiones		Vol. (l)	P máx. (bar)	A	B	D	E
	Cuerpo	Membrana	G (externa)	R (interna)						
517-2411	PVC	Viton	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,65	10	258	120	100	78
517-2412	PVC	EPDM	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,65	10	258	120	100	78
517-2421	Acero Inoxidable	Viton	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,65	50	233	136	90	67
517-2422	Acero Inoxidable	EPDM	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,65	50	233	136	90	67
517-2441	PP	Viton	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,65	10	258	120	100	78
517-2442	PP	EPDM	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,65	10	258	120	100	78
517-2453	PVDF	PTFE	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	0,7	20	253	136	98	78
517-2511	PVC	Viton	DN20 (G 1/4")	G 1"	1,4	10	323	120	130	92
517-2512	PVC	EPDM	DN20 (G 1/4")	G 1"	1,4	10	323	120	130	92
517-2521	Acero Inoxidable	Viton	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	1,4	40	273	136	110	78
517-2522	Acero Inoxidable	EPDM	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	1,4	40	273	136	110	78
517-2541	PP	Viton	DN20 (G 1/4")	G 1"	1,4	10	323	120	130	92
517-2542	PP	EPDM	DN20 (G 1/4")	G 1"	1,4	10	323	120	130	92
517-2553	PVDF	PTFE	DN20 (G 1/4")	G 3/4"	1,4	20	323	136	112	84
517-2611	PVC	Viton	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	10	362	120	160	107
517-2612	PVC	EPDM	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	10	362	120	160	107
517-2621	Acero Inoxidable	Viton	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	30	332	136	140	90
517-2622	Acero Inoxidable	EPDM	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	30	332	136	140	90
517-2641	PP	Viton	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	10	362	120	160	107
517-2642	PP	EPDM	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	10	362	120	160	107
517-2653	PVDF	PTFE	DN32 (G 2")	G 1"	2,6	20	357	136	158	107
517-2711	PVC	Viton	DN32 (G 2")	G 1 1/2"	5,6	10	495	120	198	127
517-2712	PVC	EPDM	DN32 (G 2")	G 1 1/2"	5,6	10	495	120	198	127
517-2721	Acero Inoxidable	Viton	DN32 (G 2")	G 1 1/2"	5,6	40	451	136	170	127
517-2722	Acero Inoxidable	EPDM	DN32 (G 2")	G 1 1/2"	5,6	40	451	136	170	127
517-2741	PP	Viton	DN32 (G 2")	G 1 1/2"	5,6	10	495	120	198	127
517-2742	PP	EPDM	DN32 (G 2")	G 1 1/2"	5,6	10	495	120	198	127
517-2753	PVDF	PTFE	DN32 (G 2")	G 1"	5,6	20	527	136	158	107
517-2811	PVC	Viton	DN65 (brida)	G 2"	9,5	10	560	120	250	133
517-2812	PVC	EPDM	DN65 (brida)	G 2"	9,5	10	560	120	250	133
517-2821	Acero Inoxidable	Viton	DN65 (brida)	G 2"	9,5	30	502	136	220	111/119
517-2822	Acero Inoxidable	EPDM	DN65 (brida)	G 2"	9,5	30	502	136	220	111/119
517-2841	PP	Viton	DN65 (brida)	G 2"	9,5	10	560	120	250	133
517-2842	PP	EPDM	DN65 (brida)	G 2"	9,5	10	560	120	250	133
517-2853	PVDF	PTFE	DN65 (brida)	G 1 1/4"	9,5	20	525	136	212	111/113

Dimensiones en mm



**Nota**

*La presión de pretensado del amortiguador de pulsaciones de presión viene de fábrica de forma estándar a 2,7 bar o puede ajustarse a otro valor.*

## SECCION XII – CILINDROS NEUMATICOS

### Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Cuadro general de productos

Funcionamiento	Ejecución	Tipo	Diámetro del émbolo	Carrera	Detección de posición	Antigiro	Doble vástago hueco	Rosca de vástago prolongada	Rosca inferior en el vástago	Rosca especial en el vástago	
			[mm]	[mm]							A
Doble efecto	Tipo básico										
		DNC	32, 40, 50, 63, 80, 100, 125	25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	10 ... 2 000	■	■	■	■	■	■
	Patrón de taladros normalizado, con unidad de bloqueo										
		DNC-KP	32, 40, 50, 63, 80, 100, 125	–	10 ... 2 000	■	■	■ S2	■	■	■
		DNC-KE	40, 63, 100	–	10 ... 2 000	■	–	–	–	–	–
	Patrón de taladros normalizado, con bloqueo en el final de carrera										
		DNC-...EL	32, 40, 50, 63, 80, 100	–	10 ... 2 000	■	–	■ S2	■	■	■
Distribución de conexiones normalizada, combinaciones de cilindros y válvulas											
	DNC-V1 ... V6	32, 40, 50, 63, 80, 100	–	100 ... 2 000	■	■	■	■	■	■	
Patrón de taladros normalizado, cilindro tándem											
	DNCT	32, 40, 50, 63, 80, 100, 125	–	2 ... 500 3 ... 500	■	–	–	–	–	–	

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Funcionamiento

DNC-...

Sin detección de posiciones



DNC-...-A-...

Con detección de posiciones



⊘ Diámetro  
32 ... 125 mm

┆ Carrera  
10 ... 2 000 mm

↑ www.festo.com

Juegos de piezas  
de repuesto  
→ 22



• Cilindros según la norma  
ISO 15552 (corresponde a las  
normas anteriores ISO 6451,  
DIN ISO 6451, VDMA 24 562,  
NF E 49 003.1 y UNI 10290)



DIN



Datos técnicos generales							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Conexión neumática	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2
Rosca del vástago	M10x1,25	M12x1,25	M10x1,5	M10x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2
	K3	M6	M8	M10	M10	M12	M16
	K5	M10	M12	M16	M16	M20	M27
Construcción	Émbolo						
	Vástago						
	Tubo perfilado						
Holgura máxima de giro del vástago [°]	Q	±0,65	±0,6	±0,45	±0,45	±0,45	±0,45
Amortiguación	Anillos y discos elásticos en ambos lados						
	Amortiguación neumática regulable en ambos lados						
Carrera de amortiguación [mm]	PPV	20	20	22	22	32	32
Detección de posiciones	Para detectores de posición						
Tipo de fijación	Con rosca interior						
	Con accesorios						
Posición de montaje	Indistinta						

- | - Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

Accesorios

FESTO

### Brida de fijación FNC/CRFNG

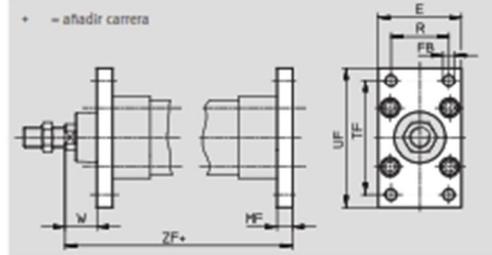
Material:

FNC: Acero cincado

CRFNG: Acero de aleación fina

Sin cobre, PTFE ni sílicona

En la culata anterior, no en combinación con el fuelle DADB



Dimensiones y referencias									
Para diámetro [mm]	E	FB ∅ H13	MF	R	TF	UF	W	ZF	
								Tipo básico	KP
32	45	7	10	32	64	80	16	130	175
40	54	9	10	36	72	90	20	145	198
50	65	9	12	45	90	110	25	155	222
63	75	9	12	50	100	120	25	170	246
80	93	12	16	63	126	150	30	190	285
100	110	14	16	75	150	175	35	205	303
125	132	16	20	90	180	210	45	245	370

Para diámetro [mm]	Tipo básico				Alta protección contra la corrosión			
	CRC <sup>1)</sup>	Peso [g]	Nº art.	Tipo	CRC <sup>1)</sup>	Peso [g]	Nº art.	Tipo
32	2	240	174 376	FNC-32	4	240	161 846	CRFNG-32
40	2	280	174 377	FNC-40	4	300	161 847	CRFNG-40
50	2	520	174 378	FNC-50	4	550	161 848	CRFNG-50
63	2	690	174 379	FNC-63	4	710	161 849	CRFNG-63
80	2	1 050	174 380	FNC-80	4	1 080	161 850	CRFNG-80
100	2	2 400	174 381	FNC-100	4	2 450	161 851	CRFNG-100
125	2	3 750	174 382	FNC-125	4	3 600	185 363	CRFNG-125

1) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070  
Válida para piezas expuestas a moderado peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.  
Clase de resistencia a la corrosión 4 según norma de Festo 940 070  
Piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas expuestas a sustancias agresivas, por ejemplo en la industria alimentaria o química. Si procede, deben realizarse pruebas especiales con las sustancias presentes en estas aplicaciones.

## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Dimensiones: tipo básico Datos CAD disponibles en [www.festo.com](http://www.festo.com)

1 Tornillo cilíndrico con hexágono y rosca interior para elementos de fijación  
2 Tornillo para regular la amortiguación en las posiciones finales  
3 Ranura para detectores SME/SMT-8

+ = añadir carrera

∅ [mm]	AM	B ∅ d11	BG	E	EE	J2		J3	KK	L1	L2
							TT				
32	22	30	16	45	G1/8	6		5,2	M10x1,25	18	94
40	24	35	16	54	G1/4	8		6	M12x1,25	21,5	105
50	32	40	17	64	G1/4	10,4	11	8,5	M16x1,5	28	106
63	32	45	17	75	G3/8	12,4		10	M16x1,5	28,5	121
80	40	45	17	93	G3/8	12,5		8	M20x1,5	34,7	128
100	40	55	17	110	G1/2	12		10	M20x1,5	38,2	138
125	54	60	22	134	G1/2	13		8	M27x2	46	160

∅ [mm]	L7	MM ∅	PL	RT	TG	VA	VD	WH	ZJ	∅1	∅2	∅3
40	3,6	16	14	M6	38	4	10,5	30	135	13	18	6
50	5,1	20	14	M8	46,5	4	11,5	37	143	17	24	8
63	6,6	20	17	M8	56,5	4	15	37	158	17	24	8
80	10,5	25	16,4	M10	72	4	15,7	46	174	22	30	6
100	8	25	18,8	M10	89	4	19,2	51	189	22	30	6
125	14	32	18	M12	110	6	20,5	65	225	27	36	8

Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1



## Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

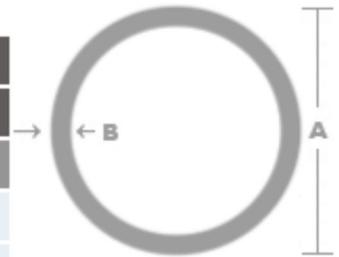
Pesos [g]							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
<b>Tipo básico</b>							
Peso con carrera de 0 mm	517	800	1 260	1 709	2 790	4 653	6 771
Peso adicional por 10 mm de carrera	30	45	64	73	106	115	168
Masa móvil con carrera de 0 mm	162	307	538	663	1 131	1 544	2 809
Masa adicional por 10 mm de carrera	9	16	25	25	38	38	63
<b>Q: Vástago cuadrado</b>							
Peso con carrera de 0 mm	504	738	1 187	1 632	2 652	4 508	–
Peso adicional por 10 mm de carrera	29	41	60	68	99	108	–
Masa móvil con carrera de 0 mm	149	244	465	587	994	1 399	–
Masa adicional por 10 mm de carrera	8	11	20	20	31	31	–
<b>S2: Doble vástago</b>							
Peso con carrera de 0 mm	576	895	1 390	1 917	3 114	5 297	7 529
Peso adicional por 10 mm de carrera	39	61	89	98	144	153	231
Masa móvil con carrera de 0 mm	170	330	560	711	1 200	1 660	2 925
Masa adicional por 10 mm de carrera	18	32	50	50	76	76	126
<b>K10: Vástago galvanizado y pulido</b>							
Peso con carrera de 0 mm	443	655	1 001	1 437	2 302	4 138	5 719
Peso adicional por 10 mm de carrera	24	35	47	57	81	90	127
Masa móvil con carrera de 0 mm	88	162	279	391	643	1 029	1 757
Masa adicional por 10 mm de carrera	3	6	8	9	13	13	22
<b>S2-K10: Doble vástago anodizado y pulido</b>							
Peso con carrera de 0 mm	514	766	1 181	1 676	2 701	4 821	6 674
Peso adicional por 10 mm de carrera	27	40	56	65	94	103	148
Masa móvil con carrera de 0 mm	108	201	351	470	787	1 184	2 070
Masa adicional por 10 mm de carrera	6	11	17	17	26	26	43
<b>TT: Bajas temperaturas</b>							
Peso con carrera de 0 mm	520	876	1 279	2 112	2 972	5 039	–
Peso adicional por 10 mm de carrera	31	46	65	73	108	116	–
Masa móvil con carrera de 0 mm	108	204	363	460	802	1 045	–
Masa adicional por 10 mm de carrera	9	16	25	25	39	39	–
<b>TT-S2: Bajas temperaturas con doble vástago</b>							
Peso con carrera de 0 mm	606	1 020	1 546	2 401	3 453	5 617	–
Peso adicional por 10 mm de carrera	40	62	89	98	147	154	–
Masa móvil con carrera de 0 mm	169	326	573	687	1 199	1 473	–
Masa adicional por 10 mm de carrera	18	32	49	49	77	77	–



## SECCION XIII – CAÑERIAS DE ACERO INOXIDABLE

Tabla de pesos teóricos (kg/1.000 mm)

