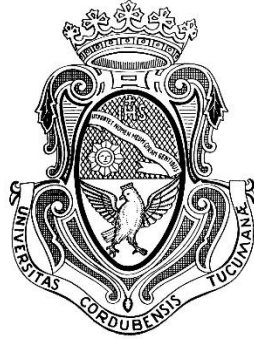


UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA

---

Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales

ESCUELA I.M.E. – I.M. – T.M.E.



Proyecto Integrador:

**INDUSTRIALIZACIÓN DE PLANTA PARA LA PRIMERA  
ETAPA DEL PROYECTO TOYOTA 640A**

Autor

*AMBROSINO, Martín Ulises*

Director

*ING. ROMERO, José Juan*

Carrera

*Ingeniería Mecánica*

CÓRDOBA – 05 DE DICIEMBRE DE 2016





### ***Agradecimientos.***

*Antes que nada quiero aprovechar esta oportunidad para agradecer a todas las personas que me han acompañado a lo largo de toda la carrera y me han ayudado de uno u otro modo a culminar esta etapa de mi vida.*

*En primer lugar quiero agradecer el apoyo recibido por parte de toda mi familia. Mis padres, quienes siempre han estado a mi lado apoyándome en todo lo que me he propuesto. A mis hermanos, que me han motivado e incentivado para seguir adelante en todo momento. También a mis abuelos, primos y tíos por todo su cariño, apoyo y ánimo a lo largo de estos años.*

*Agradezco a la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales y a todos sus profesores, por su dedicación en las tareas de formación, habiendo sabido transmitir sus conocimientos para ayudar a mi crecimiento académico, profesional y personal. Al Ing. José Juan Romero, director del presente Proyecto Integrador, por su paciencia y dirección que llevó a la culminación del mismo.*

*Por último quiero agradecer a mis amigos, tanto dentro del ámbito facultativo como fuera de él, que siempre me han acompañado y confiado en mí, haciendo que este camino se transitara de la forma más amena.*

*A todos ellos muchas gracias.*



## **Resumen**

El desarrollo del presente Proyecto Integrador tiene su enfoque en la realización de los diseños pertinentes de instalaciones termomecánicas y de un sistema de aislamiento elastomérico de vibraciones, con el objeto de adecuar la planta industrial de una empresa autopartista multinacional a los requerimientos de producción de la primera etapa del Proyecto 640A de Toyota.

Se comienza el mismo dando una breve introducción del rol que desempeñan las empresas autopartistas en la industria automotriz y de su cada vez más estrecha relación con las terminales automotrices. Luego se presentan los objetivos del Proyecto Integrador y una descripción de la maquinaria involucrada.

En el cuerpo del proyecto se realiza el diseño de cuatro instalaciones termomecánicas y de un sistema de aislamiento de vibraciones. En una primera instancia se presenta un marco teórico, se realiza una descripción de cada una de las instalaciones involucradas y de los elementos que las componen, además se presentan conceptos básicos de vibraciones mecánicas de máquinas. Luego, en una segunda instancia, se realizan los diseños y los cálculos necesarios para cada una de las instalaciones y del sistema de aislamiento de vibraciones.

En la fase final del proyecto, se presentan las conclusiones obtenidas del mismo.





## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1. LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ .....	1
1.2. MOTIVACIÓN.....	2
1.3. OBJETIVOS .....	3
1.3.1. Objetivo general .....	3
1.3.2. Objetivos específicos.....	3
1.4. PROCESO DE FABRICACIÓN.....	4
1.5. LAS PRENSAS .....	5
<b>2. MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>7</b>
2.1. INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO .....	7
2.1.1. Introducción.....	7
2.1.2. Parámetros fundamentales.....	7
2.1.3. Componentes principales de la instalación.....	8
2.1.3.1. Generación .....	9
2.1.3.2. Almacenaje o acumulación .....	11
2.1.3.3. Distribución por red .....	12
2.1.3.4. Alimentación de equipos.....	15
2.1.4. Componentes opcionales .....	18
2.1.4.1. Filtros de línea.....	18
2.1.4.2. Secadores.....	19
2.2. INSTALACIÓN DE AGUA DE USO INDUSTRIAL .....	22
2.2.1. Introducción.....	22
2.2.2. Componentes principales de la instalación.....	22
2.2.2.1. Cisterna de agua enfriada .....	24
2.2.2.2. Bombas.....	24
2.2.2.3. Red de refrigeración .....	25
2.2.2.4. Torre de enfriamiento.....	26
2.3. INSTALACIÓN DE ACEITE TÉRMICO .....	32
2.3.1. Introducción.....	32
2.3.2. Componentes principales de la instalación.....	33
2.3.2.1. Caldera de aceite térmico .....	34
2.3.2.2. Bomba de recirculación.....	35
2.3.2.3. Red de distribución.....	36



2.3.2.4.	Tanque de expansión.....	37
2.4.	INSTALACIÓN DE VAPOR.....	39
2.4.1.	Introducción.....	39
2.4.2.	Componentes principales de la instalación.....	40
2.4.2.1.	Caldera de vapor.....	41
2.4.2.2.	Red de distribución y de retorno de condensados.....	45
2.4.2.3.	Estación reductora de presión.....	46
2.4.2.4.	Tanque de alimentación.....	48
2.4.2.5.	Ablandador de agua.....	49
2.4.2.6.	Accesorios.....	50
2.5.	CONTROL DE LAS VIBRACIONES.....	52
2.5.1.	Introducción a las vibraciones.....	52
2.5.2.	Conceptos básicos de la vibración.....	52
2.5.2.1.	Vibración.....	52
2.5.2.2.	Partes elementales de los sistemas vibratorios.....	53
2.5.2.3.	Grados de libertad.....	53
2.5.2.4.	Clasificación de las vibraciones.....	54
2.5.2.5.	Frecuencia natural y factor de amortiguamiento.....	55
2.5.2.6.	Ecuación rectora para sistemas de un solo grado de libertad.....	57
2.5.3.	Control de las vibraciones.....	57
2.5.3.1.	Control de frecuencias naturales.....	58
2.5.3.2.	Introducción de amortiguamiento.....	58
2.5.3.3.	Aislamiento de la vibración.....	59
2.5.3.4.	Absorbedores de vibración.....	63
<b>3.</b>	<b>DISEÑO Y CÁLCULO DE INSTALACIONES.....</b>	<b>64</b>
3.1.	INSTALACION NEUMATICA.....	64
3.1.1.	Dimensionamiento de las cañerías.....	66
3.1.1.1.	Cañería principal (tramo A-B).....	67
3.1.1.2.	Anillo cerrado.....	68
3.1.1.3.	Bajadas.....	70
3.1.1.4.	Pérdida de carga total.....	71
3.1.2.	Verificación de espesores.....	72
3.1.2.1.	Cañería principal.....	73
3.1.2.2.	Anillo cerrado.....	74



3.1.2.3.	Bajadas .....	74
3.2.	INSTALACIÓN DE AGUA DE REFRIGERACIÓN .....	75
3.2.1.	Dimensionamiento de las cañerías .....	76
3.2.1.1.	Línea principal (tramo A-B).....	80
3.2.1.2.	Bajadas .....	82
3.2.1.3.	Línea secundaria (B-C) .....	84
3.2.1.4.	Línea secundaria (B-D).....	88
3.2.2.	Verificación de espesores .....	92
3.2.2.1.	Tramo A-B .....	93
3.2.2.2.	Tramo B-C y B-D.....	94
3.2.2.3.	Bajadas .....	95
3.3.	INSTALACIÓN DE ACEITE TÉRMICO .....	96
3.3.1.	Dimensionamientos de las cañerías.....	97
3.3.1.1.	Bajadas .....	98
3.3.1.2.	Línea superior (A-B).....	100
3.3.1.3.	Línea inferior (C-D) .....	105
3.3.2.	Verificación de espesores .....	109
3.3.2.1.	Tramo A-B y C-D .....	109
3.3.2.2.	Bajadas .....	110
3.3.3.	Aislamiento térmico .....	111
3.4.	INSTALACIÓN DE VAPOR.....	112
3.4.1.	Dimensionamiento de las cañerías .....	114
3.4.1.1.	Bajadas .....	116
3.4.1.2.	Línea principal.....	117
3.4.1.3.	Línea superior A-B.....	117
3.4.1.4.	Línea inferior A-C.....	118
3.4.2.	Verificación de espesores .....	119
3.4.2.1.	Líneas principal, superior e inferior .....	119
3.4.2.2.	Bajadas .....	120
3.4.3.	Aislamiento térmico .....	121
3.4.4.	Dimensionamiento de la red de condensados.....	121
3.5.	DISEÑO DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO ELASTOMÉRICO .....	125
3.5.1.	Introducción.....	125
3.5.2.	Análisis del funcionamiento de la prensa.....	126



3.5.3.	Modelado del sistema .....	126
3.5.4.	Fuerza excitatriz y respuesta del sistema.....	128
3.5.5.	Fuerza transmitida a la fundación.....	131
3.5.6.	Fuerza transmitida a la fundación sin aislamiento.....	131
3.5.1.	Aislamiento elastomérico .....	136
3.5.2.	Fuerza transmitida a la fundación con aislamiento .....	138
3.5.3.	Producto seleccionado .....	139
<b>4.</b>	<b>CONCLUSIÓN .....</b>	<b>142</b>
<b>5.</b>	<b>ANEXOS .....</b>	<b>143</b>
5.1.	ANEXO I: PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA .....	143
5.1.1.	Descripción.....	143
5.1.2.	Autoneum en el mundo .....	143
5.1.3.	Autoneum Argentina .....	144
5.2.	ANEXO II: ESPECIFICACIONES DE LAS PRENSAS .....	146
5.3.	ANEXO III: EQUIPOS .....	149
5.4.	ANEXO IV: TABLAS, GRÁFICOS Y CÓDIGOS .....	153
5.5.	ANEXO V: PLANOS .....	171
5.5.1.	Plano N°1: Trazado de cañerías Instalación Neumática.....	172
5.5.2.	Plano N°2: Trazado de cañerías Instalación Agua de uso Industrial.....	173
5.5.3.	Plano N°3: Trazado de cañerías Instalación de Aceite Térmico .....	174
5.5.4.	Plano N°4: Trazado de cañerías Instalación de Vapor .....	175
5.5.5.	Plano N°5: Fundación de Prensa HFM 250TN .....	176
<b>6.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>177</b>
<b>7.</b>	<b>ÍNDICE DE FIGURAS, TABLAS Y GRÁFICOS .....</b>	<b>178</b>
7.1.	ÍNDICE DE FIGURAS .....	178
7.2.	ÍNDICE DE TABLAS .....	179
7.3.	ÍNDICE DE GRÁFICOS .....	179



# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ

La industria automotriz es un conjunto de compañías y organizaciones relacionadas con las áreas de diseño, desarrollo, manufactura, marketing y venta de automóviles.<sup>1</sup> La misma está compuesta por dos grandes segmentos, la industria terminal y la industria de autopartes. Ambas surgen en nuestro país a principios de los años treinta.

La industria autopartista a lo largo de su historia ha sufrido un proceso de evolución. En dicho proceso ha pasado de ser un contratista de las terminales automotrices para adoptar la figura de “socio tecnológico”, el cual está cada vez más comprometido y posee mayores responsabilidades, no solo en la provisión de partes y conjuntos en el ámbito global, sino también en el diseño y desarrollo del producto. Dentro de este proceso evolutivo, se puede verificar un cambio en el patrón de producción de la industria automotriz (involucrando tanto a las industrias terminales o ensambladoras como a las autopartistas), donde se han alterado las funciones y responsabilidades dentro de la cadena de valor. Se observa una tendencia a la concentración en la industria terminal de las actividades de diseño de los vehículos y el gerenciamiento de la estrategia de comercialización y finanzas, buscando transferir a la industria de autopartes las actividades de carácter fabril. (Maceira, 2003)

En términos globales, hubo un cambio significativo en matriz de organización, donde se ha ido dejando de lado el tradicional método “fordista”<sup>2</sup> para incorporar el método de organización “toyotista”<sup>3</sup>. Es decir que se abandona el sistema de producción en masa para adoptar uno de especialización y entrega “just in time”, haciendo que la relación con los proveedores sea más fluida y estrecha. Como consecuencia de este cambio, hubo un aumento del porcentaje de componentes que las terminales adquieren de las autopartistas y a su vez se incrementa la participación que tienen las terminales en los sistemas de producción y calidad de los proveedores.

---

<sup>1</sup> Industria automotriz. Ref: ([https://es.wikipedia.org/wiki/Industria\\_automotriz](https://es.wikipedia.org/wiki/Industria_automotriz))

<sup>2</sup> El término **fordismo** se refiere al modo de producción en cadena que llevó a la práctica Henry Ford; fabricante de coches de Estados Unidos. Ref: (<https://nocionesdeeconomiyempresa.wordpress.com/2012/10/24/el-fordismo-la-produccion-en-cadena-que-puso-en-marcha-henry-ford/>)

<sup>3</sup> El **toyotismo** corresponde a una relación en el entorno de la producción industrial que fue pilar importante en el sistema de procedimiento industrial japonés. Ref: (<https://es.wikipedia.org/wiki/Toyotismo>)



## 1.2. MOTIVACIÓN

Autoneum Argentina S.A. es una empresa autopartista ubicada en Córdoba Capital, especializada en la producción de sistemas de manejo acústico y térmico para vehículos. Uno de los clientes más importantes que posee Autoneum es Toyota Argentina S.A., quien a mediados de 2013 empezó a llevar a cabo el llamado “Proyecto 640A”, destinado al lanzamiento de su nueva camioneta “Hilux”. Dicho proyecto se estructuró en dos etapas: la primera comenzó en Noviembre de 2015 (fecha de inicio de producción de este nuevo modelo) y finalizó a inicios del año siguiente, cuando tuvo comienzo la segunda etapa; durante el primer período el volumen de producción se mantuvo en 97.000 unidades anuales (producción correspondiente al modelo anterior), y para el segundo período se incrementó alcanzando 141.000 unidades al año.

A comienzos del año 2015, la planta cordobesa no poseía la capacidad productiva para abastecer la nueva demanda de la terminal japonesa con su nuevo proyecto. En ese momento, para poder satisfacer estas nuevas exigencias de su cliente, surgió la necesidad de adquirir nueva maquinaria y rediseñar su planta para poder introducir los nuevos equipos.

En particular, el sector que se necesitaba ampliar era su línea de insonorizantes, lo que llevó a redistribuir las áreas para convertir el antiguo depósito de materias primas en el nuevo ala de insonorizantes Toyota. Para llevar a cabo estas modificaciones, hubo que adecuar el sector mencionado para permitir la correcta instalación de las nuevas máquinas, y es aquí donde el presente Proyecto Integrador encontró su propósito y motivación.

La producción requerida en la primera etapa del Proyecto 640A, exigió la instalación de tres nuevas prensas hidráulicas de 250 Tn; para la etapa siguiente se necesitaron agregar dos prensas más de las mismas características y dos robots de corte a chorro de agua (Waterjet).



### **1.3. OBJETIVOS**

Para el proyecto elegido se propone realizar los diseños pertinentes para poder llevar a cabo la industrialización de la planta de Autoneum para la primera etapa del Proyecto 640A. En esta primera etapa se necesitaron instalar tres nuevas prensas hidráulicas de 250 Tn en un sector reacondicionado de su planta de Córdoba.

Para poder instalar y poner en funcionamiento dichas prensas, se necesitaba adecuar el sector. Este acondicionamiento incluyó hacer nuevas fundaciones donde instalar las máquinas y construir instalaciones termomecánicas y eléctricas para abastecer las mismas.

Se propone realizar el diseño del sistema de aislamiento elastomérico para colocar entre las prensas y sus fundaciones, reduciendo así las vibraciones transmitidas a las cercanías de las prensas donde se encuentran equipos de precisión. Aquí se debían instalar tres prensas hidráulicas de 250 Tn de origen chino marca HFM. Además, diseñar las instalaciones termomecánicas para abastecer a dichas prensas: instalación de aire comprimido, agua de uso industrial, aceite térmico y vapor.

#### **1.3.1. Objetivo general**

- Adecuar la planta industrial de Autoneum para la puesta en marcha de la primera etapa del Proyecto 640A de Toyota.

#### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Diseñar las instalaciones de aire comprimido, agua de uso industrial, aceite térmico y vapor que abastecerán a las prensas.
- Diseñar el sistema de aislamiento elastomérico a instalar en las bases de las prensas para reducir las vibraciones transmitidas a equipos cercanos.



## 1.4. PROCESO DE FABRICACIÓN

Gran parte de los productos que son fabricados por Autoneum emplean procesos de conformación y moldeo a través de prensas. A continuación se describe brevemente el proceso de fabricación de uno de sus productos para tener una idea de la importancia que tienen las prensas en los procesos productivos de la empresa.

El proceso de fabricación de los aislantes exteriores del tablero (Outer Dash Insulators) se puede observar en la Figura 1-1 y consta de los siguientes nueve pasos:

1. **Armar un paquete de fieltro y tela:** para esto se coloca una plancha de fieltro, luego se corta la tela TNT<sup>4</sup> del mismo largo y se coloca sobre el fieltro.
2. **Colocar desmoldante:** se rocía desmoldante sobre el molde inferior de la prensa.
3. **Colocar paquete sobre prensa:** se retira el paquete armado y se posiciona sobre el molde inferior de la prensa.
4. **Colocar desmoldante:** se rocía desmoldante pero esta vez sobre el molde superior de la prensa.
5. **Iniciar ciclo de prensa:** se da inicio de ciclo a la prensa. La prensa realiza dos ciclos consecutivos. El primero es de moldeo, donde comprime la pieza durante 40 segundos utilizando una fuerza de 140 Tn y el segundo es el que corta el perímetro de la pieza elevando la fuerza hasta 220 Tn por 15 segundos.
6. **Retirar pieza:** se retira la pieza conformada de la prensa y se coloca sobre la mesa de trabajo.
7. **Troquelar pieza:** se retira manualmente el perímetro y los troqueles de la pieza, en caso de ser necesario se utilizan cuchillos y tijeras para ayudarse.
8. **Engrapado abrojos:** se engrapan abrojos en los puntos indicados de la pieza.
9. **Colocar pieza en rack:** se coloca la pieza terminada en el rack<sup>5</sup> de productos terminados.

---

<sup>4</sup> Un **textil no tejido** (TNT) es un tipo de textil producido al formar una red con fibras unidas por procedimientos mecánicos, térmicos o químicos, pero sin ser tejidas y sin que sea necesario convertir las fibras en hilo. Ref:([https://es.wikipedia.org/wiki/Textil\\_no\\_tejido](https://es.wikipedia.org/wiki/Textil_no_tejido))

<sup>5</sup> **Rack** es un término inglés que se emplea para nombrar a la estructura que permite sostener o albergar un dispositivo tecnológico. Ref: (<http://definicion.de/rack/>)





**Figura 1-1** Proceso de fabricación Outer Dash Insulator.

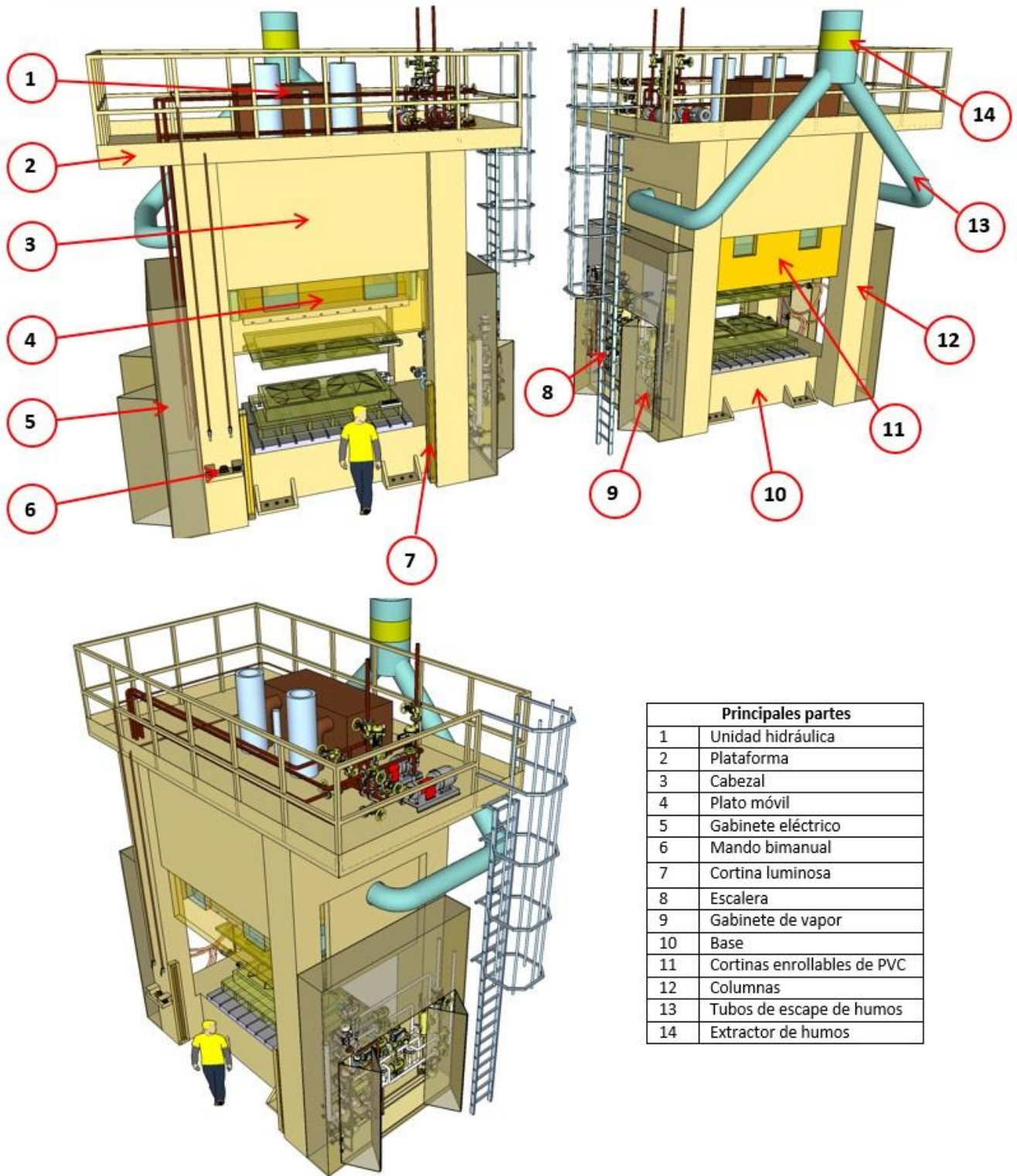
## 1.5. LAS PRENSAS<sup>6</sup>

Las prensas adquiridas son de origen chino, fabricadas por Hefei Metalforming Machine Tool Co., Ltd. (HFM). Son prensas hidráulicas especialmente diseñadas para fabricar piezas interiores de automóviles y poseen una fuerza de cierre máxima de 250 Tn.

Las mismas están equipadas con un sistema completamente integrado de control térmico de aceite que se utiliza para calefaccionar las matrices. Además poseen un sistema de inyección de vapor que introduce a través de los orificios interiores de las matrices vapor a alta temperatura y presión directamente en las piezas para ayudar a su “cocción”, reduciendo así los tiempos de fabricación. En la Figura 1-2 se muestra una prensa con sus principales partes.

Los sistemas de control incorporados en las máquinas, mediante PLCs Siemens, permiten programar fácilmente los siguientes parámetros que varían de una pieza a otra: temperatura de molde superior, temperatura de molde inferior, tiempo de moldeo, tiempo de corte, presión de moldeo, presión de corte y presión de inyección de vapor.

<sup>6</sup> Para más información sobre las prensas referirse al Anexo II; en el mismo se muestran sus dimensiones, datos técnicos y los suministros requeridos por las mismas.



Principales partes	
1	Unidad hidráulica
2	Plataforma
3	Cabezal
4	Plato móvil
5	Gabinete eléctrico
6	Mando bimanual
7	Cortina luminosa
8	Escalera
9	Gabinete de vapor
10	Base
11	Cortinas enrollables de PVC
12	Columnas
13	Tubos de escape de humos
14	Extractor de humos

Figura 1-2 Prensa HFM 250 Tn. Autoneum (2014). *Standard Technology Book Equipment* [Ilustración]. Reimpreso con permiso.



## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1. INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

#### 2.1.1. Introducción

En la actualidad, la mayoría de las medianas y grandes industrias poseen instalaciones de aire comprimido para dar alimentación a diversos usos, herramientas y/o procesos productivos tales como herramientas neumáticas, accionamientos de cilindros neumáticos, control de instrumentos y equipos, etc.

El uso de aire comprimido tiene la ventaja sobre los sistemas hidráulicos de ser más rápido, aunque es menos preciso en el posicionamiento de los mecanismos y no permite grandes fuerzas. Además, en pocas aplicaciones se puede usar el aire comprimido directamente de la salida de los compresores, este aire debe ser tratado. Habitualmente es necesario tratar al menos la eliminación de polvo y contaminantes, así como el agua condensada o en vapor.

#### 2.1.2. Parámetros fundamentales

Para hacer el diseño de una instalación neumática, antes de definir el tipo de sistema a utilizar, es necesario “definir” los parámetros fundamentales requeridos del aire comprimido para los procesos en los que éste deba intervenir. Estos parámetros son los siguientes:

- Presión de la red
- Caudales de consumo
- Calidad del aire

**Presión de la red:** La presión normal (nominal) que se utiliza en la mayoría de las plantas industriales es de 7 bar, por lo que este parámetro se determina sencillamente; hay muy pocas instalaciones en donde la presión nominal difiere de este valor. Por otro lado, la mayoría de las



herramientas y elementos accionados neumáticamente se diseñan para operar a una presión nominal de entre 5 y 6 bar.

**Caudales de consumo:** Son los caudales necesarios o requeridos en la instalación a diseñar, para satisfacer los procesos productivos, deben determinarse con la mayor precisión posible previendo una determinada flexibilidad en los mismos, ya que realizar ampliaciones de una red neumática construida no resulta sencillo ni económico.

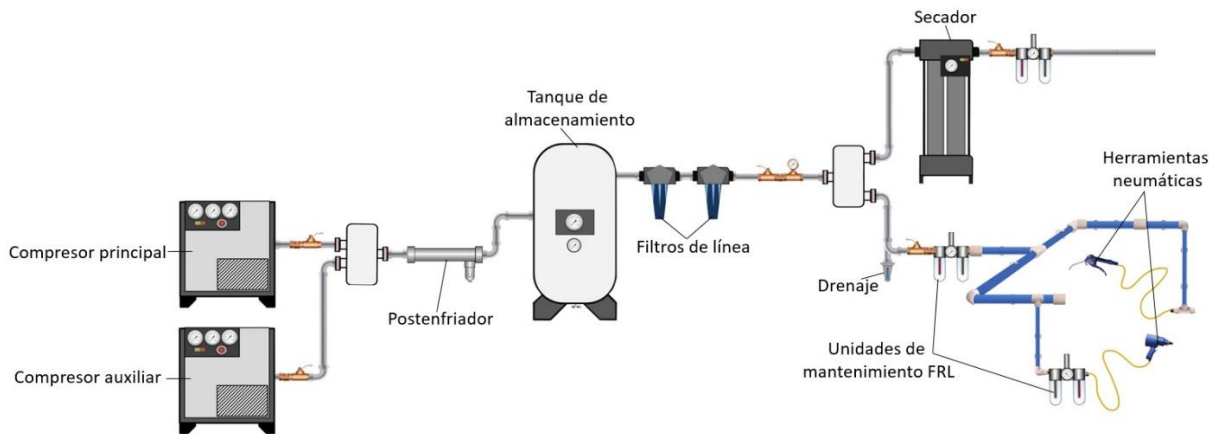
Las fugas de aire debido a la falta de control y reparación de uniones entre cañerías, accesorios, conectores, pinchaduras en mangueras, etc. pueden representar un consumo extra de aproximadamente un 5% a un 10% del consumo total, por lo que las mismas deben ser tenidas en cuenta.

**Calidad del aire:** La calidad del fluido requerido conforma el tercer parámetro fundamental. En la producción de aire comprimido, los compresores toman aire atmosférico del ambiente para luego comprimirlo, enviarlo al sistema de acumulación y de allí a la red. Es por esto que resulta directamente ligada la calidad del fluido requerido en los distintos procesos productivos con la calidad del aire disponible en el ambiente.

### 2.1.3. Componentes principales de la instalación

La Figura 2-1 muestra los componentes de una instalación neumática. Se puede decir que toda instalación está compuesta fundamentalmente por cuatro partes principales:

- Generación
- Almacenaje o acumulación
- Distribución por red
- Alimentación de equipos

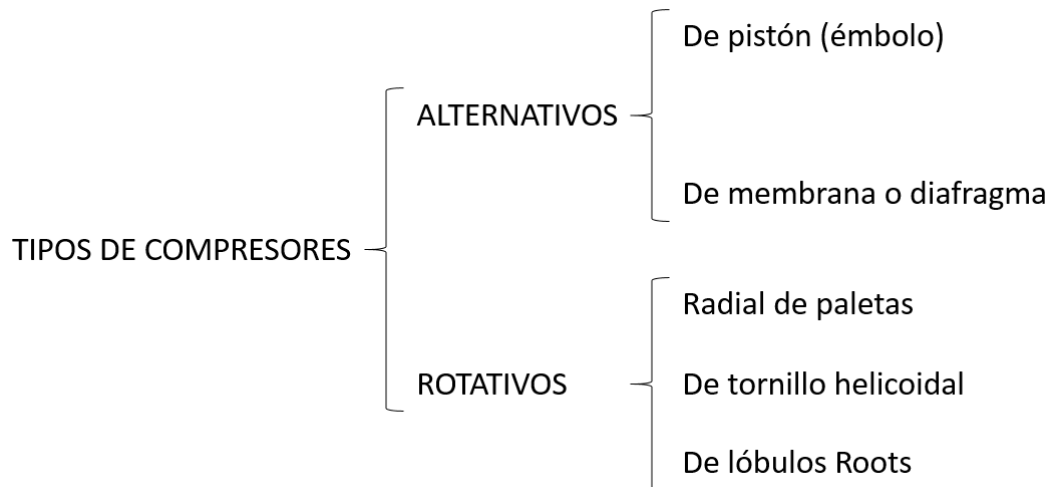


**Figura 2-1** Componentes de una instalación neumática

### 2.1.3.1. Generación

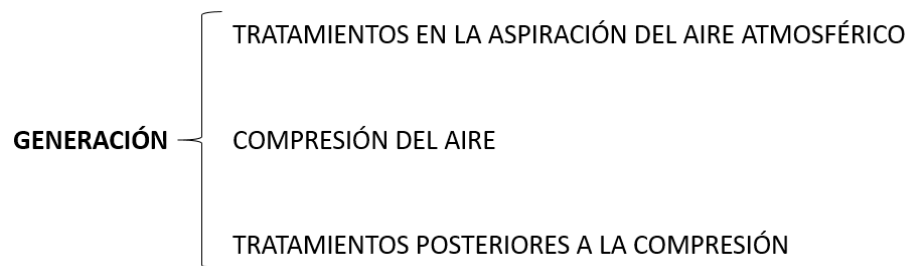
La generación del aire comprimido se logra a través de compresores de desplazamiento positivo que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado. Estas máquinas, simplemente toman aire atmosférico del ambiente y lo comprimen enviándolo luego, previo tratamiento, para su guarda temporaria a un depósito comúnmente denominado tanque o pulmón de almacenaje.

Existen diferentes tipos de compresores, los más utilizados para la compresión de este fluido son los siguientes:





Entendiendo por generación el “proceso integral por el que se comprime y acondiciona al aire tomado de la atmósfera previo a su almacenamiento”, corresponde considerar entonces una serie de tratamientos, algunos previos y otros posteriores al paso del fluido por el compresor, que resultarán de fundamental importancia para la calidad del aire comprimido obtenido. Teniendo esto presente se puede sintetizar al proceso de generación como la sucesión de los siguientes procesos:



Previo al ingreso al compresor, se le realiza el primer tratamiento al aire atmosférico, el cual es un tratamiento de “filtrado”. El dispositivo utilizado aquí es un filtro, cuya función es eliminar las impurezas del aire antes de la compresión con el fin de proteger al compresor y evitar el ingreso de contaminantes al sistema. Para ello, las secciones de toma, filtros y conductos deben prever la correspondiente pérdida de presión que genera este primer proceso de acondicionamiento del fluido aspirado.

El segundo tratamiento que se realiza, tiene lugar luego de que el aire ha sido comprimido, y es un tratamiento de “deshumidificación del aire comprimido”. Para realizar el mismo se utiliza un refrigerador de agua, que se instala inmediatamente después del compresor y con el que se consigue eliminar aproximadamente un 70-80% del agua y aceite contenidos en el aire. Este tipo de intercambiador de calor recibe el nombre de *Postenfriador* por ser un enfriador de aire colocado posterior al compresor y utiliza como agente refrigerante agua fría de torres de enfriamiento o agua helada de chillers<sup>7</sup>.

<sup>7</sup> Un enfriador de agua o **water chiller** es un caso especial de máquina frigorífica cuyo cometido es enfriar un medio líquido, generalmente agua. Ref: ([https://es.wikipedia.org/wiki/Enfriador\\_de\\_agua](https://es.wikipedia.org/wiki/Enfriador_de_agua))



### 2.1.3.2. Almacenaje o acumulación

El almacenaje o acumulación se lleva a cabo por medio de tanques de almacenamiento de aire comprimido. Los mismos son recipientes presurizados que, además de servir como acumuladores, desempeñan varias funciones de vital importancia en la instalación de aire comprimido: constituyen una “reserva energética”, compensan las fluctuaciones de la demanda y separan el condensado del aire comprimido. Su buen desempeño depende, en gran medida, de la correcta elección de su tamaño.

- Constituyen una “Reserva energética”: Resulta sencillo comprender que con un reservorio de fluido (aire comprimido almacenado) se puede hacer funcionar un determinado dispositivo o herramental neumático, y que tanto el volumen como la presión disponibles en éste resultarán siendo los factores determinantes para definir el período de tiempo en el que será posible materializar dicho funcionamiento. Además cabe aclarar que, salvo pocas excepciones, no resulta viable alimentar un dispositivo neumático haciéndolo directamente con el “aire producido” por el compresor.
- Compensan fluctuaciones de la demanda: No hay dudas de que es necesaria la capacidad de compensar las variaciones entre lo producido por el o los compresores y los caudales de consumo requeridos, debido fundamentalmente a los diferentes ritmos que se dan en ambos estadios. En condiciones normales, el consumo de aire comprimido es alimentado por el fluido contenido en el tanque de almacenaje, y éste es a su vez repuesto al mismo por el o los compresores de la instalación.
- Separan el condensado del aire comprimido: Otra función que cumplen los tanques es la de enfriamiento del aire y separación de humedad; a medida que el aire se acumula en el depósito, el mismo comienza a disminuir su temperatura produciendo condensaciones que disminuyen la humedad del mismo.

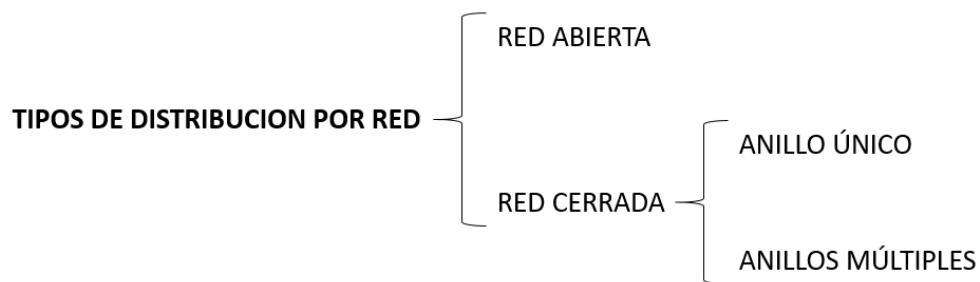




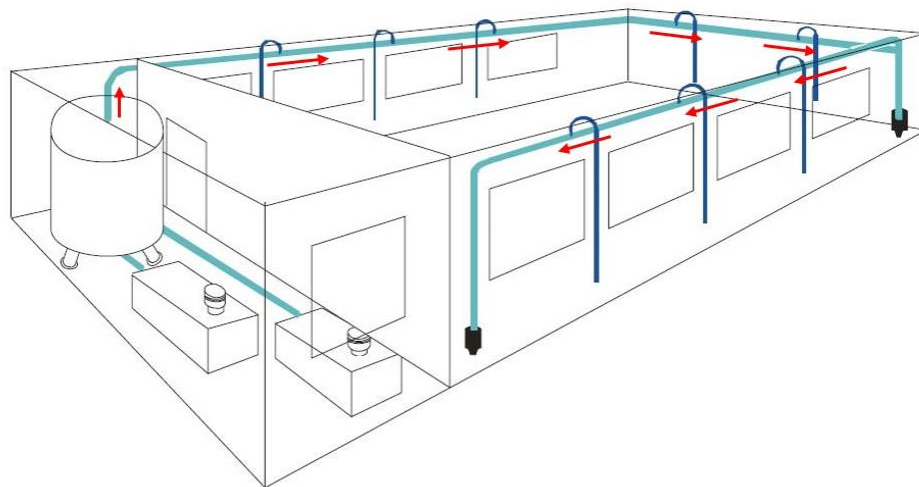
### 2.1.3.3. Distribución por red

Una vez que el aire comprimido se encuentra almacenado, se está en condiciones de realizar su distribución por toda la planta, esto se logra conduciendo al fluido a través de cañerías apropiadamente diseñadas y calculadas.

Existen varias posibilidades de configuraciones de una red de aire comprimido, pero las dos de mayor aplicación son las siguientes:

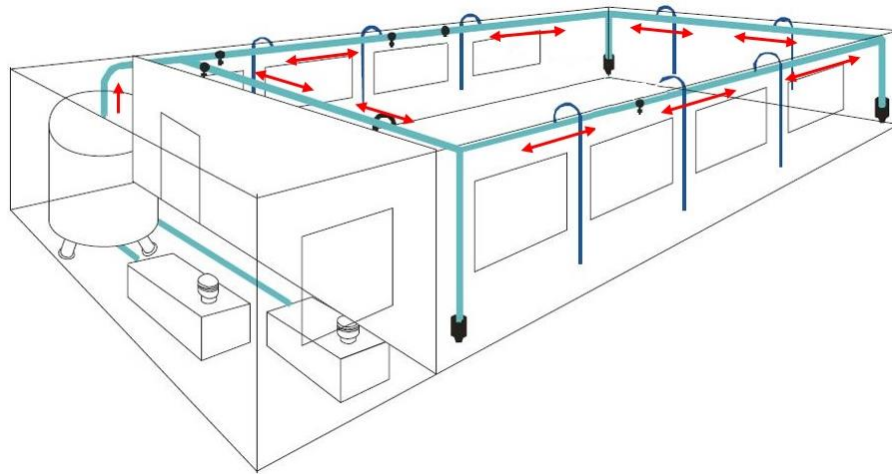


En las Figuras 2-2, 2-3 y 2-4 se observan los esquemas correspondientes a los tipos de distribución referidos.