DIAMETRO (A)		ESPESOR (mm) (B)							
nominal	exterior	SCH 5 S		SCH 10 S		SCH 40 S		SCH 80 S	
pulgadas	mm	mm	kg/mt	mm	kg/mt	mm	kg/mt	mm	kg/mt
1/8"	10,29			1,24	0,290	1,73	0,390	2,41	0,500
1/4"	13,72			1,65	0,510	2,24	0,670	3,02	0,840
3/8"	17,15			1,65	0,660	2,31	0,880	3,20	1,150
1/2"	21,34	1,65	0,836	2,11	1,045	2,77	1,326	3,70	1,690
3/4"	26,67	1,65	1,057	2,11	1,328	2,87	1,751	3,90	2,280
1"	33,40	1,65	1,336	2,77	2,166	3,38	2,591	4,55	3,350
1 1/4"	42,16	1,65	1,700	2,77	2,775	3,56	3,497	4,85	4,600
1 1/2"	48,26	1,65	1,953	2,77	3,200	3,68	4,167	5,08	5,570
2"	60,33	1,65	2,453	2,77	4,040	3,91	5,591	5,54	7,680
2 1/2"	73,03	2,11	3,786	3,05	5,340	5,16	8,864	7,01	11,700
3"	88,90	2,11	4,628	3,05	6,537	5,49	11,575	7,62	15,640
3 1/2"	101,60	2,11	5,300	3,05	7,495	5,74	13,898	8,08	19,070
4"	114,30	2,11	5,975	3,05	8,452	6,02	16,400	8,56	22,830
5"	141,30	2,77	9,677	3,40	11,825	6,55	22,261	9,52	31,620
6"	168,30	2,77	11,556	3,40	14,130	7,11	28,885	10,97	43,480
8"	219,10	2,77	15,092	3,76	20,393	8,18	43,456	12,70	65,990
10"	273,05	3,40	23,083	4,19	28,363	9,27	61,567	12,70	83,200
12"	323,85	3,96	31,885	4,57	36,726	9,52	75,322	12,70	99,410



## SECCION XIV – GABINETE ELÉCTRICO



### SISTEMAS MODULARES MODELOS DE 300 mm DE PROFUNDIDAD

Modelo	Caja	Bandeja	Cabezales		Laterales		Peso (Kg.)
	anch x alt x prof.	ancho x alto					
222	300 x 300 x 300	240 x 240	46	C 22	56	F 22	10,2
*232	300 x 450 x 300	240 x 390	46	C 22	57	F 23	13,6
*242	300 x 600 x 300	240 x 540	46	C 22	58	F 24	16,8
*252	300 x 750 x 300	240 x 690	46	C 22	59	F 25	19,95
*262	300 x 900 x 300	240 x 840	46	C 22	60	F 26	23,7
*272	300 x 1050 x 300	240 x 990	46	C 22	61	F 27	27,4
282	300 x 1200 x 300	240 x 1140	46	C 22	62	F 28	30,5
322	450 x 300 x 300	390 x 240	47	C 32	56	F 32	13,6
*332	450 x 450 x 300	390 x 390	47	C 32	57	F 33	17,7
*342	450 x 600 x 300	390 x 540	47	C 32	58	F 34	21,4
*352	450 x 750 x 300	390 x 690	47	C 32	59	F 35	25,35
*362	450 x 900 x 300	390 x 840	47	C 32	60	F 36	30,6
372	450 x 1050 x 300	390 x 990	47	C 32	61	F 37	34,1
382	450 x 1200 x 300	390 x 1140	47	C 32	62	F 38	37,8
422	600 x 300 x 300	540 x 240	48	C 42	56	F 42	16,9
*432	600 x 450 x 300	540 x 390	48	C 42	57	F 43	21,5
*442	600 x 600 x 300	540 x 540	48	C 42	58	F 44	25,9
→ *452	600 x 750 x 300	540 x 690	48	C 42	59	F 45	30,35
462	600 x 900 x 300	540 x 840	48	C 42	60	F 46	38,7
472	600 x 1050 x 300	540 x 990	48	C 42	61	F 47	41,89
482	600 x 1200 x 300	540 x 1140	48	C 42	62	F 48	45,08

## SECCION XV – ACERO ESTRUCTURAL



### Barras trefiladas

#### Descripción

Acindar fabrica barras trefiladas a partir de barras laminadas y alambón.

Las mismas se comercializan en perfiles redondos y hexagonales en diversas calidades de aceros al carbono y corte libre.

#### Ventajas del producto

- Mayores propiedades mecánicas  
El treflado le otorga al producto mayores propiedades mecánicas, aumentando la carga de rotura, la dureza y en especial la fluencia.  
La ductilidad es disminuida en poca magnitud.
- Mayor precisión en la sección  
El terminado en frío con treflas de precisión permite obtener barras con tolerancias más estrictas en la sección.
- Superior terminación superficial  
El acabado superficial se ve mejorado, obteniéndose una superficie lisa y de buena apariencia.
- Mayor rectitud  
La rectitud y las estrictas tolerancias de las barras trefiladas permiten el empleo de mayores revoluciones por minuto con menores vibraciones en máquinas torneadoras.
- Superior maquinabilidad  
Mejora el comportamiento al mecanizado en un orden del 20% y favorece la formación de virutas cortas. Además se logra mayor cantidad de piezas mecanizadas por hora y mejora la vida útil de la herramienta. La precisión en la sección, el nivel de superficie, la rectitud y la concentricidad de las barras trefiladas son variables que favorecen la operación de mecanizado, especialmente cuando se emplean equipos automáticos.

#### Características metalúrgicas

<b>Tamaño de grano austenítico</b>	S/ ASTM E 112 5 a 8 Método: Mc Quaid Ehn Método: Oxidación			
<b>Microinclusiones</b>	S/ ASTM E 45 Método A Valores máximos			
	Serie Fina		Serie Gruesa	
	A	B	C	D
	2.5	2.0	2.0	2.0
			A	B
			2.5	2.0
			2.0	2.0

Características metalúrgicas aplicables sólo a aceros al carbono.

#### Secciones

Barras redondas  
Barras hexagonales

#### Medidas nominales

Barras redondas

Dn (Diámetro nominal)			
(mm)			
5.00	12.70	23.81	40.00
5.50	13.00	25.00	41.28
6.00	14.00	25.40	44.45
6.35	14.29	26.00	46.00
7.00	15.00	26.99	47.00
7.50	15.88	28.00	47.62
7.94	16.00	28.58	50.00
8.00	17.00	30.00	50.80
8.50	17.46	31.75	55.00
9.00	18.00	33.34	60.00
9.52	19.05	34.92	
10.00	20.00	35.00	
11.00	20.64	36.00	
11.11	22.00	36.51	
12.00	22.22	38.10	

Aceros 1040X y 1045X hasta diámetro 50.8 mm



**Características mecánicas en barras de acero laminadas en caliente y en barras trefiladas (valores orientativos)**

Según norma SAE J1397

SAE / AISI	Estado	Resistencia a la tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Alargamiento A (2") (%)	Estrucción Z (%)	Dureza Brinell (HB)	Maleabilidad (12.72-100%)
<b>Aceros al carbono (Máx. 1.00% Mn, sin resulturar)</b>							
1006	Laminado	300	170	30	55	86	
	Trefilado	330	280	20	45	95	50
1008	Laminado	303	170	30	55	86	
	Trefilado	340	290	20	45	95	55
1010	Laminado	320	180	28	50	95	
	Trefilado	370	300	20	40	105	55
1012	Laminado	330	180	28	50	95	
	Trefilado	370	310	19	40	105	55
1015	Laminado	340	190	28	50	101	
	Trefilado	390	320	18	40	111	60
1016	Laminado	380	210	25	50	111	
	Trefilado	420	350	18	40	121	70
1017	Laminado	370	200	26	50	105	
	Trefilado	410	340	18	40	116	65
1018	Laminado	400	220	25	50	116	
	Trefilado	440	370	15	40	125	70
1019	Laminado	410	220	25	50	116	
	Trefilado	460	380	15	40	131	70
1020	Laminado	380	210	25	50	111	
	Trefilado	420	350	15	40	121	65
1021	Laminado	420	230	24	48	116	
	Trefilado	470	390	15	40	131	70
1022	Laminado	430	230	23	47	121	
	Trefilado	480	400	15	40	137	70
1023	Laminado	370	210	25	50	111	
	Trefilado	430	360	15	40	121	65
1025	Laminado	400	220	25	50	116	
	Trefilado	440	370	15	40	126	65
1026	Laminado	440	240	24	49	126	
	Trefilado	490	410	15	40	143	75
1030	Laminado	470	260	20	42	137	
	Trefilado	520	440	12	35	149	70
1035	Laminado	500	270	18	40	143	
	Trefilado	550	460	12	35	163	65
1037	Laminado	510	280	18	40	143	
	Trefilado	570	480	12	35	167	65
1038	Laminado	520	280	18	40	149	
	Trefilado	570	480	12	35	163	65
1039	Laminado	540	300	16	40	156	
	Trefilado	610	510	12	35	179	60
1040	Laminado	520	290	18	40	149	
	Trefilado	590	490	12	35	170	60
1042	Laminado	550	300	16	40	163	
	Trefilado	610	520	12	35	179	60
1043	Laminado	570	310	16	40	163	
	Trefilado	630	530	12	35	179	60
1044	Laminado	550	300	16	40	163	
1045	Laminado	570	310	16	40	163	
	Trefilado	630	530	12	35	179	55
1046	Laminado	590	320	15	40	170	
	Trefilado	650	540	12	35	187	55
1049	Laminado	600	330	15	35	179	
	Trefilado	670	560	10	30	197	45
1050	Laminado	620	340	15	35	179	
	Trefilado	690	580	10	30	197	45
1055	Laminado	650	360	12	30	92	55 (a)
1060	Laminado	680	370	12	30	201	60 (c)
1064	Laminado	670	370	12	30	201	60 (c)
1065	Laminado	690	380	12	30	207	60 (c)
1070	Laminado	700	390	12	30	212	55 (c)
1074	Laminado	720	400	12	30	217	55 (c)
1078	Laminado	690	380	12	30	207	55 (c)
1080	Laminado	770	420	10	25	229	45 (c)
1084	Laminado	820	450	10	25	241	45 (c)
1085	Laminado	830	460	10	25	248	45 (c)
1086	Laminado	770	420	10	25	229	45 (c)
1090	Laminado	840	460	10	25	248	45 (c)
1095	Laminado	830	460	10	25	248	45 (a)

Según norma SAE J1397

SAE / AISI	Estado	Resistencia a la tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Alargamiento A (2") (%)	Estrucción Z (%)	Dureza Brinell (HB)	Maleabilidad (12.72-100%)
<b>Aceros de corte libre (resulturados y refosforados; resulturados)</b>							
1108	Laminado	340	190	30	50	101	80
	Trefilado	390	320	20	40	121	
1117	Laminado	430	230	23	47	121	90
	Trefilado	480	400	15	40	137	
1132	Laminado	570	310	16	40	167	75
	Trefilado	630	530	12	35	183	
1137	Laminado	610	330	15	35	179	70
	Trefilado	680	570	10	30	197	
1140	Laminado	540	300	16	40	156	70
	Trefilado	610	510	12	35	170	
1141	Laminado	650	360	15	35	187	70
	Trefilado	720	610	10	30	212	
1144	Laminado	670	370	15	35	197	80
	Trefilado	740	620	10	30	217	
1146	Laminado	590	320	15	40	170	70
	Trefilado	650	550	12	35	187	
1151	Laminado	630	340	15	35	187	65
	Trefilado	700	590	10	30	207	
1211	Laminado	380	230	25	45	121	95
	Trefilado	520	400	10	35	163	
1212	Laminado	390	230	25	45	121	100
	Trefilado	540	410	10	35	167	
1213	Laminado	390	230	25	45	121	135
	Trefilado	540	410	10	35	167	
12L14	Laminado	390	230	22	45	121	160
	Trefilado	540	410	10	35	163	
<b>Aceros al carbono (1.00 a 1.65% de Mn)</b>							
1524	Laminado	510	280	20	42	149	60
	Trefilado	570	480	12	35	163	
1527	Laminado	520	280	18	40	149	65
	Trefilado	570	480	12	35	163	
1536	Laminado	570	310	16	40	163	55
	Trefilado	630	530	12	35	187	
1541	Laminado	630	350	15	40	187	45
	Trefilado	710	600	10	30	207	60 (a)
1548	Laminado	660	370	14	33	197	45
	Trefilado	730	620	10	28	217	50 (a)
1552	Laminado	740	410	12	30	217	50 (a)

Valores aproximados (orientativos)

a - Recocido y trefilado  
c - Globulizado y trefilado

## Planchuelas laminadas

### Usos y aplicaciones:

Los usos que tiene este producto son muy variados:

Construcción: platabandas, refuerzos, rejas, cercos, herrería en general.

Agro: elementos estructurales para maquinaria e implementos agrícolas.

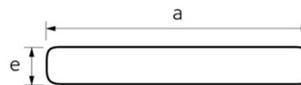
Industria: para fabricación de maquinarias y herramientas, e industria metalúrgica en general.

Industria Automotriz: para la fabricación de acoplados, semiremolques y autopiezas.



Ancho a		Espesor e									
pulg.	mm	1/8" 3.2 mm	3/16" 4.8 mm	1/4" 6.4 mm	5/16" 7.9 mm	3/8" 9.5 mm	1/2" 12.7 mm	5/8" 15.9 mm	3/4" 19.0 mm	1" 25.4 mm	
1/2	12,7	0,32	0,48	0,64							
5/8	15,9	0,40	0,60	0,79							
3/4	19,0	0,48	0,72	0,95	1,18	1,42					
7/8	22,2	0,56	0,84	1,12	1,38						
1	25,4	0,64	0,96	1,28	1,58	1,89	2,53				
1 1/4	31,8	0,80	1,20	1,60	1,97	2,37	3,17				
1 1/2	38,1	0,96	1,44	1,91	2,36	2,84	3,80				
1 3/4	44,5	1,12	1,68	2,24	2,76	3,32	4,44				
2	50,8	1,28	1,91	2,55	3,15	3,79	5,06	6,34	7,58		
2 1/4	57,2	1,44	2,16	2,87	3,55						
2 1/2	63,5	1,60	2,39	3,19	3,94	4,74	6,33	7,93	9,52	12,66	
3	76,2	1,91	2,87	3,83	4,73	5,68	7,60	9,51	11,37	15,19	
3 1/2	88,9	2,23	3,35	4,47	5,51						
4	101,6	2,55	3,83	5,10	6,30	7,58	10,13	12,68	15,15	20,26	
5	127,0	3,19	4,79	6,38	7,88	9,47	12,66	15,85	18,94	25,32	
6	152,4	3,82	5,73	7,64	9,45	11,37	15,19	19,02	22,73	30,39	

Los valores de la tabla indican peso por unidad de longitud: kg/m.



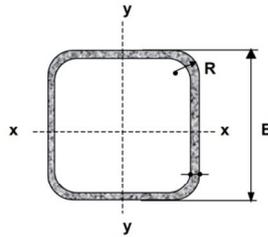
### Normas de cumplimiento

	Normas de cumplimiento	Correspondencia con otras normas
Dimensiones y tolerancias	IRAM-IAS U500-657/06	
Material por análisis químico	IRAM-IAS U500-600/03	
Material por características mecánicas	Grados 1010, 1016, 1026, 1045, 1065 y 1518	
Largos	IRAM-IAS U500-503/12 grados F -24	
Peso del paquete	Grado F-26 y F-36 bajo pedido	F-24, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S235 JR
Rectitud	6 metros para medidas iguales o mayores a 3"	F-26, es similar a ASTM A36/A36M - 04
	6 a 8 metros para medidas iguales o mayores a 3" excepto 5"x3/4" y 4"x1" las cuales se fabrican en largo de 5 a 7 metros. Largos especiales consultar.	F-36, es similar a UNE - EN 10025:2006, grado S355 JR
	1000 kg. aproximadamente	F-26, es similar a ASTM A572/A572M - 04, grado 50
	Menor o igual a 4 mm / m	





Tubos de acero  
Sección  
Cuadrada  
IRAM-IAS  
U 500-218  
U 500-2592



- B = Ancho exterior
- t = Espesor de pared
- R = Radio de esquina exterior = 2,00 t
- p = Área exterior por metro lineal
- A = Sección bruta
- g = Peso por metro lineal
- I = Momento de Inercia
- S = Módulo elástico resistente
- r = Radio de giro
- Z = Módulo plástico
- J = Módulo de Torsión
- C = Constante torsional

B [mm]	t [mm]	p [m <sup>2</sup> /m]	Ag [cm <sup>2</sup> ]	g [Kg/m]	Ix=Iy [cm <sup>4</sup> ]	Sx=Sy [cm <sup>3</sup> ]	rx=ry [cm]	Zx=Zy [cm <sup>3</sup> ]	J [cm <sup>4</sup> ]	C [cm <sup>3</sup> ]
15	0.70	0.058	0.388	0.304	0.130	0.173	0.579	0.206	0.203	0.285
	0.90	0.057	0.487	0.382	0.158	0.210	0.569	0.254	0.248	0.355
	1.25	0.056	0.647	0.508	0.197	0.263	0.552	0.327	0.315	0.465
20	0.90	0.077	0.667	0.523	0.399	0.399	0.773	0.473	0.622	0.654
	1.25	0.076	0.897	0.704	0.513	0.513	0.756	0.621	0.810	0.871
	1.60	0.075	1.112	0.873	0.607	0.607	0.739	0.752	0.968	1.068
25	0.90	0.097	0.847	0.665	0.809	0.647	0.977	0.759	1.253	1.043
	1.25	0.096	1.147	0.901	1.058	0.847	0.960	1.010	1.657	1.403
	1.60	0.095	1.432	1.124	1.274	1.019	0.943	1.237	2.013	1.736
	2.00	0.093	1.737	1.364	1.483	1.186	0.924	1.468	2.363	2.085
30	0.90	0.117	1.027	0.806	1.433	0.956	1.181	1.113	2.210	1.521
	1.25	0.116	1.397	1.097	1.895	1.263	1.165	1.492	2.949	2.059
	1.60	0.115	1.752	1.375	2.307	1.538	1.148	1.842	3.620	2.565
	2.00	0.113	2.137	1.678	2.720	1.813	1.128	2.208	4.304	3.105

Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL

- 34 -

Tablas de Perfiles

B [mm]	t [mm]	p [m <sup>2</sup> /m]	Ag [cm <sup>2</sup> ]	g [Kg/m]	Ix=Iy [cm <sup>4</sup> ]	Sx=Sy [cm <sup>3</sup> ]	rx=ry [cm]	Zx=Zy [cm <sup>3</sup> ]	J [cm <sup>4</sup> ]	C [cm <sup>3</sup> ]
40	1.25	0.156	1.897	1.489	4.694	2.347	1.573	2.737	7.244	3.746
	1.60	0.155	2.392	1.877	5.791	2.895	1.556	3.412	8.999	4.703
	2.00	0.153	2.937	2.306	6.935	3.468	1.537	4.136	10.857	5.745
	2.50	0.151	3.589	2.817	8.209	4.104	1.512	4.971	12.958	6.971
50	1.60	0.195	3.032	2.380	11.698	4.679	1.964	5.462	18.064	7.480
	2.00	0.193	3.737	2.934	14.137	5.655	1.945	6.664	21.970	9.185
	2.50	0.191	4.589	3.602	16.931	6.773	1.921	8.078	26.507	11.221
	3.20	0.189	5.727	4.495	20.387	8.155	1.887	9.895	32.211	13.891
60	1.60	0.23	3.67	2.88	20.67	6.89	2.37	7.99	31.78	10.90
	2.00	0.23	4.54	3.56	25.13	8.38	2.35	9.79	38.84	13.43
	2.50	0.23	5.59	4.39	30.32	10.11	2.33	11.93	47.18	16.47
	3.20	0.23	7.01	5.50	36.91	12.30	2.30	14.74	57.92	20.52
	4.00	0.23	8.55	6.71	43.52	14.51	2.26	17.66	68.87	24.84
80	2.00	0.31	6.14	4.82	61.67	15.42	3.17	17.85	94.67	24.31
	2.50	0.31	7.59	5.96	75.10	18.78	3.15	21.90	115.90	29.97
	3.20	0.31	9.57	7.51	92.65	23.16	3.11	27.30	143.98	37.62
	4.00	0.31	11.75	9.22	110.96	27.74	3.07	33.09	173.72	45.96
	4.76	0.30	13.74	10.79	126.70	31.67	3.04	38.22	199.62	53.48
90	2.50	0.35	8.59	6.74	108.50	24.11	3.55	28.01	166.95	38.22
	3.20	0.35	10.85	8.51	134.42	29.87	3.52	35.02	208.17	48.09
	4.00	0.35	13.35	10.48	161.80	35.96	3.48	42.60	252.30	58.92
	4.76	0.34	15.65	12.28	185.67	41.26	3.44	49.39	291.27	68.75
	6.35	0.34	20.21	15.86	229.17	50.93	3.37	62.30	363.45	87.88
100	3.20	0.39	12.13	9.52	187.17	37.43	3.93	43.70	289.03	59.84
	4.00	0.39	14.95	11.73	226.20	45.24	3.89	53.31	351.52	73.48
	4.76	0.38	17.55	13.78	260.58	52.12	3.85	61.98	407.25	85.94

Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL

- 35 -

Tablas de Perfiles



# **ANEXO II**

## **TABLAS DE PROPIEDADES FISICAS**





**Densidad del agua líquida entre 0 °C y 100 °C**

[www.vaxasoftware.com](http://www.vaxasoftware.com)

Presión externa: 1 atm = 101 325 Pa

Temperatura °C	Densidad kg / m <sup>3</sup>	Temperatura °C	Densidad kg / m <sup>3</sup>	Temperatura °C	Densidad kg / m <sup>3</sup>
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05

[www.vaxasoftware.com](http://www.vaxasoftware.com)



Presión de vapor de agua líquida y hielo a varias temperaturas

www.vaxasoftware.com

Tabla 1. Presión de vapor del agua líquida entre 0 °C y 374 °C

T/°C	P/mmHg	P/hPa	T/°C	P/mmHg	P/hPa	T/°C	P/mmHg	P/hPa
0	4.58447	6.11213	47	79.709	106.27	95	634.61	846.08
0.01	4.58780	6.11657	48	83.839787	111.77719	96	658.32811	877.69863
1	4.9286	6.5709	49	88.147	117.52	97	682.78	910.30
2	5.29523	7.05973	50	92.652794	123.52690	98	707.97856	943.89378
3	5.6861	7.5808	51	97.343	129.78	99	733.95	978.52
4	6.10192	8.13522	52	102.24846	136.32007	99.97436	760.00000	1013.25000
5	6.5449	8.7258	53	107.35	143.12	100	760.69583	1014.17770
6	7.01547	9.35316	54	112.68263	150.23115	101	787.57	1050.0
7	7.5164	10.021	55	118.23	157.62	102	815.86	1087.7
8	8.047742	10.72944	56	124.01403	165.33844	103	845.12	1126.7
9	8.6130	11.483	57	130.03	173.36	104	875.06	1166.7
10	9.211800	12.28139	58	136.30436	181.72420	105	906.07	1208.0
11	9.8483	13.130	59	142.82	190.41	106	937.92	1250.5
12	10.52173	14.02782	60	149.61837	199.47476	107	970.60	1294.0
13	11.237	14.981	61	156.67	208.88	108	1004.42	1339.12
14	11.99284	15.98914	62	164.02397	218.68064	109	1038.92	1385.11
15	12.795	17.058	63	171.65	228.85	110	1074.56	1432.63
16	13.64172	18.18747	64	179.59222	239.43660	111	1111.20	1481.48
17	14.539	19.384	65	187.83	250.42	112	1148.74	1531.53
18	15.48630	20.64670	66	196.37965	261.84180	113	1187.42	1583.10
19	16.489	21.983	67	205.28	273.68	114	1227.25	1636.20
20	17.54591	23.39262	68	214.51753	285.99985	115	1267.98	1690.50
21	18.663	24.882	69	224.09	298.76	120	1489.14	1985.36
22	19.84140	26.45302	70	234.03345	312.01894	125	1740.93	2321.05
23	21.085	28.111	71	244.33	325.75	130	2026.10	2701.24
24	22.39517	29.85777	72	255.02991	340.01191	135	2347.26	3129.42
25	23.776	31.699	73	266.11	354.78	140	2710.92	3614.26
26	25.23127	33.63893	74	277.59509	370.09635	145	3116.76	4155.34
27	26.763	35.681	75	289.49	385.95	150	3570.48	4760.25
28	28.37551	37.83090	76	301.82085	402.39470	175	6694.08	8924.71
29	30.071	40.092	77	314.58	419.41	200	11 659.16	15 544.27
30	31.85546	42.47046	78	327.80268	437.03430	225	19 123.12	25 495.40
31	33.730	44.969	79	341.48	455.27	250	29 817.84	39 753.85
32	35.70064	47.59694	80	355.63988	474.14751	275	44 580.84	59 436.23
33	37.769	50.354	81	370.28	493.67	300	64 432.8	85 903.3
34	39.942	53.25230	82	385.43552	513.87177	325	90 447.6	120 587
35	42.221	56.290	83	401.10	534.76	350	124 001.6	165 321.9
36	44.61458	59.48122	84	417.29658	556.34969	360	139 893.2	186 508.9
37	47.121	62.823	85	434.04	578.67	365	148 519.2	198 009.3
38	49.75255	66.33128	86	451.33394	601.72910	366	150 320.4	200 410.7
39	52.506	70.002	87	469.21	625.56	367	152 129.2	202 822.3
40	55.39430	73.85299	88	487.66248	650.16317	368	153 960.8	205 264.2
41	58.413	77.878	89	506.73	675.58	369	155 815.2	207 736.5
42	61.58004	82.09997	90	526.40110	701.81042	370	157 692.4	210 239.2
43	64.886	86.508	91	546.72	728.90	371	159 584.8	212 762.2
44	68.35239	91.12902	92	567.67280	756.83482	372	161 507.6	215 325.8
45	71.968	95.950	93	589.31	785.68	373	163 468.4	217 939.9
46	75.756417	101.00025	94	611.60471	815.40588	373.946	165 452.0	220 584.5

www.vaxasoftware.com



# Physical Properties of Water

**Table C-1**  
Physical properties of water (SI units)

Temperature T (°C)	Specific Weight $\gamma$ (kN/m <sup>3</sup> )	Density <sup>a</sup> $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Dynamic Viscosity <sup>b</sup> $\mu$ ( $\times 10^{-3}$ kg/m·s)	Kinematic Viscosity $\nu$ ( $\times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s)	Surface Tension <sup>c</sup> $\sigma$ (N/m)	Modulus of Elasticity <sup>d</sup> E ( $\times 10^9$ N/m <sup>2</sup> )	Vapor Pressure P <sub>v</sub> (kN/m <sup>2</sup> )
0	9.805	999.8	1.781	1.785	0.0765	1.98	0.61
5	9.807	1000.0	1.518	1.519	0.0749	2.05	0.87
10	9.804	999.7	1.307	1.306	0.0742	2.10	1.23
15	9.798	999.1	1.139	1.139	0.0735	2.15	1.70
20	9.789	998.2	1.002	1.003	0.0728	2.17	2.34
25	9.777	997.0	0.890	0.893	0.0720	2.22	3.17
30	9.764	995.7	0.798	0.800	0.0712	2.25	4.24
40	9.730	992.2	0.653	0.658	0.0696	2.28	7.38
50	9.689	988.0	0.547	0.553	0.0679	2.29	12.33
60	9.642	983.2	0.466	0.474	0.0662	2.28	19.92
70	9.589	977.8	0.404	0.413	0.0644	2.25	31.16
80	9.530	971.8	0.354	0.364	0.0626	2.20	47.34
90	9.466	965.3	0.315	0.326	0.0608	2.14	70.10
100	9.399	958.4	0.282	0.294	0.0589	2.07	101.33

Source: Adapted from J. K. Venard and R. L. Street (1975). *Elementary Fluid Mechanics*, 5th ed., Wiley, New York.

<sup>a</sup>At atmospheric pressure.

<sup>b</sup>Dynamic viscosity can also be expressed in units of N·s/m<sup>2</sup>.

<sup>c</sup>In contact with air.