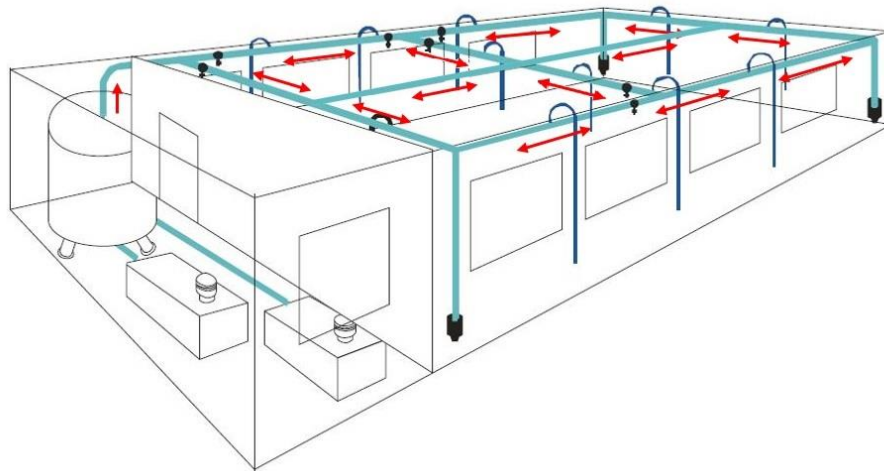


**Figura 2-2** Red de configuración ABIERTA. [Ilustración]. Recuperado de <http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/distribucion-de-aire-comprimido.html>





**Figura 2-3** Red de configuración CERRADA y ANILLO ÚNICO. [Ilustración]. Recuperado de <http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/distribucion-de-aire-comprimido.html>



**Figura 2-4** Red de configuración CERRADA y ANILLOS MÚLTIPLES. [Ilustración]. Recuperado de <http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/09/distribucion-de-aire-comprimido.html>

Cada una de estas configuraciones suponen ciertas ventajas y desventajas que se deben evaluar con el fin de adoptar la que mejor se adapte a las necesidades de nuestra planta.

Para el caso de la distribución por *red abierta*, los diseños requieren de la menor inversión inicial, por ello ésta resulta la principal ventaja para este tipo de configuración de red. Por el contrario, la principal desventaja que conlleva esta configuración, se pone de manifiesto en el



momento en que se requiera cortar la red para practicar mantenimientos sobre la línea, ya que inevitablemente se deberá dejar sin suministro del servicio aguas abajo del lugar donde se realice la reparación. Esto se puede observar claramente en la Figura 2-2 visualizando el sentido que obligatoriamente toma el flujo del fluido proveniente del sistema de almacenaje.

Las redes de *configuración cerrada*, por su parte, resultan de un mayor costo inicial respecto de las redes abiertas, pero poseen una mayor flexibilidad a la hora de tener que resolver cuestiones, tanto de mantenimiento, como de seccionado de la instalación para sacar de servicio a diversos ramales de la red, ya que permiten cortar el suministro a pequeños sectores sin dejar de alimentar el resto de la instalación. Esta flexibilidad se ve potenciada cuando el diseño de la red es del tipo de *anillos múltiples*, pero lógicamente conlleva un incremento en los costos iniciales.

A modo de comentario, en las plantas industriales modernas donde el uso del aire comprimido posee alta importancia, la configuración preferida de sus redes neumáticas es del tipo cerrada de anillos múltiples, ya que logran minimizar los costos finales de producción dando una gran flexibilidad a los procesos productivos.

Cabe la aclaración de que, si bien en las figuras de los sistemas propuestos no están dibujadas, en la totalidad de estas instalaciones se requiere la inclusión de una serie de válvulas para seccionar y particionar a cada uno de los ramales, permitiendo de esta manera, tanto abrir como cerrar el paso de aire comprimido de acuerdo a las necesidades tanto de los procesos de fabricación como para la práctica de las tareas de mantenimiento sobre la instalación.

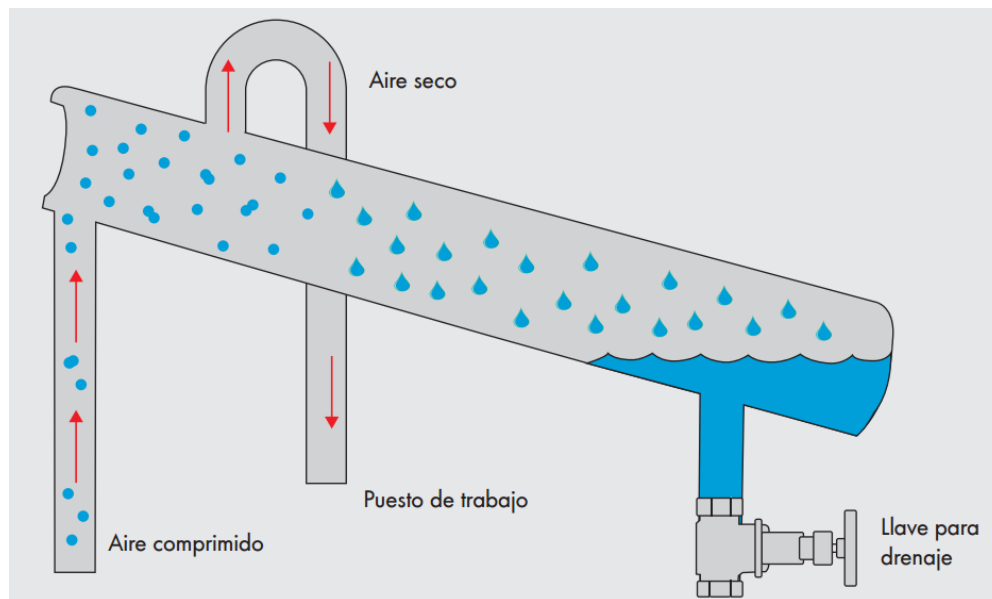
Como regla general, para favorecer la evacuación de condensados, las redes deben tenderse con una pendiente de entre el 2% y el 3% en el sentido de circulación del aire, además estar dotadas a intervalos regulares de tomas por su parte inferior donde se ubican purgas para evacuar el condensado.



### 2.1.3.4. Alimentación de equipos

La alimentación del aire a los equipos se realiza por medio de bajadas que se conectan a las redes de distribución. En esta instancia resulta necesario definir las secciones de cañería con que se deberá alimentar cada estación de trabajo o equipo en base a sus consumos.

Las tomas de aire para las bajadas o tuberías de servicio no deben hacerse nunca desde la parte inferior de la tubería sino desde la superior, de esta forma se evita que el agua condensada que circula por la parte inferior debido a la gravedad pueda ser recogida y llevada a los distintos equipos neumáticos conectados a la red. Las acometidas a la red, entonces, se deberán ajustar siempre por la parte superior de la cañería y formando un ángulo de 90° para minimizar de esta forma la posibilidad de que el agua sea arrastrada por el aire hacia el punto de consumo, la bajada más utilizada es la tipo “cuello de cisne” que se muestra en la Figura 2-5.



**Figura 2-5** Acometida tipo "Cuello de cisne". Festo (2012). *Catálogo: Procesos seguros gracias a una perfecta preparación del aire comprimido.* [Ilustración].

Dependiendo del equipo o proceso que se trate, la calidad del fluido requerida variará. Cuando se habla de calidad del aire comprimido se hace referencia a los contenidos en éste de



partículas sólidas, vapor de agua y restos de aceite provenientes de la compresión. La norma internacional más utilizada sobre la pureza del aire comprimido es la ISO 8573-1<sup>8</sup>, la misma regula el nivel máximo de contaminantes en el aire comprimido a través de calidades, especificándolas por medio de clases. En la Figura 2-6 se pueden observar las diferentes clases.

ISO 8573-1:2010	Partículas sólidas			Agua		Aceite	
	Cantidad máxima de partículas por m <sup>3</sup>			Concentración de masa	Punto de condensación bajo presión Vapor	Líquido	Contenido total de aceite (líquido, aerosol y niebla)
	0,1 – 0,5 µm	0,5 – 1 µm	1 – 5 µm	mg/m <sup>3</sup>	°C	g/m <sup>3</sup>	mg/m <sup>3</sup>
0	Según la definición del usuario del equipo, pureza mayor a la que se exige en la clase 1						
1	≤ 20.000	≤ 400	≤ 10	–	≤ –70	–	0,01
2	≤ 400.000	≤ 6.000	≤ 100	–	≤ –40	–	0,1
3	–	≤ 90.000	≤ 1.000	–	≤ –20	–	1
4	–	–	≤ 10.000	–	≤ +3	–	5
5	–	–	≤ 100.000	–	≤ +7	–	–
6	–	–	–	≤ 5	≤ +10	–	–
7	–	–	–	5 – 10	–	≤ 0,5	–
8	–	–	–	–	–	0,5 – 5	–
9	–	–	–	–	–	5 – 10	–
X	–	–	–	> 10	–	> 10	> 10

**Figura 2-6** Clases de aire comprimido ISO 8573-1. Festo (2012). *Catálogo: Procesos seguros gracias a una perfecta preparación del aire comprimido*. [Tabla].

Para efectivizar este tratamiento final y obtener la calidad de fluido requerida, previo a su ingreso a la máquina o dispositivo neumático, se agregan a la instalación una serie de equipos denominados generalmente “Unidades de Mantenimiento” o “Conjuntos FRL”. Estos equipos constituyen una parte fundamental del equipamiento y resultan indispensables para obtener un correcto funcionamiento de los sistemas neumáticos así como para asegurar la vida útil del herramienta utilizado. Los Conjuntos FRL se conciben generalmente con diseños para ser instalados “en serie” en la línea y se trata de tres equipos y procesos particulares que permiten completar la *Filtración* (F), *Regulación de la presión* (R) y *Lubricación* (L) del fluido previo a su utilización. En la Figura 2-7 se puede observar un conjunto FRL típico.

<sup>8</sup> La norma ISO 8573 hace referencia a la calidad y pureza del aire comprimido, la norma tiene varias partes, específicamente la 1 hace referencia a las clases de pureza del aire comprimido. Su última revisión es la ISO 8573-1:2010.



- Filtros: Están destinados a retener partículas líquidas y sólidas. La eliminación de partículas líquidas se logra mediante la generación de un efecto ciclónico haciendo que el aire, al ingresar al filtro, adquiera un movimiento veloz de rotación permitiendo esto, por efecto de la fuerza centrífuga generada, que las partículas líquidas queden adheridas a las paredes del recipiente por las que escurren hacia el fondo del mismo por gravedad para su posterior eliminación. Además, las partículas sólidas quedan retenidas haciendo circular al aire por un elemento filtrante que suele ser de bronce poroso sinterizado<sup>9</sup>, por el que se lo hace pasar al fluido luego de producida la eliminación de las partículas líquidas.
  
- Reguladores de presión: Para garantizar la operatividad esperada en los equipos, se requiere que la presión del fluido se mantenga constante en el tiempo. Por esto resulta imprescindible disponer de equipos reguladores de presión individuales en cada punto de consumo para con ellos permitir tanto el ajuste como el mantenimiento constante de la presión de alimentación. Los Reguladores de Presión sólo permiten bajar, nunca subir, la presión del fluido que por ellos circula. Para un correcto ajuste del valor de presión del fluido es recomendable instalar reguladores de presión que posean manómetros individuales de calidad y escalas adecuadas a los procesos en que los que han de servir.
  
- Lubricadores: Salvo casos especiales donde se requiere un aire libre de aceite, el fluido está generalmente destinado a accionar máquinas, cilindros, válvulas, etc. en los que una correcta lubricación de sus componentes evitará prematuros deterioros, los que pueden producirse por fricción y/o corrosión de sus partes internas, aumentando notablemente la vida útil de los mismos. El diseño más difundido de lubricación consiste en dosificar un determinado aceite lubricante en el aire comprimido que accionará el sistema, atomizándolo para formar una micronebla que terminará siendo arrastrada por el flujo del aire cubriendo las superficies internas de los componentes a través de una fina película de aceite. Los lubricadores se conforman de un vaso,

---

<sup>9</sup> **Sinterización** es el tratamiento térmico de un polvo o compactado metálico o cerámico a una temperatura inferior a la de fusión de la mezcla, para aumentar la resistencia mecánica de la pieza.

Ref:(<https://es.wikipedia.org/wiki/Sinterizaci%C3%B3n>)

normalmente traslúcido, en el que se deposita el aceite lubricante además de un mecanismo simple, regularmente manual, que permite dosificar el ingreso de lubricante al herramental.



**Figura 2-7** Unidad típica de Filtrado, Regulación y Lubricación (FRL). Festo (2012). *Catálogo: Procesos seguros gracias a una perfecta preparación del aire comprimido.* [Fotografía].

#### **2.1.4. Componentes opcionales**

Hay una serie de componentes que no siempre se instalan en el sistema ya que su uso depende de las calidades de aire comprimido requeridas por los puestos de trabajo o equipos. Los mismos son:

- Filtros de línea
- Secadores

##### **2.1.4.1. Filtros de línea**

Los filtros de línea son los encargados de purificar el aire hasta una calidad adecuada para el promedio de las aplicaciones conectadas a la red. Generalmente se ubican en la cañería principal a la salida del tanque de almacenamiento. Estos son elementos imprescindibles para obtener una calidad del fluido adecuada del sistema, pero al mismo tiempo, son los menos atendidos en las redes de aire ya que no siempre se los utiliza.



En función de la calidad de aire requerida se poseen los siguientes:

- Filtros de partículas: Su principal misión es eliminar las partículas gruesas que podrían haber llegado hasta este punto de la instalación. La mayoría se proveen con la capacidad de poder eliminar además de partículas sólidas, una pequeña cantidad de agua y aceite. Su capacidad de filtrado suele ser para partículas de hasta 0,1 micras y para aceite o agua hasta 0,1 mg/m<sup>3</sup>.
- Filtros de carbón activo: Están dedicados a la eliminación de vapores y olores de aceite. No los eliminan del todo, pero el residual que dejan es muy pequeño. Como media 0,003 mg/m<sup>3</sup>.
- Torres de carbón activo: Se emplean para reducir al máximo los residuales de vapor de aceite y olores, con la idea de ser usadas en sistemas de respiración humana.
- Filtros catalizadores: Se los utiliza en sistemas de respiración humana para la eliminación del Monóxido de Carbono (CO).

#### **2.1.4.2. Secadores**

La presencia de humedad en el aire comprimido muchas veces es perjudicial para las automatizaciones neumáticas, pues en algunos equipos causa serias consecuencias y en estos casos resulta necesario eliminar o reducir al máximo esta humedad.

Los secadores se utilizan para aplicaciones que requieren un fluido sumamente seco. Se los ubica en las tuberías secundarias en las líneas que abastecen a los equipos que necesitan esta calidad de aire.

Los medios utilizados para el secado del aire son múltiples, se hará referencia a los tres más importantes, tanto por los resultados finales obtenidos como por su mayor difusión.



Los secadores de aire más utilizados son:

- Secadores frigoríficos
- Secadores por absorción
- Secadores por adsorción

A continuación se describe brevemente cada uno de ellos.

#### Secado por refrigeración

Se trata de un proceso en el que se obtiene el secado del aire haciendo circular a éste por diversos sistemas de intercambio de calor obteniendo una reducción de la temperatura del punto de rocío del fluido. El principio de funcionamiento se basa en que, si se hace disminuir la temperatura del aire comprimido húmedo su capacidad de retención de vapor de agua disminuye, permitiendo que se produzca su condensación para una posterior separación por purgado. Además de remover el agua, produce en el compartimento de enfriamiento, una emulsión con el aceite lubricante del compresor, ayudando a la remoción de cierta cantidad de aceite.

#### Secado por absorción

Es el método en el cual se utiliza en un circuito una sustancia sólida o líquida, con capacidad de absorber otra sustancia líquida o gaseosa. Este proceso es también llamado Proceso Químico de Secado, pues el aire es conducido en el interior de un volumen a través de una masa higroscópica<sup>10</sup>, insoluble o deliquescente que absorbe la humedad del aire, ocurriendo una reacción química. Las sustancias higroscópicas son clasificadas como insolubles cuando reaccionan químicamente con el vapor de agua, sin licuarse; son deliquescentes cuando, al absorber el vapor del agua, reaccionan y se convierten en líquidas.

Las principales sustancias utilizadas en los secadores por absorción son: Cloruro de Calcio, Cloruro de Litio y Dry-o-Lite. Con la consecuente disolución de las sustancias, es necesaria una reposición regular, en caso contrario, el proceso sería deficiente. La humedad retirada y las

---

<sup>10</sup> **Higroscopia** es la capacidad de algunas sustancias de absorber humedad del medio circundante.  
Ref:(<https://es.wikipedia.org/wiki/Higroscopia>)





sustancias diluidas son depositadas en la parte inferior del tanque, en el punto de drenaje, de donde son conducidas hacia el exterior del secador.

### Secado por adsorción

La adsorción es la fijación de las moléculas de una sustancia en la superficie de un adsorbente generalmente poroso y granulado, o sea, es el proceso de depositar moléculas de una sustancia (por ejemplo agua) en la superficie de otra sustancia, generalmente sólida (por ejemplo  $\text{SiO}_2$ ). Este método también es conocido como Proceso Físico de Secado, pero sus detalles son desconocidos. Es admitido como teoría, que en la superficie de los cuerpos sólidos existen fuerzas desbalanceadas, influenciando moléculas líquidas y gaseosas a través de su fuerza de atracción; se admite, por lo tanto, que estas moléculas son adsorbidas en las cámaras mono o multimoleculares de los cuerpos sólidos, para efectuar un balance semejante a la Ley de los Octetos de los átomos. El proceso de adsorción es regenerativo; la sustancia adsorbente, después de estar saturada de humedad, permite la liberación de agua cuando es sometida a un calentamiento regenerativo.



## **2.2. INSTALACIÓN DE AGUA DE USO INDUSTRIAL**

### **2.2.1. Introducción**

Se entiende por sistemas de refrigeración industrial los sistemas destinados a disminuir el calor de un fluido por intercambio calorífico con un refrigerante para reducir su temperatura a la temperatura ambiente.

La mayor parte de las aguas empleadas con fines industriales, se usan para enfriar un material o un equipo. La gran capacidad calorífica del agua y la gran disponibilidad de esta en la mayoría de las áreas industriales, han hecho del agua el medio de transferencia de calor favorito en las aplicaciones industriales y de servicios.

Los sistemas de agua de enfriamiento son necesarios debido a que los procesos industriales y servicios no trabajan eficientemente o efectivamente a menos que las temperaturas y presiones específicas del proceso sean mantenidas dentro de ciertos parámetros. Los sistemas de agua de enfriamiento mantienen las temperaturas y presiones correctas por transferencia de calor o enfriamiento.

Uno de los equipos más difundidos para refrigerar el agua que ha sido utilizada para extraer el calor de los equipos son las torres de enfriamiento. Estos equipos se emplean para enfriar agua en grandes volúmenes, siendo el medio más económico para hacerlo, si se compara con otros equipos de enfriamiento como los intercambiadores de calor donde el enfriamiento ocurre a través de la pared. A continuación se describirá una instalación de agua de uso industrial que utiliza este tipo de equipos.

### **2.2.2. Componentes principales de la instalación**

Existen distintos tipos de sistemas que utilizan torres de enfriamiento, los hay para la producción de agua de uso industrial que sólo se puede utilizar una vez antes de su descarga, y también los hay donde el agua puede reutilizarse en el proceso. En estos últimos, el agua luego de

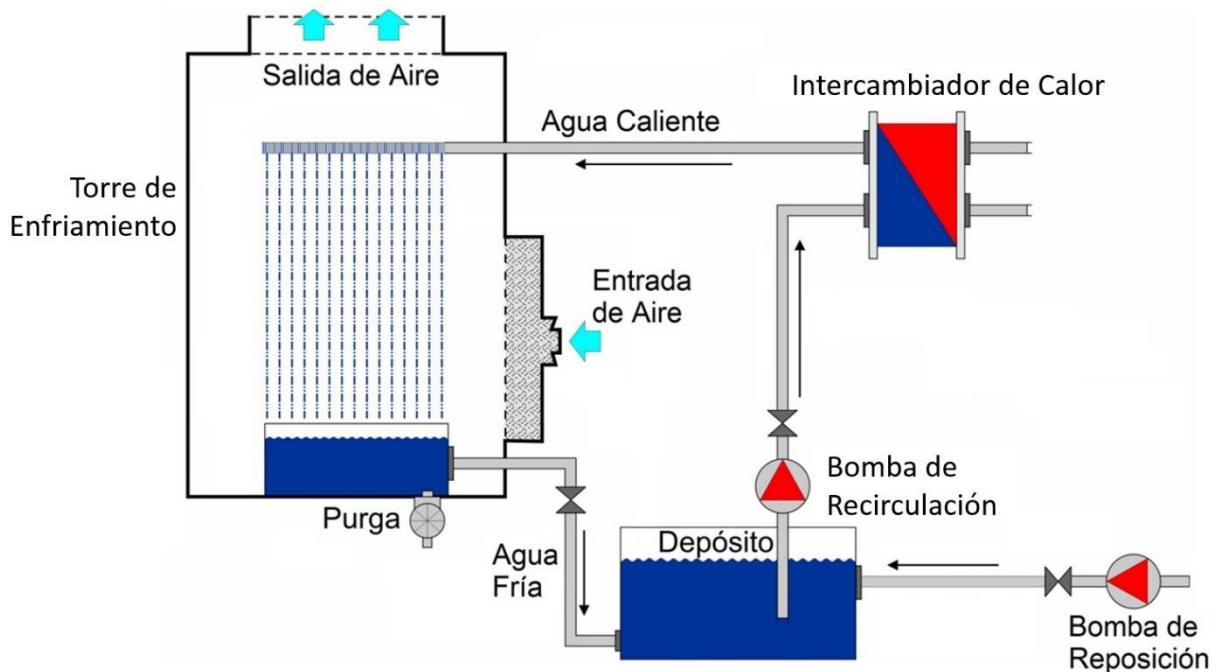


ser utilizada para refrigerar los equipos, vuelve a la torre de enfriamiento para su refrigeración antes de ser bombeada nuevamente a través de la instalación.

Un sistema de este tipo posee los siguientes componentes:

- Cisterna de agua enfriada
- Bombas
- Red de refrigeración
- Torre de enfriamiento

En la Figura 2-8 se muestra un esquema de una instalación de agua de refrigeración.



**Figura 2-8** Esquema de instalación de agua de refrigeración



### **2.2.2.1. Cisterna de agua enfriada**

La cisterna de agua enfriada es simplemente un depósito que se utiliza para recibir el agua fría de la torre y dirigirla a la línea de succión. El depósito también posee una entrada de agua de reposición por donde se suministra agua fresca cuando es necesario compensar las pérdidas por el agua evaporada, el arrastre del viento y el agua retirada.

Los depósitos pueden ser aéreos o subterráneos y los materiales de construcción más utilizados para fabricarlos son metal, fibra de vidrio, concreto o plástico dependiendo del tipo de cisterna.

### **2.2.2.2. Bombas**

Generalmente en una instalación de este tipo nos encontramos como mínimo con dos bombas, la de recirculación y la de agua de aporte (reposición).

Las bombas de recirculación se utilizan para que el agua ya enfriada que se encuentra en el depósito alcance presión suficiente como para llegar a los diferentes puntos de consumo (intercambiadores de calor) y posteriormente para subir el agua ya calentada a la parte superior de la torre de enfriamiento, cerrando el circuito.

La evaporación de agua en la torre de enfriamiento junto al arrastre de ésta por el viento provoca una disminución del volumen de agua del sistema; por otro lado, la concentración de sales en el agua se controla con un adecuado régimen de purgas. La evaporación, el arrastre por viento y las purgas hacen que sea necesario el aporte casi constante de agua fresca al sistema, es por esto que se utilizan las bombas de reposición.

El conjunto de bombas debe cumplir con los requerimientos de caudal y presión (altura manométrica) de la instalación.

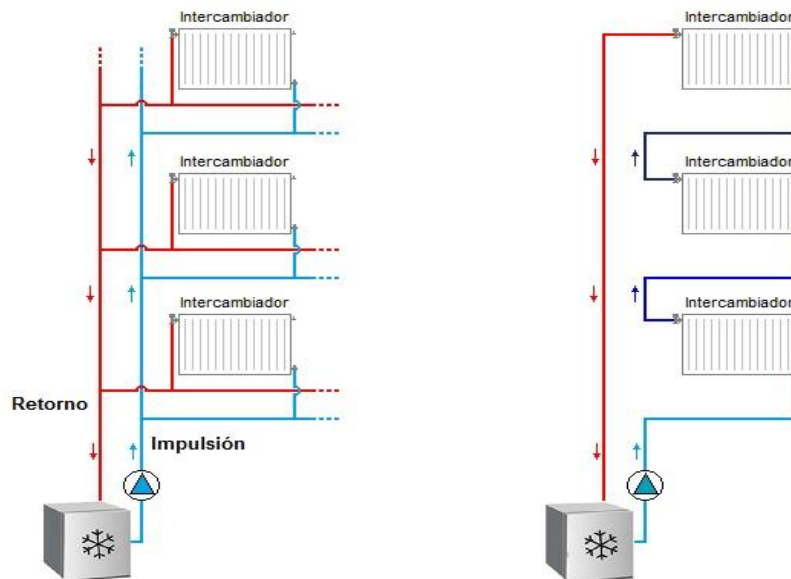


### 2.2.2.3. Red de refrigeración

La red de refrigeración está compuesta por todas las tuberías que poseen la finalidad de conducir el fluido de refrigeración hasta los puntos de consumo y luego desde estos de vuelta a la torre de enfriamiento. Los circuitos de una red de refrigeración pueden ser de dos tipos: en serie o en paralelo.

Los circuitos en serie son aquellos donde los canales de refrigeración de los intercambiadores (puntos de consumo) están conectados en un único bucle desde la entrada del fluido frío hasta el retorno del mismo a la torre de enfriamiento. Este sistema es el menos utilizado ya que la eficiencia de refrigeración va disminuyendo, desde el primer equipo a refrigerar al último, debido al aumento gradual de la temperatura del refrigerante.

En los circuitos en paralelo los canales de refrigeración de los intercambiadores se conectan directamente desde un colector de impulsión o suministro, a un colector de retorno o recogida. Al estar conectados de esta forma, todos los equipos a refrigerar reciben el fluido enfriado a la misma temperatura logrando una mayor eficiencia en el intercambio de calor, es por esto que ésta es la configuración elegida prácticamente por todas las industrias. En la Figura 2-9 se pueden observar ambas configuraciones, en paralelo a la izquierda y en serie a la derecha.



**Figura 2-9** Configuración en Paralelo (Izquierda) y en Serie (Derecha)



#### 2.2.2.4. Torre de enfriamiento

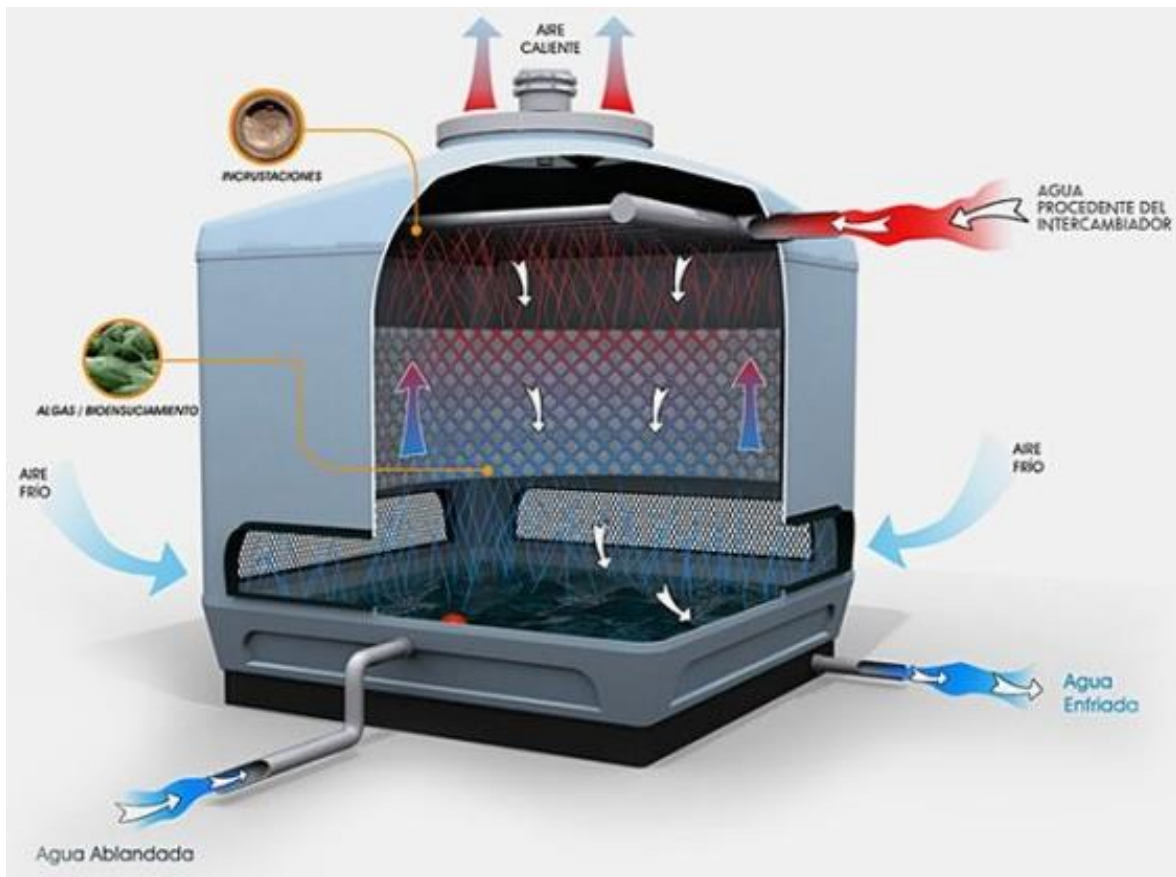
Las torres de enfriamiento o refrigeración son sistemas mecánicos destinados a enfriar masas de agua en procesos que requieren una disipación de calor. Estos equipos enfrían el agua que circula por su interior utilizando para ello aire que circula en sentido contrario. Aquí la transferencia de calor entre el agua caliente y el fluido refrigerante (aire) se realiza por contacto directo entre los dos fluidos.

El principio de enfriamiento de estos equipos se basa en la evaporación, el equipo introduce agua caliente por su parte superior y con ella produce una nube de gotas bien por pulverización, bien por caída libre que se pone en contacto con una corriente de aire ascendente. La evaporación superficial de una pequeña parte del agua inducida por el contacto con el aire, da lugar al enfriamiento del resto del agua que cae en la balsa a una temperatura inferior a la de pulverización. El proceso de transferencia de calor se realiza en parte por un proceso de transferencia de calor sensible entre la fase líquida y la gaseosa y por otra parte debido a una transferencia de calor latente (formación de vapor de agua en la interfase líquido/gas) como consecuencia de un fenómeno de difusión de masa, es decir por transferencia de masa, el primero se debe a una diferencia de temperaturas y el segundo a la diferencia de concentración de vapor de agua en el aire.

El proceso conlleva que una pequeña cantidad de agua sea pérdida por arrastre del viento y otra por evaporación. Además, el agua evaporada deja las sales que lleva disueltas entre el grueso del agua que no ha sufrido la evaporación, lo que hace que la concentración de sales se incremente en el agua de refrigeración circulante. Para evitar que la concentración de sales en el agua llegue a ser demasiado alta, una parte del agua es retirada para su vertido. Estas pérdidas por el agua evaporada, por el arrastre del viento y el agua retirada, hacen necesario suministrar casi constantemente al depósito de la torre agua fresca para mantener el nivel del sistema.

Se utilizan estas torres cuando es necesario enfriar agua a un costo razonablemente reducido y el salto térmico requerido no sea elevado (5 a 10°C). Cuando el caudal de agua que se necesita enfriar es muy grande se pueden disponer de torres de enfriamiento en paralelo o bien cuando el salto térmico es elevado se suelen instalar torres de enfriamiento en serie.

En la Figura 2-10 se muestra una torre de enfriamiento.



**Figura 2-10** Torre de enfriamiento. [Imagen]. Recuperado de <http://www.torresenfriamiento.com/blog/>

En general las torres de enfriamiento de agua están conformadas por una carcasa exterior o gabinete en el cual se posicionan siete elementos básicos, a saber: sistema de distribución de agua, relleno, separador de gotas, chimenea, ventiladores, control y cuba o pileta de recolección.

Sistema de distribución de gotas: Este sistema es el encargado de verter el agua sobre la torre. Existen dos tipos, uno que opera por gravedad y otro por presión. El primero se compone de un recipiente y unos agujeros que distribuyen el agua; tiene bajos costos de operación debido a la poca potencia de bombeo que requiere y es de fácil mantenimiento, sin embargo no se usa en torres que operen a contraflujo debido a las dificultades que presentan en la distribución uniforme del agua. El segundo se compone de sistemas de pulverización con toberas orientadas hacia abajo que pueden ser en forma de espina de pescado o rotativas, brindan mayor rendimiento al sistema pero su mantenimiento es más frecuente y los consumos energéticos son mayores.



Relleno: Es el material empaquetado que tiene la torre en su interior cuya su finalidad es brindar mayor tiempo y área de contacto del aire con el agua. El relleno debe provocar poca resistencia al paso de aire y mantener una distribución uniforme del agua durante todo su recorrido. Pueden diferenciarse dos tipos de relleno: de goteo y de película o laminares. En los rellenos de goteo, las gotas de agua caen sobre una serie de pisos superpuestos que van haciendo la gota cada vez más pequeña. Puede presentar arrastre de gotas, por lo que se recomienda el uso de eliminadores de gotas. Los rellenos laminares<sup>11</sup> proporcionan mayor capacidad de enfriamiento, son más eficientes y no producen tanto goteo al exterior del equipo, sin embargo requiere un mantenimiento más frecuente.

Separador de gotas: La función de los separadores de gotas es básicamente retener las gotas de agua arrastradas por el aire que salen de la torre. Son paneles ubicados en la parte superior que redireccionan el flujo y separan las gotas del aire, haciéndolas caer de nuevo sobre el relleno. Tienen dos efectos positivos, el primero es reducir la reposición del agua y el segundo evitar la formación de ambientes saturados que puedan afectar las torres adyacentes.

Chimenea: Se emplean en torres de tiro inducido para mejorar el comportamiento del ventilador y evitar efectos de recirculación de aire.

Ventiladores: En las torres de enfriamiento se utilizan dos tipos de ventiladores, axiales para torres de tiro forzado e inducido y centrífugos para torres de tiro forzado. Los ventiladores axiales son apropiados para mover grandes volúmenes de aire y tienen mayores aplicaciones en equipos industriales grandes. Los ventiladores centrífugos son adecuados para impulsar caudales relativamente pequeños con mayores caídas de presión.

Control: En la mayoría de los sistemas de torres de enfriamiento se utiliza un control de nivel en la pileta de agua que controla la entrada de reposición de agua fresca.

Cuba: Es una pileta localizada en la parte inferior de la torre de enfriamiento que recibe el agua fría de la torre y la dirige a una línea de succión.

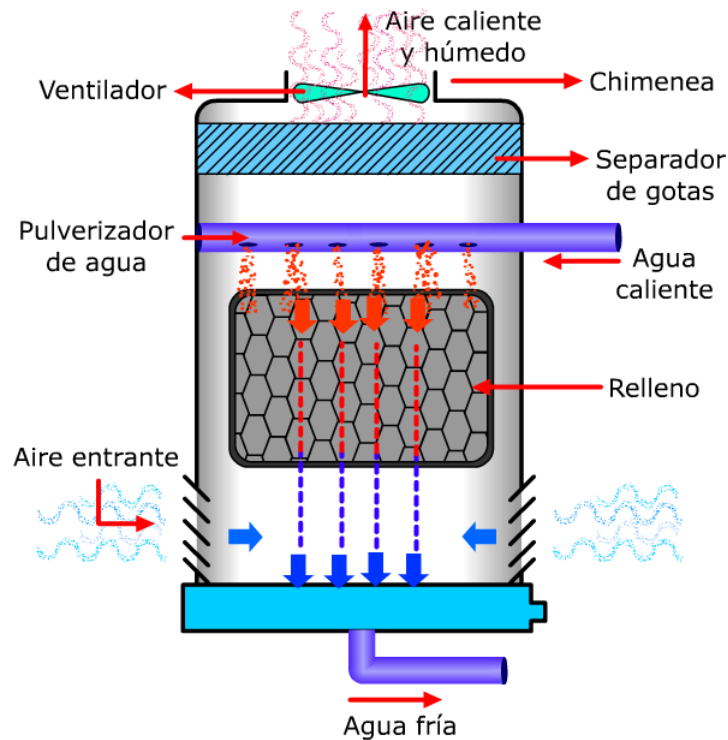
---

<sup>11</sup> Este tipo de relleno distribuye el agua en una fina película que fluye por una superficie proporcionando la exposición de la película de agua a la corriente de aire, la película debe ser muy delgada y debe cubrir la máxima superficie de relleno posible, para que así la evaporación sea mayor. Ref: (<http://www.torresderefrigeracion.org/>)



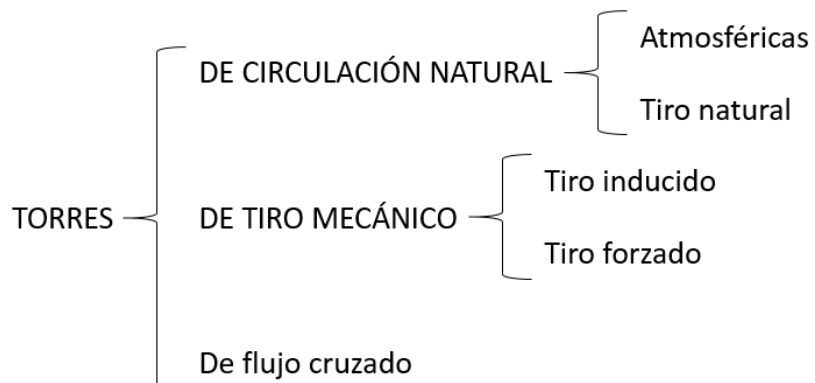


En la Figura 2-11 se pueden visualizar todos los componentes mencionados.