## Cálculos del Código de Calderas y Recipientes de Presión de ASME

Materiales de las Juntas de Sellado y Caras de Contacto

Los factores (m) para las Condiciones de Operación y la Tensión Mínima del Asentamiento de Diseño (Y) de la Junta de Sellado

Materiales de la Junta de Sellado	Factor de la Junta de Obturación (m)	Tensión de Asentamiento Mínima de Diseño (Y) (psi)	Croquis y Notas	Ancho del Asentamiento (Vea la Tabla)	
				Grupo de Juntas de Obturación	Columna
Tipos Auto-Activados Anillos en "O", metálicas, elastómeros, y otros tipos de juntas de sellado Consideradas como auto-sellantes	0	0			
Elastómeros sin tejidos Debajo 75A del Medidor de Dureza de Shore 75A o mayor del Medidor de Dureza de Shore	1.00	0.50 200		(1a), (1b) (1c), (1d), (4), (5)	II
Elastómeros con inserción de tejidos de algodón	1.25	400			
Fibras vegetales	1.75	1100			
Productos tipo Flexicarb NR SR ST	2.00 2.00 2.00	900 900 2.500		(1a) (1b)	
Juntas de Sellado de Anillo Metálico (MRG)	2.00	2.500		(1a) (1b)	
Tipo Flexpro	2.00	2.500		(1a) (1b)	
Metálicas Enrolladas en Espiral, con materiales de relleno	3.00	10,000		(1a), (1b)	
Enrolladas en Espiral Estilo LS, Flexicarb Rellenada / PTFE Rellenada, Thermoculle Rellenada	3.00	5,000		(1a) (1b)	
Metál Corrugado con Material de Relleno o Con Camisa Exterior Metálica Corrugada con Material de Relleno	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2900 3700 4500 5500 6500		(1a), (1b)	
Metál corrugado	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3700 4500 5500 6500 7600		(1a), (1b), (1c), (1d)	
Con camisa exterior metálica plana, con material de relleno	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75 3.75	5500 6500 7600 8000 9000 9000		(1a) <sub>2</sub> , (1b) <sub>2</sub> , (1c), (1d), (2)	
Metál ranurado	3.25 3.50 3.75 3.75 4.25	5500 6500 7600 9000 10100		(1a), (1b), (1c), (1d), (2), (3)	
Metál plano suave	4.00 4.75 5.50 6.00 6.50	5500 13000 18000 21800 26000		(1a), (1b), (1c), (1d), (2), (3), (4), (5)	
Junta de anillo	5.50 6.00 6.50	18000 21800 26000		(6)	

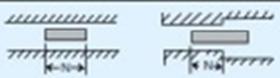
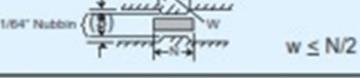
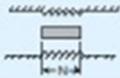
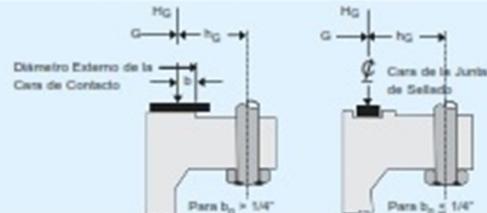
Notas:

Esta tabla de una lista de los materiales de las juntas de sellados usados mas comunes y superficies de contacto con valores de diseño sugeridos de "m" y "y" que tienen satisfaccion general probada en servicio cuando el valor del ancho efectivo de asentamiento "b" es dado en la tabla de la proxima pagina.

Los valores de diseño y otros detalles dados en esta tabla son sugeridos solamente y no mandatorios.

## Cálculos del Código de Calderas y Recipientes de Presión de ASME

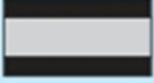
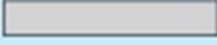
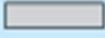
Ancho Efectivo del Asentamiento de la Junta de Sellado – Vea la Nota (1)

Croquis Exagerado de las Caras	Ancho Básico del Asentamiento de la Junta de Sellado, $b_o$	
	Columna I	Columna II
(1a) 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1b) Ver Nota (2) 		
(1c)  $w \leq N$	$\frac{W+T}{2} ; \left( \frac{W+N}{4} \text{ max.} \right)$	$\frac{W+T}{2} ; \left( \frac{W+N}{4} \text{ max.} \right)$
(1d) Ver Nota (2)  $w \leq N$		
(2)  $w \leq N/2$	$\frac{W+N}{4}$	$\frac{W+3N}{8}$
(3)  $w \leq N/2$	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(4) Ver Nota (2) 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(5) Ver Nota (2) 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(6) 	$\frac{W}{8}$	
Junta Eficaz que Asienta Anchura, b		
$b = b_o$ , cuando $b_o \leq 1/4"$ ; $b = 0.5 \sqrt{b_o}$ , cuando $b_o > 1/4"$		
Posición de Reacción de Carga de Junta		
		

Notas:

- (1) Los factores de la junta de sellado listados aplican únicamente a las juntas bridasas en las que la junta de sellado está contenida dentro de los bordes internos de los agujeros del perno.  
(2) En donde las extracciones no excedan de 1/64" de profundidad y 1/32" de ancho del espaciamento, deberán ser utilizados los croquis (1b) y (1d).

### Requisitos del Acabado de la Superficie

Descripción de la Juntas de Sellado	Sección Transversal de la Juntas de Sellado	Acabado de la Superficie de la Brida, Micro-pulgadas Ra	Acabado de la Superficie de la Brida, Micrómetro Ra
Juntas de Sellado Enrollada en Espiral		125 - 250	3.2 - 6.3
Juntas de Sellado Tipo Flexpro		125 - 250	3.2 - 6.3
Juntas de Sellado Metálica Acanalada		63 MAX	1.6 MAX
Juntas de Sellado de Anillo Metálico (MRG)		125 - 250	3.2 - 6.3
Juntas de Sellado de Metal Sólido		63 MAX	1.6 MAX
Juntas de Sellado de Camisa Exterior Metálica		100 - 125	2.5 MAX
Juntas de Sellado de Lámina o Placa de Corte Suave		Mat'l < 1.5mm grueso 125 - 250	Mat'l < 1.5mm espesor 3.2 - 6.3
		Mat'l ≥ 1.5mm grueso 125 - 500	Mat'l ≥ 1.5mm espesor 3.2 - 12.5



# **ANEXO III**

## **PLANOS DE DISEÑO**

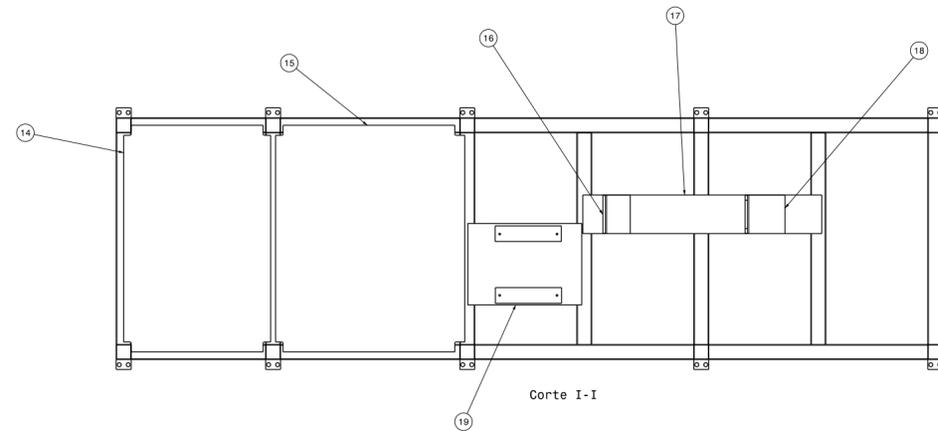
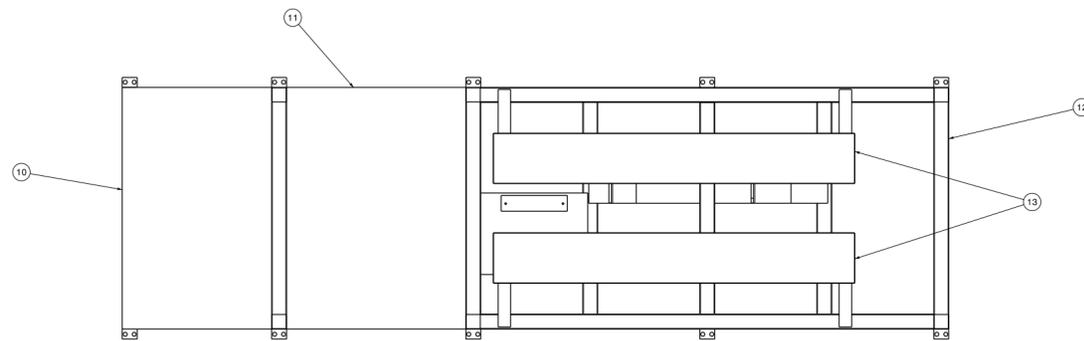
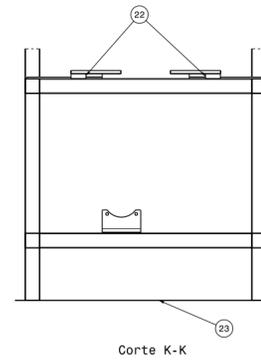
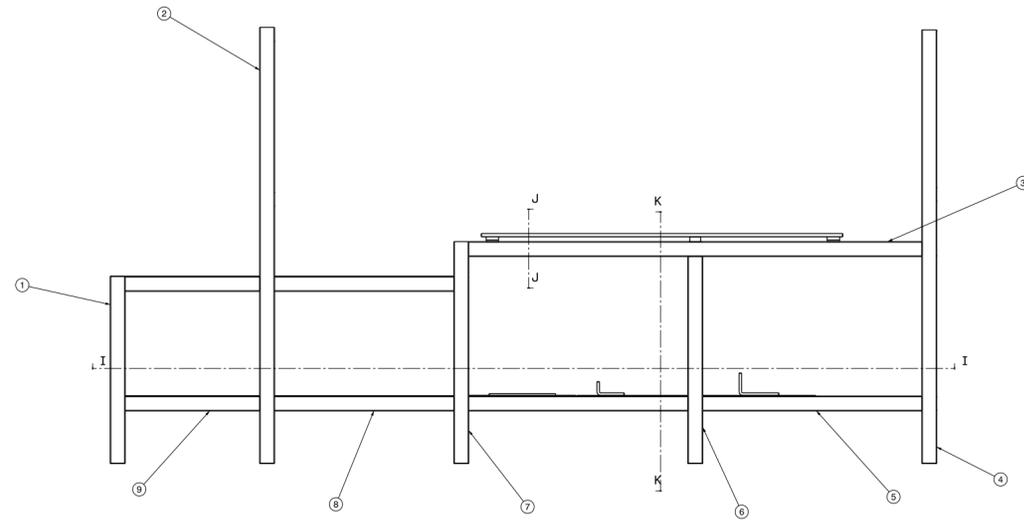
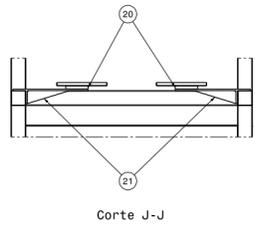




### Nomenclatura

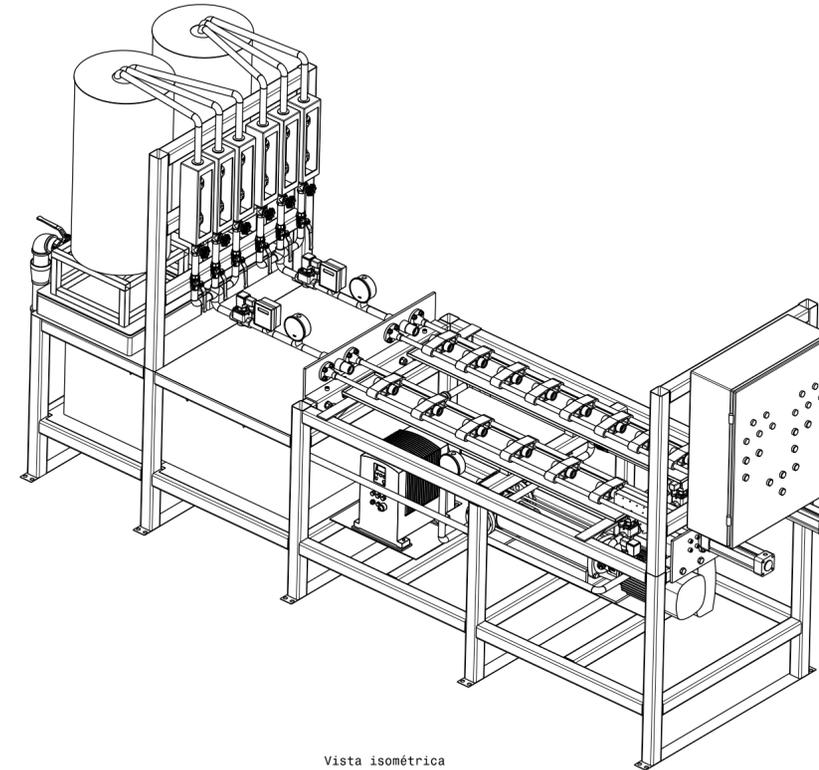
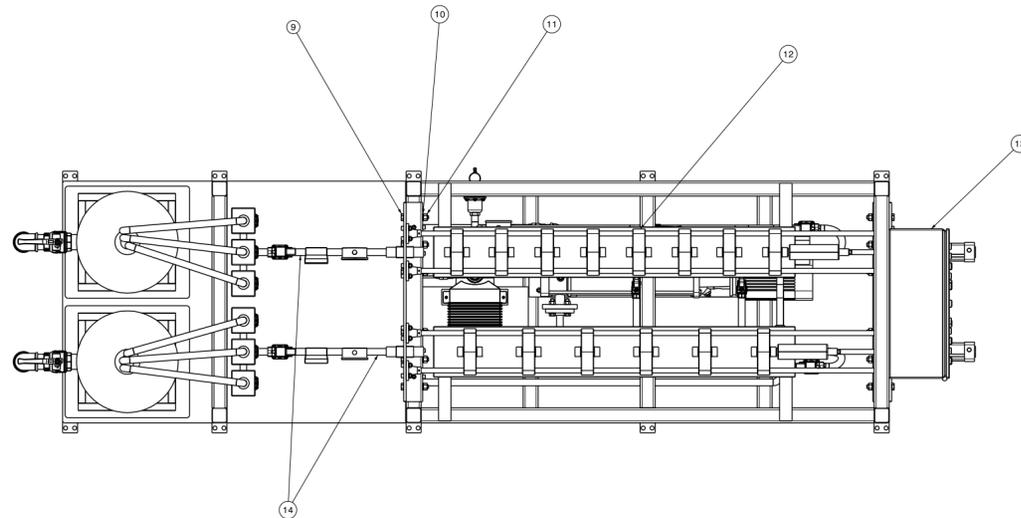
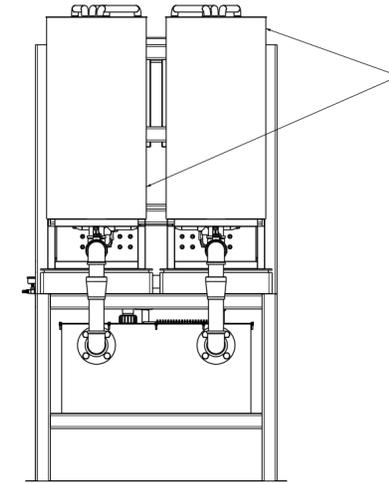
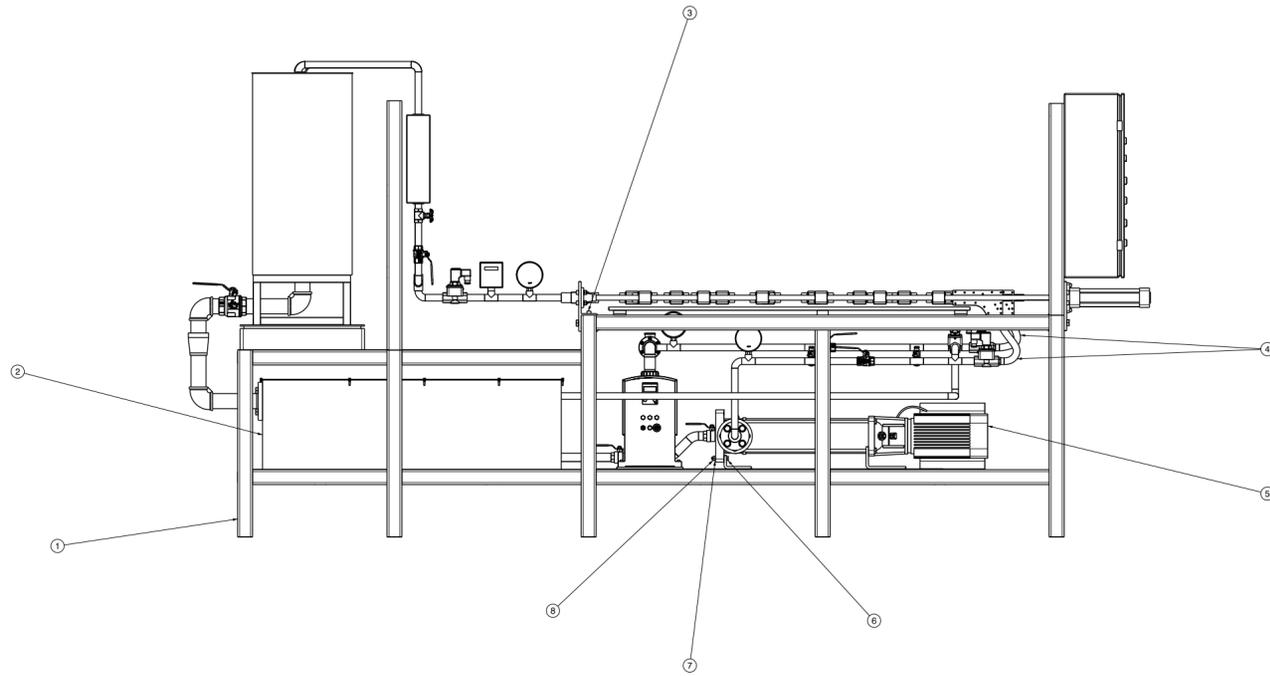
Para una mayor comprensión y ordenamiento, los números de Plano se encuentran codificados de la siguiente forma:

Hoja	Plano N°	Descripción
III-3	3000	Conjunto Banco de Ensayos
III-4	2050	Estructura Portante
III-5	4000	Soldadura Estructura Portante
III-6	2010	Subconjunto Inferior
III-7	2000	Subconjunto superior
III-8	2020	Subconjunto Tramo Medición
III-9	2030	Tanque de control y descarga
III-10	2040	Subconjunto Soporte Móvil
III-11	2060	Cabezal de cierre
III-12	2070	Placa Anterior
III-13	2080	Placa extremo posterior
III-14	2100	Soporte Taque
III-15	2090	Subconjunto Depósito
III-16	1260	Cabezal Tapa A
III-17	1270	Cabezal Tapa B
III-18	1010	Placa Anterior
III-19	1020	Placa Posterior
III-20	1080	Bandeja Medidores
III-21	1030	Perfil Angular
III-22	1040	Soporte Bandeja
III-23	1090	Soporte Bomba Diafragma
III-24	1190	Tapa Depósito
III-25	1160	Depósito
III-26	6010	Esquema conexión Hidráulico
III-27	1240	Chapa Inferior Anterior
III-28	1250	Conector Vástago
III-29	1070	Pie Estructura
III-30	1050	Soporte Anterior Bomba Centrífuga
III-31	1060	Soporte Posterior Bomba Centrífuga
III-32	1100	Barra Guía
III-33	1110	Buje Intermedio
III-34	1120	Buje Placa
III-35	1140	Chapa Inferior Posterior
III-36	1150	Chapa Superior Posterior
III-37	1130	Chapa Superior Anterior
III-38	1180	Conector Cabezal
III-39	1170	Soporte Móvil
III-40	1200	Depósito de Control
III-41	1210	Tapa Depósito de Control



Nº item	Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
23	1070	-	Pie estructura	SAE 1020	5
22	-	-	Base 60x44x19,05	SAE 1020	2
21	1040	-	Soporte bandeja	SAE 1020	4
20	-	-	Base bandeja 90x50x12,7	SAE 1020	4
19	1090	-	Soporte bomba diafragma	SAE 1020	1
18	1060	-	Soporte posterior bomba centrifuga	SAE 1020	1
17	-	-	Planchuela 960x155x2,6	SAE 1020	1
16	1050	-	Soporte anterior bomba centrifuga	SAE 1020	1
15	1140	-	Chapa inferior posterior	SAE 1010	1
14	1240	-	Chapa inferior anterior	SAE 1010	1
13	1080	-	Bandeja medidores	SAE 316L	2
12	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 850mm	SAE 1020	18
11	1150	-	Chapa superior posterior	SAE 1010	1
10	1130	-	Chapa superior anterior	SAE 1010	1
9	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 540mm	SAE 1020	4
8	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 720mm	SAE 1020	4
7	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 890mm	SAE 1020	2
6	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 830mm	SAE 1020	2
5	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 880mm	SAE 1020	2
4	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 1740mm	SAE 1020	2
3	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 1820mm	SAE 1020	2
2	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 1750mm	SAE 1020	2
1	-	-	Perfil cuadrado 60x60x1.2 longitud 750mm	SAE 1020	2

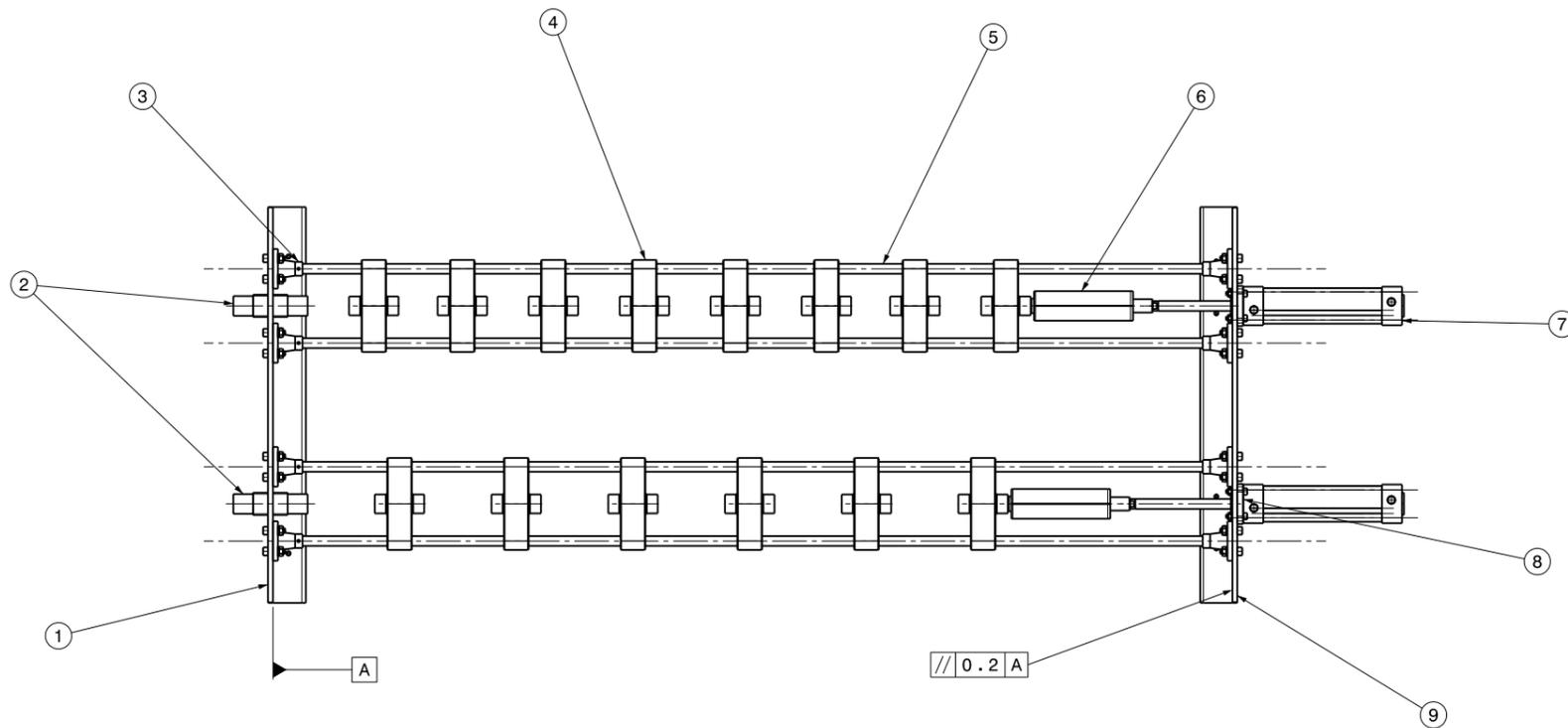
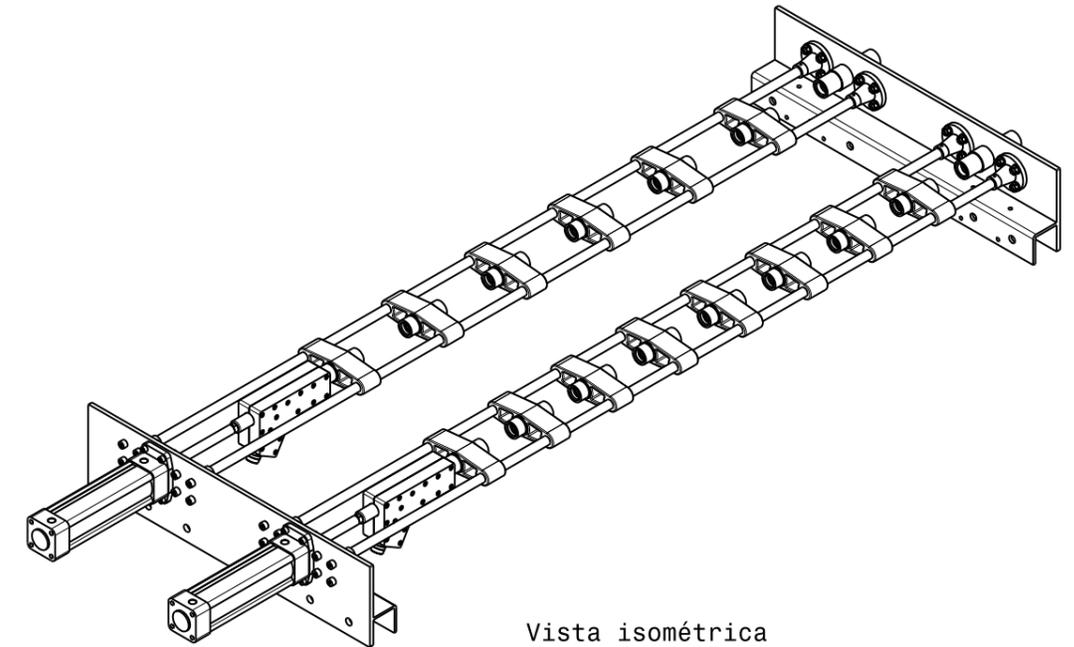
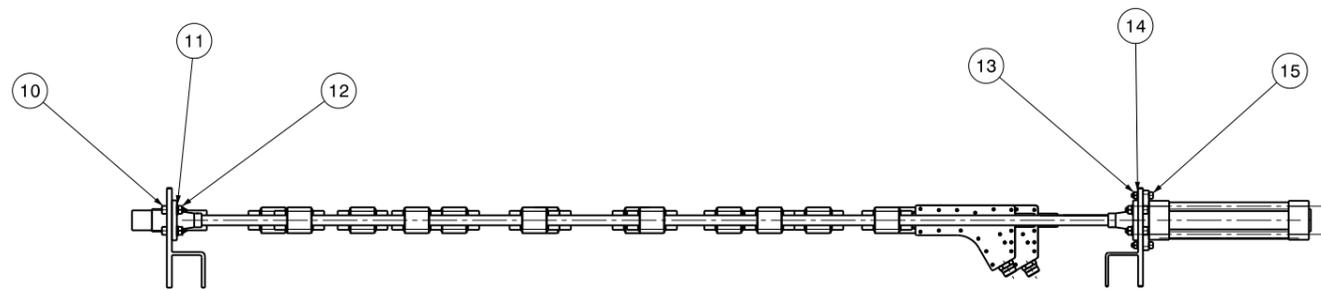
Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCFEYN		Proyección 150 128	Material -
Dibujó D. Dionisi	Fecha 16/11/2017	Sub-conjunto estructura portante		Número de pieza -	
Revisó -	Fecha -	Conjunto Banco de Ensayos		SUBCONJUNTO N° 2050	
Aprobó -	Fecha -	Trat. térmico		Trat. superficial	
		Escala 1:10		Tolerancia no especificada ±0,2	