**Figura 2-11** Componentes básicos de una torre de enfriamiento. [Ilustración]. Recuperado de [http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento\\_5716.html](http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento_5716.html)

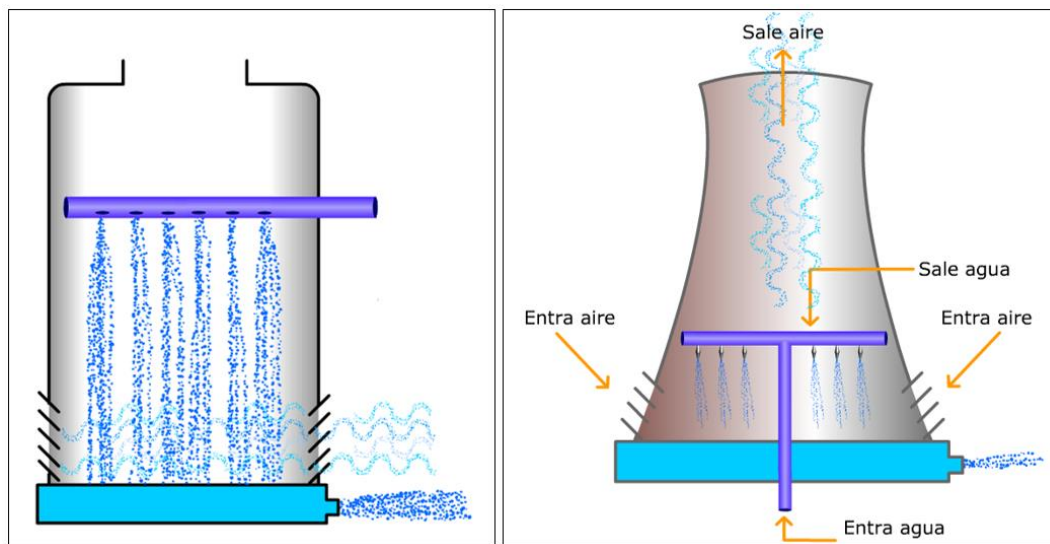
Las torres de enfriamiento se clasifican según la forma en que se suministra el aire en:



Atmosféricas: En las torres atmosféricas el agua cae en flujo cruzado con el aire, y el movimiento de éste depende del viento. Éstas presentan bajos costos de mantenimiento y pueden ser construidas con rellenos o sin rellenos.



Tiro natural: Las torres de tiro natural, suelen tener la forma de chimenea hiperbólica. En ellas el agua caliente proveniente del proceso se pone en contacto con el aire, provocando su calentamiento y su ascenso como consecuencia de la disminución de su densidad. El aire ascendente provoca una depresión en la parte inferior de la torre generándose la posibilidad de la admisión de aire fresco. Utilizan chimeneas de gran altura para obtener el tiro deseado. Estos equipos presentan bajos costos de mantenimiento y de operación debido a que no tienen consumo eléctrico, se emplean para manejar grandes capacidades de enfriamiento y requiere bajas temperaturas de aire a la entrada. La Figura 2-12 muestra ambas torres.



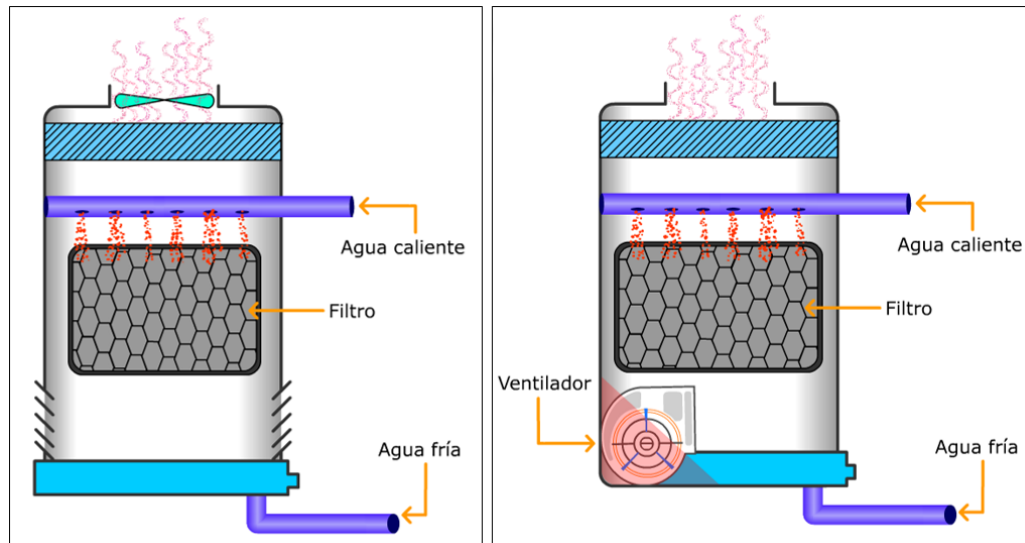
**Figura 2-12** Torre atmosférica (izquierda) y de tiro natural (derecha). [Ilustración]. Recuperado de [http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento\\_5716.html](http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento_5716.html)

Tiro mecánico: Las torres de tiro mecánico emplean ventiladores para controlar el flujo de aire que entra a la torre, son compactas y brindan buen control sobre las condiciones de salida del agua. Sin embargo presentan altos costos de operación y mantenimiento. La Figura 2-13 muestra las torres de tiro mecánico.

- Tiro inducido: En estas el aire se succiona a través de la torre mediante un ventilador situado en la parte superior de la torre, son las más utilizadas.

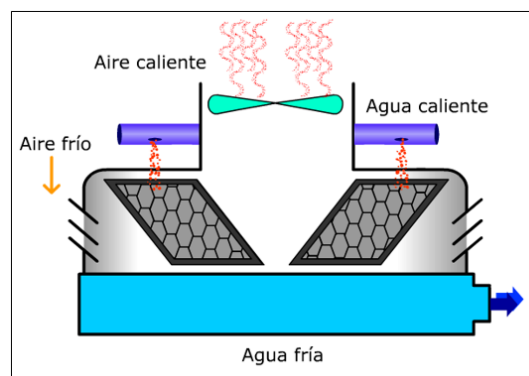


- Tiro forzado: El aire es forzado a través de los rellenos por un ventilador situado en la parte inferior de la torre y se descarga por la parte superior. Es más eficiente que la de tiro inducido debido a que el ventilador mueve aire frío.



**Figura 2-13** Torre de tiro inducido (izquierda) y forzado (derecha). [Ilustración]. Recuperado de [http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento\\_5716.html](http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento_5716.html)

Flujo cruzado: En los tipos mencionados anteriormente el intercambio entre el agua y el aire se da en flujo en contracorriente. En las torres de flujo cruzado (Figura 2-14) el aire entra por los lados de la torre fluyendo horizontalmente a través del agua que cae. Estas torres necesitan más aire y tienen un costo de operación más bajo que las torres a contracorriente.



**Figura 2-14** Torre de flujo cruzado. [Ilustración]. Recuperado de [http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento\\_5716.html](http://ddplantas.blogspot.com.ar/2012/10/torres-de-enfriamiento_5716.html)



## 2.3. INSTALACIÓN DE ACEITE TÉRMICO

### 2.3.1. Introducción

Los sistemas de calentamiento o transferencia de calor, mediante fluido térmico, se utilizan en procesos que requieren temperaturas superiores a los 185°C y hasta 300°C, empleando como medio de transferencia, aceites especiales de alta conductividad, ya que estos permiten trabajar en su fase líquida sin generar presión y adicionalmente nunca hierven. Esta característica los hace ideales para lograr altas temperaturas de proceso con un bajo margen de riesgo a las personas y equipos, superando en muchos aspectos al vapor.

El principal inconveniente de estas instalaciones se centra en su costo, normalmente elevado, debido precisamente a la alta temperatura a la que se trabaja, lo que se traduce en el uso de bombas, válvulas y equipamiento de regulación de alto precio comparado por ejemplo con las instalaciones de vapor o de agua caliente.

Así mismo, al igual que en las instalaciones de agua caliente y sobrecalentada, se necesita de un sistema de bombeo del fluido transmisor que incrementa los costos de funcionamiento, debido al consumo constante de energía eléctrica de estos equipos.

Otra posible desventaja asociada a estas instalaciones, es el alto costo del fluido transmisor, aceite térmico, y la menor capacidad de intercambio que posee frente al vapor, lo que hace necesaria la instalación de mayores intercambiadores a igual potencia.

Sin embargo, el sistema de fluido térmico, como mencionamos antes, es uno de los medios idóneos de transferencia de calor cuando el sistema requiere altas temperaturas, ya que aporta además, seguridad industrial y ahorro en los costos de mantenimiento.

Una característica importante de los sistemas de fluido térmico es que son circuitos cerrados en el que no hay pérdidas del fluido de transferencia de calor como sucede con el vapor, en el que se debe reponer agua nueva al sistema periódicamente.



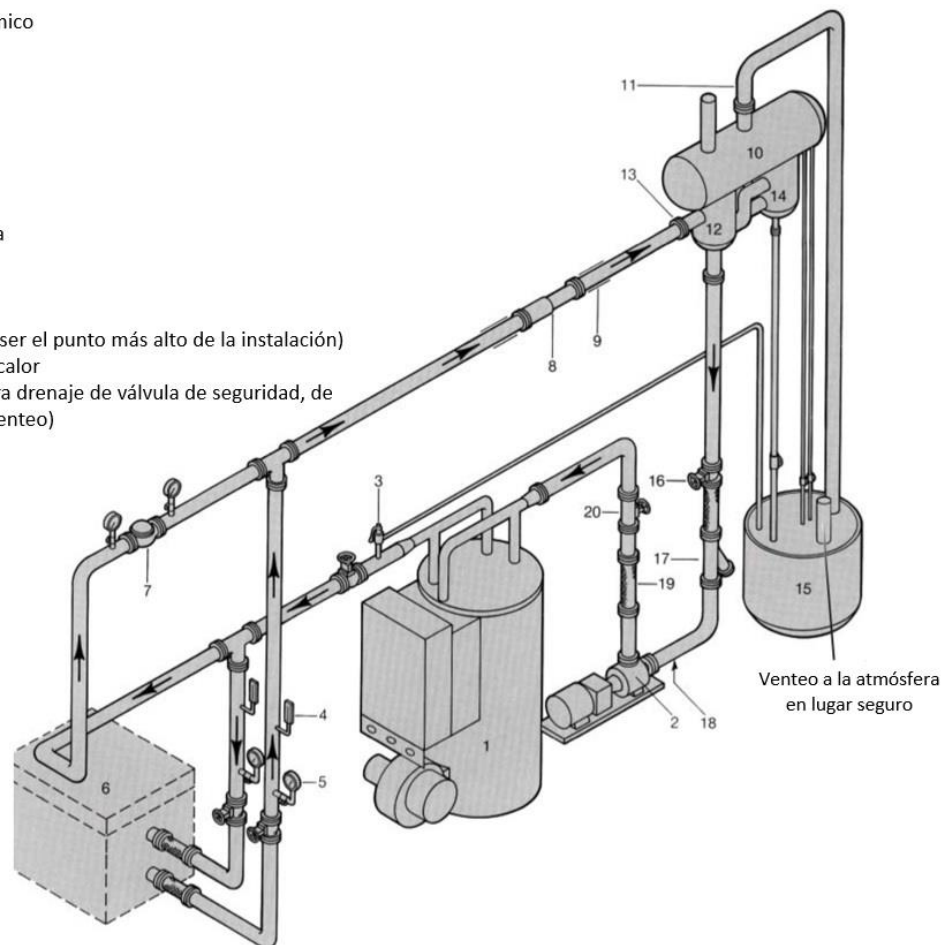
### 2.3.2. Componentes principales de la instalación

La Figura 2-15 muestra una instalación de aceite térmico, sus principales componentes son:

- Caldera de aceite térmico
- Bomba de recirculación
- Red de distribución
- Tanque de expansión

A continuación se describen cada uno de ellos.

1. Generador de fluido térmico
2. Bomba de recirculación
3. Válvula de seguridad
4. Termómetro
5. Manómetro
6. Equipo a calefaccionar
7. Válvula de bypass
8. Junta de expansión
9. Soporte y guía de tubería
10. Tanque de expansión
11. Tubería de venteo
12. Desaireador
13. Entrada al tanque (debe ser el punto más alto de la instalación)
14. Zona de intercambio de calor
15. Tanque recuperador (para drenaje de válvula de seguridad, de tanque de expansión y venteo)
16. Válvula
17. Filtro
18. Entrada a la bomba
19. Conexión flexible
20. Válvula de aislación



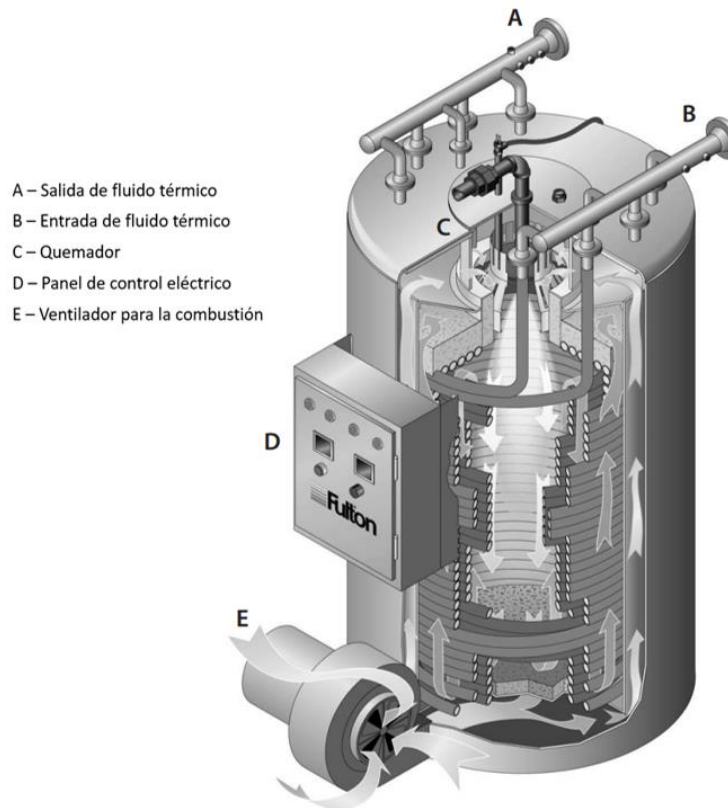
**Figura 2-15** Instalación de fluido térmico. Fulton (2009). *Manual: Fulton Vertical Coil Design Thermal Fluid Heaters (Models FT-C & FT-S)*. [Ilustración].



### 2.3.2.1. Caldera de aceite térmico

La caldera o generador de fluido térmico es el elemento principal de esta instalación. Los generadores son acuotubulares, formados por serpentines helicoidales concéntricos, con número de entradas en función del caudal de circulación. Los tubos de los serpentines están en contacto unos con otros formando una pantalla cilíndrica en cuyo interior se realiza la combustión. Por el interior del tubo serpentín circula el aceite térmico en régimen forzado y turbulento para evitar que se alcancen temperaturas de película excesivas.

Los serpentines indicados se sitúan en el interior de una virola de chapa de acero que completa el circuito forzado de los gases de combustión, este cilindro está calorifugado exteriormente y recubierto por chapa metálica; ninguno de los cilindros citados está sujeto a presión. Los cuerpos cilíndricos indicados, así como el serpentín de paso de aceite van montados sobre una base construida con perfiles laminados.



**Figura 2-16** Generador de fluido térmico. Fulton (2009). *Manual: Fulton Vertical Coil Design Thermal Fluid Heaters (Models FT-C & FT-S)*. [Ilustración].



Los generadores pueden ser verticales u horizontales, en su construcción son exactamente iguales variando únicamente la posición vertical u horizontal del serpentín y sus envolventes. Los quemadores como fuente de calor pueden utilizar combustibles livianos, pesados o gases combustibles.

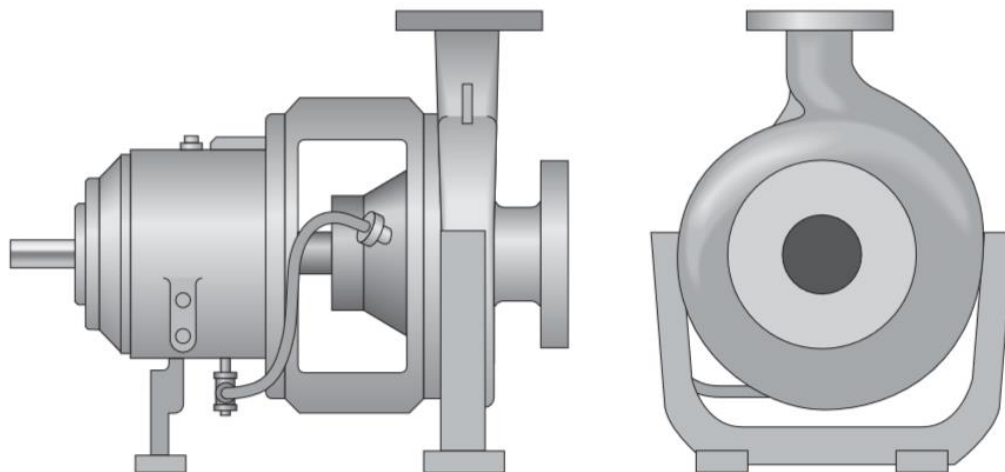
En la Figura 2-16 se puede observar una caldera de aceite térmico con sus componentes.

### 2.3.2.2. Bomba de recirculación

Las bombas de recirculación se utilizan para forzar la circulación del aceite térmico por todo el sistema. Éstas son del tipo centrífugas y deben estar dimensionadas para satisfacer el flujo mínimo de aceite requerido tanto por los equipos como por el calentador de aceite mismo a una presión suficiente para vencer las pérdidas de todo el sistema.

La fabricación de las bombas es especial para fluidos térmicos de alta temperatura. Las hay de dos tipos, las enfriadas por aire y las enfriadas por agua. La primera opción es la más económica y es aplicable cuando la temperatura de trabajo del aceite térmico es inferior o igual a los 315°C; la segunda se utiliza cuando la temperatura de trabajo del aceite térmico es superior a los 315°C.

En la Figura 2-17 se muestra una bomba de recirculación enfriada por agua.



**Figura 2-17** Bomba de recirculación enfriada por agua. Fulton (2009). *Manual: Fulton Vertical Coil Design Thermal Fluid Heaters (Models FT-C & FT-S)*. [Ilustración].



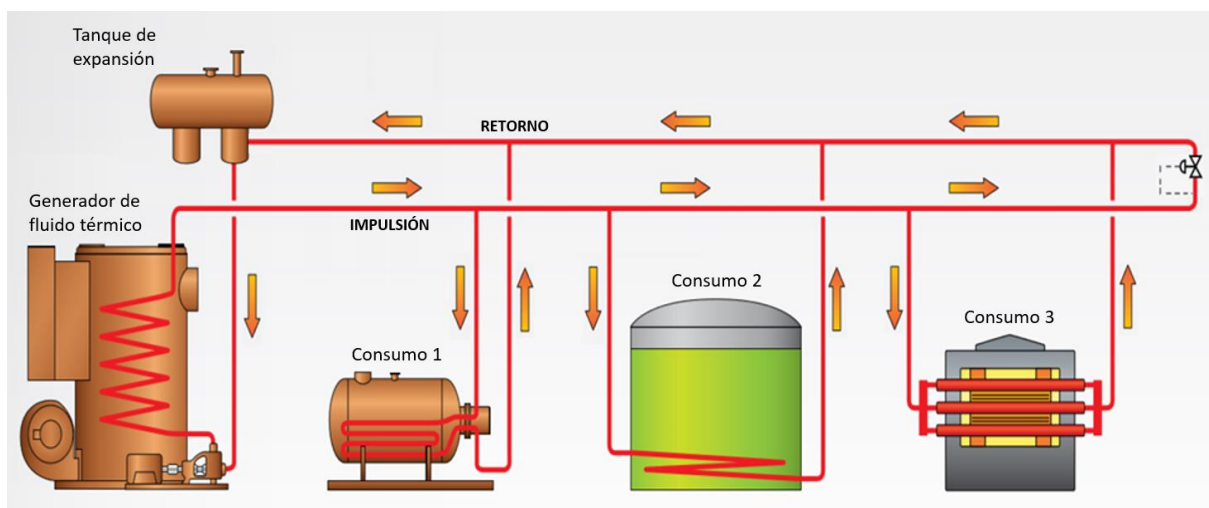
### 2.3.2.3. Red de distribución

Las redes de distribución de fluido térmico están compuestas por todas las cañerías cuya función es conducir el aceite térmico desde los generadores de fluido térmico hasta los equipos de consumo, calefactarlos, y luego retornar éste al tanque de expansión previo reingreso a la caldera.

Las redes de distribución están compuestas por dos líneas independientes, una de impulsión y otra de retorno. El colector de impulsión o suministro es la línea que está conectada al generador de fluido térmico y desde la cual se alimentan todos los consumos; luego de producir el intercambio de calor en los equipos en cuestión, el aceite es devuelto al colector de retorno o recogida para ser conducido hasta el tanque de expansión de la instalación térmica.

En los sistemas de fluido térmico, las redes de transportación del aceite son más sencillas ya que no están expuestas a presiones excesivas ni a corrosión, teniendo además todo el sistema una vida útil más larga y generando importantes economías al evitar paros por reparaciones y sustitución de elementos. Si es bien manejado, el aceite térmico trabaja por largo tiempo sin necesidad de reemplazarlo.

En la Figura 2-18 se observa un esquema de cómo es una red de este tipo.



**Figura 2-18** Red de distribución. Fulton (2014). *Catálogo: Thermal Fluid Heaters*. [Ilustración].





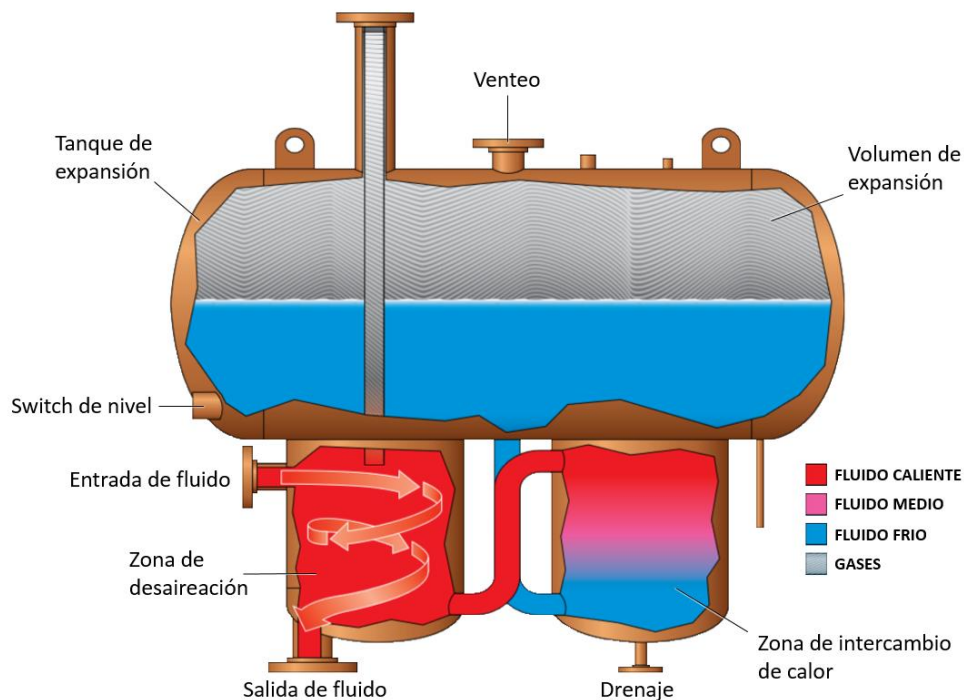
### 2.3.2.4. Tanque de expansión

Como las instalaciones de fluido térmico funcionan llenas de líquido, es necesario prever un aparato capaz de absorber de forma segura el aumento de volumen que experimenta el aceite térmico al aumentar su temperatura; este equipo es el tanque o depósito de expansión.

El tanque de expansión cumple básicamente tres funciones:

- Absorber la expansión del fluido térmico al calentarse.
- Desairear el aceite con la finalidad de evitar al máximo la corrosión en el sistema.
- Favorecer el hecho de que el aceite más frío del sistema sea el que entre en contacto con el ambiente dentro del tanque de expansión atmosférico y así evitar que el mismo vuelva a capturar oxígeno<sup>12</sup>. La Figura 2-19 muestra un tanque de expansión y cómo se distribuye el aceite dentro del mismo dependiendo de su temperatura.

Las dimensiones de los depósitos de expansión están en función de la capacidad total de cada instalación.



**Figura 2-19** Tanque de expansión. Fulton (2014). *Catálogo: Thermal Fluid Heaters*. [Ilustración].

<sup>12</sup> De esta forma se protege el aceite térmico de la oxidación que podría ocasionar la captura constante de oxígeno, prolongando su vida útil.



Los tanques pueden ser de dos tipos, atmosféricos o presurizados.

El tanque atmosférico está abierto al ambiente, por lo que es no presurizado. Es el más económico y se utiliza cuando:

- El tanque puede ser el punto más alto de la instalación y así evitar rebalses.
- El tanque está ubicado bajo techo.
- La presión de los vapores del aceite térmico a temperatura de operación es menor a la presión atmosférica.

Cuando alguna de las condiciones descriptas no se cumplen, entonces el tanque debe estar sellado y normado para así ser presurizado con un manto de nitrógeno.

Un tanque de expansión posee los siguientes componentes:

- Intercambiador de calor: Esta es una zona de la parte inferior del tanque cuya función consiste en conseguir que el aceite que está más frío sea el que vaya al volumen de expansión del tanque, con la finalidad de que el aceite no vuelva a capturar oxígeno.
- Desaireador: Esta zona también se ubica en la parte inferior del tanque de aceite, su función es desairear el aceite para extraerle algún remanente de oxígeno y enviarlo al exterior.
- Volumen de expansión: Es simplemente la zona destinada a dar cabida al incremento de volumen que sufre el aceite térmico por su calentamiento. Debe estar correctamente dimensionado con base al volumen total de aceite de la instalación para evitar derrames por rebalse.



## 2.4. INSTALACIÓN DE VAPOR

### 2.4.1. Introducción

Existen varias razones por la cual el vapor es todavía de uso común en los procesos industriales: es una forma muy eficaz de transferir energía (calor) de una fuente central a diversos puntos de consumo o uso, la presión propia del vapor actúa como la fuerza motriz para mover el vapor a los puntos requeridos, existe una relación directa entre la presión y la temperatura del vapor que lo hace ideal para el control de los procesos (vapor saturado), y posee una entalpia relativamente alta por lo que puede transferir una gran cantidad de energía en relación con el flujo de masa.

Habiendo establecido que el vapor es un buen medio para transferir y controlar el flujo de energía a lo largo de una planta, la clave es lograr que sea tan efectiva y eficiente como sea posible. El vapor se distribuye en tuberías de vapor y es necesario diseñar este sistema con el fin de lograr las condiciones de proceso requeridas y reducir tanto como sea posible las pérdidas del sistema.

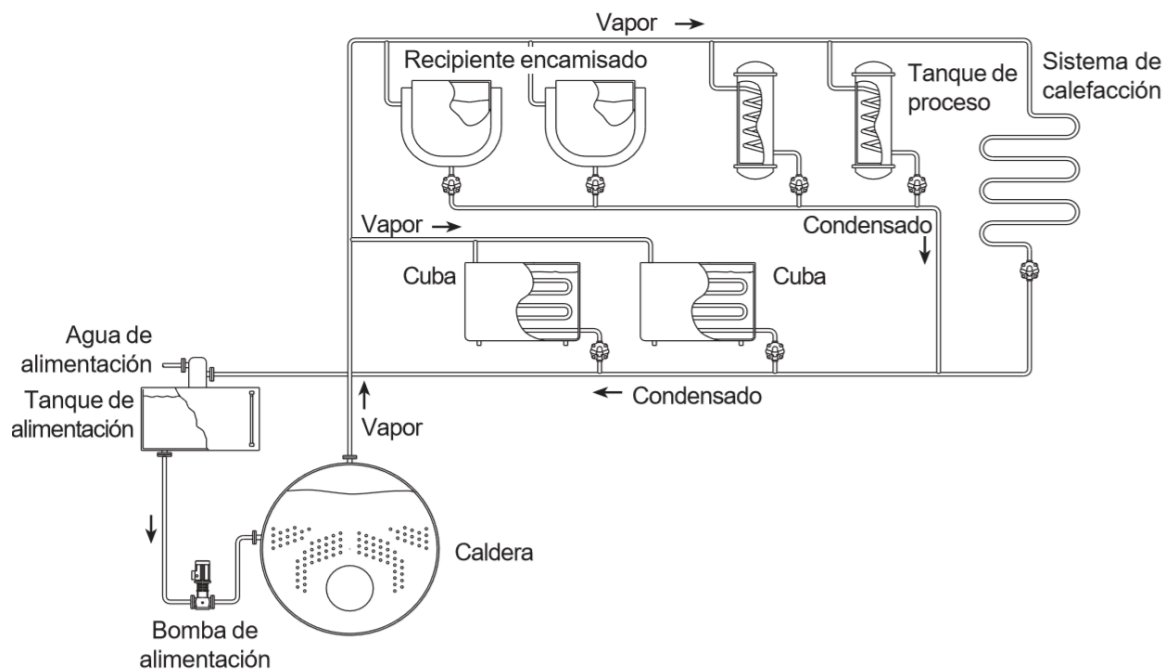
Las instalaciones pueden ser de **vapor saturado** o de **vapor sobrecalentado**, aunque esto no siempre es una opción. Si algún equipo en la planta requiere vapor sobrecalentado, entonces debe ser sobrecalentado. Sin embargo, a menudo se considera más eficaz distribuir el vapor sobrecalentado porque no genera condensado, pero es más caliente que el vapor saturado (a la misma presión) y por lo tanto las pérdidas de vapor sobrecalentado son más altas. También existe un problema potencial en las plantas grandes con este tipo de vapor, el mismo se va volviendo saturado a medida que viaja a través de la planta.

La razón principal para elegir distribuir vapor sobrecalentado sería reducir las pérdidas por las trampas de vapor, pero si las trampas de vapor funcionan correctamente y el condensado se recolecta y retorna a la casa de calderas entonces la recomendación sería distribuir vapor saturado. Además, el vapor saturado seco nos brinda la posibilidad de que la transferencia de calor se efectúe a temperatura constante, y si logramos su total condensación, el calor cedido será el calor latente de condensación (equivalente al calor latente de vaporización).



### 2.4.2. Componentes principales de la instalación

En una instalación de vapor, el vapor generado en las calderas pasa por una estación reductora de presión y luego a través de una red de distribución es transportado hacia los puntos de consumo o uso. También posee un tanque de alimentación de agua, el cual a través de un sistema de bombas suministra el agua a la caldera a la presión necesaria. El circuito se completa con una red de retorno de condensados que recolecta los condensados de la red y los devuelve al tanque de alimentación. En la Figura 2-20 se muestra un esquema de un circuito de vapor típico.



**Figura 2-20** Esquema de una instalación de vapor. Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor.* [Ilustración].

Como se mencionó, los componentes principales de una instalación de vapor son:

- Caldera de vapor
- Red de distribución y de retorno de condensados
- Estación reductora de presión



- Tanque de alimentación
- Ablandador de agua (opcional)
- Accesorios

#### 2.4.2.1. Caldera de vapor

Las calderas son la parte más importante de la instalación de vapor, después de todo, es donde se genera el vapor. Una caldera puede definirse como un recipiente en el que se transfiere energía calorífica de un combustible a un líquido. En el caso de vapor saturado, la caldera proporciona también energía calorífica para producir un cambio de fase de líquido a vapor. Las calderas o generadores de vapor son máquinas o instalaciones industriales que, aplicando el calor de un combustible sólido, líquido o gaseoso, calientan el agua o producen vapor a elevada presión y temperatura para aplicaciones industriales.

La estructura general de una caldera depende del tipo de caldera en cuestión, no obstante, de forma general se pueden describir las siguientes partes:

- **Quemador:** mezcla y dirige el flujo de combustible y aire de tal manera que se asegure el encendido y la completa combustión.
- **Hogar:** alberga el quemador en su interior y es donde se realiza la combustión del combustible utilizado y la generación de los gases calientes.
- **Tubos de intercambio de calor:** el flujo de calor desde los gases calientes hasta el agua se efectúa a través de la superficie de estos tubos.
- **Chimenea:** es el conducto vertical por el cual se expulsan los humos y gases de combustión después de haber cedido calor al fluido.
- **Carcasa:** contiene en su interior al hogar y el sistema de tubos de intercambio de calor.



- **Cámara de agua:** es el volumen de la caldera que está ocupado por el agua y tiene como límite inferior un cierto nivel mínimo, del que no debe descender nunca el agua durante su funcionamiento.
- **Cámara de vapor:** es aquella parte de la caldera que queda sobre el nivel superior del agua (volumen ocupado por el vapor considerando el nivel máximo admisible de agua).

## CLASIFICACION DE LAS CALDERAS

Las calderas se clasifican según diversos criterios, relacionados con la disposición de los fluidos y su circulación, el mecanismo de transmisión de calor dominante, aspectos estructurales, modo de intercambio de calor, la forma del quemado del combustible, forma de alimentación del agua y muchos otros factores. En base de algunos de estos criterios las calderas se pueden clasificar en:

### 1. Por la presión del vapor que producen

DE BAJA PRESION: hasta unos 4 o 5 [kg/cm<sup>2</sup>].

DE MEDIA PRESION: mayores a 5 [kg/cm<sup>2</sup>] y hasta 20 [kg/cm<sup>2</sup>] aproximadamente.

DE ALTA PRESION: mayores a 20 [kg/cm<sup>2</sup>] y hasta 225 [kg/cm<sup>2</sup>].

SUPERCRITICA<sup>13</sup>: presiones sobre los 225 [kg/cm<sup>2</sup>].

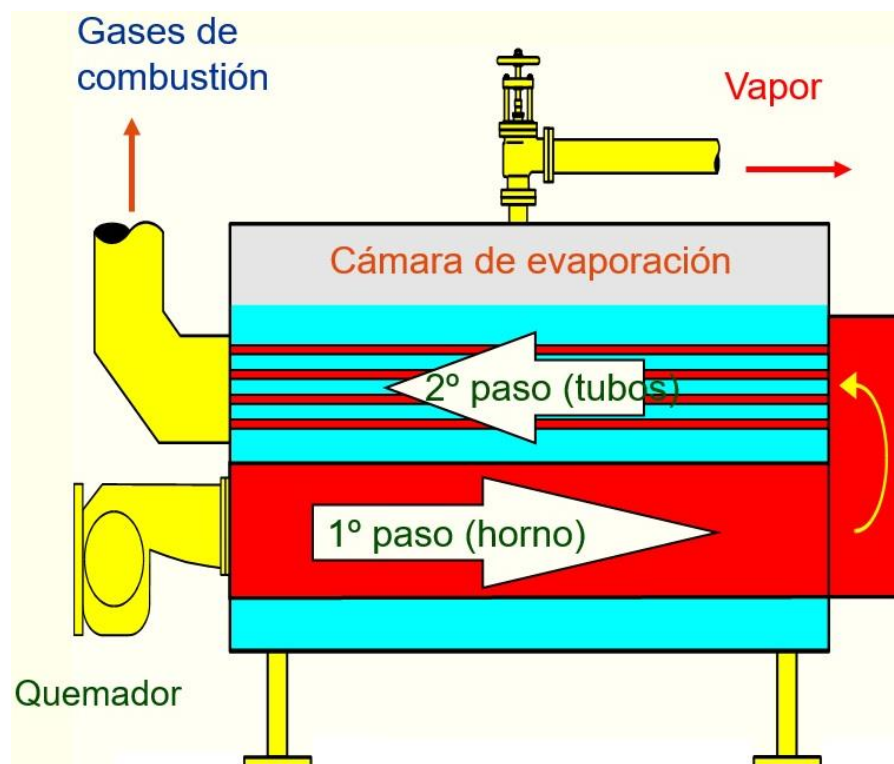
### 2. Por la disposición de los fluidos

PIROTUBULARES: en este tipo de calderas los gases de la combustión procedentes del hogar circulan por el interior de los tubos, cambiando de sentido en su trayectoria,

<sup>13</sup> Una caldera *supercrítica* funciona por encima de la presión crítica absoluta de 224,43 kg/cm<sup>2</sup> y 374°C de temperatura de saturación. Ref: (<http://www.todocalderas.com.ar/articulo/11/definiciones-de-calderas.html>)

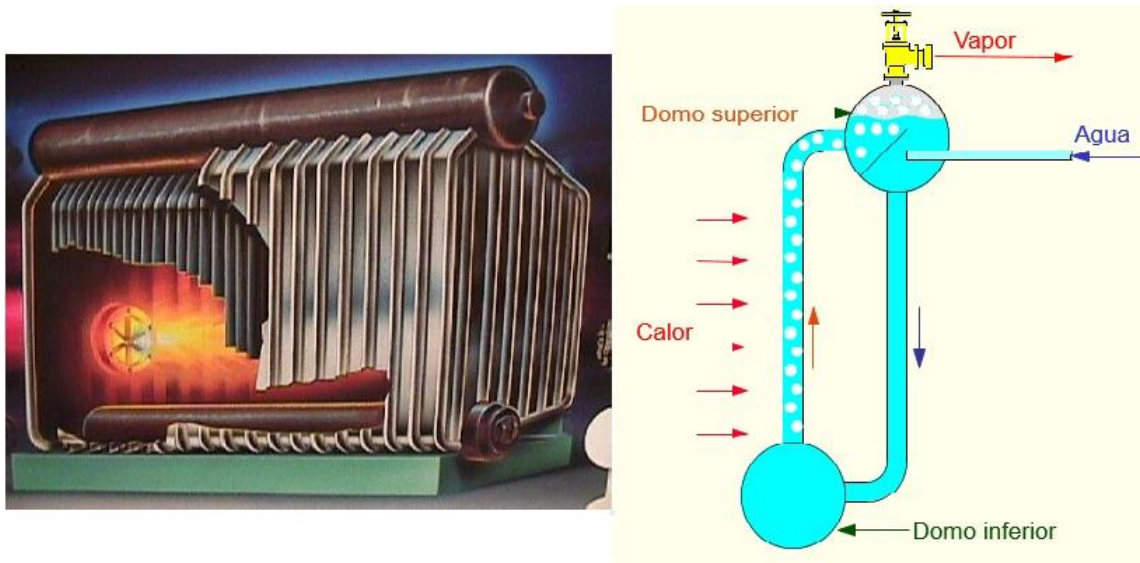


hasta salir por la chimenea. El calor liberado en el proceso de combustión es transferido a través de las paredes de los tubos al agua que los rodea, quedando todo el conjunto encerrado dentro de una carcasa convenientemente calorifugada. Poseen las ventajas de ser económicas, de alto rendimiento y fácil mantenimiento. Se utilizan normalmente para presiones máximas de alrededor de 20 bar y consumos de hasta 30 toneladas de vapor por hora. La Figura 2-21 ilustra una caldera de este tipo.