Vista isométrica

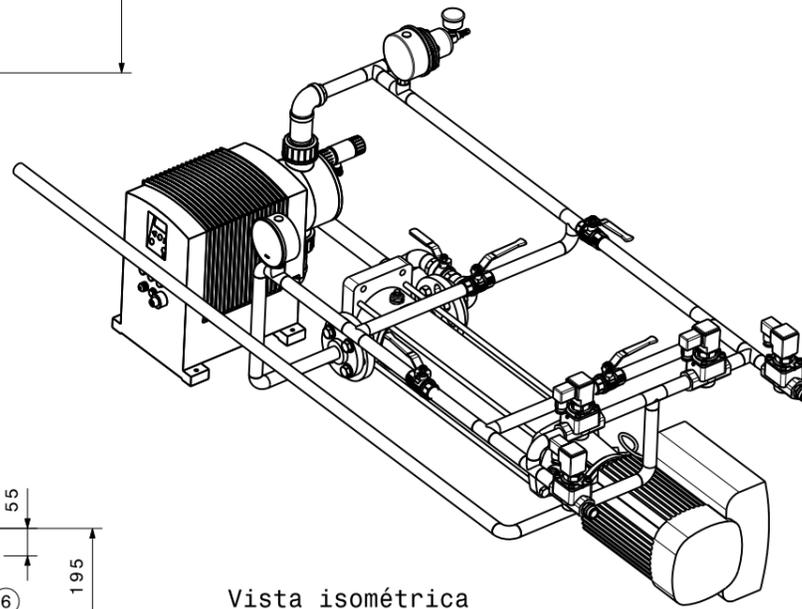
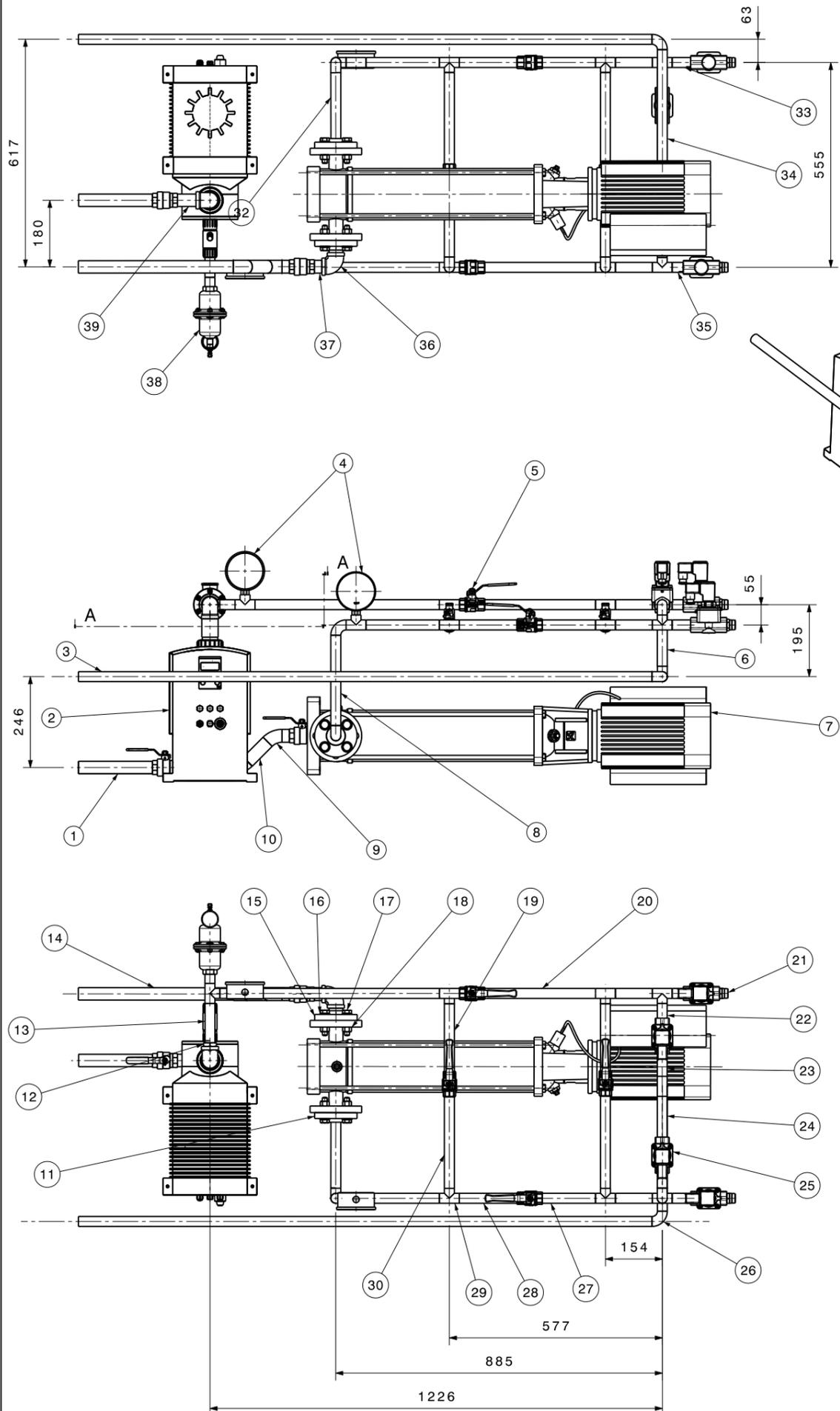
N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
15	2030	-	Sub-conjunto tanque de control	-	2
14	2020	-	Sub-conjunto tramo de medición	-	2
13	-	-	Tablero PLC	-	1
12	2000	-	Sub-conjunto superior	-	1
11	-	ISO 4032	Tuerca M16	-	12
10	-	ISO 7089	Arandela 16x30	-	12
9	-	ISO 4014	Bulón M16x100	-	12
8	-	ISO 4032	Tuerca M10	-	2
7	-	ISO 7089	Arandela 10x20	-	2
6	-	ISO 4014	Bulón M10x60	-	2
5	2010	-	Sub-conjunto inferior	-	1
4	-	-	Manguera mallada 3/4"	-	2
3	-	ISO 4762	Tornillo M10x16	-	8
2	2090	-	Sub-conjunto depósito de reserva	-	1
1	2050	-	Sub-conjunto estructura portante	-	1

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		Proyección Iso 128	Material
UNC FCFYN		☐	-
Dibujó	Fecha	Número de pieza	
D. Dionisi	16/11/2017	SUBCONJUNTO N°	
Revisó	Fecha	CONJUNTO N°	
-	-	3000	
Aprobó	Fecha	Trat. térmico	Trat. superficial
-	-	Escala 1:10	Tolerancia no especificada ±0,2

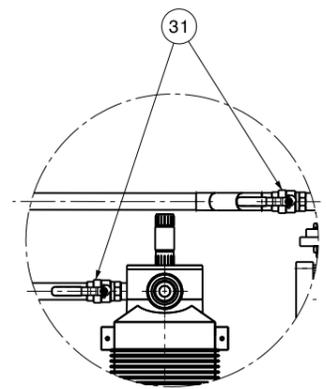


15	-	ISO 4762	Tornillo M8x	-	8
14	-	ISO 7089	Arandela 8x16	-	8
13	-	ISO 4032	Tuerca M8	-	8
12	-	ISO 4032	Tuerca M10	-	32
11	-	ISO 7089	Arandela 10x20	-	32
10	-	ISO 4762	Tornillo M10x	-	32
9	2080	-	Placa extremo posterior	-	1
8	-	-	Placa montaje cilindro neumático	-	2
7	-	-	Cilindro neumático	-	2
6	2060	-	Sub-conjunto cabezal de cierre	-	2
5	1100	-	Barra guía	SAE 1020	4
4	2040	-	Sub-conjunto soporte móvil	-	14
3	-	-	Brida roscada M20	SAE 1020	8
2	1120	-	Buje placa	-	2
1	2070	-	Placa extremo anterior	-	1
N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCEFYN	Proyección Iso 128 	Material
				-
Dibujó	Fecha			Número de pieza
D. Dionisi	16/11/2017	Sub-conjunto superior		SUBCONJUNTO N° 2000
Revisó	Fecha	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000
-	-	Trat. térmico	Trat. superficial	
Aprobó	Fecha	Escala 1:10		Tolerancia no especificada ±0.2
-	-			



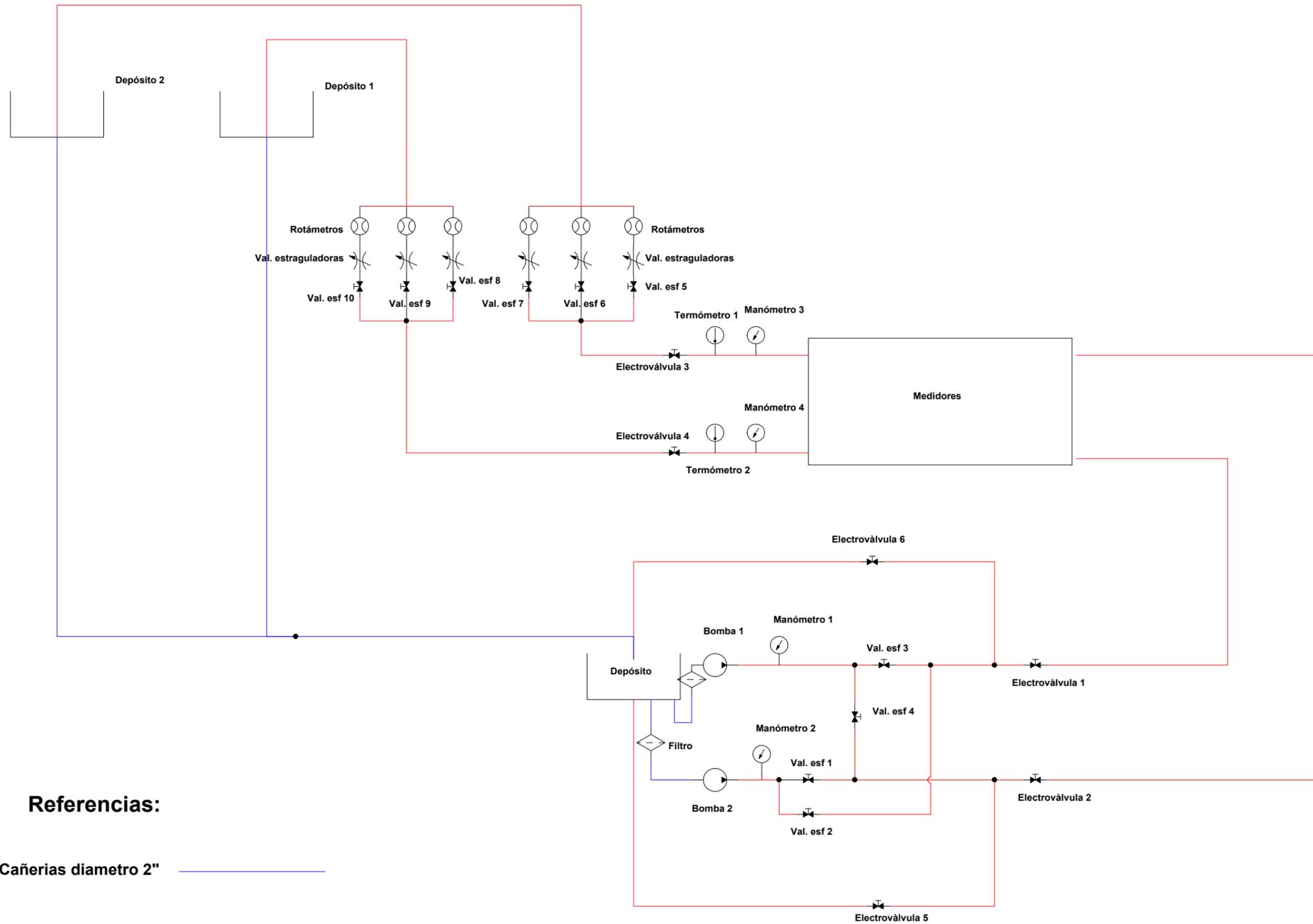
Vista isométrica



Corte A-A

39	-	-	Tubería 1" longitud 50mm	SAE 316L	1
38	-	-	Acumulador	-	1
37	-	-	Tubería 1" longitud 20mm	SAE 316L	2
36	-	-	Codo 90° diámetro 1"	SAE 316L	2
35	-	-	Tubería 3/4" longitud 30mm	SAE 316L	1
34	-	-	Tubería 3/4" longitud 310mm	SAE 316L	1
33	-	-	Tubería 3/4" longitud 50mm	SAE 316L	1
32	-	-	Tubería 3/4" longitud 178mm	SAE 316L	1
31	-	-	Válvula esférica 1"	-	2
30	-	-	Tubería 3/4" longitud 248mm	SAE 316L	1
29	-	-	Te diámetro 3/4"	SAE 316L	8
28	-	-	Tubería 3/4" longitud 156mm	SAE 316L	1
27	-	-	Tubería 3/4" longitud 144mm	SAE 316L	1
26	-	-	Codo 90° diámetro 3/4"	SAE 316L	7
25	-	-	Electroválvula 3/4"	-	4
24	-	-	Tubería 3/4" longitud 110mm	SAE 316L	1
23	-	-	Tubería 3/4" longitud 48mm	SAE 316L	1
22	-	-	Tubería 3/4" longitud 40mm	SAE 316L	2
21	-	-	Conector manguera hidráulica 3/4"	-	2
20	-	-	Tubería 3/4" longitud 300mm	SAE 316L	1
19	-	-	Tubería 3/4" longitud 182mm	SAE 316L	1
18	-	ISO 4032	Tuerca M14	-	8
17	-	ISO 4014	Bulón M14x60	-	8
16	-	ISO 7089	Arandela 14x28	-	8
15	-	-	Brida soldada cañería 1"	SAE 316L	1
14	-	-	Tubería 1" longitud 420mm	SAE 316L	1
13	-	-	Tubería 3/4" longitud 100mm	SAE 316L	2
12	-	-	Reductor tubería de 1" a 3/4"	SAE 316L	1
11	-	-	Brida soldada cañería 3/4"	SAE 316L	1
10	-	-	Tubería 1" longitud 76mm	SAE 316L	1
9	-	-	Codo 45° diámetro 1"	SAE 316L	2
8	-	-	Tubería 3/4" longitud 245mm	SAE 316L	1
7	-	-	Bomba centrífuga	-	1
6	-	-	Tubería 3/4" longitud 140mm	SAE 316L	1
5	-	-	Válvula esférica 3/4"	-	4
4	-	-	Manómetro	-	2
3	-	-	Tubería 3/4" longitud 1555mm	SAE 316L	1
2	-	-	Bomba diafragma	-	1
1	-	-	Tubería 1" longitud 200mm	SAE 316L	1
N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCEFYN	Proyección Iso 128	Material
			☐ ☉	-
Dibujó	Fecha	Sub-conjunto inferior		Número de pieza
D. Dionisi	16/11/2017			SUBCONJUNTO N° 2010
Revisó	Fecha	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000
-	-	Trat. térmico		Trat. superficial
Aprobó	Fecha	Escala 1:10		Tolerancia no especificada ±0.2
-	-			