**Figura 2-21** Caldera pirotubular. [Ilustración]. Recuperado de <http://www.soloejemplos.com/ejemplo-de-tipos-de-calderas/>

**ACUOTUBULAR:** en este tipo de calderas por dentro de los tubos circula el agua y la mezcla de agua y vapor. Por fuera, generalmente en flujo cruzado, intercambian calor los humos productos de la combustión. Estas calderas poseen las ventajas de ser más seguras y se usan normalmente para altas presiones. Se construyen para capacidades mayores a 20 toneladas de vapor por hora y permiten obtener vapor a temperaturas del orden de los 550°C y presiones de 200 bar o más. En la Figura 2-22 se puede observar una de ellas.



**Figura 2-22** Caldera acuotubular. [Ilustración]. Recuperado de <http://www.soloejemplos.com/ejemplo-de-tipos-de-calderas/>

### 3. Por el combustible utilizado

**DE COMBUSTIBLES LÍQUIDOS:** se fabrican calderas de todo tipo y tamaño que utilizan combustibles líquidos. Requieren tanques de almacenaje, sistemas de bombeo y transporte.

**DE COMBUSTIBLES GASEOSOS:** utilizan tanto gas natural como GLP, aire propanado o gas obtenido en gasificadores. Generalmente los quemadores de gas trabajan con muy baja presión, por lo que es común que tengan sistemas de reducción de presión importantes.

**DE COMBUSTIBLES SÓLIDOS:** los combustibles utilizados son muy variados, leña en todos los tamaños, desechos de producción (pellets de madera, aserrín, cáscara de arroz), carbón, etc.

### 4. Por su configuración

**VERTICAL:** el cuerpo cilíndrico se encuentra vertical.

**HORIZONTAL:** el cuerpo cilíndrico se encuentra horizontal.





### **2.4.2.2. Red de distribución y de retorno de condensados**

El sistema de distribución de vapor es un enlace importante entre la fuente generadora del vapor y los usuarios. El vapor generado en la caldera debe ser conducido a través de las tuberías hasta los puntos en los que se requiere esta energía calorífica. Generalmente en las redes de distribución, se posee una o más tuberías principales que transportan el vapor de la caldera en la dirección de la planta de utilización del vapor; otras tuberías derivadas de las primeras pueden transportar el vapor a los equipos individuales.

Como la tubería está inicialmente fría el vapor le transfiere calor, y ésta a su vez transfiere calor al aire que la rodea ya que el mismo se encuentra más frío que el vapor. Como el vapor fluye hacia un medio más frío, comenzará a condensar inmediatamente. En la puesta en marcha del sistema, la cantidad de condensado será mayor, debido a que el vapor se utiliza para el calentamiento de la tubería fría (esto se conoce como “carga de puesta en marcha”). Cuando la tubería ya se ha calentado, aún habrá condensación, ya que la tubería seguirá cediendo calor al aire que la rodea, pero será menor (esto se conoce como “carga de funcionamiento”).

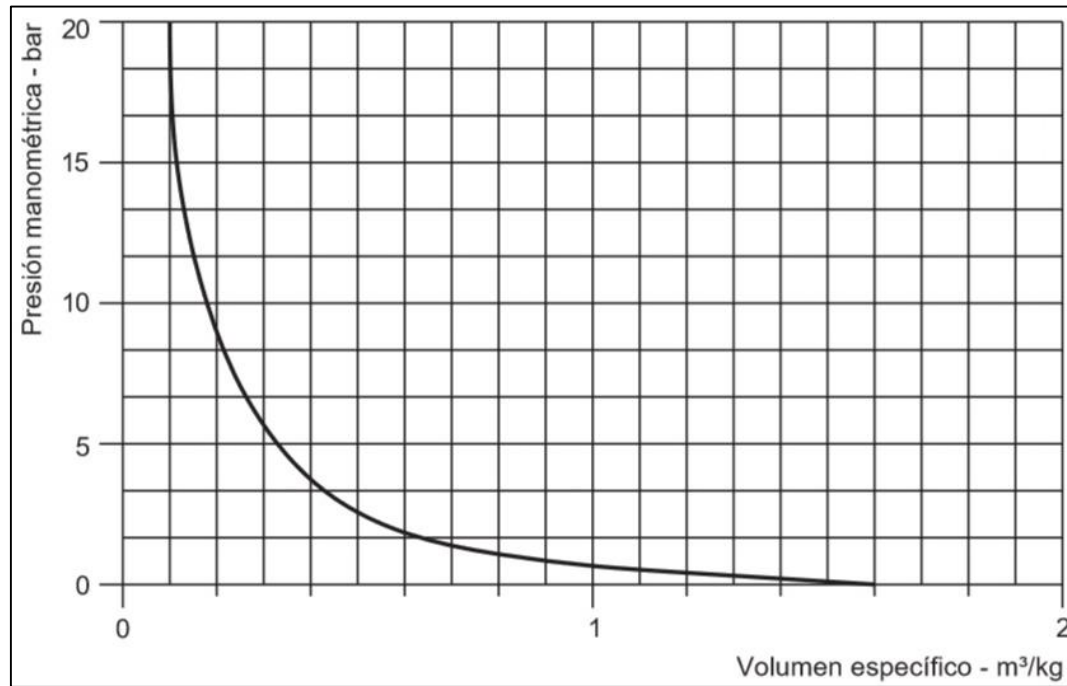
El condensado que resulta, va a parar a la parte inferior de la tubería y es arrastrado a lo largo de ésta por el flujo de vapor y por la gravedad hasta llegar a los puntos bajos de la tubería de distribución. Todo el condensado formado tanto en las tuberías de distribución como en los equipos de proceso, es agua caliente y preparada para la alimentación de la caldera, por lo tanto es un elemento demasiado valioso como para desaprovecharlo, es por eso que el circuito de vapor básico debe completarse con la red de retorno de condensado que conduce a éste hasta el tanque de alimentación a la caldera. Lo mencionado se puede observar en el esquema de una instalación de vapor de la Figura 2-20.

### **PRESION DE TRABAJO**

La presión a la que el vapor debe distribuirse está parcialmente determinada por el equipo de la planta que requiere una mayor presión. Debe recordarse que el vapor perderá una parte de su presión al pasar por la tubería, a causa de la resistencia de esta al paso del fluido, y a la condensación por la cesión de calor a la tubería.



El vapor a alta presión ocupa menos volumen por kilogramo que el vapor a baja presión, por lo tanto, si el vapor se genera en la caldera a una presión muy superior a la requerida en los consumos, y se distribuye a esta presión superior, el tamaño de las tuberías de distribución será mucho menor para cualquier caudal. A continuación, en la Figura 2-23, se ilustra este punto.

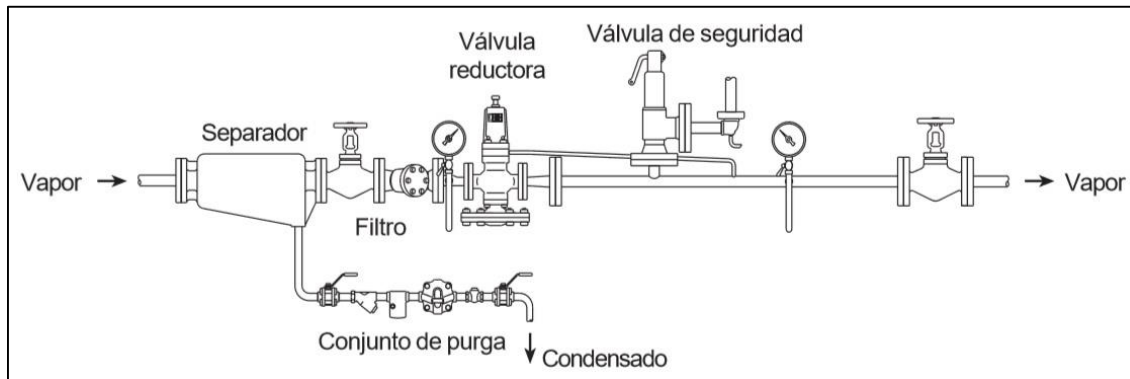


**Figura 2-23** Vapor saturado seco - Relación presión/volumen específico. Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor*. [Gráfico].

Como desventaja de distribuir el vapor a alta presión se tiene que será necesario reducir la presión del vapor en cada zona o punto de utilización del sistema, con el fin de que se ajuste a la presión que la aplicación requiere.

#### 2.4.2.3. Estación reductora de presión

El método más común para reducir la presión de la línea es la utilización de una estación reductora de presión. En la Figura 2-24 se puede observar una estación reductora de presión típica con todos sus componentes, los mismos se describen brevemente a continuación.



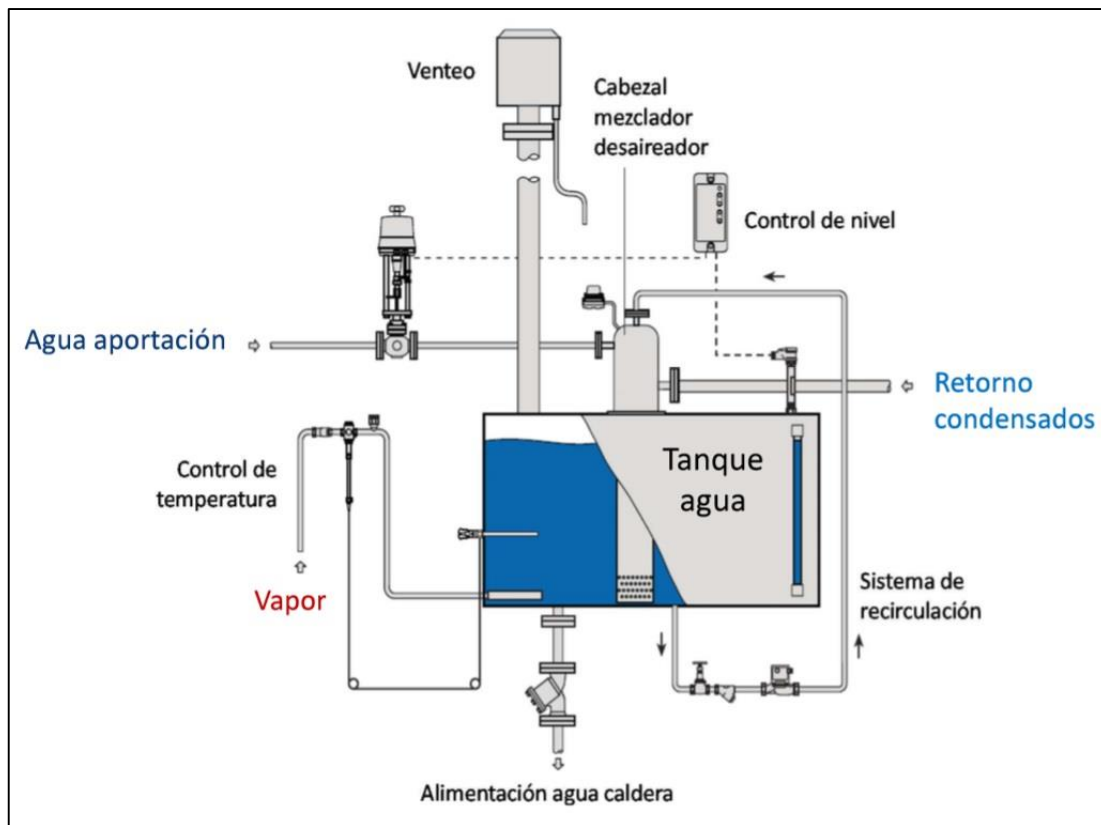
**Figura 2-24** Estación reductora de presión. Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor.* [Ilustración].

- Separador: se coloca al principio para eliminar el agua que arrastra el vapor que entra, para que solo vapor seco saturado pase a través de la válvula reductora.
- Primera válvula de aislamiento: se utiliza para cerrar el sistema y poder realizar tareas de mantenimiento.
- Filtro: se lo coloca para mantener limpio el sistema.
- Primer manómetro: se utiliza para ver la presión de alimentación.
- Válvula reductora: es la válvula que produce la caída de presión necesaria en la línea.
- Válvula de seguridad: es apropiado montar una válvula de seguridad aguas abajo para proteger el equipo. Si la válvula reductora fallase, produciéndose un aumento de presión aguas abajo, el equipo resultaría dañado, e incluso podrían ocurrir daños personales. Con una válvula de seguridad instalada, cualquier exceso de presión será descargado a través de la válvula, evitando que se produzcan desperfectos.
- Segundo manómetro: se utiliza para ajustar y ver la presión aguas abajo.
- Segunda válvula de aislamiento: permite el doble aislamiento de los equipos aguas abajo durante los períodos de mantenimiento.



#### 2.4.2.4. Tanque de alimentación

El tanque de alimentación es el equipo que cumple la función principal de almacenar el agua que será suministrada a la caldera para generar el vapor. El mismo posee una conexión que a través de una bomba transporta el agua desde el tanque a la caldera. Además en este tanque finaliza la red de retorno de condensados, por lo que el mismo se utiliza también para recolectar los condensados de la instalación. En la Figura 2-25 se muestra un tanque junto a sus componentes.



**Figura 2-25** Tanque de alimentación. Spirax Sarco (2013). *Guía de calderas industriales: Accesorios de las calderas*. [Ilustración].

Los componentes **básicos** de un tanque de alimentación son los siguientes:

- Conexión de alimentación de agua a la caldera.
- Conexión de retorno de condensados.



- Conexión de agua de aporte.
- Control de nivel.
- Venteo.

Como componentes **opcionales** se encuentran:

- Cabezal mezclador desaireador.
- Sistema de recirculación.
- Control de temperatura.

#### **2.4.2.5. Ablandador de agua**

Si bien no son imprescindibles y la instalación puede funcionar sin ellos, existen equipos denominados ablandadores de agua que se utilizan para tratar el agua dura obtenida directamente de la red obteniendo como resultado agua blanda, de esta forma se consigue prolongar la vida útil de las calderas.

La función de los ablandadores es eliminar los iones de Ca y Mg que conforman la dureza del agua y favorecen la formación de incrustaciones en una caldera. El principio de funcionamiento de estos equipos se basa en un proceso llamado “intercambio iónico”, que consiste en la sustitución de estos iones por sodio (Na) para obtener agua para ser utilizada en calderas.

Los ablandadores están compuestos por resinas, que poseen una capacidad de intercambio de iones de calcio y magnesio por sodio. Cuando la capacidad de entrega de agua blanda de estos equipos se ve disminuida, es necesario llevar a cabo una regeneración para recuperar la capacidad de intercambio de las resinas. Esta regeneración es realizada con sal sódica (NaCl) de calidad técnica.

Estos equipos se ubican entre el tanque de alimentación y la entrada de agua a la caldera, en la Figura 2-26 se puede observar uno de ellos.



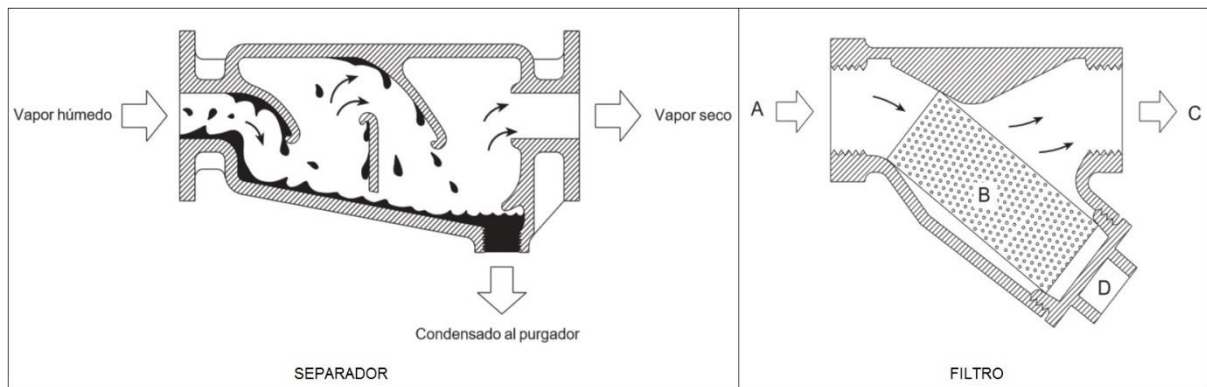
**Figura 2-26** Ablandador de agua. [Imagen]. Recuperado de <http://www.acquabio.com/ablandadores.html>

#### 2.4.2.6. Accesorios

Las instalaciones de vapor poseen varios accesorios que se disponen estratégicamente en la red para ayudar al buen funcionamiento del sistema, a continuación se describen brevemente los más importantes.

**SEPARADORES DE GOTAS:** son dispositivos que cumplen con la función de retirar las pequeñas gotas de agua que circulan con el vapor en forma de niebla en las líneas de distribución.

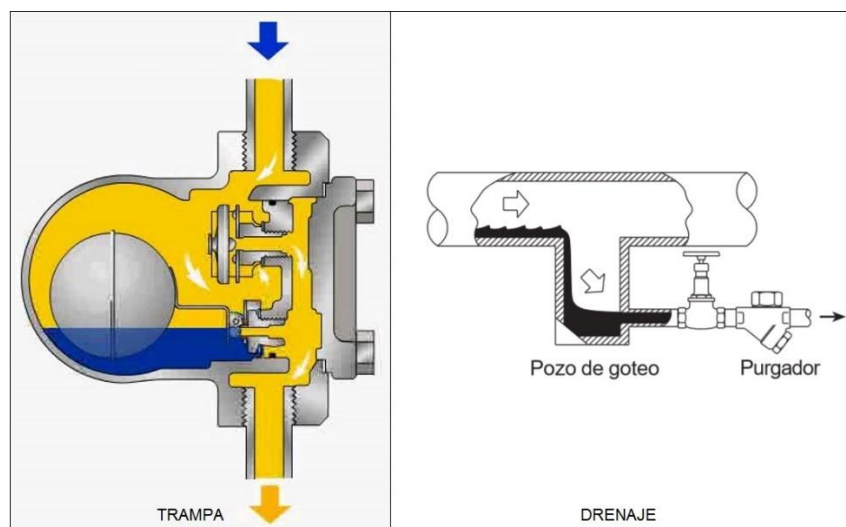
**FILTROS:** se utilizan para retener fragmentos de arena de fundición, virutas u otros elementos que puedan contener tuberías nuevas, también retienen óxidos y depósitos de carbonatos que se pueden encontrar en tuberías viejas. Todos estos elementos pueden rayar los equipos de vapor causando daños permanentes. En la Figura 2-27 se muestra un separado de gotas y un filtro.



**Figura 2-27** Separador de gotas y filtro. Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor.* [Ilustración].

**PURGADORES O TRAMPAS DE VAPOR:** se trata de dispositivos para la evacuación de condensados en canalizaciones, estaciones reductoras de presión y aparatos utilizadores. Un purgador es un tipo de válvula automática que descarga el condensado producido en los procesos que consumen vapor y en los conductos de vapor, sin permitir que se descargue el vapor.

**DRENAJES:** en los puntos de acumulación de condensado donde no es posible la recuperación de éste para volver a introducirlo en el sistema, se instalan drenajes para evacuar dicho condensado de las líneas de distribución. Estos últimos dos accesorios se pueden observar en la Figura 2-28.



**Figura 2-28** Trampa de vapor y drenaje. Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor.* [Ilustración].



## 2.5. CONTROL DE LAS VIBRACIONES

### 2.5.1. Introducción a las vibraciones

Las vibraciones se presentan en muchos aspectos de nuestra vida. Por ejemplo, oímos porque nuestros tímpanos vibran y vemos porque las ondas luminosas vibran. En los pulmones durante la respiración y en el latir del corazón hay oscilaciones de baja frecuencia, y en el oído se presentan oscilaciones de alta frecuencia. El habla humana requiere el movimiento oscilatorio de la laringe y el caminar implica el movimiento oscilatorio (periódico) de piernas y manos.

Muchos sistemas creados por el hombre también experimentan o producen vibraciones. Por ejemplo, cualquier desequilibrio en las máquinas que poseen partes giratorias, como ventiladores, tornos, bombas centrífugas, prensas rotatorias y turbinas, ocasionan vibraciones. Para estas máquinas las vibraciones son indeseables. Así mismo, para otros casos, las vibraciones son beneficiosas, como en los alimentadores de partes vibratorias, mezcladoras de pintura, instrumentos ultrasónicos que se utilizan en intervenciones quirúrgicas del ojo y otras partes del cuerpo, en sirenas y alarmas, etc.

A menudo se utiliza se utiliza la palabra *oscilación* como sinónimo de *vibración* para describir los movimientos hacia uno y otro lado, sin embargo, la palabra “vibraciones” se utiliza en los contextos de sistemas mecánicos.

A continuación se hará referencia sobre los conceptos más importantes de los sistemas vibratorios para poder luego exponer sobre el control de las vibraciones.

### 2.5.2. Conceptos básicos de la vibración<sup>14</sup>

#### 2.5.2.1. Vibración

Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama *vibración* u *oscilación*. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos comunes de vibración. La teoría de la vibración tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos.

---

<sup>14</sup> Conceptos extraídos de Balachandran y Magrab (2004). *Vibraciones*. y de Rao, S.(2012). *Vibraciones Mecánicas*.

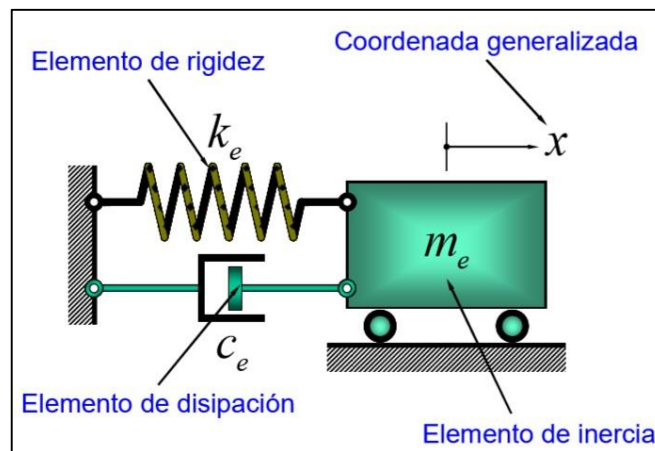




### 2.5.2.2. Partes elementales de los sistemas vibratorios

En general, son tres los elementos que forman un sistema vibratorio: *elementos de inercia*, *elementos de rigidez* y *elementos de disipación* (los mismos se muestran en la Figura 2-29). Se deben considerar, además de estos elementos, las fuerzas y momentos aplicados externamente y las alteraciones externas provenientes de desplazamientos iniciales prescritos, velocidades iniciales, o ambos.

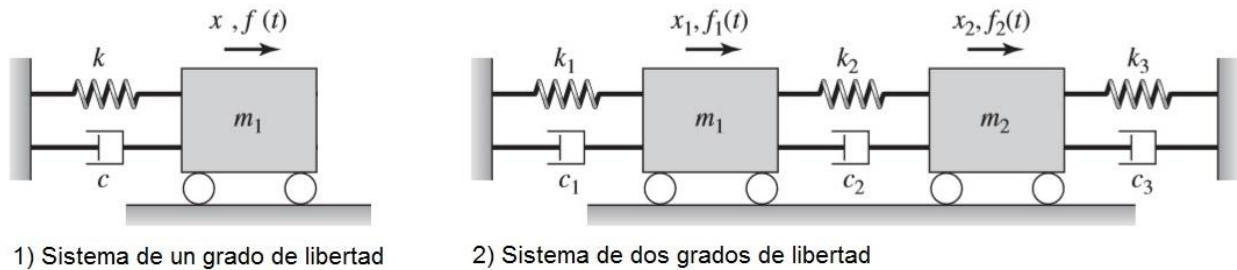
El *elemento de inercia* almacena y libera energía cinética (masa o inercia del sistema), el *elemento de rigidez* almacena y libera energía potencial (resorte o elasticidad), y el *elemento de disipación o de amortiguamiento* se utiliza para expresar la pérdida de energía en un sistema (amortiguador).



**Figura 2-29** Partes elementales de un sistema vibratorio

### 2.5.2.3. Grados de libertad

La cantidad de grados de libertad de un sistema vibratorio es el mínimo de coordenadas independientes que se requieren para determinar por completo todas las partes de un sistema en cualquier instante de tiempo. En la Figura 2-30 se pueden observar sistemas de uno y de dos grados de libertad.



**Figura 2-30** Sistemas de uno y dos grados de libertad. Balachandran y Magrab (2004). *Vibraciones*. [Ilustración].

#### 2.5.2.4. Clasificación de las vibraciones

**Vibración libre:** Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se conoce como *vibración libre*. Ninguna fuerza externa actúa sobre el sistema. La oscilación de un péndulo simple es un ejemplo de vibración libre.

**Vibración forzada:** Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como *vibración forzada*. La oscilación que aparece en máquinas como motores diésel es un ejemplo de vibración forzada.

Si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una condición que se conoce como *resonancia*, y el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes. Las fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia.

**Vibración no amortiguada:** Si no se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación, la vibración se conoce como *vibración no amortiguada*.

**Vibración amortiguada:** Si se pierde o disipa energía se llama *vibración amortiguada*. En muchos sistemas físicos, la cantidad de amortiguamiento es tan pequeña que puede ser ignorada en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería. Sin embargo, la consideración del amortiguamiento se vuelve extremadamente importante al analizar sistemas vibratorios próximos a la resonancia.

**Vibración lineal:** Si todos los componentes básicos de un sistema vibratorio, el resorte, la masa y el amortiguador, se comportan linealmente, la vibración resultante se conoce como



*vibración lineal*. En este tipo de vibración el principio de superposición es válido y las técnicas matemáticas de análisis están bien desarrolladas.

**Vibración no lineal:** Si cualquiera de los componentes básicos, resorte, masa y amortiguador, se comporta de manera no lineal, la vibración se conoce como *vibración no lineal*. Para este tipo de vibración el principio de superposición no es válido y las técnicas de análisis son menos conocidas.

**Vibración determinística:** Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibratorio se conoce en cualquier tiempo dado, la excitación se llama *determinística*. La vibración resultante se conoce como *vibración determinística*.

**Vibración aleatoria:** En algunos casos la excitación es *no determinística o aleatoria*; el valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar. En estos casos, una recopilación de registros de la excitación puede presentar cierta regularidad estadística. Es posible estimar promedios como los valores medios o medios al cuadrado de la excitación. Ejemplos de excitaciones aleatorias son la velocidad del viento, la aspereza del camino y el movimiento de tierra durante sismos. Si la excitación es aleatoria, la vibración resultante se llama *vibración aleatoria*.

#### **2.5.2.5. Frecuencia natural y factor de amortiguamiento**

La frecuencia natural y el factor de amortiguamiento de un sistema vibratorio dependen de los parámetros de inercia, rigidez y amortiguamiento, resultando independientes de la fuerza externa impuesta sobre el sistema.

##### **Frecuencia natural**

Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la frecuencia con la cual oscila sin la acción de fuerzas externas se conoce como *frecuencia natural*. Por lo común, un sistema vibratorio que posee  $n$  grados de libertad, tendrá  $n$  frecuencias naturales de vibración distintas.



La *frecuencia natural*  $\omega_n$  y el *período natural*  $T_n$  de un sistema de un grado de libertad para oscilaciones de traslación se definen como:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \left[ \frac{rad}{seg} \right]; \quad f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} [Hz]; \quad T_n = \frac{1}{f_n} = \frac{2\pi}{\omega_n} [seg] \quad (1)$$

Donde  $k$  es la rigidez del sistema y  $m$  es la masa del mismo. La cantidad  $f_n$  también se denomina frecuencia natural. El conocimiento de la *frecuencia natural* del sistema nos permite conocer rápidamente cuál es la condición de resonancia del mismo.

### **Factor de amortiguamiento**

El *factor de amortiguamiento* o *relación de amortiguamiento* para sistemas traslacionales de un solo grado de libertad es una cantidad adimensional que se define como:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2)$$

Donde  $c$  es el coeficiente de amortiguamiento del sistema con unidades Ns/m,  $k$  es la rigidez del sistema y  $m$  la masa del sistema.

La definición del *amortiguamiento crítico* como  $c_c = 2m\omega_n$  permite expresar la relación de amortiguamiento de la siguiente forma:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (3)$$

Esta cantidad es muy importante ya que la “forma” de la respuesta de un sistema “sólo” depende del factor de amortiguamiento del sistema. Dependiendo del valor que tome el factor de amortiguamiento se caracterizan los siguientes sistemas:

$$0 < \zeta < 1 \quad \text{Sistema subamortiguado}$$

$$\zeta = 1 \quad \text{Sistema amortiguado críticamente}$$

$$\zeta > 1 \quad \text{Sistema sobreamortiguado}$$



### 2.5.2.6. Ecuación rectora para sistemas de un solo grado de libertad

Existen varios métodos utilizados para deducir la ecuación general que gobierna el movimiento o ecuación rectora para un sistema de un solo grado de libertad, sin embargo todos ellos conducen a la misma expresión. Dentro de los más utilizados, los principios de la cantidad de movimiento constituyen las bases de uno de ellos, que comprende los métodos de equilibrio de fuerzas y balance de momentos. Otro de los métodos se basa en las ecuaciones de Lagrange.

La ecuación rectora de movimiento a la que se llega para sistemas de un solo grado de libertad es la siguiente:

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + c \frac{\partial x}{\partial t} + kx = f(t) \quad (4)$$

Expresando la misma en función de la frecuencia natural y el factor de amortiguamiento se obtiene:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\zeta\omega_n \frac{\partial x}{\partial t} + \omega_n^2 x = \frac{f(t)}{m} \quad (5)$$

### 2.5.3. Control de las vibraciones

En muchas situaciones prácticas, es posible reducir las fuerzas dinámicas que provocan vibraciones antes que eliminarlas. Existen varios métodos que se pueden utilizar para controlar las vibraciones, entre los más importantes se encuentran los siguientes:

- Controlar las frecuencias naturales del sistema y evitar la resonancia bajo excitaciones externas.
- Impedir la respuesta excesiva del sistema, incluso en resonancia, con la introducción de amortiguamiento o un mecanismo disipador de energía.
- Reducir la transmisión de las fuerzas de excitación de una parte de la máquina a otra por medio de aisladores de vibración.



- Reducir la respuesta del sistema con la adición de un neutralizador de masa auxiliar o absorbedor de vibración.

A continuación se explica cada uno de ellos.

### **2.5.3.1. Control de frecuencias naturales**

Como se explicó anteriormente, cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se presenta el fenómeno de resonancia. La característica más prominente de este fenómeno es un desplazamiento muy grande. En la mayoría de los sistemas mecánicos y estructurales, los grandes desplazamientos indican esfuerzos y deformaciones indeseablemente grandes, que pueden provocar la falla del sistema. De ahí que en cualquier sistema se debe evitar la resonancia.

Como en la mayoría de los casos la frecuencia de excitación no puede ser controlada, ya que la misma está impuesta por los requerimientos funcionales del sistema, para evitar la resonancia, debemos concentrarnos en el control de las frecuencias naturales del sistema.

La frecuencia natural de un sistema se puede cambiar variando ya sea la masa  $m$  o la rigidez  $k$  del mismo. Sin embargo, en muchos casos, la masa no se puede cambiar con facilidad puesto que su valor está determinado por los requerimientos funcionales del sistema. Por consiguiente, la rigidez del sistema es el factor que con más frecuencia se cambia para modificar sus frecuencias naturales.

### **2.5.3.2. Introducción de amortiguamiento**

En los sistemas que experimentan vibraciones forzadas, sus respuestas o amplitudes de vibración tienden a incrementarse cerca de la resonancia si el mismo no posee amortiguamiento. La presencia de amortiguamiento siempre limita la amplitud de vibración.



Si se conoce la frecuencia forzada, se expuso que puede ser posible evitar la resonancia cambiando la frecuencia natural del sistema. Sin embargo, puede suceder que se requiera que el sistema o máquina opere dentro de varios rangos de velocidad, como en el caso de un motor eléctrico de velocidad variable o un motor de combustión interna, por lo que tal vez no se pueda evitar la resonancia en todas las condiciones de operación. En tales casos, se puede introducir amortiguamiento en el sistema para controlar su respuesta, utilizando materiales estructurales de alto amortiguamiento interno, como hierro colado, materiales laminados o emparedados. En algunas aplicaciones estructurales se introduce dicho amortiguamiento por medio de juntas.

### **2.5.3.3. Aislamiento de la vibración**

El aislamiento de la vibración es un procedimiento mediante el cual se reducen los efectos indeseables de vibración. Básicamente, implica la inserción de un miembro elástico (o aislador) entre la masa vibratoria y la fuente de vibración de modo que se logre una reducción de la respuesta dinámica del sistema sometido a condiciones específicas de excitación por vibración. Se dice que un aislamiento es activo o pasivo según si se requiere o no potencia externa para que el aislador realice su función. Un aislador pasivo se compone de un miembro elástico (rigidez) y un disipador de energía (amortiguamiento). Algunos ejemplos son resortes metálicos, corcho, fieltro, resortes neumáticos y resortes elastoméricos (caucho). Un aislador activo está compuesto de un servomecanismo con un sensor, un procesador de señales y un actuador.

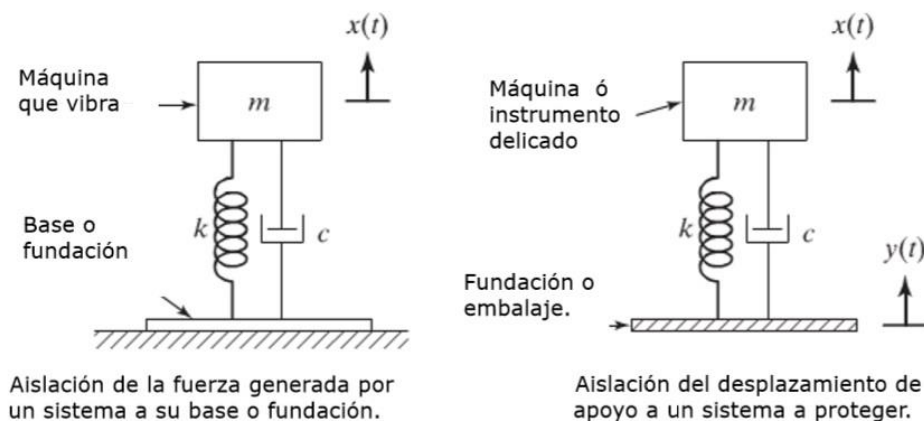
El aislamiento de vibración se puede utilizar en dos tipos de situaciones. En el primer tipo, la fundación o base de una máquina vibratoria se protege contra grandes fuerzas desbalanceadas. En el segundo tipo, el sistema se protege contra el movimiento de su fundación o base. Ambas situaciones se ilustran en la Figura 2-31.

El primer tipo de aislamiento se utiliza cuando una masa o máquina se somete a una fuerza o excitación. Por ejemplo, en prensas de forja y estampado, grandes fuerzas impulsoras actúan en el objeto que se está formando o estampando. Estos impactos se transmiten a la base o fundación pero también a las estructuras o máquinas cercanas. También se presenta para máquinas reciprocantes o rotatorias, donde las fuerzas desbalanceadas se transmiten a la base o fundación de

la máquina. En tales casos, la fuerza transmitida a la base varía armónicamente, y los esfuerzos también lo hacen, lo que podría ocasionar fallas por fatiga. Incluso si la fuerza no es armónica, su magnitud se tiene que limitar a valores permisibles seguros. En estas aplicaciones se puede insertar un aislador (en forma de rigidez y/o amortiguamiento) entre la masa sometida a una fuerza o excitación y la base o fundación para reducir la fuerza transmitida a la base. Esto se llama *asilamiento de fuerza*.

El segundo tipo de asilamiento se utiliza cuando se tiene que proteger una masa contra el movimiento o excitación de su base o fundación. Cuando la base se somete a vibración, la masa  $m$  experimentará no sólo un desplazamiento  $x(t)$  sino también una fuerza  $F(t)$ . Se espera que el desplazamiento de la masa sea menor que el desplazamiento de la base  $y(t)$ . Un ejemplo de este tipo de asilamiento se da cuando un instrumento o equipo delicado se tiene que proteger contra el movimiento de su contenedor o paquete cuando es transportado. El paquete se tiene que diseñar apropiadamente para evitar la transmisión de fuerzas grandes al delicado instrumento o masa  $m$  que contiene. En estos casos, se puede insertar un aislador (que proporcione rigidez y/o amortiguamiento) entre la base sometida a una fuerza o excitación y la masa, para aminorar el movimiento y/o fuerza transmitida a la masa.

Es importante notar que la eficacia de un aislador depende de la naturaleza de la fuerza o excitación. Por ejemplo, un aislador diseñado para reducir la fuerza transmitida a la base o fundación debido a fuerzas de impacto de forja o estampado puede no ser efectivo si la perturbación es una fuerza desbalanceada armónica.



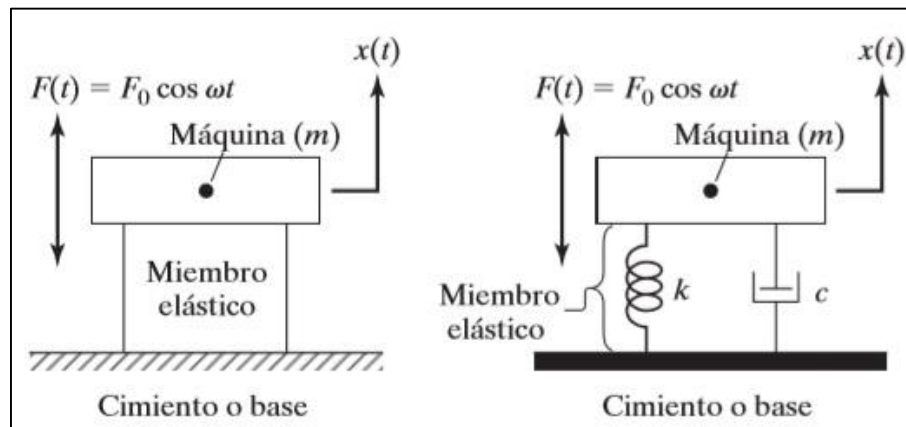
**Figura 2-31** Aislamiento de la vibración. Rao, S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. [Ilustración].





### Reducción de la fuerza transmitida a la fundación

Cuando se quiere reducir la fuerza transmitida a la fundación por una máquina que vibra debido al desbalance en la máquina, se suele colocar un miembro elástico entre la máquina y la fundación rígida. Este sistema se puede idealizar como un sistema de un solo grado de libertad como se muestra en la Figura 2-32. Se supone que el miembro elástico tiene tanto elasticidad como amortiguamiento y se modela como un resorte  $k$  y un amortiguador hidráulico  $c$ . Además se supone que la operación de la máquina origina una fuerza  $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$  armónicamente variable.



**Figura 2-32** Máquina y miembro elástico sobre una fundación rígida. Rao, S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. [Ilustración].

La transmisibilidad o relación de transmisión del aislador ( $T_f$ ) se define como la relación de la magnitud de la fuerza transmitida  $F_t$  a la de la fuerza de excitación  $F_0$ :

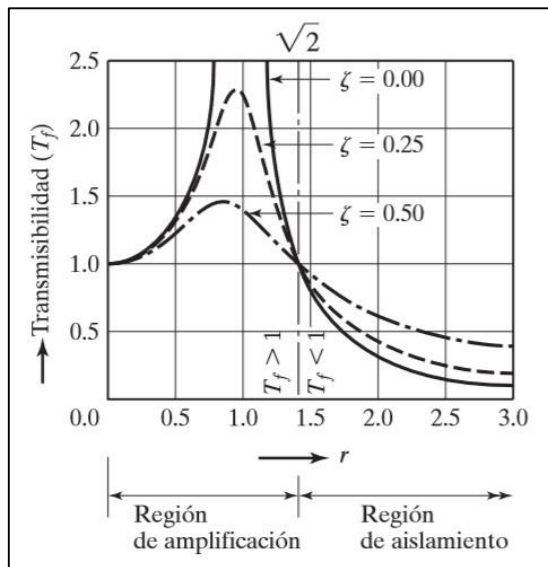
$$T_f = \frac{F_t}{F_0} \quad (6)$$

Y la relación de frecuencias  $r$  como la relación entre la frecuencia de excitación  $\omega$  sobre la frecuencia natural  $\omega_n$ :

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (7)$$



Para lograr el aislamiento, la fuerza transmitida a la fundación tiene que ser menor que la fuerza de excitación. En el Gráfico 2-1 se puede observar la variación de  $T_f$  con la relación de frecuencias  $r$ . Se ve en dicho gráfico que la frecuencia forzada tiene que ser mayor que  $\sqrt{2}$  veces la frecuencia natural del sistema para lograr el aislamiento de vibración.



**Gráfico 2-1** Variación de la relación de transmisión  $T_f$  con  $r$ . Rao, S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. [Gráfico].

Cuando la fuerza a la que está sometida la máquina no es una fuerza armónicamente variable sino que es una carga de choque, como lo son las fuerzas implicadas en martillos de forja, prensas punzonadoras, etc., el aislamiento se puede definir como un procedimiento mediante el cual los efectos indeseables de un choque se reducen. Se observa en el Gráfico 2-1 que el aislamiento contra vibración producida por una perturbación armónica ocurre con la relación de frecuencia  $r > \sqrt{2}$  y un valor pequeño de la relación de amortiguamiento  $\zeta$  que conduce a un mejor aislamiento. Por lo general, un buen diseño de aislamiento contra vibración (armónica) resulta ser un diseño de aislamiento contra choque deficiente y viceversa. Cuando se realiza el diseño de un aislamiento contra carga de choque, dicha carga se puede y suele tratar como un impulso.

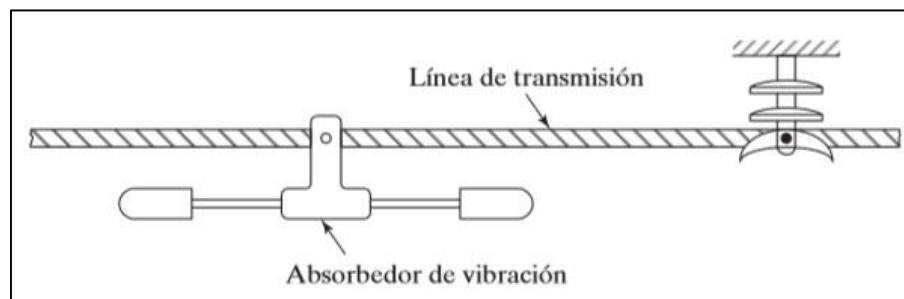


#### 2.5.3.4. Absorbedores de vibración

El *absorbedor de vibración*, también llamado *absorbedor de vibración dinámico*, es un dispositivo mecánico que se utiliza para reducir o eliminar la vibración indeseable. Se compone de otra masa y rigidez anexadas a la masa principal (original) que tiene que ser protegida contra vibración. Por lo tanto, al poseer el sistema dos masas, constituyen un sistema de dos grados de libertad.

El absorbedor de vibración se utiliza comúnmente en maquinaria que opera a velocidad constante, porque el absorbedor se sintoniza a una frecuencia particular y es efectivo sólo dentro de una banda angosta de frecuencias. Algunas aplicaciones en las que se los utiliza comprenden herramientas recíprocas como lijadoras, sierras y compactadoras, así como en grandes motores de combustión interna recíprocas los cuales funcionan a velocidad constante.

Una máquina o sistema puede experimentar vibración excesiva si en ella actúa una fuerza cuya frecuencia de excitación casi coincida con una frecuencia natural de dicha máquina o sistema. El absorbedor se diseña de modo que las frecuencias naturales del sistema resultante se alejen de la frecuencia de excitación. En la Figura 2-33 se muestra un absorbedor de vibración dinámico, en forma de dispositivo tipo mancuerna, que se utiliza en líneas de transmisión de alto voltaje. Los mismos se suspenden de las líneas de transmisión para mitigar los efectos de fatiga de las vibraciones inducidas por el viento.



**Figura 2-33** Absorbedor de vibración dinámico tipo mancuerna. Rao, S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. [Ilustración].



### **3. DISEÑO Y CÁLCULO DE INSTALACIONES**

#### **3.1. INSTALACION NEUMATICA**

Si bien para la primera etapa del Proyecto 640A se requerían instalar solo tres prensas HFM, para la segunda y última etapa estaba prevista la instalación de dos prensas HFM más de las mismas características junto con dos robots de corte a chorro de agua (Waterjets) marca ABB; por esto mismo es que los dimensionamientos de la instalación neumática se harán teniendo en cuenta todas estas máquinas ya que la instalación debería poder abastecer estos requerimientos entonces futuros. Además en cada puesto de trabajo de las prensas se cuenta con una pistola neumática de sopleteo marca Beta que también necesita su caudal de aire.

La red existente de aire comprimido instalada en la planta posee ramales distribuidos por todos los sectores menos en este antiguo depósito de materias primas, pero los equipos de generación y almacenaje si poseen la capacidad para abastecerlo, es por lo mencionado que, lo que se realizará, será una ampliación de la red ya instalada.

Se acoplará la nueva red de una cañería existente y se dimensionarán las cañerías de distribución con sus correspondientes bajadas de alimentación a los equipos. En el punto de acople que forma parte de la red neumática del resto de la planta se cuenta con una presión de trabajo de 7 [kg/cm<sup>2</sup>].

En la Tabla 5-2 del Anexo II se muestran los suministros requeridos por las prensas; en las Figuras 5-7 y 5-8 del Anexo III se muestran los suministros requeridos por los robots Waterjets y por las pistolas de sopleteo respectivamente.

#### **Requerimientos de las prensas HFM:**

- *Presión* = 5 – 6 [bar]
- *Caudal máx.* =  $20 \left[ N \frac{m^3}{h} \right] = 0,333 \left[ N \frac{m^3}{min} \right]$



### Requerimientos de los Waterjets ABB:

- $Presión = 6,5 [bar]$
- $Caudal\ máx. = 600 \left[ N \frac{l}{min} \right] = 0,6 \left[ N \frac{m^3}{min} \right]$

### Requerimientos de las pistolas neumáticas Beta:

- $Presión = 6 [bar]$
- $Caudal\ máx. = 144 \left[ N \frac{l}{min} \right] = 0,144 \left[ N \frac{m^3}{min} \right]$

Observando que la presión en el punto de conexión con la cañería existente es de 7 [kg/cm<sup>2</sup>] y que los Waterjets necesitan aire a una presión de 6,5 [kg/cm<sup>2</sup>], como pérdida de carga máxima de la nueva instalación, en vez de 0,5 [kg/cm<sup>2</sup>], se establece el valor de 0,25 [kg/cm<sup>2</sup>] para estar del lado de la seguridad.

El consumo total inicial requerido  $Q$  se obtiene de la siguiente tabla:

Herramienta	Cantidad	Consumo específico $\left[ N \frac{m^3}{min} \right]$	Consumo total $\left[ N \frac{m^3}{min} \right]$	Coef. de utilización	Consumo total por tipo de herramienta $\left[ N \frac{m^3}{min} \right]$
Prensa HFM 250 Tn	5	0,333	1,67	1	1,67
Waterjet ABB	2	0,6	1,2	1	1,2
Pistola de sopleteo Beta	5	0,144	0,72	0,1	0,072
<b>Caudal (Q)</b>					<b>2,942</b>

$$Q = 2,942 \left[ N \frac{m^3}{min} \right]$$

Para obtener el caudal total se multiplica el consumo total calculado con las herramientas por dos factores, uno es para tener en cuenta las pérdidas que puede tener el sistema por fugas y el otro es por la posibilidad de una ampliación o adición de herramientas.



$$f_{perdidas} = 1,1$$

$$f_{ampliación} = 1,25$$

$$Q_{Total} = Q \cdot f_{perdidas} \cdot f_{ampliación} = 2,942 \cdot 1,1 \cdot 1,25$$

$$Q_T = 4,05 \left[ N \frac{m^3}{min} \right] = 4000 \left[ N \frac{l}{min} \right] \quad \boxed{Q_T = 4000 \left[ N \frac{l}{min} \right]}$$

El Plano N°1 del Anexo V muestra la red de aire comprimido propuesta; se puede observar en el mismo que el diseño de la red de distribución adoptado es una configuración CERRADA DE ANILLO UNICO. La adopción de esta configuración está fundada en las múltiples ventajas expuestas sobre la misma en el marco teórico.

Por otro lado, se dispusieron las válvulas en las posiciones marcadas teniendo en consideración que si se tiene que hacer alguna reparación, se pueda cortar el suministro solo a esa zona, y que se puedan seguir produciendo todas las piezas, ya que siempre se va a tener en funcionamiento al menos un puesto Waterjet-Prensa y un puesto solo Prensa (ambos puestos producen diferentes piezas).

### 3.1.1. Dimensionamiento de las cañerías

Para realizar el dimensionamiento de la instalación hay que tener en cuenta que las pérdidas de carga en una red de aire comprimido son función de la presión estática, del caudal y del diámetro de la tubería, y en menor medida, de la densidad del aire y de la rugosidad de la tubería.

Las pérdidas de carga pueden ser lineales o localizadas, para estas últimas existen ábacos y tablas que dan las longitudes equivalentes en metros de tubería recta para los distintos obstáculos o elementos singulares de la conducción, sin embargo por las dos razones que se exponen a continuación se hace innecesaria su utilización.



1) Como en el diseño de la línea principal de la red se adoptó el sistema de anillo cerrado, un receptor neumático puede ser alimentado por uno u otro lado, o por ambos a la vez, de esta forma se minimizan las pérdidas de carga y las variaciones de presión de unos receptores o puntos de consumo a otros.

2) Las conducciones se sobredimensionan en previsión de futuras ampliaciones o conexiones de nuevos receptores.

Por lo antes expuesto, cualquier mayoración de la pérdida de carga total en la conducción debida a los distintos obstáculos de la misma, será compensada por la disposición de la red en anillo cerrado y su sobredimensionado.

Igualmente, si bien se explicó que no es necesario utilizar tablas para sumar las longitudes equivalentes de los obstáculos o accesorios, para ser más conservativos en los cálculos, se tendrán en cuenta estas longitudes multiplicando por un factor de 2 las longitudes de las cañerías.

Las cañerías serán de tubos de acero al carbono ASTM A53 por estandarización de la empresa.

### 3.1.1.1. Cañería principal (tramo A-B)

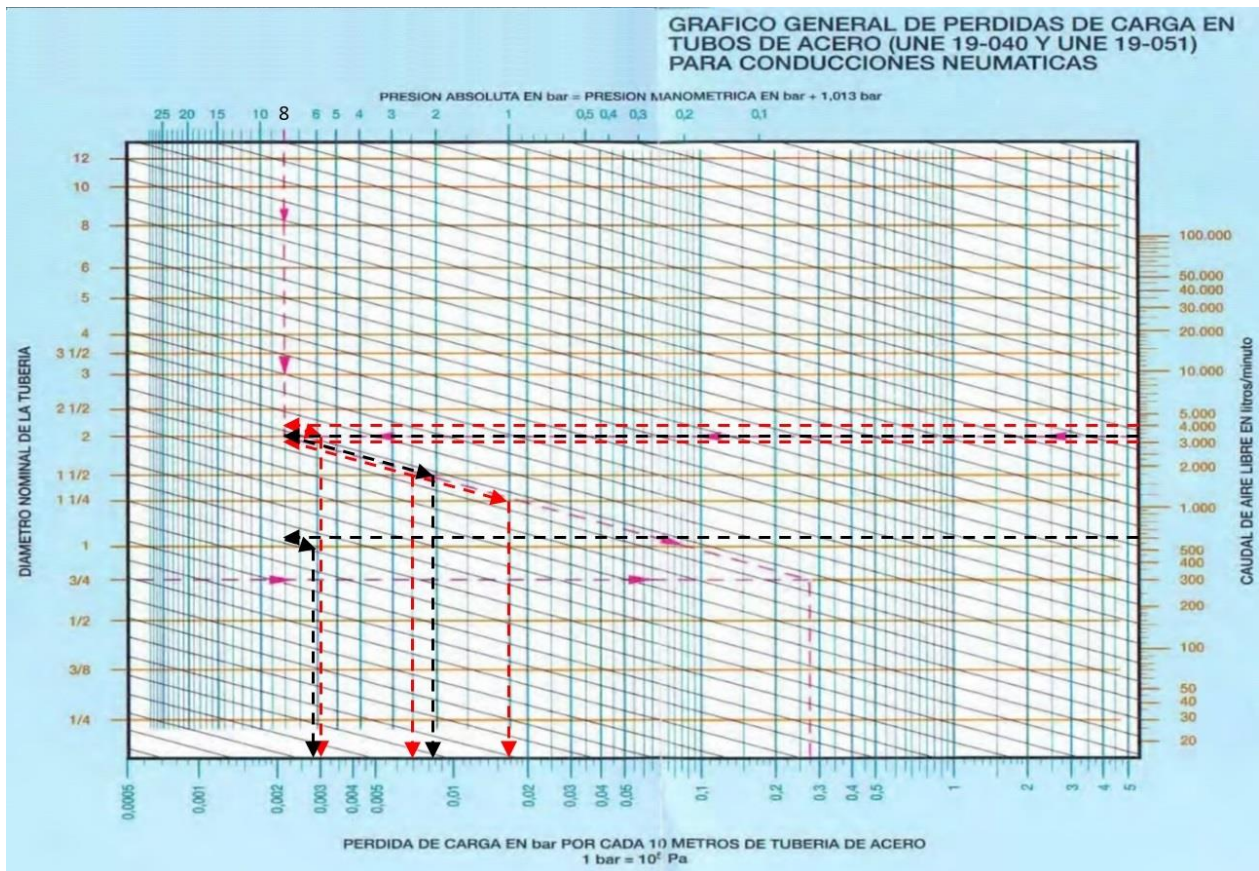
Para este tramo de cañería se mantiene el diámetro de la existente en planta en el punto “A” del cual se abastecerá este sector, el mismo es de 2”. Para realizar los cálculos se utilizará el gráfico general de pérdidas de carga en tubos de acero para conducciones neumáticas de las normas UNE 19-040 y UNE 19-051, Gráfico 5-1 del Anexo IV.

Los parámetros de este tramo son:

$$Q_T = 4000 \left[ \frac{l}{min} \right] \quad L = 8,5 [m] \quad P = 7 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad \Delta P = 0,25 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Entrando al Gráfico 2-2 con el caudal, la presión absoluta (8 [kg/cm<sup>2</sup>]) y el diámetro se obtiene la pérdida de carga para a una longitud de cañería de 10m:

$$\phi = 2'' \rightarrow \Delta P' = 0,003 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$



**Gráfico 2-2** Pérdidas de carga para conducciones neumáticas (UNE 19-040, UNE 19-051). [Gráfico]. Recuperado de <http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-4-Dimensionado-de-Instalaciones.pdf>

La pérdida de carga correspondiente a esta longitud será:

$$\Delta P = \frac{\Delta P' \cdot 2 \cdot L}{10} = \frac{0,003 \cdot 2 \cdot 8,5}{10}$$

$$\Delta P = 0,0051 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \text{ Verifica.}$$

### 3.1.1.2. Anillo cerrado

Para el dimensionamiento del anillo se tomarán los dos caminos más críticos por los que se debería seguir abasteciendo el sistema si hubiese necesidad de hacer cortes por reparación y se adoptará el mayor diámetro obtenido.





Camino superior (tramo B-C-D-E):

Camino por el que se tendría que seguir abasteciendo al resto de los equipos si se cortase el tramo entre las válvulas 1 y 2. El caudal de este camino es:

$$Q = Q_T - (Q_P + Q_{WJ}) = 4000 - (333 + 600) = 3067$$

Los parámetros del tramo son:

$$Q = 3067 \left[ \frac{l}{min} \right] \quad L = 75,5[m] \quad P = 7 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad \Delta P = 0,25 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Utilizando el gráfico se obtiene la pérdida de carga correspondiente:

$$\emptyset = 1 \frac{1}{4} " \rightarrow \Delta P' = 0,017 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\Delta P = \frac{\Delta P' \cdot 2 \cdot L}{10} = \frac{0,017 \cdot 2 \cdot 75,5}{10} \quad \boxed{\Delta P = 0,257 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]} \quad \text{No verifica.}$$

Como la pérdida de carga es mayor a la establecida se pasa al diámetro siguiente:

$$\emptyset = 1 \frac{1}{2} " \rightarrow \Delta P' = 0,007 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\Delta P = \frac{\Delta P' \cdot 2 \cdot L}{10} = \frac{0,007 \cdot 2 \cdot 75,5}{10} \quad \boxed{\Delta P = 0,106 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]} \quad \text{Verifica.}$$

Camino inferior (tramo B-E-D-C):

Camino por el que se tendría que seguir abasteciendo al resto de los equipos si se cortase el tramo entre las válvulas 3 y 4. El caudal del camino es:

$$Q = Q_T - (2 \cdot Q_P) = 4000 - (2 \cdot 333) = 3334$$



Los parámetros del tramo son:

$$Q = 3334 \left[ \frac{l}{min} \right] \quad L = 70[m] \quad P = 7 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad \Delta P = 0,25 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

La pérdida de carga será:

$$\phi = 1 \frac{1}{2}'' \rightarrow \Delta P' = 0,0085 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\Delta P = \frac{\Delta P' \cdot 2 \cdot L}{10} = \frac{0,0085 \cdot 2 \cdot 70}{10}$$

$$\boxed{\Delta P = 0,12 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]}$$

Verifica.

### 3.1.1.3. Bajadas

En la planta las bajadas de alimentación a los equipos para las conducciones neumáticas, por razones de mantenimiento, están estandarizadas a un diámetro de 1", por lo que se adoptará este valor pero así mismo se calcula la pérdida de carga correspondiente.

La mayor pérdida de carga que se puede dar es para los Waterjets que son los que mayor consumo de aire tienen. Los parámetros son:

$$Q = 600 \left[ \frac{l}{min} \right] \quad L = 10[m] \quad P = 7 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad \Delta P = 0,25 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

La pérdida de carga correspondiente a las bajadas será:

$$\phi = 1'' \rightarrow \Delta P' = 0,0028 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\Delta P = \frac{\Delta P' \cdot 2 \cdot L}{10} = \frac{0,0028 \cdot 2 \cdot 10}{10}$$

$$\boxed{\Delta P = 0,0056 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]}$$

Verifica.

La pérdida de carga para las bajadas a las Prensas adoptando un diámetro de 1" es despreciable.



### 3.1.1.4. Pérdida de carga total

Se verificarán los siguientes 3 caminos: el camino superior A-B-C-D-E más la bajada a la Prensa, el superior A-B-C-D más la bajada al Waterjet y el camino inferior A-B-E-D-C más la bajada a la Prensa.

#### Camino superior A-B-C-D-E:

$$\Delta P_1 = 0,0051 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Tramo A-B

$$\Delta P_2 = 0,106 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Tramo B-C-D-E

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 0,0051 + 0,106$$

$$\Delta P_T = 0,111 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

#### Camino superior A-B-C-D:

$$\Delta P_1 = 0,0051 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Tramo A-B

$$\Delta P_2 = \frac{\Delta P' \cdot 2 \cdot L}{10} = \frac{0,007 \cdot 2 \cdot 67,2}{10}$$

$$\Delta P_2 = 0,094 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Tramo B-C-D (67,2 m)

$$\Delta P_3 = 0,0056 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Bajada

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 0,0051 + 0,094 + 0,0056$$

$$\Delta P_T = 0,105 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

#### Camino inferior A-B-E-D-C:

$$\Delta P_1 = 0,0051 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Tramo A-B

$$\Delta P_2 = 0,12 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Tramo B-E-D-C

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 0,0051 + 0,12$$

$$\Delta P_T = 0,125 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$



Como se puede observar todas las caídas de presión están por debajo del límite establecido por lo que se terminan por adoptar los siguientes diámetros nominales de las cañerías.

Cañería principal:  $\boxed{\varnothing = 2''}$

Anillo cerrado:  $\boxed{\varnothing = 1 \frac{1}{2}''}$

Bajadas:  $\boxed{\varnothing = 1''}$

### 3.1.2. Verificación de espesores

Poseyendo ya el material de las cañerías y sus diámetros nominales, falta definir el espesor de la misma, el cual está dado por su cédula (SCH). En el resto de la planta se han adoptado tuberías de acero al carbono ASTM A53 SCH40 por lo que se adoptan las mismas pero igualmente se realiza una verificación de los espesores.

Para hacer la verificación de espesores se utilizará el Código ASME B31.1-2007 “Power Piping”, Código ASME para cañerías sometidas a presión. El mismo establece que el espesor mínimo de pared de la cañería para la presión de diseño no debe ser menor al determinado con la ecuación (3) del punto 104.1.2 del presente Código, la ecuación es la siguiente:

$$t_m = \frac{P \cdot D_0}{2 \cdot (SE + P \cdot y)} + A \quad (8)$$

Donde la nomenclatura utilizada es:

$t_m$  = espesor mínimo requerido (mm)

$P$  = presión interna de diseño (ksi)

$D_0$  = diámetro exterior de la cañería (mm)

$SE$  = máxima tensión admisible para presión interna a temperatura de diseño (ksi)

$y$  = coeficiente dado por la Tabla 104.1.2(A) del Código

$A$  = espesor adicional a proporcionar por corrosión y/o erosión (mm)



La presión de trabajo es de 7 [kg/cm<sup>2</sup>], utilizando un coeficiente de seguridad de 2 se establece como presión de diseño 14 [kg/cm<sup>2</sup>].

De la Tabla 5-4 del Anexo IV se obtienen los diámetros externos y los espesores de las cañerías elegidas. Los valores *SE* de máxima tensión admisible y del coeficiente *Y* se extraen de la Tabla A-1 del Apéndice A y de la Tabla 104.1.2(A) del Código en cuestión respectivamente; dichas tablas se muestran en las Tablas 5-5 y 5-6 del Anexo IV. El espesor adicional *A* recomendado por el mismo Código se lo obtiene de la Tabla 3-1 que se muestra a continuación.

<b>Espesor Adicional por Roscado, Corrosión o Erosión A, in (mm)</b>		
Tipo de Cañerías		A in (mm)
Roscada	d ≤ 3/8" (9,53 mm)	0,05 (1,27)
	d ≥ 1/2" (12,7)mm	Profundidad del Hilo
Extremos	d ≤ 1" (25,4 mm)	0,05 (1,27)
Planos	d > 1" (25,4 mm)	0,065 (1,65)

**Tabla 3-1** Espesor adicional recomendado. ASME (2007). Code for Pressure Piping, B31.1-2007. [Tabla].

### 3.1.2.1. Cañería principal

Datos necesarios para el cálculo:

$$P = 14 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 0,2 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

$$\emptyset = 2" \quad \boxed{t = 3,91 \text{ mm}} \quad D_0 = 60,3 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,65 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación en cuestión se obtiene el espesor mínimo  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,2 \cdot 60,3}{2 \cdot (13,7 + 0,2 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$\boxed{t_m = 2,09 \text{ mm}}$$



### 3.1.2.2. Anillo cerrado

Datos necesarios para el cálculo:

$$P = 0,2 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

$$\phi = 1 \frac{1}{2}'' \quad \boxed{t = 3,68 \text{ mm}} \quad D_0 = 48,3 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,65 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores nuevamente se obtiene el espesor  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,2 \cdot 48,3}{2 \cdot (13,7 + 0,2 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$\boxed{t_m = 2 \text{ mm}}$$

### 3.1.2.3. Bajadas

$$P = 0,2 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

$$\phi = 1'' \quad \boxed{t = 3,38 \text{ mm}} \quad D_0 = 33,4 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,27 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores se obtiene el espesor mínimo  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,2 \cdot 33,4}{2 \cdot (13,7 + 0,2 \cdot 0,4)} + 1,27$$

$$\boxed{t_m = 1,51 \text{ mm}}$$

Se verifica en los tres casos que  $\boxed{t > t_m}$ , esto quiere decir que las cañerías ASTM A53 SCH40 adoptadas satisfacen el espesor mínimo requerido por el Código.



### 3.2. INSTALACIÓN DE AGUA DE REFRIGERACIÓN

La instalación de agua de uso industrial se utiliza para la refrigeración de las prensas. Como se mencionó antes, las instalaciones deben poder abastecer los requerimientos futuros de la segunda etapa del Proyecto 640A, es por esto que los dimensionamientos de esta instalación se harán para abastecer cinco prensas HFM.

La instalación de agua industrial existente en la planta posee la capacidad para abastecer los consumos de este nuevo sector, pero su extensión no incluye el sector en cuestión, por lo tanto se hará una ampliación de la red ya instalada.

Dicha ampliación de la red se acoplará de un ramal existente que no se utiliza y constará de dos colectores paralelos, uno de impulsión y otro de retorno. El punto de acople "A" se lo puede observar en el Plano N°2 del Anexo V, el mismo cuenta con una presión de  $7,5[\text{kg}/\text{cm}^2]$  y una temperatura de  $15 [^{\circ}\text{C}]$ .

Los requerimientos de conexión del agua de refrigeración de las prensas se los extrae de la Tabla 5-2 del Anexo II y son los siguientes:

#### Requerimientos de las prensas HFM:

- $Presión = 2 - 5 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$
- $Caudal \text{ máx.} = 25 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 0,00694 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$
- $Temp. = 4 - 20 [^{\circ}\text{C}]$

Teniendo en cuenta que en el punto de acople con el ramal existente la presión es de  $7,5[\text{kg}/\text{cm}^2]$  y que la presión requerida por las prensas está comprendida entre  $2-5 [\text{kg}/\text{cm}^2]$ , se establece como caída de presión máxima admisible para este nuevo sector  $3,5[\text{kg}/\text{cm}^2]$ .

La cañería se construirá de tubos de acero al carbono ASTM A53 SCH40 como posee el resto de la instalación de agua de la planta.



Se dimensionarán tres líneas, una línea principal que llevará el caudal total de las cinco Prensas la cual luego se ramificará en dos líneas secundarias donde una de ellas abastecerá tres Prensas y la otra abastecerá las dos restantes. Se puede observar lo explicado en el plano de la instalación, Plano N°2 del Anexo V.

### 3.2.1. Dimensionamiento de las cañerías

Para realizar los dimensionamientos de las cañerías se utilizará la teoría de pérdidas de carga estudiada en la mecánica de los fluidos que se enuncia a continuación.<sup>15</sup>

#### PÉRDIDAS DE CARGA

La pérdida de carga en una tubería o canal es la pérdida de energía que se produce en un fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las conduce, suele expresarse en términos de pérdida de presión. Dichas pérdidas pueden ser lineales o primarias, a lo largo de conductos regulares, o localizadas o secundarias, debido a circunstancias particulares, como un estrechamiento, un cambio de dirección, la presencia de una válvula, etc.

#### Pérdidas lineales

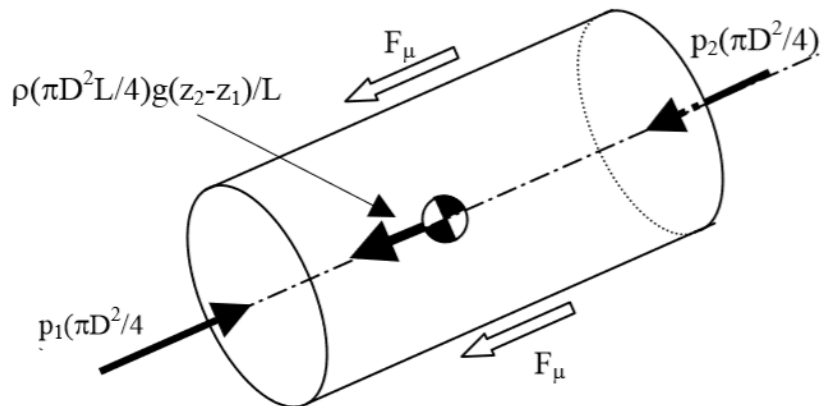
Las pérdidas lineales o primarias son las producidas por las tensiones viscosas originadas por la interacción entre el fluido circundante y las paredes de la tubería. En un tramo de tubería de sección constante la pérdida de carga se puede obtener por un balance de fuerzas en la dirección del flujo: fuerzas de presión + fuerzas de gravedad + fuerzas de rozamiento viscoso = 0; lo que lleva a la ecuación:

$$E_p = F_\mu \cdot L = \rho \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot g \cdot \left[ (Z_1 - Z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} \right] = m \cdot g \cdot \left[ (Z_1 - Z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} \right] \Rightarrow$$

$$h_p = (Z_1 - Z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} \quad (9)$$

<sup>15</sup> Teoría extraída de White, F. (2004). *Mecánica de Fluidos*.





**Figura 3-1** Fuerzas comprendidas en el flujo dentro de una tubería. White, F. (2004). *Mecánica de Fluidos*. [Ilustración]

Las características de los esfuerzos cortantes son muy distintas en función de que sea flujo laminar o turbulento. En el caso de *flujo laminar*, las diferentes capas del fluido discurren ordenadamente, siempre en dirección paralela al eje de la tubería y sin mezclarse, siendo el factor dominante en el intercambio de cantidad de movimiento (esfuerzos cortantes) la viscosidad. En *flujo turbulento*, en cambio, existe una continua fluctuación tridimensional en la velocidad de las partículas (también en otras magnitudes intensivas, como la presión o la temperatura), que se superpone a las componentes de la velocidad. Este es el fenómeno de la *turbulencia*, que origina un fuerte intercambio de cantidad de movimiento entre las distintas capas del fluido, lo que da unas características especiales a este tipo de flujo.

El tipo de flujo, laminar o turbulento, depende del valor de la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, es decir del número de Reynolds ( $Re$ ):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\mu / \rho} = \frac{(4 \cdot Q / \pi \cdot D^2) \cdot D}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \nu} \quad (10)$$

donde:  $\rho$  es la densidad del fluido,  $V$  es la velocidad media,  $D$  es el diámetro de la tubería,  $\mu$  es la viscosidad dinámica o absoluta del fluido,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido y  $Q$  es el caudal circulante por la tubería. Cuando  $Re < 2000$  el flujo es laminar, si  $Re > 4000$  el flujo se considera turbulento y entre  $2000 < Re < 4000$  existe una zona de transición.



En régimen laminar, los esfuerzos cortantes se pueden calcular de forma analítica en función de la distribución de velocidad en cada sección (que se puede obtener a partir de las ecuaciones de Navier- Stokes), y las pérdidas de carga lineales  $h_{pl}$  se pueden obtener con la llamada ecuación de Hagen - Poiseuille (realizaron ensayos sobre flujo laminar hacia 1840), en donde se tiene una dependencia lineal entre la pérdida de carga y el caudal:

$$h_{pl \text{ laminar}} = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot V}{\rho \cdot g \cdot D^2} = \frac{128 \cdot \mu \cdot L}{\rho \cdot g \cdot \pi \cdot D^4} \cdot Q \quad (11)$$

En régimen turbulento, no es posible resolver analíticamente las ecuaciones de Navier- Stokes. No obstante, experimentalmente se puede comprobar que la dependencia entre los esfuerzos cortantes y la velocidad es aproximadamente cuadrática, lo que lleva a la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_{pl} = f \cdot \frac{L}{D} \frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot f}{g \cdot \pi^2} \frac{L}{D^5} \cdot Q^2 \quad (12)$$

en donde  $f$  es un parámetro adimensional, denominado factor de fricción o factor de Darcy, que en general es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería ( $\epsilon$ ). La rugosidad relativa es igual a  $\epsilon_r = \epsilon/D$  donde  $\epsilon$  es la rugosidad absoluta de la tubería.

$$f = \mathbf{f}(\text{Re}, \epsilon_r)$$

Para determinar el factor de fricción se utiliza un diagrama desarrollado por Moody, que lleva su nombre, en el mismo se muestra una familia de curvas de isorugosidad relativa, con las que se determina el factor de fricción a partir de la intersección de la vertical del número de Reynolds, con la isocurva correspondiente. El diagrama de Moody se muestra en el Gráfico 5-2 del Anexo IV.

### Pérdidas localizadas

Las pérdidas localizadas, singulares o secundarias son las producidas por cualquier obstáculo colocado en la tubería y que suponga una mayor o menor obstrucción al paso del flujo: entradas y salidas de las tuberías, codos, válvulas, cambios de sección, etc. Normalmente son pequeñas comparadas con las pérdidas lineales, salvo que se trate de válvulas muy cerradas. Para su estimación se suele emplear la siguiente expresión:



$$h_{ps} = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \cdot Q^2 \quad (13)$$

donde  $h_{ps}$  es la pérdida de carga en la singularidad, que se supone proporcional a la energía cinética en valor promedio del flujo; la constante de proporcionalidad  $k$  es el denominado coeficiente de pérdidas singulares.

Otra forma de cálculo es considerar el efecto de las pérdidas singulares como una longitud adicional de la tubería. La longitud equivalente se relaciona con el coeficiente de pérdidas singulares mediante:

$$L_e = k \cdot \frac{D}{f} \quad (14)$$

Existen nomogramas que permiten estimar las longitudes equivalentes para los casos de elementos singulares más comunes, en función del diámetro de la tubería. En realidad, además del diámetro, la longitud equivalente depende del coeficiente de fricción, pero éste no se suele contemplar en esos nomogramas, por lo que el cálculo es sólo aproximado.

#### **Datos necesarios para los cálculos:**

- *Fluido = agua de uso industrial*
- *Temp. = 15 [°C]*
- *Presión = 7,5  $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$*
- *$\Delta P_{max} = 3,5 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]$*
- *$\nu = 1,139 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s}\right]$  (viscosidad cinemática del agua a 15°C)*
- *$\varepsilon = 0,045 [mm] = 0,000045 [m]$  (rugosidad absoluta tubería de acero)*

La viscosidad cinemática del agua a 15 °C se la obtiene de la Tabla 5-7 del Anexo IV de las propiedades físicas del agua a diferentes temperaturas, la rugosidad absoluta de las tuberías se la extrae de la Tabla 5-8 del mismo Anexo.



Se dimensionarán las siguientes líneas:

Tramo	Cantidad Prensas	Caudal total $\left[\frac{m^3}{h}\right]$
Línea principal (A-B)	5	125
Línea secundaria (B-C)	3	75
Línea secundaria (B-D)	2	50

### 3.2.1.1. Línea principal (tramo A-B)

Para este tramo de cañería se mantendrá el diámetro de la existente en planta en el punto “A”, el mismo es de 4”. Se procederá a calcular la pérdida de carga de este tramo.

$$Q_T = 125 \left[\frac{m^3}{h}\right] = 0,0347 \left[\frac{m^3}{s}\right] \quad L = 7,2 [m] \quad D = 4" = 0,1016[m]$$

#### Pérdidas de carga primarias

Primero se determina el factor de fricción o coeficiente de rozamiento  $f$ , utilizando el diagrama de Moody, para ello hay que calcular el número de Reynolds y la rugosidad relativa:

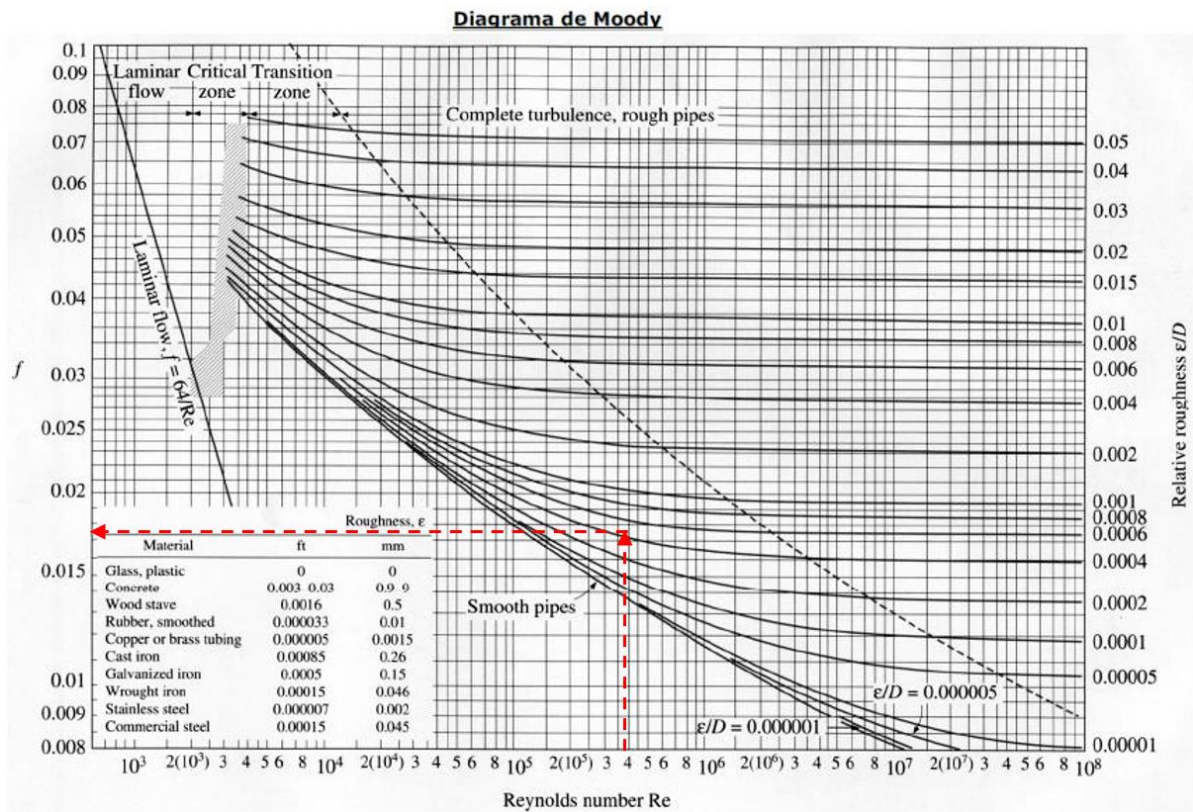
$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0347 \cdot 4}{\pi \cdot 0,1016 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 3,8 \times 10^5$$

Este valor de número de Reynolds corresponde a flujo totalmente turbulento, la rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,000045}{0,1016} = 4,4 \times 10^{-4}$$

Con los valores calculados se accede al Diagrama 3-1, diagrama antes mencionado, y se obtiene el coeficiente de rozamiento:



**Diagrama 3-1** Diagrama de Moody.

$$f = 0,0175$$

La pérdida de carga será:

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,0175 \cdot 7,2 \cdot 0,0347^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,1016^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 1,16[m]$$

### Pérdidas de carga secundarias

Para calcular las pérdidas secundarias se deben obtener en primera instancia los valores de los coeficientes de pérdidas singulares  $k$  para cada accesorio, los mismos se encuentran en la Tabla 5-9 del Anexo IV.