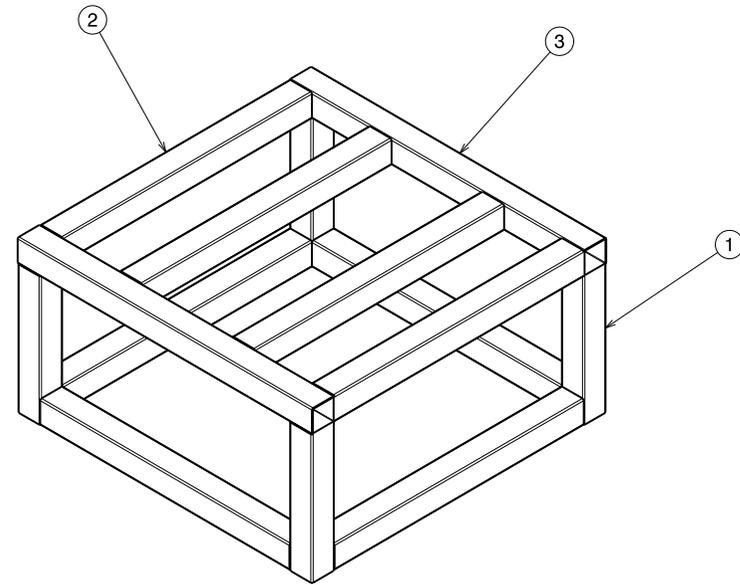
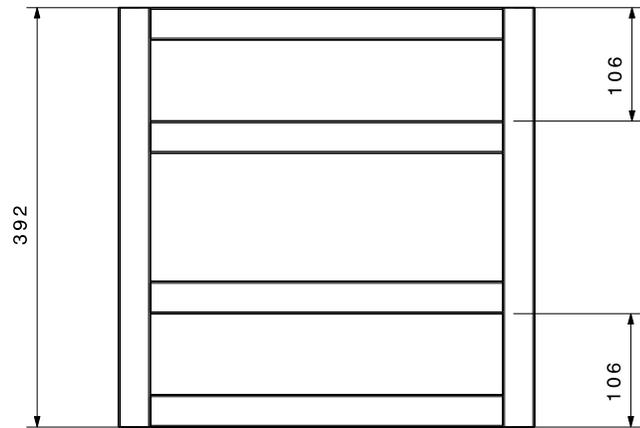
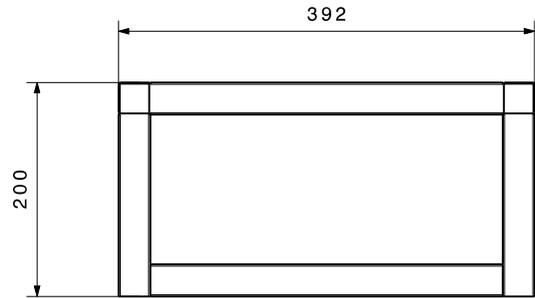


**Referencias:**

Cañerías diametro 2" \_\_\_\_\_

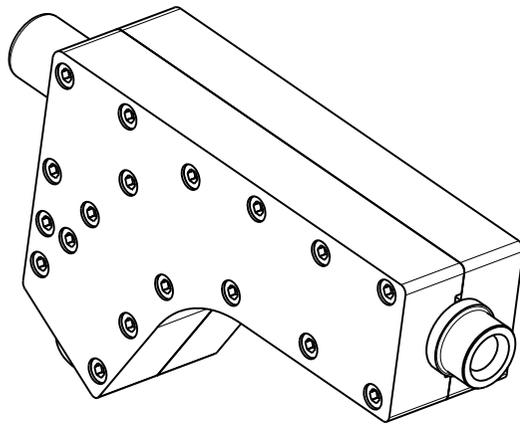
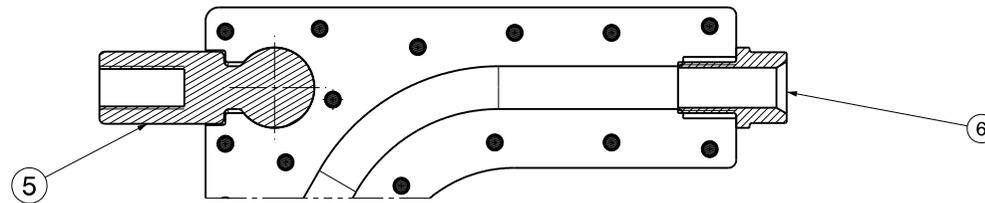
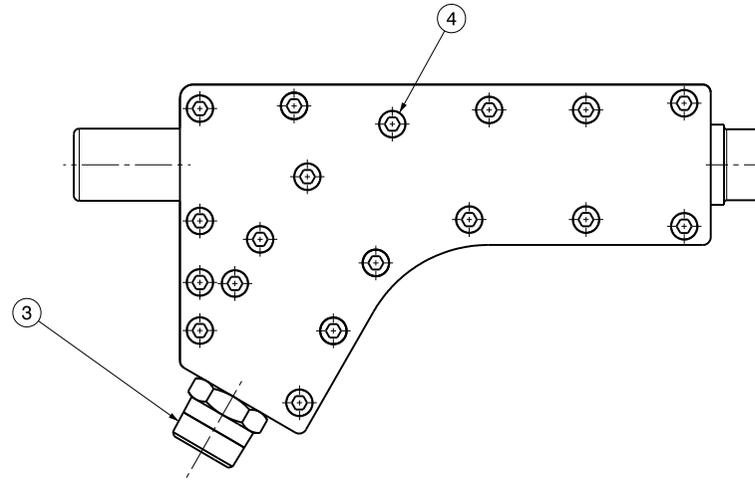
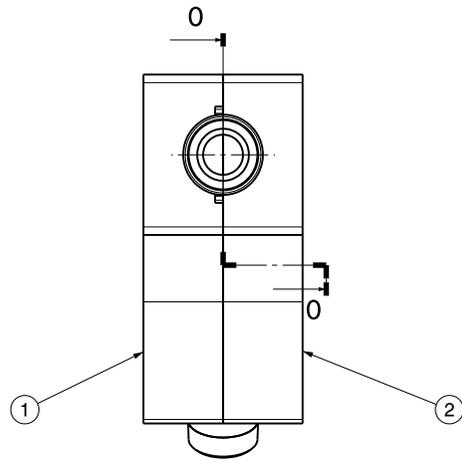
Cañerías diametro 3/4". \_\_\_\_\_

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCEFYN		Proyección Iso 128 	Material -
		Esquema de Conexión Hidráulico			Número de Pieza <b>6010</b>
Dibujó E.Ficarra	Fecha 10/9/2017				SUBCONJUNTO N° -
Revisó -	Fecha -				CONJUNTO N° -
Aprobó -	Fecha -	Trat. térmico -		Trat. superficial -	
		Escala -		Tolerancia no especificada -	



N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
3	-	-	Perfil 25x25x392x11,2mm	SAE 1020	2
2	-	-	Perfil 25x25x332x1,2mm	SAE 1020	8
1	-	-	Perfil 25x25x170x1,2mm	SAE 1020	4

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		<b>UNC FCEFYN</b>		Proyección Iso 128 	Material -
		-			Número de pieza -
Dibujó D. Dionisi	Fecha 12/04/2015	Soporte depósito de control			SUBCONJUNTO N° 2100
Revisó -	Fecha -	Conjunto banco de ensayos			CONJUNTO N° 3000
Aprobó -	Fecha -	Trat. térmico -	Trat. superficial -		
		Escala 1:5	Tolerancia no especificada ±0.8		

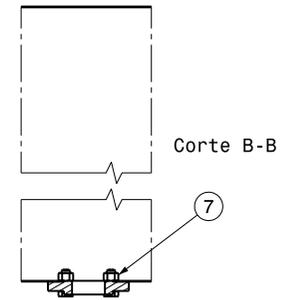
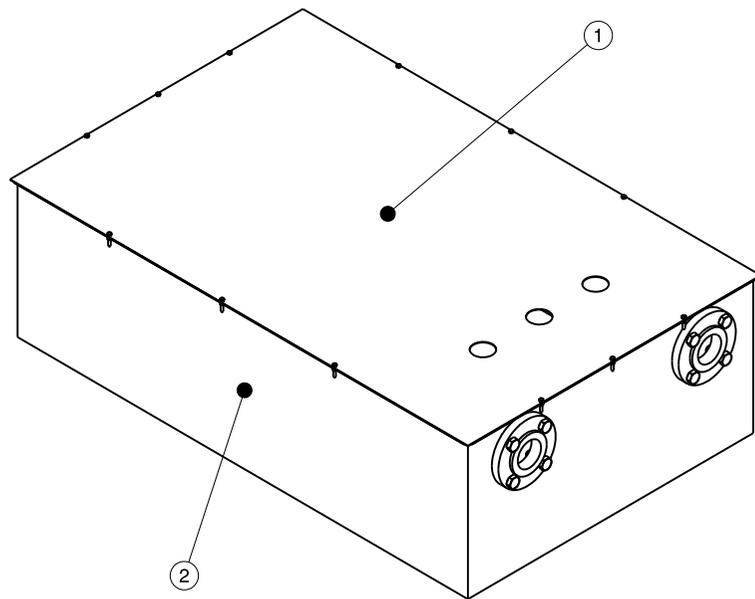
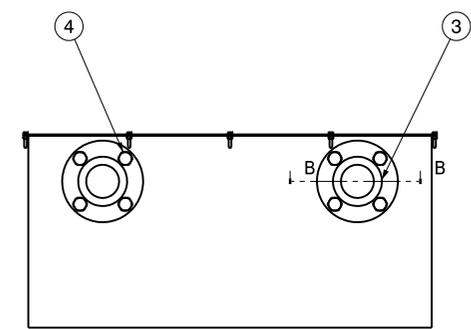
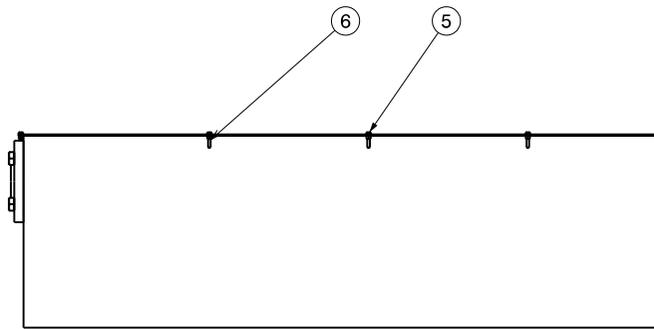
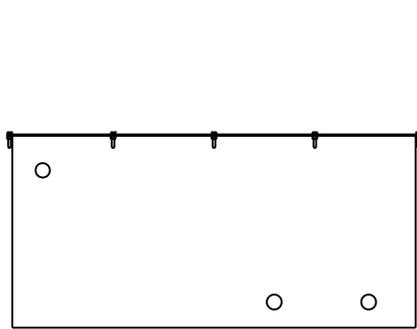


Vista isométrica

Corte 0-0

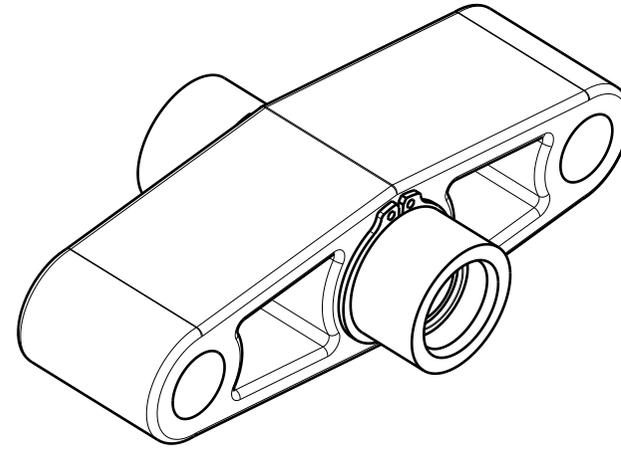
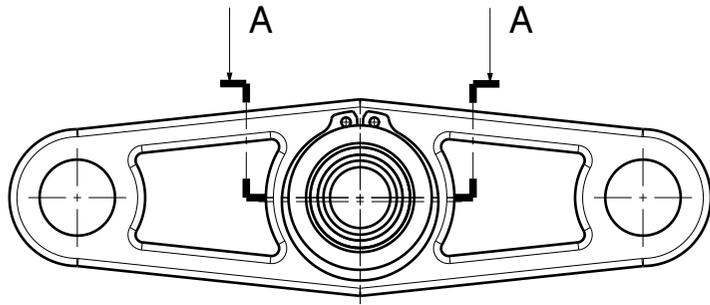
N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
6	1180	-	Conector cabezal	Bronce	1
5	1250	-	Conector vástago	Duraluminio	1
4	-	ISO 4762	Tornillo M6x50	-	18
3	-	-	Conector manguera 3/4"	-	1
2	1270	-	Cabezal tapa B	Duraluminio	1
1	1260	-	Cabezal tapa A	Duraluminio	1

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCEFYN		Proyección	Material
				Iso 128	
-		-		Número de pieza	
Dibujó	Fecha	Sub-conj cabezal de cierre		-	
D. Dionisi	16/11/2017			SUBCONJUNTO N° 2060	
Revisó	Fecha	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000	
-	-			Trat. térmico	Trat. superficial
Aprobó	Fecha	Escala 1:2		-	
-	-			Tolerancia no especificada 0.2	