En este tramo solo se encuentra un accesorio:

1 Válvula esférica  $k = 0,05$



Las pérdidas localizadas serán:

$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$

$$h_{ps} = 0,05 \cdot \frac{0,0347^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,1016^4 \cdot 9,81}$$

$$h_{ps} = 0,05[m]$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{A-B} = (h_{pl} + h_{ps})_{A-B} = (1,16 + 0,05)_{A-B}$$

$$h_{A-B} = 1,21[m]$$

### 3.2.1.2. Bajadas

Como se puede observar en la Tabla 5-2 del Anexo II de los suministros requeridos por las prensas, se requiere que la conexión de agua industrial sea de 1", por lo que se adoptan bajadas de 1" de diámetro y se calcula la pérdida de carga en ellas.

$$Q = 25 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,00694 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 1,5 [m] \quad D = 1" = 0,0254[m]$$

### Pérdidas de carga primarias

El número de Reynolds y la rugosidad relativa son:

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,00694 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0254 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{3,1 \times 10^{-5}}{0,0254} = 1,77 \times 10^{-3}$$

Entrando al Diagrama 3-2 se obtiene el factor  $f$ :

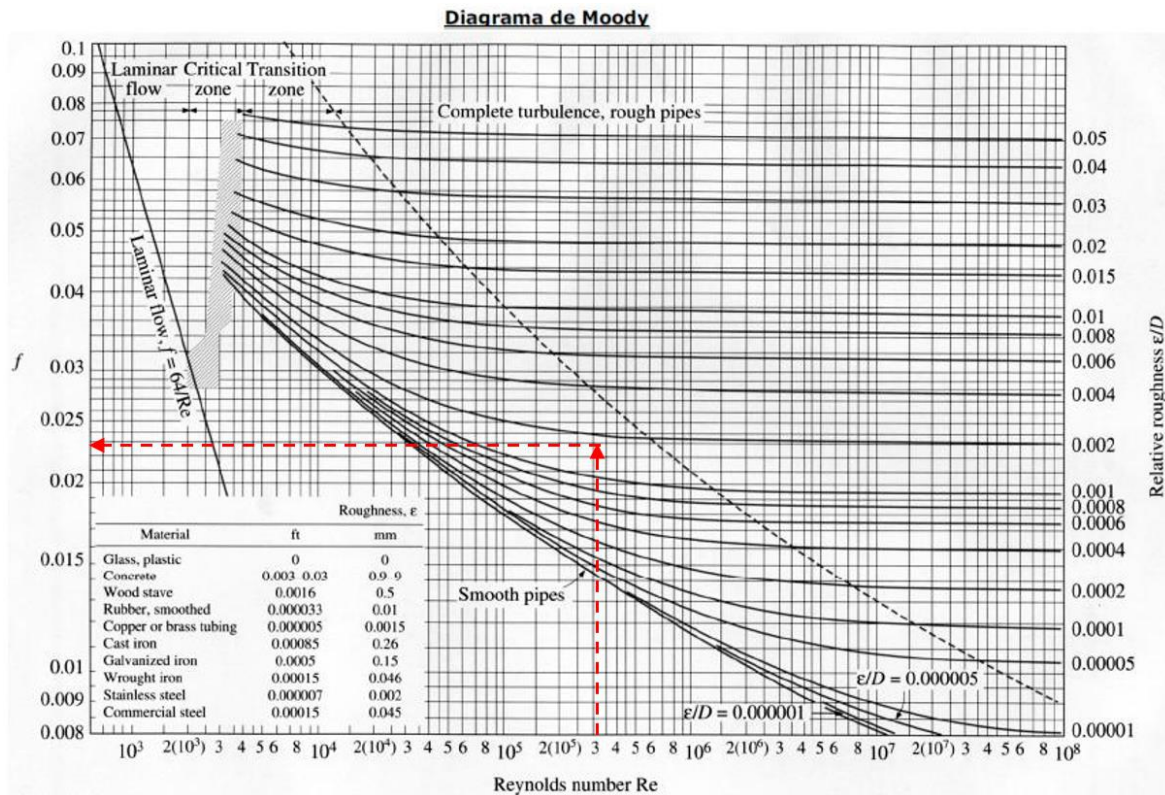


Diagrama 3-2 Diagrama de Moody.

$$f = 0,0228$$

La pérdida de carga será:

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,0228 \cdot 1,5 \cdot 0,00694^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0254^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 12,87[m]$$

### Pérdidas de carga secundarias

En este tramo se encuentran los siguientes accesorios:

- 1 Contracción brusca  $k = 0,43$
- 2 Codos 90°  $k = 0,3$
- 1 Válvula esférica  $k = 0,05$

Las pérdidas serán:

$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$



$$h_{ps} = (1 \cdot 0,43 + 2 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,05) \cdot \frac{0,00694^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0254^4 \cdot 9,81}$$

$$\boxed{h_{ps} = 10,33[m]}$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{baj} = (h_{pl} + h_{ps})_{baj} = (12,87 + 10,33)_{baj}$$

$$\boxed{h_{baj} = 23,2[m]}$$

### 3.2.1.3. Línea secundaria (B-C)

Hasta el momento se posee una pérdida de carga de:

$$h_T = h_{A-B} + h_{baj} = 1,21 + 23,2 \quad h_T = 24,41[m]$$

Como la pérdida de carga máxima total admisible fue establecida en  $3,5 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 35[m]$  queda un remanente de:  $35 - 24,41 = 10,59[m]$

Visto esto se establece una pérdida de carga admisible en este tramo de  $1 [kg/cm^2]$ .

Se procede a calcular el diámetro de la tubería con las pérdidas primarias ya que las secundarias deben ser bajas.

$$Q_T = 75 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0208 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 29[m] \quad h_{pl} = 1 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 10[m]$$

En los casos en que se debe calcular el diámetro de la cañería se hace el siguiente proceso iterativo hasta que se converge al resultado. Primero se estima el coeficiente de rozamiento  $f$ , suponiendo que el flujo es totalmente desarrollado.

$$f_1 = 0,01$$

Con este valor se calcula un primer diámetro:





$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,01 \cdot 29 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 10 \cdot 9,81}}$$

$$D_1 = 0,0636[m]$$

Luego se obtiene la rugosidad relativa y el número de Reynolds:

$$\frac{\varepsilon}{D_1} = \frac{0,000045}{0,0636} = 7,1 \times 10^{-4}$$

$$R_{e1} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot v} = \frac{0,0208 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0636 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e1} = 3,7 \times 10^5$$

Con estos valores se accede al Diagrama 3-3 y se obtiene un nuevo factor de fricción  $f$ :

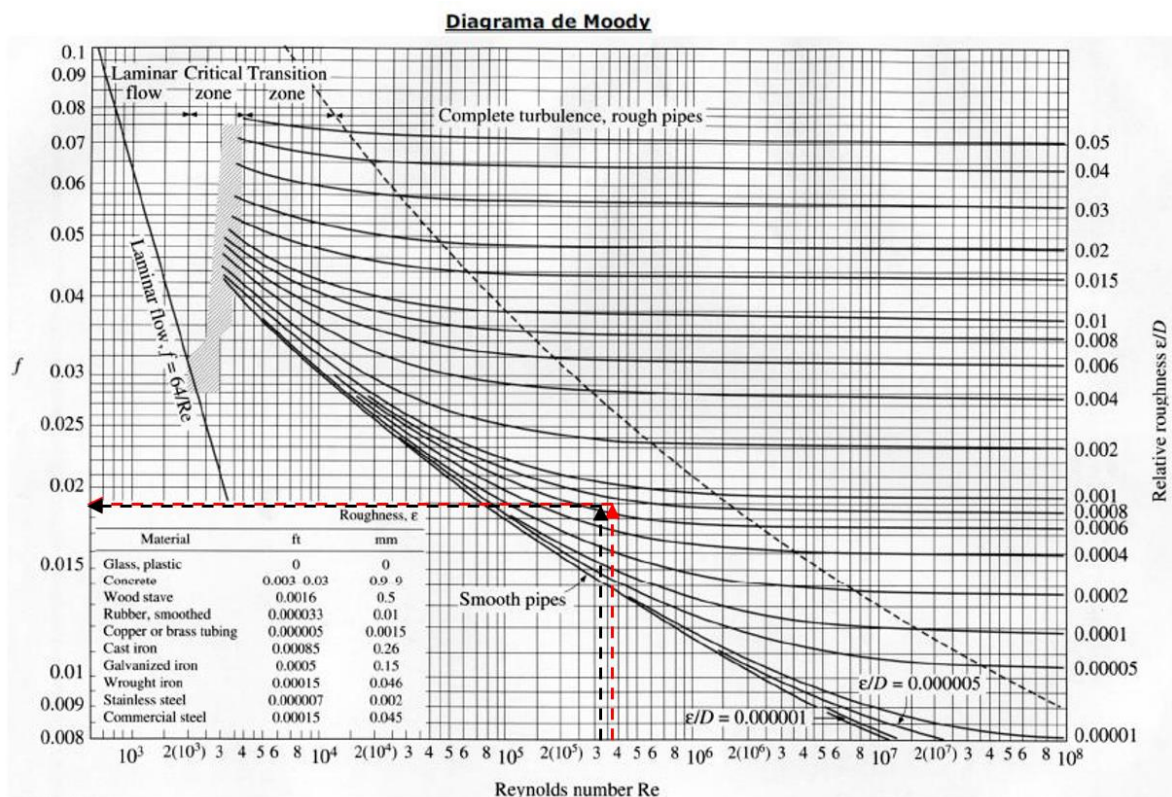


Diagrama 3-3 Diagrama de Moody.

$$f_2 = 0,019$$



Ahora se calcula el diámetro nuevamente, y con él la rugosidad relativa y el número de Reynolds; se sigue esta secuencia hasta converger al resultado:

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,019 \cdot 29 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 10 \cdot 9,81}}$$

$$D_2 = 0,0723[m]$$

$$\frac{\varepsilon}{D_2} = \frac{0,000045}{0,0723} = 6,23 \times 10^{-4}$$

$$R_{e2} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0208 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0723 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e2} = 3,2 \times 10^5$$

$$f_3 = 0,0188$$

$$D_3 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,0188 \cdot 29 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 10 \cdot 9,81}}$$

$$D_3 = 0,0721[m] = 2,8''$$

Como  $|f_3 - f_2| < 10^{-3}$  se observa que se convergió al resultado.

Se adopta una cañería de  $D = 3''$  ya que es la superior siguiente al diámetro calculado que se consigue comercialmente. Con este nuevo valor se calculan las pérdidas totales del tramo de la misma forma explicada anteriormente.

$$Q_T = 75 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0208 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 29[m] \quad D = 3'' = 0,0762[m]$$

### Pérdidas de carga primarias

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0208 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0762 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 3 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,000045}{0,0762} = 5,9 \times 10^{-4}$$



Accediendo al Diagrama 3-4:

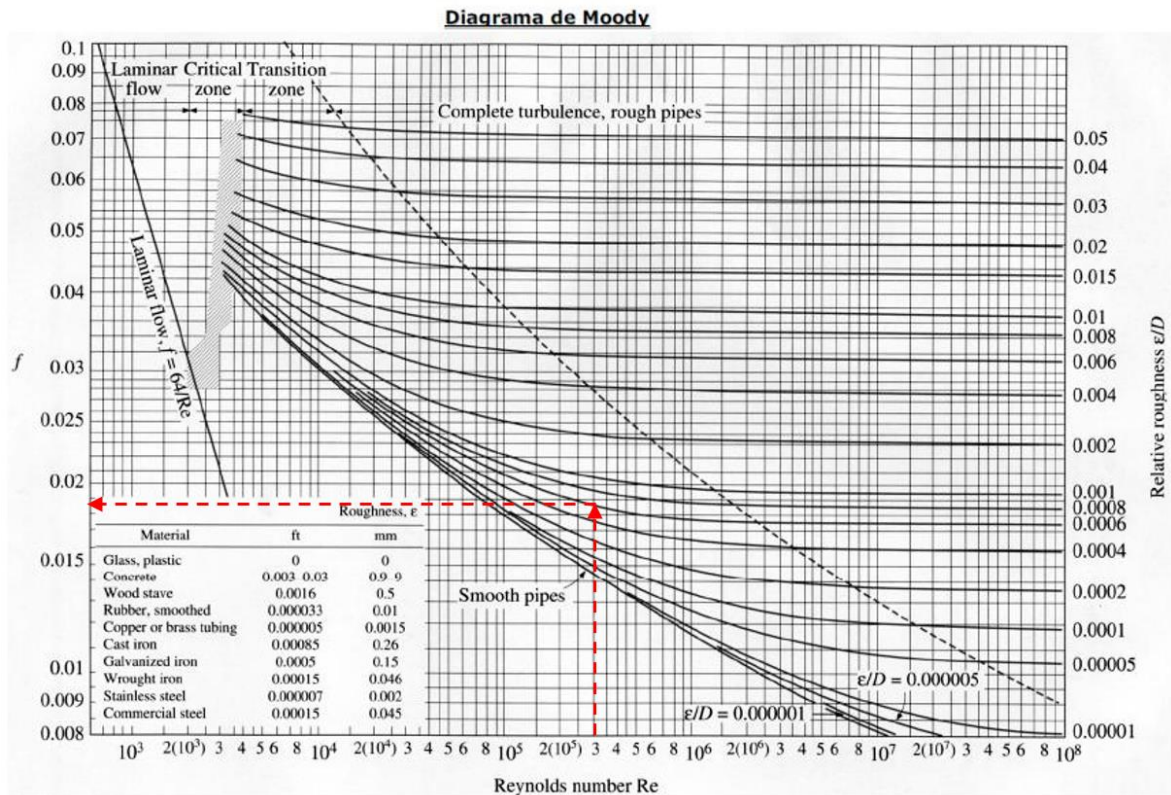


Diagrama 3-4 Diagrama de Moody.

$$f = 0,0186$$

La pérdida de carga entonces será:

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,0186 \cdot 29 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 7,51[m]$$

### Pérdidas de carga secundarias

En este tramo se encuentran los siguientes accesorios:

- |                       |            |
|-----------------------|------------|
| 1 Contracción brusca  | $k = 0,17$ |
| 3 Tees flujo en línea | $k = 0,2$  |
| 1 Válvula esférica    | $k = 0,05$ |



$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$

$$h_{ps} = (1 \cdot 0,17 + 3 \cdot 0,2 + 1 \cdot 0,05) \cdot \frac{0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^4 \cdot 9,81}$$

$$\boxed{h_{ps} = 0,87[m]}$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{B-C} = (h_{pl} + h_{ps})_{B-C} = (7,51 + 0,87)_{B-C}$$

$$\boxed{h_{B-C} = 8,38[m]}$$

#### 3.2.1.4. Línea secundaria (B-D)

Nuevamente, como para el tramo anterior, se establecerá una pérdida de carga admisible de 1 [kg/cm<sup>2</sup>] y se procederá a calcular el diámetro de la tubería.

$$Q_T = 50 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0139 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 43[m] \quad h_{pl} = 1 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 10[m]$$

Se procede de la misma manera que en el tramo anterior iterando hasta converger al resultado. Se estima  $f$  suponiendo flujo totalmente desarrollado.

$$f_1 = 0,01$$

$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,01 \cdot 43 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 10 \cdot 9,81}}$$

$$D_1 = 0,0585[m]$$

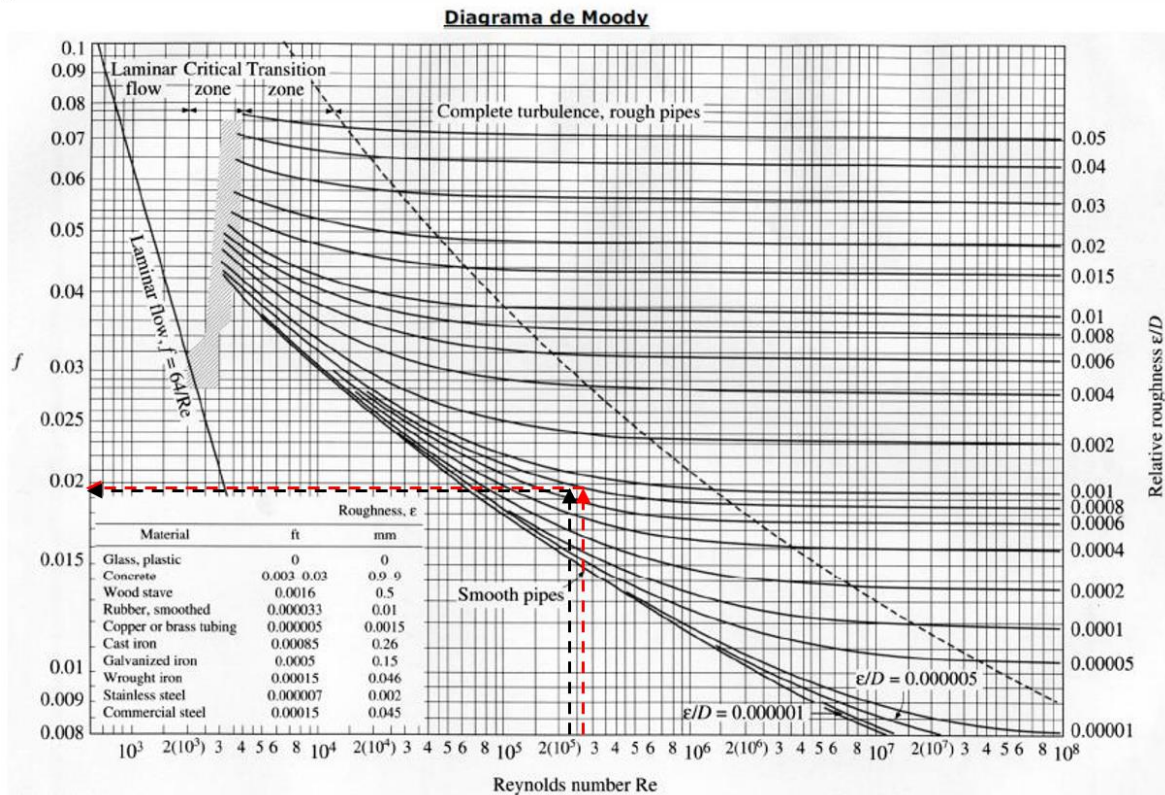
$$\frac{\varepsilon}{D_1} = \frac{0,000045}{0,0585} = 7,7 \times 10^{-4}$$

$$R_{e1} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0139 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0585 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e1} = 2,7 \times 10^5$$



Se accede al Diagrama 3-5 con estos valores y se obtiene un nuevo  $f$ .



**Diagrama 3-5** Diagrama de Moody.

$$f_2 = 0,0195$$

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,0195 \cdot 43 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 10 \cdot 9,81}}$$

$$D_2 = 0,0669[m]$$

$$\frac{\epsilon}{D_2} = \frac{0,000045}{0,0669} = 6,73 \times 10^{-4}$$

$$Re_2 = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot v} = \frac{0,0139 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0669 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$Re_2 = 2,3 \times 10^5$$

$$f_3 = 0,0192$$

$$D_3 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,0192 \cdot 43 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 10 \cdot 9,81}}$$





$$D_3 = 0,0667[m] = 2,6''$$

Como  $|f_3 - f_2| < 10^{-3}$  se convergió al resultado. Se adopta como para el tramo anterior una cañería de  $D = 3''$ . Con este nuevo valor se calculan las pérdidas totales del tramo.

$$Q_T = 50 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0139 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 43[m] \quad D = 3'' = 0,0762[m]$$

### Pérdidas de carga primarias

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0139 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0762 \cdot 1,139 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 2 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,000045}{0,0762} = 5,9 \times 10^{-4}$$

Accediendo al Diagrama 3-6 se obtiene  $f$ .

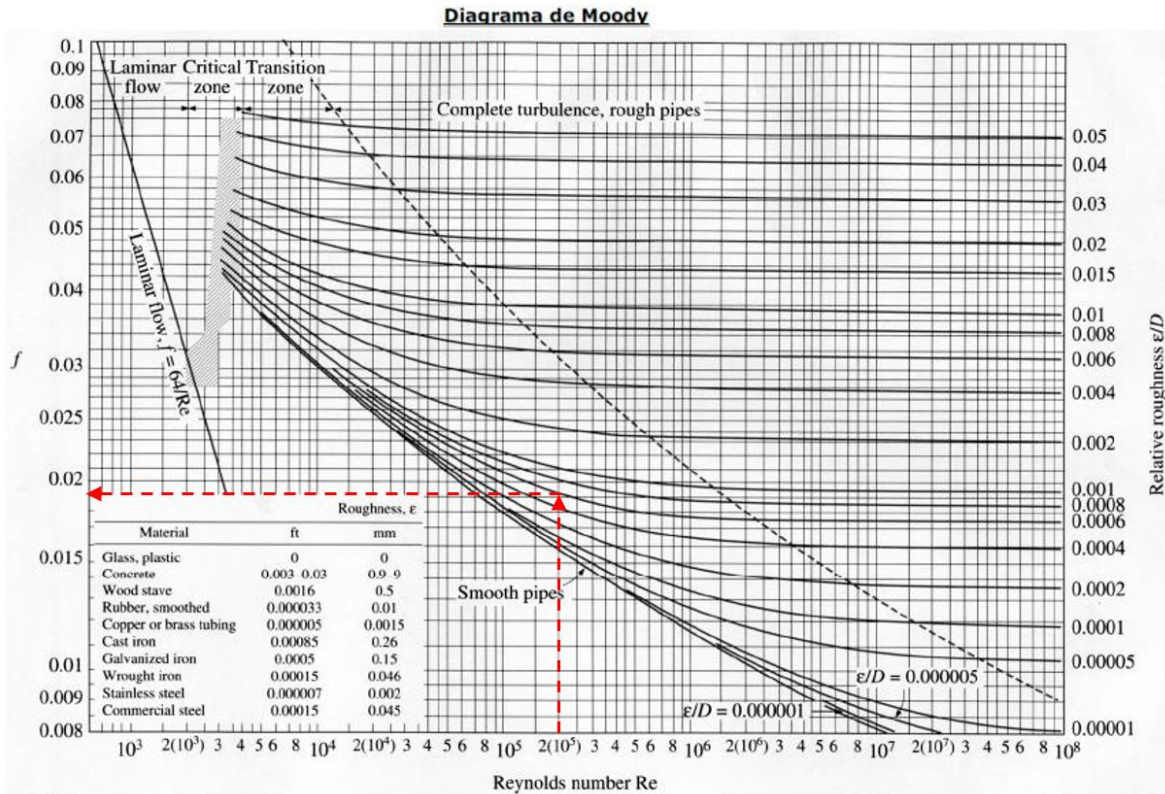


Diagrama 3-6 Diagrama de Moody.



$$f = 0,019$$

La pérdida de carga será:

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,019 \cdot 43 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 5,08[m]$$

### Pérdidas de carga secundarias

En este tramo se encuentran los siguientes accesorios:

1 Tee flujo derivado	$k = 1$
1 Contracción brusca	$k = 0,17$
1 Válvula esférica	$k = 0,05$
1 Codos 90°	$k = 0,3$
1 Tees flujo en línea	$k = 0,2$

$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$

$$h_{ps} = (1 \cdot 1 + 1 \cdot 0,17 + 1 \cdot 0,05 + 1 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,2) \cdot \frac{0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^4 \cdot 9,81}$$

$$h_{ps} = 0,81[m]$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{B-D} = (h_{pl} + h_{ps})_{B-D} = (5,08 + 0,81)_{B-D}$$

$$h_{B-D} = 5,89[m]$$



A continuación, se procederá a verificar que la suma de las pérdidas de carga en las dos líneas (A-C y A-D) incluidas las bajadas satisfagan la pérdida establecida de  $3,5 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$ .

#### Línea A-C

$$h_T = h_{A-B} + h_{B-C} + h_{baj} = (1,21)_{A-B} + (8,38)_{B-C} + (23,2)_{baj}$$

$$\boxed{h_T = 32,79[m]}$$

#### Línea A-D

$$h_T = h_{A-B} + h_{B-D} + h_{baj} = (1,21)_{A-B} + (5,89)_{B-D} + (23,2)_{baj}$$

$$\boxed{h_T = 30,30[m]}$$

Se satisfacen las pérdidas admisibles establecidas por lo que se adoptan los siguientes diámetros nominales:

Tramo A-B:  $\boxed{\varnothing = 4''}$

Tramo B-C:  $\boxed{\varnothing = 3''}$

Tramo B-D:  $\boxed{\varnothing = 3''}$

Bajadas:  $\boxed{\varnothing = 1''}$

### **3.2.2. Verificación de espesores**

Como se expuso antes, la cañería se construirá de tubos de acero al carbono ASTM A53 SCH40 ya que es el material utilizado en el resto de la instalación de agua.

Se realizará la verificación de espesores según lo establecido por el Código ASME B31.1-2007 "Power Piping", de la misma forma que se realizó en la instalación neumática.





El espesor mínimo de pared de la cañería para la presión de diseño no debe ser menor al determinado con la siguiente ecuación:

$$t_m = \frac{P \cdot D_0}{2 \cdot (SE + P \cdot y)} + A$$

La nomenclatura utilizada es:

$t_m$  = espesor mínimo requerido (mm)

$P$  = presión interna de diseño (ksi)

$D_0$  = diámetro exterior de la cañería (mm)

$SE$  = máxima tensión admisible para presión interna a temperatura de diseño (ksi)

$y$  = coeficiente dado por la Tabla 104.1.2(A) del Código

$A$  = espesor adicional a proporcionar por corrosión y/o erosión (mm)

La presión de trabajo es de 7,5 [kg/cm<sup>2</sup>], utilizando un coeficiente de seguridad de 2 se establece como presión de diseño 15 [kg/cm<sup>2</sup>].

### 3.2.2.1. Tramo A-B

Los valores de  $SE$  y de  $Y$  se obtienen de las Tablas 5-5 y 5-6 del Anexo IV respectivamente:

$$P = 15 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 0,21 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

De la Tabla 5-4 del Anexo IV se obtienen los espesores y los diámetros externos:

$$\varnothing = 4''$$

$$t = 6,02 \text{ mm}$$

$$D_0 = 114,3 \text{ (mm)}$$



El espesor adicional  $A$  se obtiene de la Tabla 3-1.

$$A = 1,65 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación en cuestión, el espesor mínimo  $t_m$  será:

$$t_m = \frac{0,21 \cdot 114,3}{2 \cdot (13,7 + 0,21 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$t_m = 2,52 \text{ mm}$$

Del mismo modo se calculan los espesores mínimos de los tramos restantes.

### 3.2.2.2. Tramo B-C y B-D

$$P = 0,21 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

$$\phi = 3" \quad t = 5,49 \text{ mm} \quad D_0 = 88,9 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,65 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores se calcula el espesor mínimo  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,21 \cdot 88,9}{2 \cdot (13,7 + 0,21 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$t_m = 2,33 \text{ mm}$$

**3.2.2.3. Bajadas**

$$P = 0,21 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

$$\phi = 1" \quad \boxed{t = 3,38 \text{ mm}} \quad D_0 = 33,4 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,27 \text{ (mm)}$$

$t_m$  será.

$$t_m = \frac{0,21 \cdot 33,4}{2 \cdot (13,7 + 0,21 \cdot 0,4)} + 1,27$$

$$\boxed{t_m = 1,52 \text{ mm}}$$

Para todos los casos se verifica que  $\boxed{t > t_m}$ , por lo que los espesores de las cañerías adoptadas satisfacen el espesor mínimo requerido por el Código.



### 3.3. INSTALACIÓN DE ACEITE TÉRMICO

El aceite térmico que requieren las prensas se lo utiliza para calefaccionar las matrices de moldeo que se montan en dichas prensas. Por las mismas razones ya explicadas en las instalaciones anteriores los dimensionamientos se harán para abastecer cinco prensas HFM.

La planta posee una instalación de fluido térmico que abastece las prensas de las líneas de producción de los demás sectores, pero dicha instalación funciona casi a su máxima capacidad por lo que no es posible abastecer las nuevas prensas con la instalación existente. Por lo mencionado se tuvo que adquirir un nuevo calentador de aceite térmico (Thermopac) con su correspondiente bomba y tanque de expansión para abastecer las máquinas del nuevo ala de insonorizantes. El Thermopac adquirido es el modelo 400 de Industrias Tecnológicas Argentinas S.A. (ITA), las especificaciones del mismo se encuentran en la Tabla 5-3 del Anexo III.

La nueva red de aceite del sector en cuestión se muestra en el Plano N°3 del Anexo V, esta se conectará directamente al colector de impulsión que se encuentra a la salida del nuevo Thermopac, el mismo posee una presión de 8 [kg/cm<sup>2</sup>]. Para calentar las matrices la caldera de fluido térmico calienta el aceite a una temperatura que varía entre 180 – 250 [°C], dependiendo de la pieza que se esté produciendo y de la matriz que se esté utilizando. La temperatura que se utilizará para hacer los dimensionamientos es de 180 [°C], ya que a esta temperatura la viscosidad del aceite es mayor que a 250 [°C] y por lo tanto se posee mayor pérdida de carga.

Los siguientes son los requerimientos del aceite térmico de las prensas, obtenidos de la Tabla 5-2 del Anexo II:

#### Requerimientos de las prensas HFM:

- $Presión = 2 - 5 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$
- $Caudal \text{ máx.} = 25 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,00694 \left[ \frac{m^3}{s} \right]$
- $Temp. = 180 - 250 [^{\circ}C]$



Como las prensas requieren que el aceite posea una presión comprendida entre 2 – 5 [kg/cm<sup>2</sup>], y la presión que se posee en el colector a la salida de los Thermopacs es de 8 [kg/cm<sup>2</sup>], se establecerá como caída de presión máxima admisible desde el colector hasta la última prensa 5 [kg/cm<sup>2</sup>]. Con esta pérdida de carga se obtendría una presión de 3 [kg/cm<sup>2</sup>] en la entrada de la última prensa, la cual está dentro del valor requerido; de igual manera las prensas vienen equipadas en la entrada del aceite con dos bombas que aumentan y regulan la presión a la requerida en el momento.

La cañería se construirá de tubos de acero al carbono ASTM A53 SCH40 como posee el resto de la instalación de aceite térmico de la planta.

La extensión de la red constará de dos líneas, una que abastecerá tres Prensas y otra que abastecerá las restantes dos. Ambas líneas poseerán dos colectores, uno de impulsión y otro de retorno, dichos colectores se unen al final del recorrido donde se encuentra una válvula esclusa. Esta válvula está normalmente cerrada, se la abre solamente cuando la instalación estuvo parada demasiado tiempo y se necesita calentar el aceite rápidamente. Ambas impulsiones se conectarán directamente al colector que se halla a la salida del Thermopac y los retornos finalizarán en el tanque de expansión. En el Plano N°3 de la instalación de fluido térmico se puede observar lo explicado.

### 3.3.1. Dimensionamientos de las cañerías

Los dimensionamientos de las cañerías de esta instalación de fluido térmico se harán en base a la teoría de pérdidas de carga expuesta en la instalación de agua de refrigeración.

#### Datos necesarios para los cálculos:

- *Fluido = aceite térmico Therminol 66*
- *Temp. = 180 [°C]*
- *Presión = 8  $\left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$*



- $\Delta P_{max} = 5 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$
- $\nu = 1,147 \times 10^{-6} \left[ \frac{m^2}{s} \right]$  (*viscosidad cinemática del aceite a 180°C*)
- $\varepsilon = 0,045 [mm] = 0,000045 [m]$  (*rugosidad absoluta tubería de acero*)

Como se observa, el aceite térmico utilizado en la planta es Therminol 66, en la Tabla 5-10 del Anexo IV se muestran las propiedades del mismo en función de su temperatura, de allí se extrae la viscosidad cinemática a 180°C; la rugosidad absoluta de la tubería de acero se extrae de la Tabla 5-8 del Anexo mencionado.

Las líneas a dimensionar son las siguientes:

Tramo	Cantidad Prensas	Caudal total $\left[ \frac{m^3}{h} \right]$
Línea superior (A-B)	3	75
Línea inferior (C-D)	2	50

### 3.3.1.1. Bajadas

Las Prensas requieren que la conexión del aceite térmico sea de 1", se lo puede observar en la Tabla 5-2 del Anexo II, por lo que se adoptan bajadas de 1" de diámetro y se calculará la correspondiente pérdida de carga.

$$Q = 25 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,00694 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 2,5 [m] \quad D = 1" = 0,0254 [m]$$

#### Pérdidas de carga primarias

Primero se calcula el número de Reynolds y la rugosidad relativa:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,00694 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0254 \cdot 1,147 \times 10^{-6}}$$



$$Re = 3 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,000045}{0,0254} = 1,77 \times 10^{-3}$$

Se accede al Diagrama 3-7 para obtener el coeficiente de fricción  $f$ :

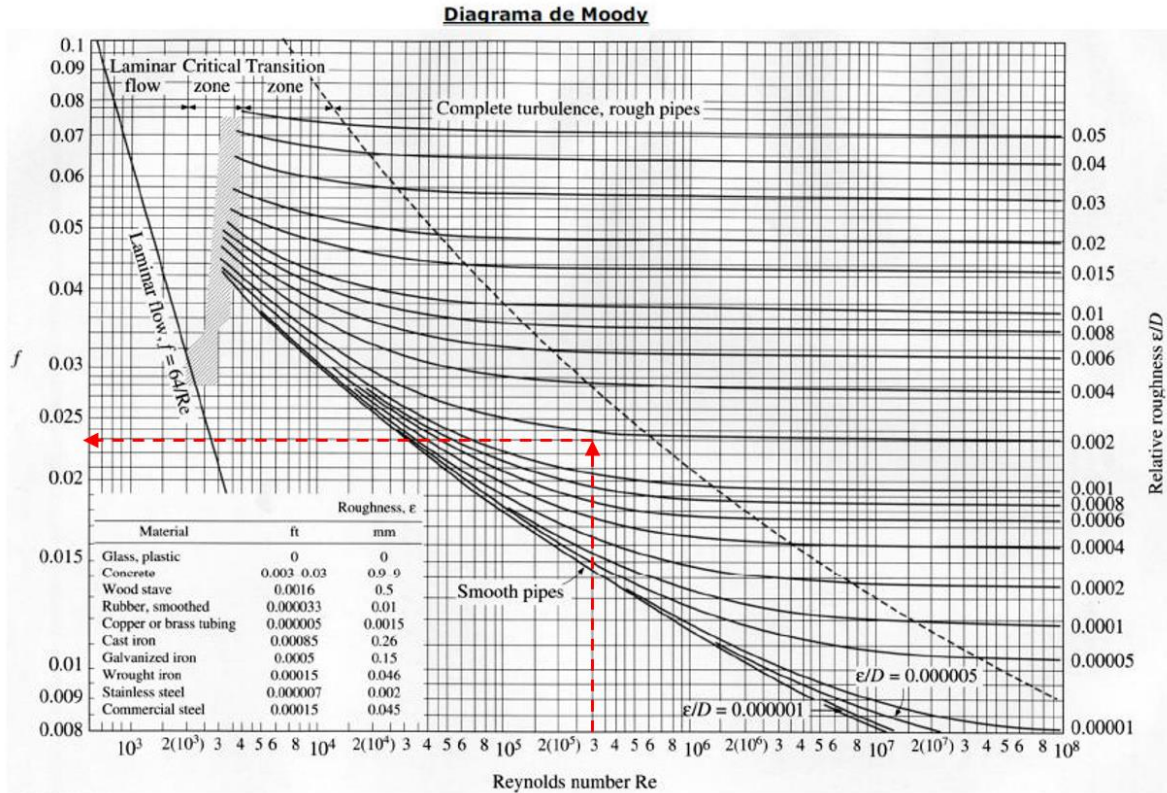


Diagrama 3-7 Diagrama de Moody.

$$f = 0,0228$$

La pérdida de carga será:

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,0228 \cdot 2,5 \cdot 0,00694^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0254^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 21,5[m]$$



### Pérdidas de carga secundarias

En este tramo se encuentran los siguientes accesorios:

1 Contracción brusca	$k = 0,41$
2 Codos 90°	$k = 0,3$
1 Válvula esférica	$k = 0,05$

Las pérdidas serán:

$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$

$$h_{ps} = (1 \cdot 0,41 + 2 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,05) \cdot \frac{0,00694^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0254^4 \cdot 9,81}$$

$$h_{ps} = 10,13[m]$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{baj} = (h_{pl} + h_{ps})_{baj} = (21,5 + 10,13)_{baj}$$

$$h_{baj} = 31,63[m]$$

#### 3.3.1.2. Línea superior (A-B)

Hasta el momento se posee una pérdida de carga de:

$$h_{baj} = 31,63[m]$$

Como la pérdida de carga máxima total admisible se estableció en  $5 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 50[m]$  queda un remanente de:  $50 - 31,63 = 18,37[m]$

De acuerdo a esto la pérdida de carga admisible en este tramo será de 1,8 [kg/cm<sup>2</sup>].





A continuación se calcula el diámetro de la tubería a través de las pérdidas de carga primarias ya que las secundarias son muy pequeñas.

$$Q_T = 75 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0208 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 31[m] \quad h_{pl} = 1,8 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 18[m]$$

Se estima el coeficiente de rozamiento  $f$ , suponiendo flujo totalmente desarrollado.

$$f_1 = 0,01$$

Cálculo del primer diámetro:

$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,01 \cdot 31 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 18 \cdot 9,81}}$$

$$D_1 = 0,0573[m]$$

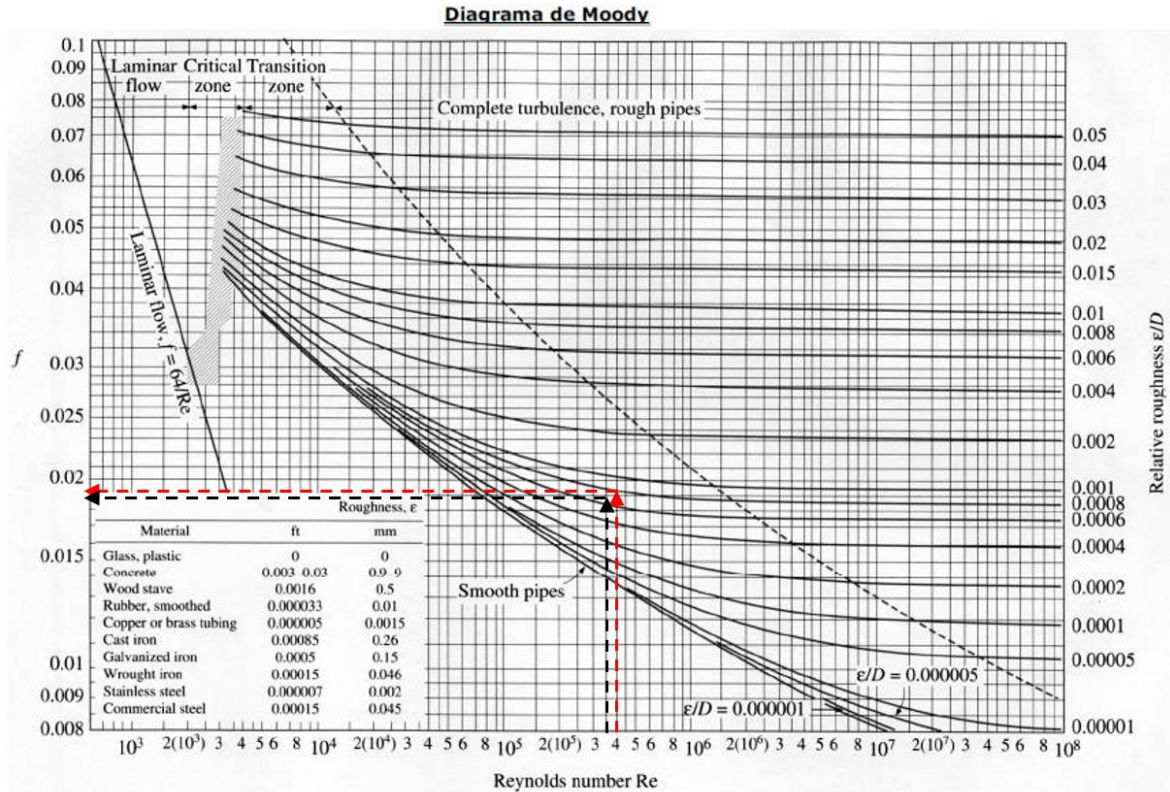
Cálculo de la rugosidad relativa y del número de Reynolds:

$$\frac{\varepsilon}{D_1} = \frac{0,000045}{0,0573} = 7,9 \times 10^{-4}$$

$$R_{e1} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0208 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0573 \cdot 1,147 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e1} = 4 \times 10^5$$

Accediendo con estos valores al Diagrama 3-8 de Moody se obtiene el nuevo coeficiente de fricción  $f$ .



**Diagrama 3-8** Diagrama de Moody.

$$f_2 = 0,019$$

Se calcula nuevamente el diámetro, el número de Reynolds, la rugosidad relativa y se sigue iterando hasta converger al resultado:

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,019 \cdot 31 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 18 \cdot 9,81}}$$

$$D_2 = 0,0651[m]$$

$$\frac{\epsilon}{D_2} = \frac{0,000045}{0,0651} = 6,9 \times 10^{-4}$$

$$R_{e2} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot v} = \frac{0,0208 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0651 \cdot 1,147 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e2} = 3,5 \times 10^5$$

$$f_3 = 0,0188$$



$$D_3 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_p \cdot l \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,0188 \cdot 31 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 18 \cdot 9,81}} = 0,0650[m] = 2,6''$$

Como  $|f_3 - f_2| < 10^{-3}$  se observa que se ha convergido al resultado. Se adopta una cañería de  $D = 3''$  ya que es la superior siguiente al diámetro calculado que se comercializa. Con este nuevo valor se calculan las pérdidas totales del tramo.

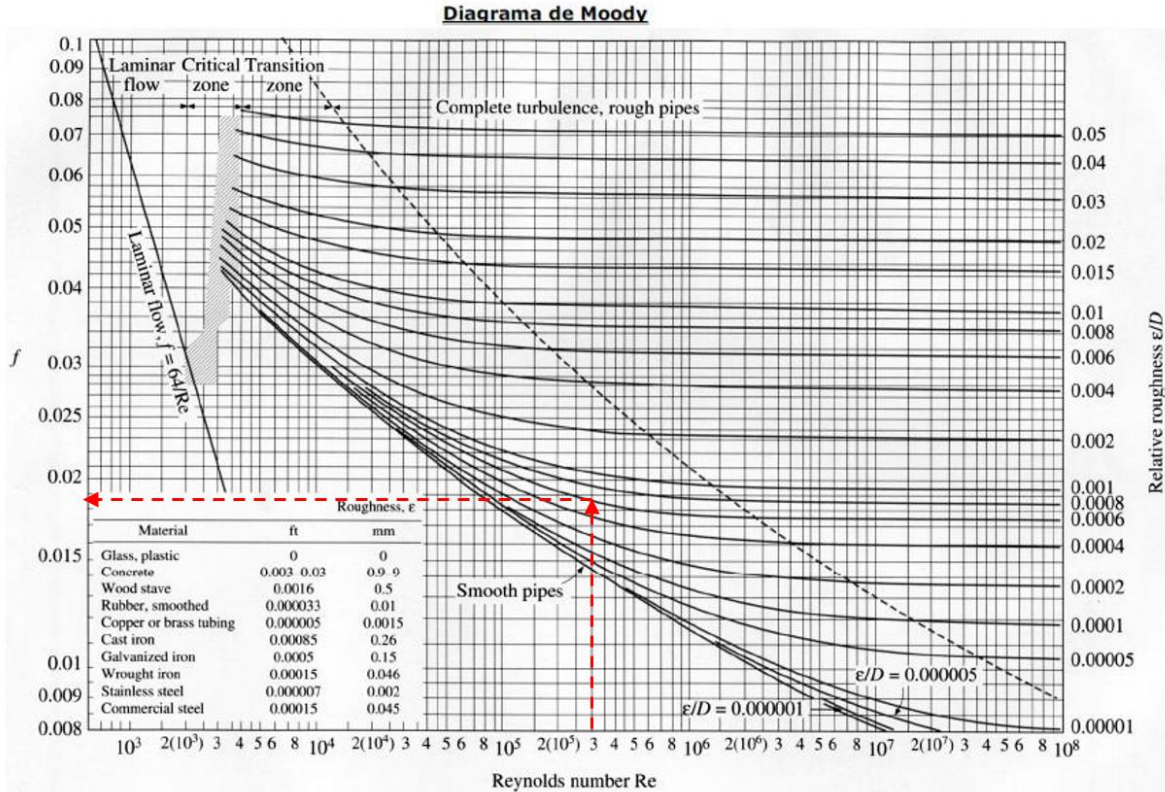
$$Q_T = 75 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0208 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 31[m] \quad D = 3'' = 0,0762[m]$$

**Pérdidas de carga primarias**

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0208 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0762 \cdot 1,147 \times 10^{-6}} = 3 \times 10^5$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,000045}{0,0762} = 5,9 \times 10^{-4}$$

Entrando al Diagrama 3-9 de Moody se obtiene  $f$ :



**Diagrama 3-9** Diagrama de Moody.



$$f = 0,0183$$

La pérdida de carga será;

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,0183 \cdot 31 \cdot 0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 7,89[m]$$

### Pérdidas de carga secundarias

En este tramo se encuentran los siguientes accesorios:

1 Válvula esférica	$k = 0,05$
3 Codos 90°	$k = 0,3$
2 Tees flujo en línea	$k = 0,2$

$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$

$$h_{ps} = (1 \cdot 0,05 + 3 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,2) \cdot \frac{0,0208^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^4 \cdot 9,81}$$

$$h_{ps} = 1,43[m]$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{A-B} = (h_{pl} + h_{ps})_{A-B} = (7,89 + 1,43)_{A-B}$$

$$h_{A-B} = 9,32[m]$$



### 3.3.1.3. Línea inferior (C-D)

Nuevamente se procederá a calcular el diámetro de la tubería estableciendo, como para el tramo anterior, una pérdida de carga admisible de 1,8 [kg/cm<sup>2</sup>].

$$Q_T = 50 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0139 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad L = 49,5[m] \quad h_{pl} = 1,8 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 18[m]$$

Primero se estima el coeficiente de rozamiento  $f$ , suponiendo que el flujo es totalmente desarrollado, y se itera como se explicó anteriormente hasta converger al resultado:

$$f_1 = 0,01$$

$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,01 \cdot 49,5 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 18 \cdot 9,81}} = 0,0535[m]$$

$$\frac{\varepsilon}{D_1} = \frac{0,000045}{0,0535} = 8,4 \times 10^{-4}$$

$$R_{e1} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot v} = \frac{0,0139 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0535 \cdot 1,147 \times 10^{-6}} = 2,9 \times 10^5 \quad \text{Accediendo al Diagrama 3-10:}$$

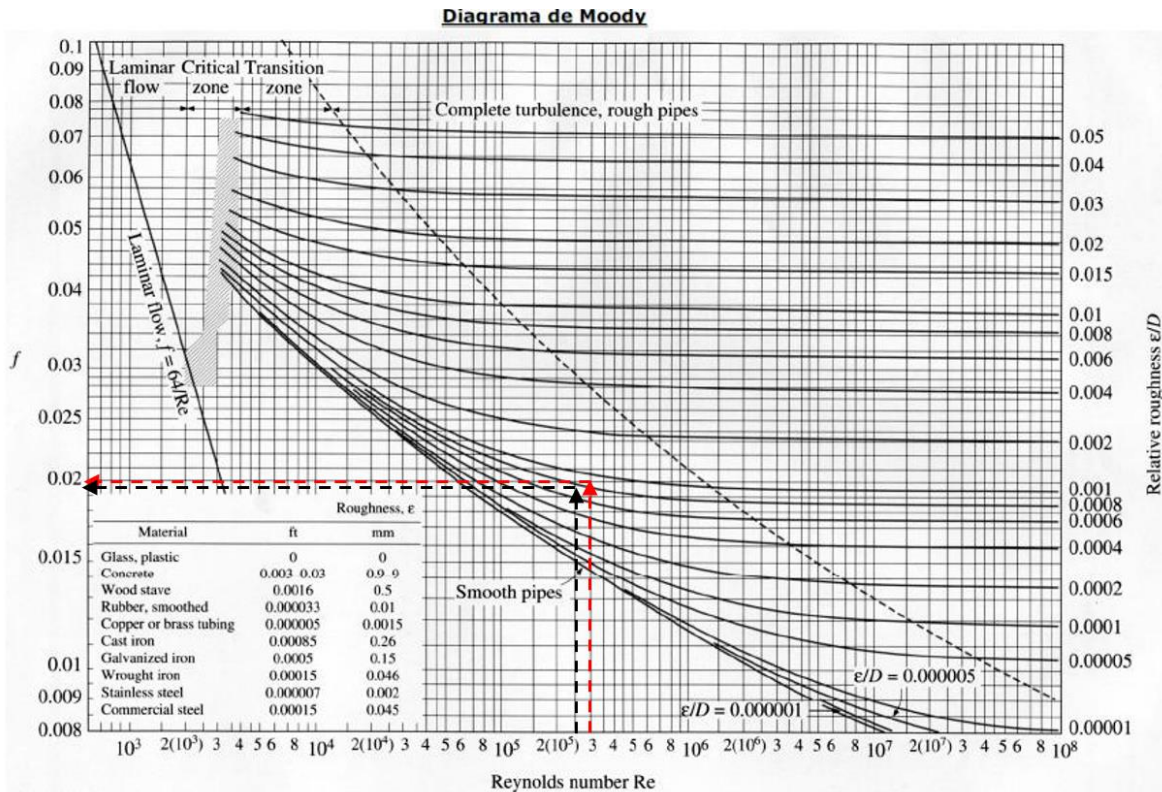


Diagrama 3-10 Diagrama de Moody.



$$f_2 = 0,0198$$

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,0198 \cdot 49,5 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 18 \cdot 9,81}}$$

$$D_2 = 0,0614[m]$$

$$\frac{\varepsilon}{D_2} = \frac{0,000045}{0,0614} = 7,3 \times 10^{-4}$$

$$R_{e2} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot v} = \frac{0,0139 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0614 \cdot 1,147 \times 10^{-6}}$$

$$R_{e2} = 2,5 \times 10^5$$

$$f_3 = 0,0193$$

$$D_3 = \sqrt[5]{\frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot h_{pl} \cdot g}} = \sqrt[5]{\frac{0,0193 \cdot 49,5 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 18 \cdot 9,81}}$$

$$D_3 = 0,0610[m] = 2,4''$$

Como  $|f_3 - f_2| < 10^{-3}$  se ha arribado al resultado.

Si bien se podría adoptar una cañería de  $D = 2,5''$ , se adoptará como para el tramo anterior una cañería de  $D = 3''$  para estandarizar las líneas. Con este nuevo valor se calculan las pérdidas totales del tramo.

$$Q_T = 50 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 0,0139 \left[ \frac{m^3}{s} \right] L = 49,5[m] \quad D = 3'' = 0,0762[m]$$





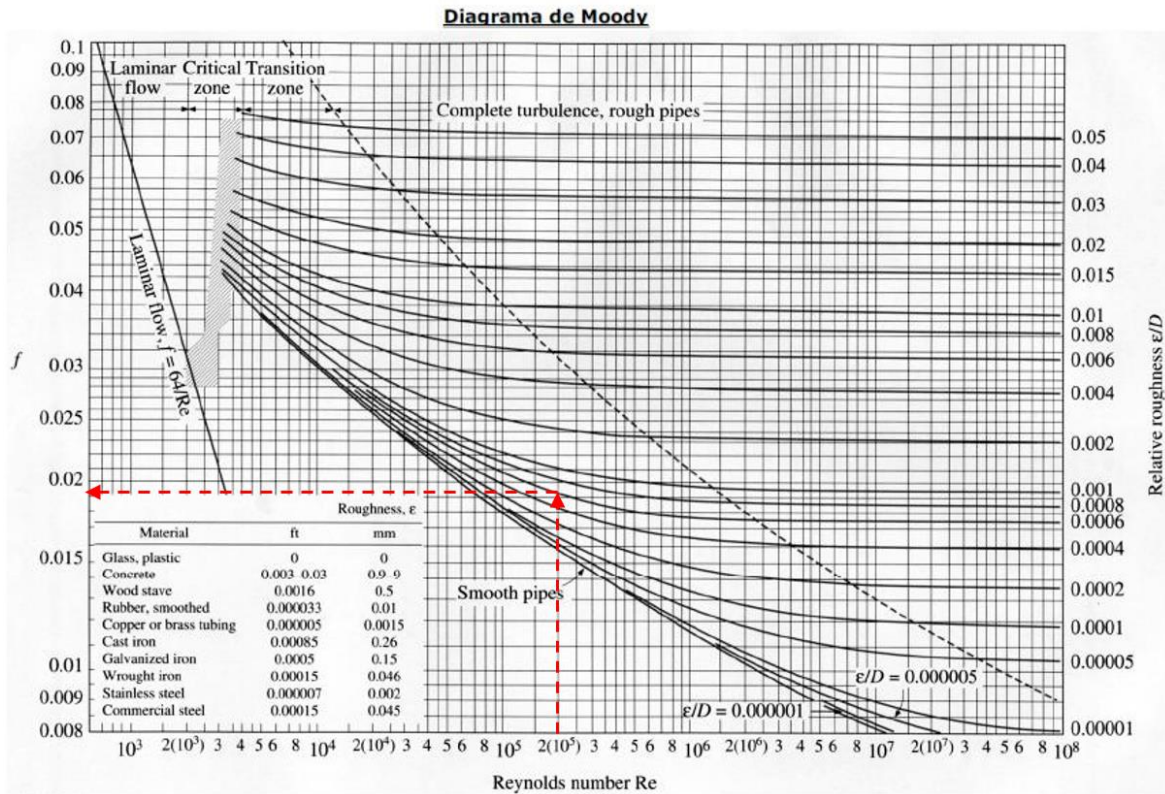
**Pérdidas de carga primarias**

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{0,0139 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0762 \cdot 1,147 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 2 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,000045}{0,0762} = 5,9 \times 10^{-4}$$

Accediendo al Diagrama 3-11 de Moody se obtiene  $f$ .



**Diagrama 3-11** Diagrama de Moody.

$$f = 0,0192$$

La pérdida de carga será:

$$h_{pl} = \frac{f \cdot L \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} = \frac{0,0192 \cdot 49,5 \cdot 0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^5 \cdot 9,81}$$

$$h_{pl} = 5,9[m]$$



### Pérdidas de carga secundarias

En este tramo se encuentran los siguientes accesorios:

1 Válvula esférica	$k = 0,05$
3 Codos 90°	$k = 0,3$
1 Tees flujo en línea	$k = 0,2$

$$h_{ps} = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = k \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot g}$$

$$h_{ps} = (1 \cdot 0,05 + 3 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,2) \cdot \frac{0,0139^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot 0,0762^4 \cdot 9,81}$$

$$h_{ps} = 0,54[m]$$

### Pérdidas totales del tramo

$$h_{C-D} = (h_{pl} + h_{ps})_{C-D} = (5,9 + 0,54)_{C-D}$$

$$h_{C-D} = 6,44[m]$$

A continuación, se verificará que las pérdidas de carga en las dos líneas (A-B y C-D) incluidas las bajadas satisfagan la pérdida establecida de  $5 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$ .

#### Línea A-B

$$h_T = h_{A-B} + h_{baj} = (9,32)_{A-B} + (31,63)_{baj}$$

$$h_T = 40,95[m]$$

#### Línea C-D

$$h_T = h_{C-D} + h_{baj} = (6,44)_{C-D} + (31,63)_{baj}$$

$$h_T = 38,07[m]$$





Como se observa, se satisfacen las pérdidas admisibles establecidas por lo que se adoptan los siguientes diámetros nominales:

Tramo A-B:  $\boxed{\varnothing = 3''}$

Tramo C-D:  $\boxed{\varnothing = 3''}$

Bajadas:  $\boxed{\varnothing = 1''}$

### 3.3.2. Verificación de espesores

El material establecido para construir la instalación de fluido térmico es acero al carbono ASTM A53 SCH40, a continuación se realizará la verificación de espesores según lo establecido por el Código ASME B31.1-2007 "Power Piping", como se hizo en las anteriores redes.

La presión de trabajo es de 8 [kg/cm<sup>2</sup>], utilizando un coeficiente de seguridad de 2 se establece como presión de diseño 16 [kg/cm<sup>2</sup>].

#### 3.3.2.1. Tramo A-B y C-D

$$P = 16 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 0,23 (ksi)$$

$$SE = 13,7 (ksi)$$

$$y = 0,4$$

Los espesores y los diámetros externos se extraen de la Tabla 5-4 del Anexo IV:

$$\varnothing = 3'' \quad \boxed{t = 5,49 mm} \quad D_0 = 88,9 (mm)$$

$$A = 1,65 (mm)$$



Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene el espesor mínimo  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,23 \cdot 88,9}{2 \cdot (13,7 + 0,23 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$t_m = 2,39 \text{ mm}$$

### 3.3.2.2. Bajadas

$$P = 0,23 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

De la Tabla 5-4 del Anexo IV:

$$\phi = 1" \quad t = 3,38 \text{ mm} \quad D_0 = 33,4 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,27 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores se calcula  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,23 \cdot 33,4}{2 \cdot (13,7 + 0,23 \cdot 0,4)} + 1,27$$

$$t_m = 1,55 \text{ mm}$$

Se verifica en los dos casos que  $t > t_m$ , por lo que los espesores de las cañerías adoptadas satisfacen el espesor mínimo requerido por el Código.



### 3.3.3. Aislamiento térmico

Todas las tuberías que transportan fluidos a altas temperaturas poseen pérdidas de energía que representan una ineficiencia del sistema, estas pérdidas se producen porque la temperatura del fluido es considerablemente mayor a la del aire circundante, por lo tanto las tuberías deben ser aisladas para limitar dichas pérdidas.

Independientemente de la calidad o espesor del aislamiento que se utilice, siempre habrá un nivel de pérdida de calor; el espesor del aislamiento en las tuberías será el cual garantice para las condiciones de uso más extremas de las tuberías, que una persona al tocarlas no sufra daños por quemaduras.

El material utilizado para aislar las tuberías será lana mineral de roca, con forma cilíndrica y revestimiento de acero inoxidable. Los espesores mínimos recomendados en función de la temperatura, para conseguir la prevención de las pérdidas de calor y protección del personal, se dan en la Tabla 5-13 del Anexo IV.

Observando la tabla mencionada los espesores elegidos son:

Para las tuberías de  $\varnothing = 3''$   $\text{esp} = 60\text{mm}$

Para las tuberías de  $\varnothing = 1''$   $\text{esp} = 40\text{mm}$

La densidad de la lana mineral de roca elegida es  $70 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ .



### 3.4. INSTALACIÓN DE VAPOR

Como se explicó en el punto 1.4 del capítulo 1, muchos de los productos que fabrica Autoneum utilizan procesos de conformación y moldeo a través de prensas, pero se puede observar en la descripción del proceso que no se utiliza inyección de vapor en las piezas. Debido a los volúmenes de producción requeridos por el Proyecto 640A y los tiempos de entrega exigidos por Toyota, las nuevas prensas adquiridas se solicitaron con un sistema de inyección de vapor que ayuda a la “cocción” de las piezas, bajando así los tiempos de producción para poder satisfacer al cliente.

El vapor de esta instalación se utiliza para abastecer este sistema de inyección de vapor de las prensas, y por las mismas razones explicadas en anteriores instalaciones, se dimensionará la misma para abastecer cinco prensas HFM.

La planta posee una pequeña instalación de vapor que se utiliza para abastecer la línea de producción de fieltros, pero la misma cuenta con una pequeña caldera que funciona al 80% de su capacidad por lo que no es posible utilizarla para abastecer este nuevo sector. Por dicho motivo se adquirió una nueva caldera dedicada solamente al abastecimiento de vapor de las máquinas del nuevo ala de insonorizantes. La caldera adquirida es el modelo HL3R 70 fabricado por Fimaco S.A., se pueden encontrar las especificaciones de dicha caldera en la Figura 5-9 del Anexo III.

Los requerimientos de vapor de las prensas, extraídos de la Tabla 5-2 del Anexo II, son los siguientes:

#### Requerimientos de las prensas HFM:

- $Presión = 10 - 12 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$
- $Caudal\ máx. = 200 \left[ \frac{kg}{h} \right]$
- $Temp. = 184 [^{\circ}C]$



La nueva red de distribución de vapor y retorno de condensado se puede observar en el Plano N°4 del Anexo V; la red de distribución se conectará a la salida de una estación reductora de presión que se ubica inmediatamente después de la caldera, dicha estación reduce la presión del vapor saturado generado en la caldera de 16 [kg/cm<sup>2</sup>] a 14 [kg/cm<sup>2</sup>].

Observando la tabla de Vapor de Agua Saturado, Tabla 5-11 del Anexo IV, se llega a la conclusión de que el vapor requerido por las prensas es vapor saturado, esto se debe a que el vapor de agua saturado a 184°C de temperatura está comprendido dentro del rango de presiones de 10-12 [kg/cm<sup>2</sup>].

Como las prensas requieren vapor saturado a una presión comprendida entre 10-12 [kg/cm<sup>2</sup>], y la presión a la salida de la estación reguladora de presión es de 14 [kg/cm<sup>2</sup>], se establecerá como caída de presión máxima admisible desde la estación reguladora de presión a la última prensa 2 [kg/cm<sup>2</sup>]. También podría suceder que en el dimensionamiento la caída de presión obtenida sea menor a la establecida, este caso no representaría ningún inconveniente ya que las prensas para proteger su sistema de control de vapor poseen válvulas reguladoras de presión pilotadas en la entrada de vapor a las mismas que estabilizan la presión de entrada a la necesaria soportando presiones superiores. Lo que no se admiten son caídas de presión mayores a la establecida porque comprometería el correcto funcionamiento del sistema de inyección de vapor.

La extensión de la red constará de una línea principal de corta longitud que iniciará a la salida de la estación reguladora de presión y transportará el caudal de las cinco prensas, luego se dividirá en dos líneas, donde una de ellas abastecerá tres prensas y la otra las restantes dos. Cada línea posee un separador de gotas y dos trampas de vapor. Lo explicado se puede observar en el Plano N°4 de la instalación de vapor.

La cañería se construirá de tubos de acero al carbono ASTM A53 SCH40, mismo material utilizado en la otra instalación de vapor de la planta.



### 3.4.1. Dimensionamiento de las cañerías

Las cañerías deben dimensionarse correctamente porque los sobredimensionamientos o subdimensionamientos de éstas traen aparejados una serie de efectos indeseables sobre la instalación.

**Sobredimensionar** las cañerías significa que:

- Las cañerías serán más caras de lo necesario.
- Se formará mayor volumen de condensado a causa de las mayores pérdidas de calor.
- La calidad de vapor y posterior entrega de calor será más pobre, debida al mayor volumen de condensado que se forma.
- Los costos de instalación serán mayores.

**Subdimensionar** las cañerías significa que:

- La velocidad del vapor y la caída de presión serán mayores, generando una presión inferior a la que se requiere en el punto de utilización.
- El volumen de vapor será insuficiente en el punto de utilización.
- Habrá un mayor riesgo de erosión, golpe de ariete y ruidos, a causa del aumento de la velocidad.

El dimensionamiento de las tuberías se puede hacer según la **velocidad del fluido** o la **caída de presión**.<sup>16</sup>

#### DIMENSIONAMIENTO SEGÚN LA VELOCIDAD DEL VAPOR

Si se dimensiona la cañería en función de la velocidad, entonces los cálculos se basan en el volumen de vapor que se transporta con relación a la sección de la cañería.

Para cañerías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades entre 25-40 m/s para líneas de media longitud, y 25 m/s para

<sup>16</sup> Teoría extraída de SPIRAX-SARCO. (1999). *Guía de Referencia Técnica: Distribución del Vapor*.



derivaciones y líneas cortas, pero estas velocidades deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo.

Incluso estas velocidades pueden ser altas en cuanto a sus efectos sobre la caída de presión. En líneas de suministro de longitudes considerables, es frecuentemente necesario restringir las velocidades a 15 m/s si se quieren evitar grandes caídas de presión.

Utilizando la Tabla 5-12 del Anexo IV como guía, es posible seleccionar las medidas de tubería a partir de la presión de vapor, velocidad y caudal.

En el Gráfico 5-3 del Anexo IV se utiliza un método alternativo para el cálculo de tuberías a partir de la velocidad. Este método funcionará si se conocen los siguientes datos: presión de vapor, temperatura (si es sobrecalentado), caudal y velocidad.

### DIMENSIONAMIENTO SEGÚN LA CAÍDA DE PRESIÓN

A veces es esencial que la presión del vapor que alimenta un determinado equipo no caiga por debajo de un mínimo especificado, con el fin de mantener la temperatura, y de este modo asegurar que en los puntos de consumo se obtenga vapor en las condiciones requeridas. En estos casos, es apropiado dimensionar la tubería con el método de la “caída de presión”, utilizando la presión conocida en el extremo de alimentación de la tubería y la presión requerida en el punto de utilización.

Hay numerosos gráficos, tablas e incluso reglas de cálculo para relacionar la caída de presión con el tamaño de la tubería. Un método que ha resultado satisfactorio, es el uso del Gráfico 5-4 del Anexo IV, si se conocen las siguientes variables: temperatura del vapor, presión, caudal y caída de presión.

Las líneas a dimensionar son las siguientes:

Tramo	Cantidad Prensas	Longitud [m]	Caudal total $\left[\frac{kg}{h}\right]$
Línea principal	5	5	1000
Línea superior (A-B)	3	23	600
Línea inferior (A-C)	2	45	400



### Datos necesarios para los cálculos:

- $Presión = 14 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$
- $\Delta P_{max} = 2 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$
- $Temp. = 184 [^{\circ}C]$

#### 3.4.1.1. Bajadas

En la Tabla 5-2 del Anexo II se puede observar que las prensas requieren que la conexión sea de 1 1/2" (diámetro interior = 40mm), por lo que se adopta este diámetro de cañería para las bajadas y se calcula la caída de presión correspondiente.

$$Presión = 14 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad Q = 200 \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad D = 40 [mm] \quad L = 10 [m]$$

Ingresando con estos datos al Gráfico 5-4 del Anexo IV se obtiene una caída de presión cada 100 m de:

$$\Delta P_{100m} = 0,15 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Lo que da una caída de presión en las bajadas de:

$$\Delta P = 0,015 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Se procede a dimensionar las siguientes líneas por el método de la velocidad y luego verificar las caídas de presión.





### 3.4.1.2. Línea principal

Se utilizará para el dimensionamiento una velocidad de 25 m/s.

$$\text{Presión} = 14 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad Q = 1000 \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad V = 25 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad L = 5 [m]$$

Ingresando a la Tabla 5-12 del Anexo IV con estos datos se obtiene:

$D = 50 [mm]$  la cual corresponde a una tubería de 2”.

Ingresando al Gráfico 5-4 del Anexo IV se obtiene una caída de presión cada 100 m de tubería de:

$$\Delta P_{100m} = 1 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Lo que da una caída de presión en esta línea de:

$$\Delta P = 0,05 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

### 3.4.1.3. Línea superior A-B

Por ser esta línea de mayor longitud, para el dimensionamiento se utiliza una velocidad de 15 m/s.

$$\text{Presión} = 14 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad Q = 600 \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad V = 15 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad L = 23 [m]$$

Ingresando a la Tabla 5-12 nuevamente:

$D = 50 [mm]$  la cual corresponde a una tubería de 2”.

La caída de presión cada 100m de tubería se obtiene con el Gráfico 5-4:



$$\Delta P_{100m} = 0,4 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Lo que da una caída de presión en la línea superior de:

$$\Delta P = 0,092 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

#### 3.4.1.4. Línea inferior A-C

Para estandarizar los diámetros se adopta para esta línea una tubería de 2" como para la línea superior y se calcula la caída de presión correspondiente:

$$Presión = 14 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \quad Q = 400 \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad L = 45 [m]$$

La caída de presión cada 100m de tubería se obtiene del Gráfico 5-4:

$$\Delta P_{100m} = 0,2 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

Lo que da una caída de presión en la línea inferior de:

$$\Delta P = 0,09 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$

La caída de presión total será prácticamente la misma para las dos líneas ya que los valores dieron muy similares.

**La caída de presión total será:**

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{principal} + \Delta P_{linea} + \Delta P_{bajada} = 0,05 + 0,09 + 0,015$$

$$\Delta P_{total} = 0,16 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$$



Como se observa las caídas de presión totales dieron satisfactoriamente por debajo de la caída de presión máxima admisible, por lo que se adoptan los siguientes diámetros de tuberías:

Líneas principal, superior e inferior:  $\boxed{\varnothing = 2''}$

Bajadas:  $\boxed{\varnothing = 1\ 1/2''}$

### 3.4.2. Verificación de espesores

Para construir la instalación se adopta la misma cañería que posee la otra instalación de vapor de la planta, la misma es de acero al carbono ASTM A53 SCH40, a continuación se realiza la verificación de espesores de la misma según lo establecido por el Código ASME B31.1-2007 “Power Piping”, como se realizó en las anteriores redes.

Como la presión de trabajo es de 14 [kg/cm<sup>2</sup>], utilizando un coeficiente de seguridad de 2 se establece como presión de diseño 28 [kg/cm<sup>2</sup>].

#### 3.4.2.1. Líneas principal, superior e inferior

$$P = 28 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 0,4 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

Los espesores y los diámetros externos se obtienen de la Tabla 5-4 del Anexo IV:

$$\varnothing = 2'' \quad \boxed{t = 3,91 \text{ mm}} \quad D_0 = 60,3 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,65 \text{ (mm)}$$



Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene el espesor mínimo  $t_m$ .

$$t_m = \frac{0,4 \cdot 60,3}{2 \cdot (13,7 + 0,4 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$t_m = 2,52 \text{ mm}$$

### 3.4.2.2. Bajadas

$$P = 28 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] = 0,4 \text{ (ksi)}$$

$$SE = 13,7 \text{ (ksi)}$$

$$y = 0,4$$

Los espesores y los diámetros son:

$$\phi = 1.1/2''$$

$$t = 3,68 \text{ mm}$$

$$D_0 = 48,3 \text{ (mm)}$$

$$A = 1,65 \text{ (mm)}$$

Reemplazando los valores,  $t_m$  es:

$$t_m = \frac{0,4 \cdot 48,3}{2 \cdot (13,7 + 0,4 \cdot 0,4)} + 1,65$$

$$t_m = 2,35 \text{ mm}$$

Se verifica en los dos casos que  $t > t_m$ , por lo que los espesores de las cañerías adoptadas satisfacen el espesor mínimo requerido por el Código.



### 3.4.3. Aislamiento térmico

Como para la instalación de aceite térmico, se elige para aislar las tuberías de vapor, lana mineral de roca, con forma cilíndrica y revestimiento de acero inoxidable. Utilizando la Tabla 5-13 del Anexo IV de los espesores mínimos recomendados, se eligen los siguientes espesores de aislamiento:

Para las tuberías de  $\varnothing = 2''$   $\text{esp} = 40\text{mm}$

Para las tuberías de  $\varnothing = 1\ 1/2''$   $\text{esp} = 40\text{mm}$

La densidad de la lana mineral de roca elegida es  $70 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ .

### 3.4.4. Dimensionamiento de la red de condensados

La red de retorno de condensados es fundamental en una instalación de vapor. La presencia de condensados en el circuito de vapor puede dar bajo rendimiento térmico de la instalación. El vapor recogerá gotitas de agua y estas reducirán el calor de transferencia, por lo que se reducirá el área total eficaz de la tubería, y la velocidad del vapor puede aumentar por encima de los límites recomendados, siendo por ello necesario evacuarlos.

El condensado recuperado vuelve a la caldera como agua de alimentación; generalmente la red de condensados se debe dimensionar para transportar:

- Condensado generado durante el transporte de vapor en las líneas de distribución
- Condensado generado luego de realizar la transferencia de calor a los equipos
- Vapor flash

Para esta red en particular, como el vapor generado se inyecta directamente a las piezas, este se pierde y no devuelve condensados, por lo que se debe dimensionar la red para transportar el condensado que se produce en la distribución del vapor, más el vapor flash. El vapor flash es el



vapor se forma cuando el condensado a alta presión llega a un sistema de menor presión como es la red de condensados a la salida de la trampa de vapor; en este caso como la presión a la entrada de la trampa es mayor que a su salida, parte del condensado se “flashea” en vapor instantáneamente cuando es descargado por la trampa.

El caudal de condensado generado en la distribución de vapor para temperatura ambiente de 20°C y una eficiencia de la aislación del 80% se obtiene de la siguiente Tabla (la tabla completa se muestra en la Tabla 5-14 del Anexo IV):

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)														-18°C correction factor
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
12	11	13	15	18	23	26	36	45	53	59	67	73	81	97	1.38
14	12	14	17	20	26	30	39	49	58	64	73	79	93	106	1.37
16	12	15	18	23	29	34	42	52	62	68	78	85	95	114	1.36

Como la línea más larga de la instalación tiene una longitud de  $L = 45 [m]$ , el caudal de condensado será de:

$$Q = 12 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

El porcentaje de este condensado que se revaporizará (vapor flash) en la línea de retorno de condensados es obtenido de la siguiente Tabla (la tabla completa se muestra en la Tabla 5-15 del Anexo IV); teniendo en cuenta que en la instalación el retorno está conectado al tanque de alimentación, el cual es atmosférico, la presión en la línea de condensados será la atmosférica:

Presión antes de purgador en bar abs.	Contrapresión en la línea de condensado en bar abs.							
	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6
8	19,9	17,4	15,7	14,5	13,4	12,5	11,8	11,1
8,5	20,4	17,9	16,2	15	13,9	13	12,3	11,6
9	20,8	18,3	16,7	15,4	14,4	13,5	12,7	12
9,5	21,3	18,8	17,1	15,9	14,9	14	13,2	12,5
10	21,7	19,2	17,6	16,3	15,3	14,4	13,6	12,9
11	22,5	20	18,4	17,1	16,1	15,2	14,5	13,8
12	23,2	20,7	19,1	17,9	16,9	16	15,2	14,5
13	23,9	21,4	19,8	18,6	17,6	16,7	16	15,3
14	24,5	22,1	20,5	19,3	18,3	17,4	16,7	16
15	25,2	22,7	21,1	19,9	18,9	18,1	17,3	16,6
16	25,7	23,3	21,7	20,5	19,5	18,7	17,9	17,3



Lo que da un 18,9 % de vapor flash.