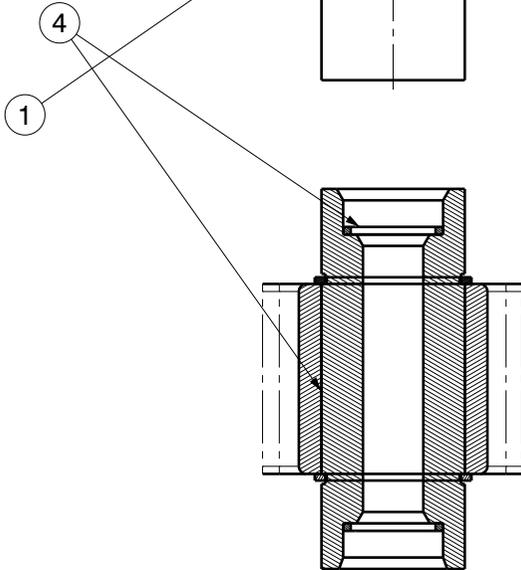
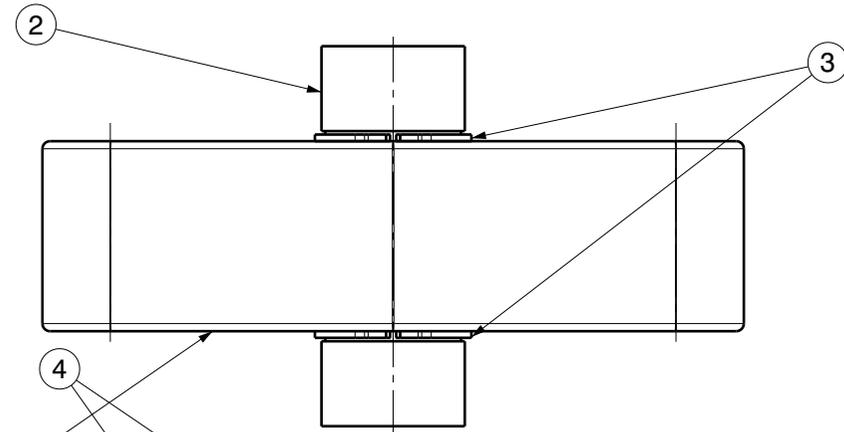


7	-	ISO 4064	Bulon M16	-	8
6	-	ISO 4064	Tuerca M5	-	12
5	-	ISO 4064	Bulon M5x25	-	12
4	-	ISO 4064	Bulón M16x40	-	8
3	-	-	Brida 2" 150lb	SAE 304	2
2	1160	-	Depósito	SAE 1020	1
1	1190	-	Tapa Deposito	SAE 1020	1
N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCEFYN		Proyección	Material
				Iso 128	-
				Número de pieza	
Dibujó	Fecha			-	
D. Dionisi	18/09/2017	Sub-conjunto depósito de reserva		SUBCONJUNTO N° 2090	
Revisó	Fecha	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000	
-	-	Trat. térmico		Trat. superficial	
Aprobó	Fecha	-		-	
-	-	Escala 1:10		Tolerancia no especificada ±0.8	



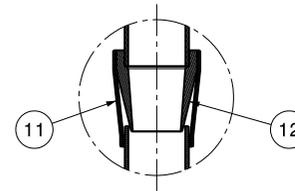
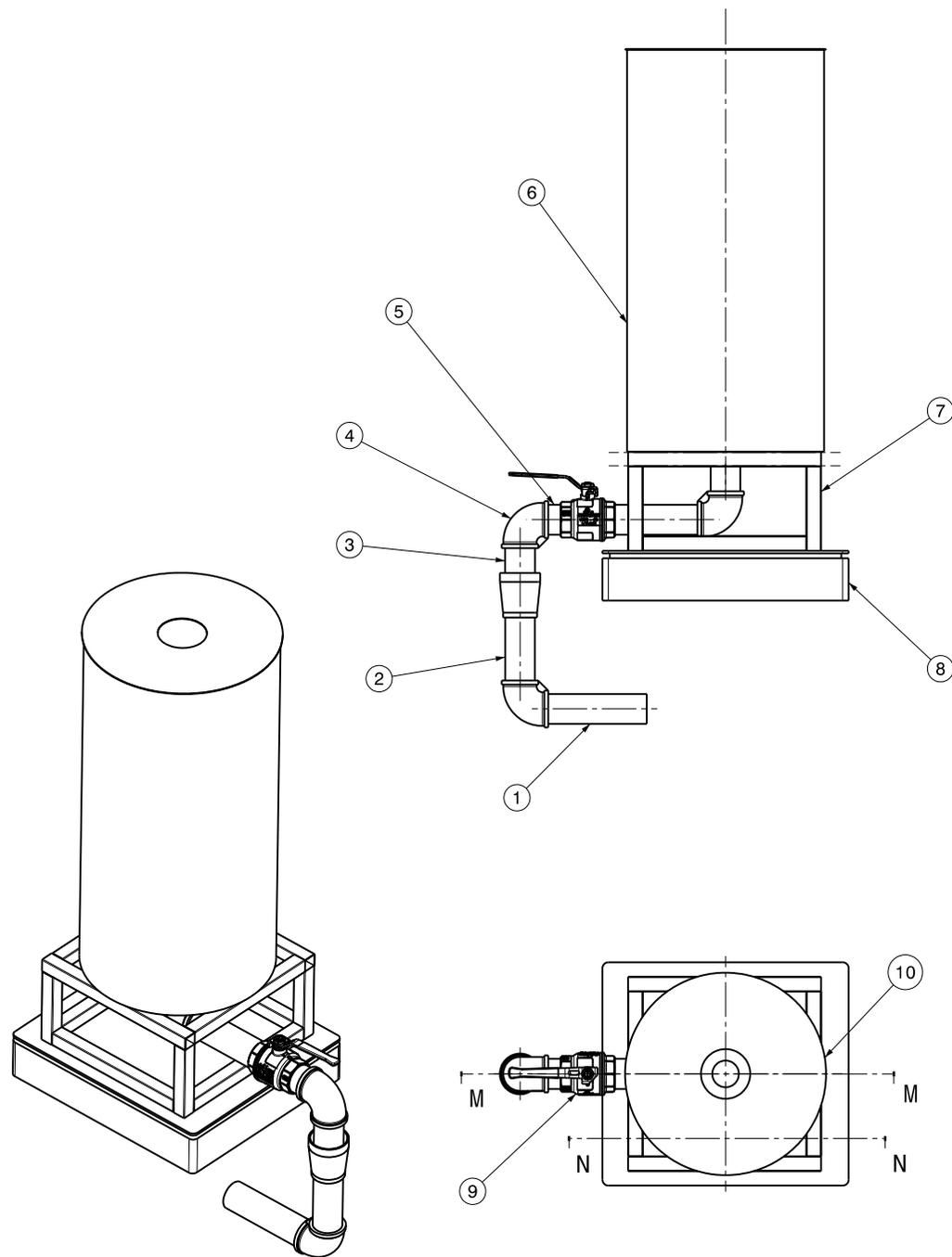
Vista isométrica



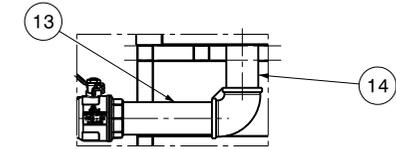
Corte A-A

N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
4	-	-	Sello buje	-	2
3	-	-	Aro Segger XX	-	2
2	1110	-	Buje intermedio	Bronce SAE 64	1
1	1170	-	Soporte móvil	Duraluminio	1

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		UNC FCEFYN		Proyección Iso 128 □ ⊙	Material
					-
-		-		Número de pieza	
-		-		-	
Dibujó	Fecha	Sub-conj soporte móvil		SUBCONJUNTO N° 2040	
D. Dionisi	16/11/2017	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000	
Revisó	Fecha	Trat. térmico		Trat. superficial	
-	-	-		-	
Aprobó	Fecha	Escala 1:2		Tolerancia no especificada ±0.2	
-	-	-		-	



Corte M-M  
Escala 1:5

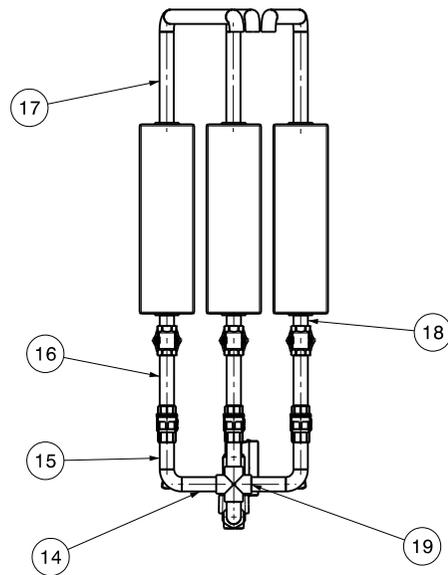
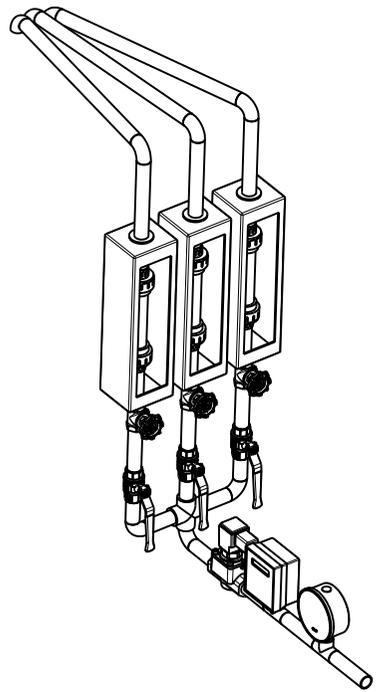
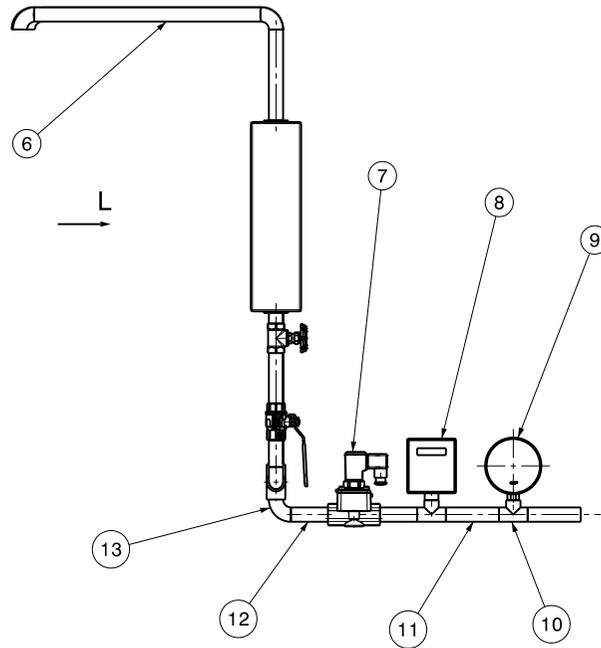
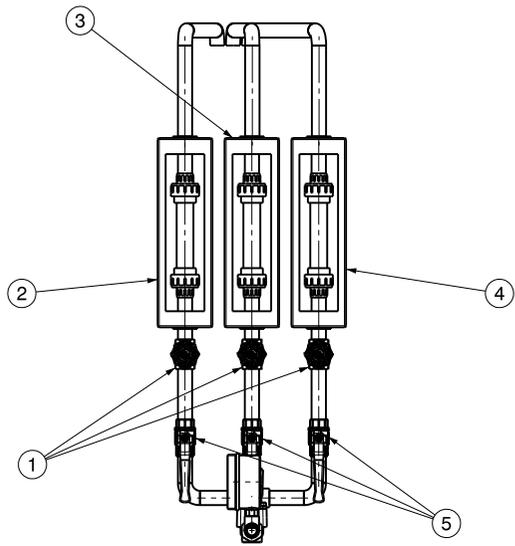


Corte N-N

N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
14	-	-	Tubería 1" longitud 80mm	SAE 316L	1
13	-	-	Tubería 1" longitud 168mm	SAE 316L	1
12	-	-	Cono reductor interior 2"	SAE 316L	1
11	-	-	Cono reductor exterior 2"	SAE 316L	1
10	1210	-	Tapa depósito de control	SAE 316L	1
9	-	-	Válvula esférica 1"	-	1
8	-	-	Balanza	-	1
7	2100	-	Soporte depósito de control	SAE 1020	1
6	1200	-	Depósito de control	SAE 316L	1
5	-	-	Tubería 1" longitud 25mm	SAE 316L	1
4	-	-	Codo 90° diámetro 1"	SAE 316L	3
3	-	-	Tubería 1" longitud 50mm	SAE 316L	1
2	-	-	Tubería 1" longitud 127mm	SAE 316L	1
1	-	-	Tubería 1" longitud 200mm	SAE 316L	1

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		<b>UNC FCEFYN</b>	Proyección Iso 128 	Material -
Dibujó D. Dionisi	Fecha 16/11/2017	-		Número de pieza -
Revisó -	Fecha -	Sub-conj depósito control		SUBCONJUNTO N° 2030
Aprobó -	Fecha -	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000
		Trat. térmico -	Trat. superficial -	
		Escala 1:10	Tolerancia no especificada 0.2	

Vista isométrica



Vista isométrica

Vista auxiliar L

N° ítem	N° Plano	Código	Designación	Material	Cantidad
19	-	-	Cruz diámetro 3/4"	SAE 316L	1
18	-	-	Tubería 3/4" longitud 20mm	SAE 316L	3
17	-	-	Tubería 3/4" longitud 170mm	SAE 316L	3
16	-	-	Tubería 3/4" longitud 94mm	SAE 316L	3
15	-	-	Tubería 3/4" longitud 50mm	SAE 316L	3
14	-	-	Tubería 3/4" longitud 65mm	SAE 316L	2
13	-	-	Codo 90° diámetro 3/4"	SAE 316L	9
12	-	-	Tubería 3/4" longitud 70mm	SAE 316L	2
11	-	-	Tubería 3/4" longitud 100mm	SAE 316L	2
10	-	-	Te diámetro 3/4"	SAE 316L	2
9	-	-	Manómetro	-	1
8	-	-	Termómetro	-	1
7	-	-	Electroválvula 3/4"	-	1
6	-	-	Tubería 3/4" longitud 430mm	-	3
5	-	-	Válvula esférica 3/4"	-	3
4	-	-	Rotámetro	-	1
3	-	-	Rotámetro	-	1
2	-	-	Rotámetro	-	1
1	-	-	Válvula globo 3/4"	-	3

Sin previa autorización se prohíbe la construcción de la pieza representada.		<b>UNC FCEFYN</b>	Proyección Iso 128 	Material -
		-	Número de pieza -	
Dibujó D. Dionisi	Fecha 16/11/2017	Sub-conj tramo de medición		SUBCONJUNTO N° 2020
Revisó -	Fecha -	Conjunto Banco de Ensayos		CONJUNTO N° 3000
Aprobó -		Trat. térmico -	Trat. superficial -	
		Escala 1:10	Tolerancia no especificada 0.2	