La composición másica de agua y vapor se deduce inmediatamente del porcentaje de vapor flash producido:

$$\text{Vapor} - 0,189 \text{ kg/kg de condensado}$$

$$\text{Agua} - 0,811 \text{ kg/kg de condensado}$$

Los volúmenes específicos del agua y del vapor en las condiciones de la red de condensados son:

$$\text{Vapor} - 1,694 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$\text{Agua} - 0,0010432 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

El rango volumétrico resultante será:

$$\text{Vol. de Vapor} - 18,9\% \times 1,694 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] = 0,3202 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$\text{Vol. de Agua} - 81,1\% \times 0,0010432 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] = 0,000846 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

La composición volumétrica por lo tanto, expresada como porcentaje, será:

$$\text{Vapor} - 99,7\%$$

$$\text{Agua} - 0,3\%$$

A la vista de estos números se concluye que para calcular la red de condensados hay que asimilarla a una red de vapor húmedo con una humedad de 0,3% en volumen. Puede calcularse como una red de vapor saturado, pero con la consideración de que no se pueden alcanzar velocidades altas debido a que el agua que arrastra produce elevadas erosiones. Por lo mencionado se calculará el diámetro de esta forma pero limitando la velocidad del vapor a 10m/s.



El caudal de condensado a transportar será:

$$Q = 18,9\% \times 12 = 2,268 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

Entrando al Gráfico 5-3 del Anexo IV se obtiene una tubería de  $\boxed{\varnothing = 1''}$ .





## **3.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO ELASTOMÉRICO**

### **3.5.1. Introducción**

Como se mencionó anteriormente, para la segunda etapa del Proyecto 640A se prevé la instalación de dos prensas HFM más junto con dos robots de corte a chorro de agua (Waterjets) marca ABB. Los Waterjets son equipos de precisión en los que su correcto funcionamiento se puede ver perjudicado si los mismos están expuestos a vibraciones provenientes de su entorno. Como está previsto que estos se instalen en las cercanías de las prensas, para facilitar el proceso productivo, es necesario diseñar un sistema de aislamiento de vibraciones para montar en las prensas y de esta forma reducir las vibraciones inducidas por las prensas hacia sus fundaciones y entorno.

El objetivo de un aislante vibratorio es reducir las fuerzas y desplazamientos transmitidos de una fuente vibratoria al receptor. Como se explicó en el marco teórico, existen aisladores pasivos y activos. En los primeros las propiedades físicas del aislante permanecen constantes y no utilizan potencia externa para desempeñar su función, los aisladores activos, en cambio, utilizan potencia externa y las propiedades del aislante pueden ser alteradas en tiempo real o según el tipo de excitación. Estos últimos aisladores pueden ser más eficaces, pero normalmente son más caros, al requerir sistemas de control, sensores y actuadores.

El sistema de aislamiento de vibraciones elegido es del tipo elastomérico, es un sistema pasivo que utiliza un aislante elástico que se idealiza como la combinación de un elemento elástico lineal y un elemento amortiguante viscoso. Este tipo de aislante es económico y eficiente para escenarios donde las excitaciones vibratorias no cambian demasiado. Además los mismos poseen gran capacidad de absorción de energía por lo que los hace buenos absorbedores de impactos.



### 3.5.2. Análisis del funcionamiento de la prensa

Las prensas HFM de 250tn son prensas que se utilizan para el moldeo de las piezas insonorizantes. A continuación se describen algunas características importantes del funcionamiento de las prensas que ayudarán a modelar el sistema:

VELOCIDADES: Si se observa la Tabla 5-1 del Anexo II, se pueden identificar dos velocidades de cierre del plato móvil de la prensa. Una es la velocidad a la que funciona la prensa en modo automático, “velocidad de cierre rápido”, que varía entre 50 y 500mm/s, y la otra es la velocidad a la que funciona la prensa en modo manual, “velocidad de cierre lento”, que varía entre 25 y 50mm/s. La prensa se utiliza en modo automático cuando trabaja en los ciclos de moldeo y solamente se la utiliza en modo manual cuando se requieren cambiar las matrices de moldeo. Ambas velocidades son seteables entre los límites mencionados desde el display de la prensa.

FUERZAS: Durante los ciclos de moldeo, la prensa genera dos fuerzas diferentes, una primera fuerza que realiza el moldeo de la pieza y una segunda fuerza (mayor a la primera) que realiza el troquelado de la misma. Estas fuerzas también son seteables desde el display de la prensa entre 0 y 250tn. Un aspecto muy importante es que estas fuerzas recién actúan luego de que se han cerrado las matrices, por lo que durante la carrera de cierre de la prensa, la misma se mueve a velocidad constante y la única fuerza presente es la que sostiene el plato móvil.

TIEMPOS: El tiempo de duración del ciclo de moldeo varía generalmente entre 30 – 40seg y el de corte entre 10 – 20seg, por lo que la duración de un ciclo completo varía entre 40 – 60seg.

### 3.5.3. Modelado del sistema

El sistema real se muestra en la Figura 3-2, se pueden observar las masas de las partes principales de la prensa, la ubicación del aislador y la fundación de la misma. Este sistema de aislamiento elastomérico tiene como objetivo absorber la energía proveniente del impacto en forma de deformación y disiparla posteriormente.

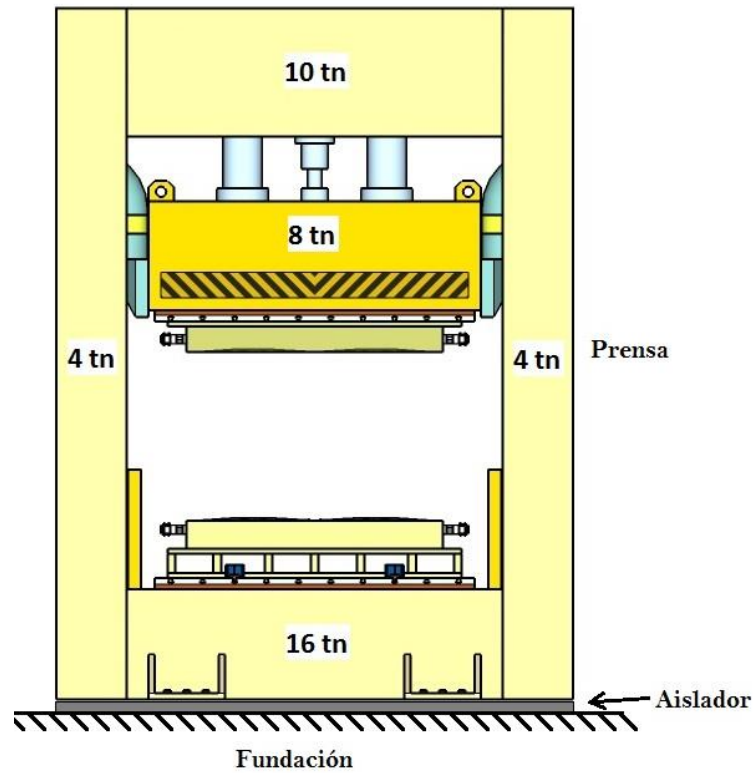


Figura 3-2 Representación real del sistema

El sistema se puede modelar como un sistema de un solo grado de libertad como se muestra en la Figura 3-3. La prensa se modela por medio de la masa ( $m+M$ ) y el aislador por medio de un resorte de rigidez  $k$  y un amortiguador de constante  $c$ . La razón de que las masas sean dos ( $m+M$ ) tiene su origen en la fuerza de excitación del sistema y se explicará en el próximo punto.

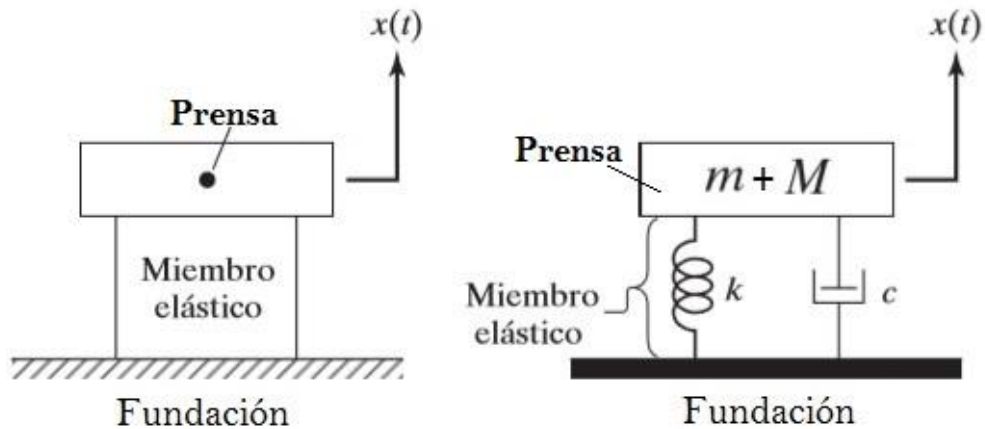


Figura 3-3 Modelo de un solo grado de libertad del sistema



### 3.5.4. Fuerza excitatriz y respuesta del sistema

Teniendo en cuenta el funcionamiento explicado de la prensa, se puede observar que la fuerza excitatriz se origina en el impacto del plato móvil contra el plato inferior en el cierre de la prensa, por lo tanto la carga en cuestión es una *carga de choque*.

El término “vibración transitoria” se refiere a una excitación temporal en un sistema mecánico. Los impactos y choques son casos típicos de excitaciones que pueden inducir vibración transitoria no periódica y que normalmente se caracterizan por su aplicación repentina, tener una alta severidad y ser de corta duración. En las prensas de moldeo que tienen períodos de operación considerablemente largos (pueden durar hasta un minuto), a diferencia de las prensas punzonadoras o estampadoras, la respuesta del sistema a la excitación desaparece antes del comienzo de un nuevo ciclo.

Una carga de choque implica la aplicación de una fuerza durante una corta duración, por lo común durante un periodo menor que un periodo natural del sistema. Una carga de choque de corta duración  $F(t)$  aplicada durante un periodo  $T$ , se puede tratar como un impulso  $F$ :

$$F = \int_0^T F(t) dt \quad (15)$$

Como este impulso actúa sobre una masa  $m$ , se puede aplicar el principio de impulso-cantidad de movimiento para determinar la velocidad impartida a la masa ( $v$ ) como:

$$v = \frac{F}{m} \quad (16)$$

Esto indica que la aplicación de una carga de choque de corta duración se puede considerar equivalente a impartir una velocidad inicial al sistema. Por lo tanto, la respuesta de un sistema sometido a una carga de choque se puede determinar como la solución de vibración libre con una velocidad inicial especificada. Suponiendo las condiciones iniciales como  $x(0) = x_o = 0$  y  $\dot{x}(0) = \dot{x}_o = v$ , la solución de vibración libre de un sistema viscosamente amortiguado de un solo grado de libertad (desplazamiento de la masa  $m$ ) se puede hallar a partir de la siguiente ecuación:

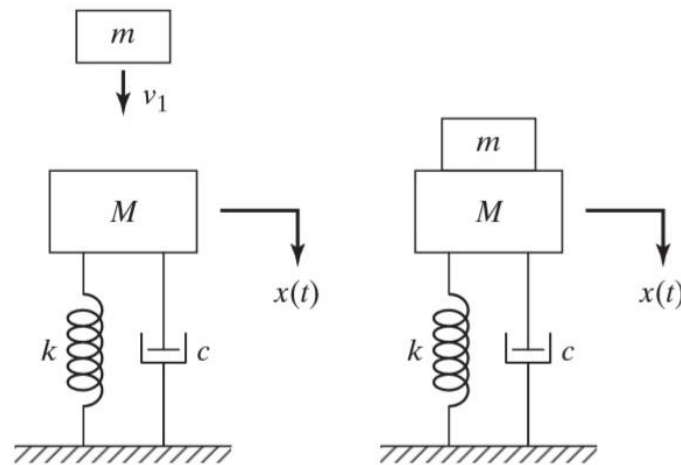
$$x(t) = \frac{ve^{-\zeta w_n t}}{w_d} \text{sen}(w_d t) \quad (17)$$



Donde  $w_d = \sqrt{1 - \zeta^2} w_n$  es la frecuencia de vibraciones amortiguada.

Como en el sistema en cuestión el impulso se genera en el choque del plato móvil contra el plato inferior, se puede calcular la velocidad inicial impartida al sistema utilizando teoría de choques.

En la Figura 3-4, se modela el sistema como dos masas separadas, la superior  $m = 8 \text{ tn}$  que representa la masa del plato móvil y la inferior  $M = 42 \text{ tn}$  que representa la masa del resto de la prensa.



**Figura 3-4** Choque inelástico. Rao, S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. [Ilustración].

La masa  $m$ , que se mueve con una velocidad  $v_1$ , choca con la masa  $M$  de un sistema amortiguado de un solo grado de libertad y se adhiere a la misma después del impacto. Como se produce la adhesión entre ambas masas después del impacto, éste será considerado como *no elástico* o *plástico*. El sistema combinado (con las dos masas juntas) estará sometido a un impulso con cambios en las velocidades de las masas.

Hay que tener en consideración, que los modelos de la prensa realizados en el presente trabajo se utilizan para analizar las vibraciones producidas, y son válidos solo para el tiempo en que ocurren dichas vibraciones, entre el inicio del impacto y hasta unos pocos instantes posteriores; los mismos no representan un modelo exacto de la totalidad de la prensa.



Un impulso es un cambio en la cantidad de movimiento:

$$mv_2 - mv_1 = \int_0^t f(\tau) d\tau \quad (18)$$

Donde  $m$  es la masa que choca,  $v_2$  es la velocidad final (después del impacto),  $v_1$  es la velocidad inicial (antes del impacto),  $f(t)$  es la fuerza aplicada durante la corta duración de 0 a  $t$ , y la integral indica el impulso (el mismo que el área bajo la curva de fuerza-tiempo).

En el sistema considerado, la fuerza de impacto  $f(t)$  es interna al mismo y se asume que es cero. Por lo tanto, la ecuación anterior se reescribe como:

$$(m + M)V_S - \{mv_1 + M(0)\} = 0 \quad (19)$$

Donde  $V_S$  es la velocidad del sistema combinado  $(m+M)$  después del impacto. La velocidad del sistema inmediatamente después del impacto será:

$$V_S = \frac{mv_1}{(m+M)} \quad (20)$$

La ecuación que rige el movimiento del sistema combinado es la siguiente:

$$(m + M)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (21)$$

Como ya se explicó, dado que el impacto cambia la velocidad pero no el desplazamiento del sistema justo inmediatamente después del impacto, las condiciones iniciales antes mencionadas toman los siguientes valores:

$$x(t = 0) = 0 \quad \text{y} \quad \dot{x}(t = 0) = V_S = \frac{mv_1}{(m+M)}$$

Reemplazando los valores en la ecuación, la respuesta de vibración libre del sistema es:

$$x(t) = e^{-\zeta w_n t} \frac{\dot{x}_0}{w_d} \text{sen}(w_d t) = \frac{mv_1}{(m+M)w_d} e^{-\zeta w_n t} \text{sen}(w_d t) \quad (22)$$



### 3.5.5. Fuerza transmitida a la fundación

La fuerza transmitida a la fundación,  $F_t(t)$ , debida al resorte y el amortiguador está dada por:

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) \quad (23)$$

Reemplazando  $x(t)$  la ecuación se expresa como:

$$F_t(t) = \frac{v}{w_d} \sqrt{1 - (k - c\zeta w_n)^2 + (cw_d)^2} e^{-\zeta w_n t} \text{sen}(w_d t + \Phi) \quad (24)$$

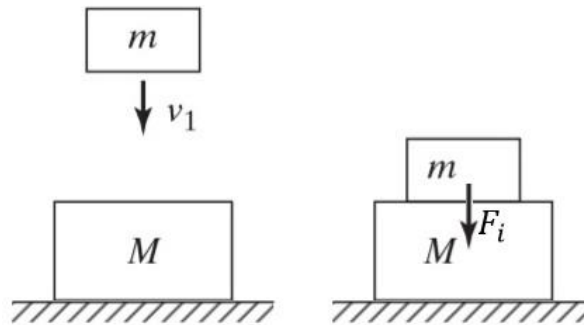
Siendo

$$\Phi = \tan^{-1}\left(\frac{cw_d}{k - c\zeta w_n}\right) \quad (25)$$

Estas dos últimas ecuaciones se pueden utilizar para determinar el valor máximo de la fuerza transmitida al cimiento.

### 3.5.6. Fuerza transmitida a la fundación sin aislamiento

Para poder luego calcular el porcentaje de aislamiento obtenido en el sistema, se calculará cual sería el valor de la fuerza transmitida a la fundación debido al choque entre el plato móvil y el resto de la prensa sin ningún aislamiento. Asumiendo que las masas son rígidas al igual que la fundación, la fuerza generada durante el impacto será la transmitida a la fundación, esto se esquematiza en la Figura 3-5.



**Figura 3-5** Fuerza de impacto



### Determinación de la fuerza de impacto:

La fuerza de impacto será igual al valor de la masa que desciende por la desaceleración que experimenta la misma hasta su detención.

$$F_i = m \cdot a_m \quad (26)$$

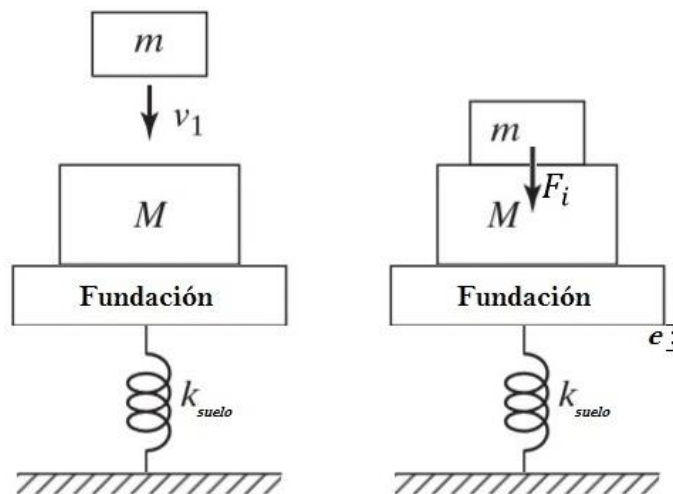
$$a_m = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} \quad (27)$$

Donde  $v_2 = 0$ , y es la velocidad de la masa  $m$  luego del impacto,  $v_1$  es la velocidad de la masa  $m$  antes del impacto que varía entre 50 y 500mm/s y  $\Delta t$  es el tiempo de duración del impacto.

El tiempo de duración del impacto está dado por:

$$\Delta t = \frac{e}{V_m} \quad (28) \quad V_m = \frac{v_2 + v_1}{2} \quad (29)$$

Donde  $e$  es la distancia de frenado y  $V_m$  la velocidad media de frenado. Para calcular la distancia de frenado  $e$ , hay que tener en cuenta que como no hay un asilamiento de por medio entre la prensa y la fundación, su vinculación es rígida. Además sabiendo que las rigideces de la prensa y la fundación son mucho mayores que la del suelo, se asume que el único elemento flexible que absorberá el impacto será el suelo por debajo de la fundación. En la Figura 3-6 se puede observar una esquematización de lo explicado.



**Figura 3-6** Deformación del suelo ante impacto sin aislamiento





Se modelará el suelo por medio de su rigidez dinámica, para ello se utiliza la siguiente fórmula de rigidez vertical de un disco infinitamente rígido apoyado sobre un semi-espacio homogéneo de suelo:

$$k_{suelo} = \frac{4}{(1-\nu)} \rho V_C^2 r \quad (30)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del suelo,  $\nu$  es el coeficiente de Poisson,  $V_C$  es la velocidad de ondas de corte y  $r$  es el radio del disco. Dado que no se conocen los valores exactos de estos parámetros se utilizarán los siguientes valores medios asumiendo un suelo de arcilla con arena semi-compacto a una profundidad de hasta 5m:

$$\rho = 1400 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\nu = 0,25$$

$$V_C = 180 \text{ (m/s)}$$

Como la base de la fundación de la prensa es rectangular, para bases rectangulares ( $b \times h$ ) no demasiado alargadas ( $0.5 < b / h < 2$ ) puede calcularse un radio equivalente para aplicar la fórmula anterior (30).

$$r_{eq} = \sqrt{b h / \pi} \quad (31)$$

En el Plano N°5 del Anexo V, se puede observar la fundación de la prensa, del mismo se obtienen las siguientes medidas:

$$b = 3660 \text{ (mm)} \quad h = 2720 \text{ (mm)}$$

$$r_{eq} = \sqrt{3660 \cdot 2720 / \pi} = 1780 \text{ (mm)} \quad r_{eq} = 1,78 \text{ (m)}$$

Con los valores obtenidos se calcula la rigidez del suelo:

$$k_{suelo} = \frac{4}{(1-\nu)} \rho V_C^2 r = \frac{4}{(1-0,25)} 1400 \cdot 180^2 \cdot 1,78$$



$$k_{suelo} = 430.617.600 \left( \frac{N}{m} \right) = 430,6 \times 10^6 \left( \frac{N}{m} \right)$$

Observando nuevamente el Plano N°5 se extraen las medidas de la fundación para calcular su masa, la densidad del hormigón utilizado en la fundación es  $\rho_{hormigon} = 2200 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ :

$$b = 3,66 \text{ (m)} \quad h = 2,72 \text{ (m)} \quad a = 0,5 \text{ (m)}$$

$$M_{fundacion} = \rho_{hormigon} \cdot b \cdot h \cdot a = 2.200 \cdot 3,66 \cdot 2,72 \cdot 0,5$$

$$M_{fundacion} = 10.950 \text{ (Kg)}$$

La mayor velocidad inicial del sistema combinado luego del impacto se obtiene con la mayor velocidad  $v_1$  del plato móvil y será:

$$V = \frac{mv_1}{(m + M + M_{fundacion})} = \frac{8000 \cdot 0,5}{(8000 + 42000 + 10950)}$$

$$V = 0,066 \text{ (m/s)}$$

Luego del choque, la energía cinética del sistema combinado se transforma en energía potencial elástica del resorte que modela al suelo:

$$\frac{1}{2} \cdot M_{total} \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot k_{suelo} \cdot e^2$$

$$e = \sqrt{\frac{M_{total} \cdot V^2}{k_{suelo}}} = \sqrt{\frac{60.950 \cdot 0,066^2}{430,6 \times 10^6}}$$

$$e = 0,8 \times 10^{-3} \text{ (m)} = 0,8 \text{ (mm)}$$

Habiendo obtenido la distancia de frenado, se procede a calcular el tiempo de duración del impacto. La velocidad media de frenado del plato móvil es:

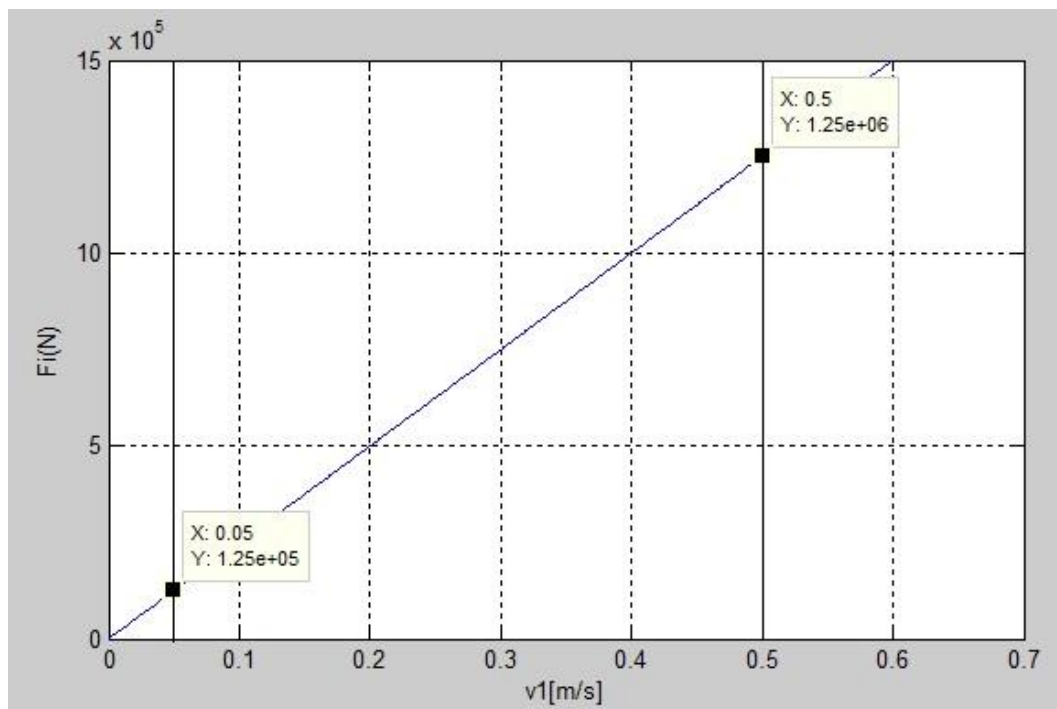
$$V_m = \frac{v_2 + v_1}{2} = \frac{0 + 0,5}{2} = 0,25 \text{ (m/s)}$$



$$\Delta t = \frac{e}{V_m} = \frac{0,8 \times 10^{-3}}{0,25} = 0,0032(s)$$

Ya sabiendo el tiempo de duración del impacto, se puede calcular la fuerza generada en dicho impacto:

$$F_i = m \cdot \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} = 8000 \cdot \frac{(-v_1)}{0,0032}$$



**Gráfico 3-1** Variación de  $F_i$  en función de  $v_1$

El valor de la fuerza de impacto  $F_i$  varía en función de la velocidad  $v_1$  a la que se desplaza el plato móvil, en el Gráfico 3-1 realizado utilizando Matlab se representa  $F_i$  en función de  $v_1$ . La máxima fuerza de impacto se obtiene con la velocidad más alta de desplazamiento del plato móvil (0,5m/s) y su valor es de:

$$F_i = 1.250.000 \text{ N} = 127.421 \text{ Kg}$$



### 3.5.1. Aislamiento elastomérico

Cuando la excitación es de muy corta duración con respecto al período natural del sistema, se dice que el impacto es impulsivo y la respuesta del sistema es menor que la amplitud de entrada, esto es, el sistema aislante efectivamente disminuye la transmisión de vibración. Cuando la duración del impulso y el período natural del sistema son similares, la respuesta es mayor que la amplitud de entrada, por lo tanto, la respuesta se amplifica. Cuando el impulso es de muy larga duración, este se aplica muy lentamente y se considera cuasi estático. Se dice que la excitación es impulsiva mientras su duración no sea mayor a dos veces el periodo natural. Desde el punto de vista práctico es deseable tener un sistema aislante que nos brinde una baja frecuencia natural para conseguir el aislamiento, de esta manera se tiene un soporte flexible capaz de almacenar la energía del impacto.

En casos de choques de corta duración como es el caso en estudio, para obtener atenuación de los mismos hay que seleccionar aisladores para obtener una frecuencia natural del sistema lo más baja posible, siempre inferior a 7,5 Hz. Además, la presencia de una amortiguación comprendida entre 0 y 0,5 contribuye a mejorar la atenuación del choque.

Teniendo en cuenta lo mencionado, se selecciona una frecuencia natural del sistema de 4 Hz, con ella se calculará la constante  $k$  del aislador necesaria para obtener dicha frecuencia:

$$4 \text{ Hz} = 25,13 \text{ (r/s)}$$

$$m = m + M = 50.000 \text{ (kg)}$$

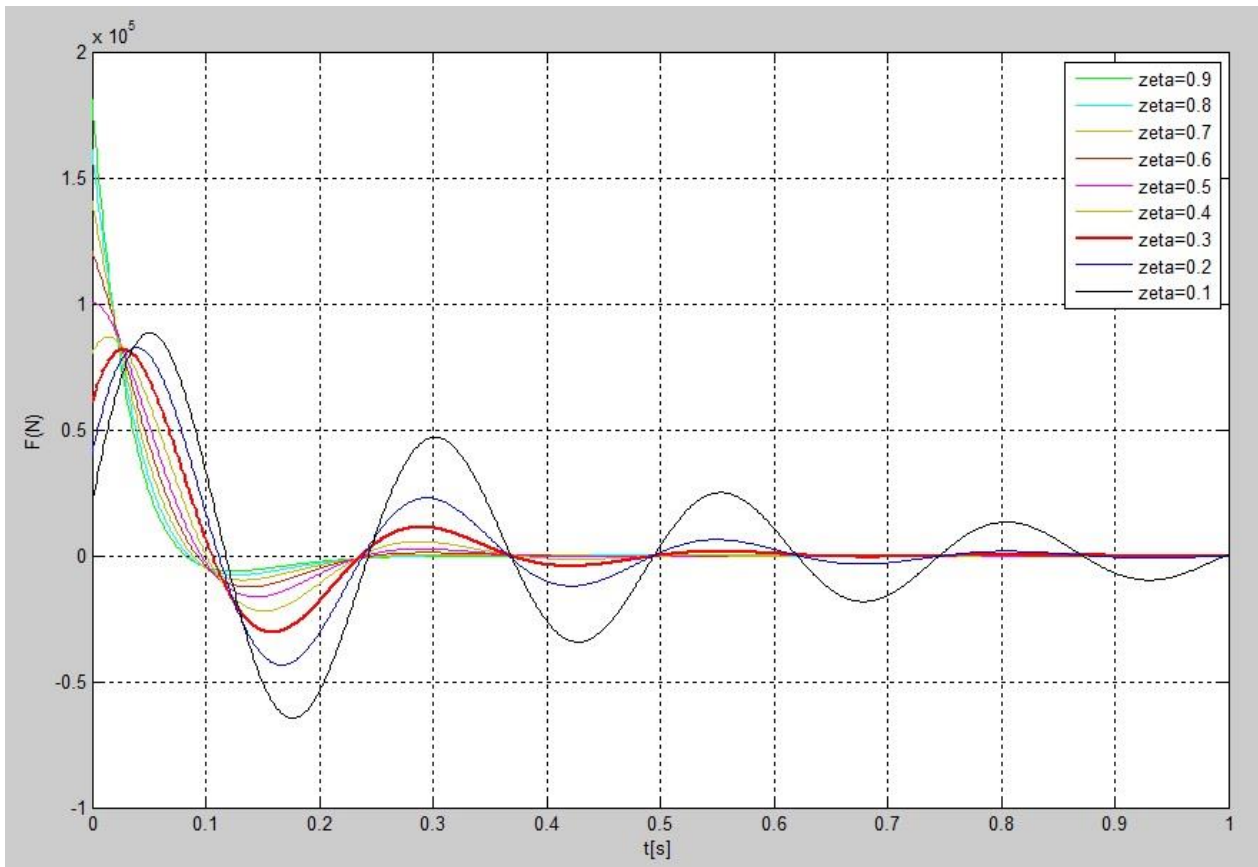
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad k = \omega_n^2 m = 25,13^2 \cdot 50000$$

$$\boxed{k = 31,58 \times 10^6 \text{ (N/m)}}$$

Para calcular la constante de amortiguamiento  $c$  del aislador a seleccionar, se graficará la fuerza transmitida a la fundación por medio del aislador en función del tiempo utilizando diferentes  $\zeta$ ; para realizar dicho gráfico se utiliza el valor  $k$  seleccionado y como velocidad inicial del sistema adquirida por el impulso se utiliza el mayor valor que corresponde a la mayor velocidad  $v_1 = 0,5 \text{ (m/s)}$ , ya que éste es el que genera la mayor fuerza:



$$V_s = \frac{mv_1}{(m + M)} = \frac{8000 \cdot 0,5}{(8000 + 42000)} = 0,08(m/s)$$



**Gráfico 3-2** Fuerzas transmitidas para diferentes zetas

Utilizando nuevamente el programa Matlab se realizó el Gráfico 3-2<sup>17</sup>, en el mismo se pueden observar nueve curvas de fuerzas transmitidas a la fundación en función del tiempo, donde a cada curva le corresponde un valor de  $\zeta$  distinto. Aquí se observa claramente lo antes mencionado, utilizando relaciones de amortiguamiento comprendidas entre 0 y 0,5 se obtienen las mejores atenuaciones del choque.

Para calcular la constante  $c$  de amortiguamiento se selecciona el valor de  $\zeta = 0,3$ , ya que el mismo es el que presenta la mejor atenuación de la fuerza transmitida.

$$c_c = 2\sqrt{k m} = 2\sqrt{31,58 \times 10^6 \cdot 50000}$$

<sup>17</sup> Los códigos de Matlab utilizados para realizar los gráficos de esta sección se encuentran en el Anexo IV.



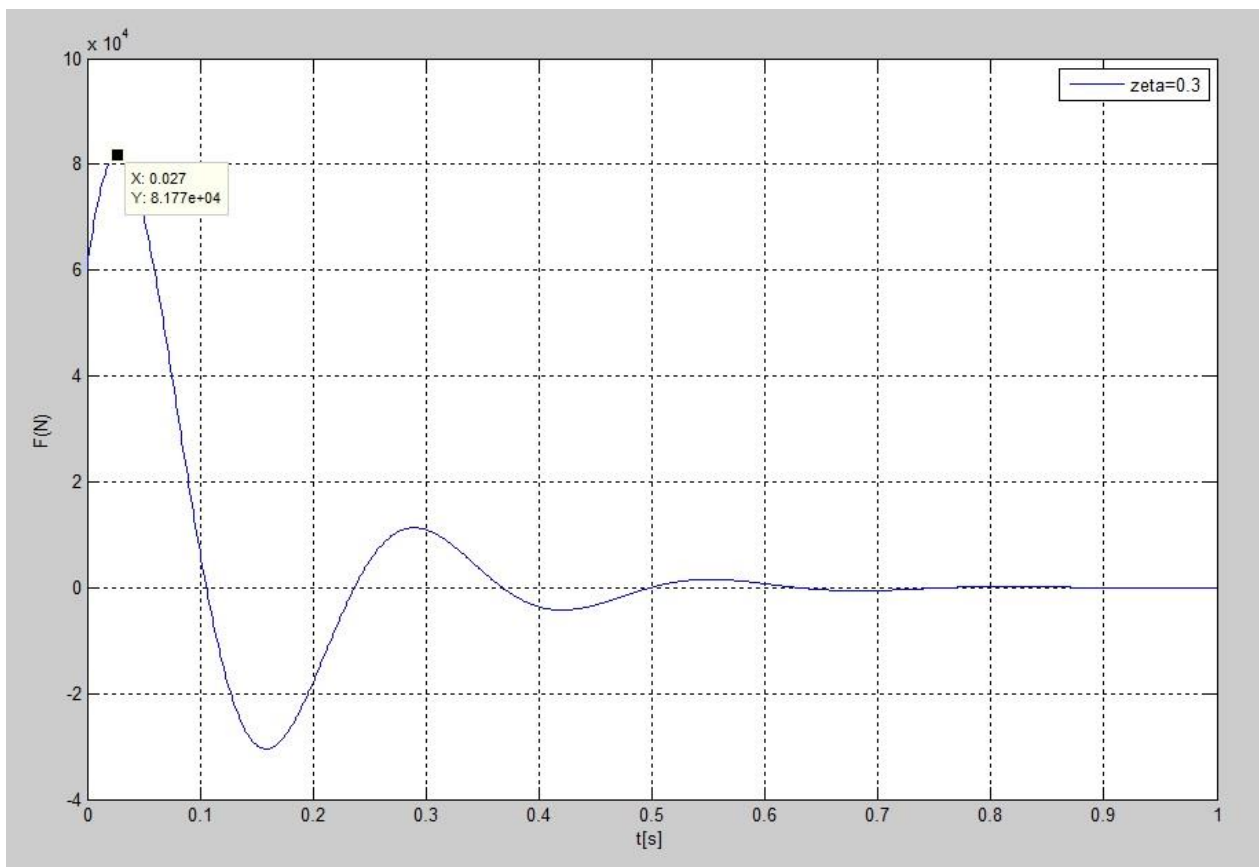
$$C_c = 2513 \times 10^3$$

$$C = \zeta \cdot C_c = 0,3 \cdot 2513 \times 10^3$$

$$C = 753.982 \left( \frac{N \cdot s}{m} \right)$$

### 3.5.2. Fuerza transmitida a la fundación con aislamiento

Teniendo seleccionados los valores de  $k$  y  $c$  del aislador diseñado, se procede a determinar el valor máximo de la fuerza transmitida a la fundación por medio del aislador. En el Gráfico 3-3 se puede observar la fuerza transmitida en función del tiempo.



**Gráfico 3-3** Fuerza transmitida a la fundación con aislamiento teórico



El valor máximo de la fuerza transmitida a la fundación se da a los 0,027s y es de:

$$F_T = 81.770 (N) = 8.335 (Kg)$$

Como se puede observar el valor es considerablemente menor al valor de la fuerza sin el aislamiento, el porcentaje de aislamiento obtenido en el sistema es de:

$$A\% = 1 - \frac{F_T}{F_i} = 1 - \frac{81.770}{1.250.000} = 0,93$$

Con los valores adoptados de  $k$  y  $c$  se obtiene una aislación del 93% de la fuerza transmitida a la fundación debida al impacto producido en el cierre de la prensa, se procede a buscar un aislador comercial de constantes similares a las adoptadas.

### 3.5.3. Producto seleccionado

Se analizaron diferentes tipos de aisladores comerciales y se terminó por seleccionar el producto Sylomer HD, el material del mismo es poliuretano de estructura visco elástica de alto amortiguamiento. Este aislador posee gran capacidad de absorción de energía, amortiguamiento y se recomienda para absorción de impactos. En la Figura 5-10 del Anexo IV se muestra el catálogo del producto, a continuación se detallan algunas características del material:

- Estructura celular mixta.
- Poliuretano de estructura Visco Elástica.
- Gran capacidad de absorción de choques.
- Factor de pérdida mecánica (amortiguamiento) de 0,35 a 0,55.

Los modelos que se comercializan de Sylomer HD son: HD 30, HD 100 y HD 300. Para poder hacer la selección del modelo se necesita conocer la carga estática de las prensas, cada prensa se apoya sobre cuatro placas rectangulares que están embebidas en la fundación, del Plano N°5 se obtienen las siguientes medidas de las placas:

$$c = 590 (mm) \quad d = 230 (mm)$$



El área total de apoyo será:

$$A = c \cdot d \cdot 4 = 590 \cdot 230 \cdot 4 = 542.800 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Por lo que la carga estática será:

$$S = \frac{(m + M) \cdot g}{A} = \frac{(50.000) \cdot 9,81}{542.800} = 0,9 \left( \frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

Se selecciona el modelo HD 300 de 25mm de espesor, ya que es el único que posee un límite de carga estática mayor a la carga calculada.

Se procede a calcular los valores de  $k$  y de  $\zeta$  obtenidos utilizando Sylomer HD 300 para calcular la fuerza transmitida con el producto elegido. Se puede observar en la Figura 5-10 que el factor de amortiguamiento del HD 300 varía entre 0,4 y 0,5; adoptando un valor medio, el nuevo zeta será  $\boxed{\zeta = 0,45}$ .

Con respecto a  $k$ , observando la curva de carga específica vs. deflexión de la Figura 5-10, se obtiene que una carga específica de  $0,1 \left( \frac{N}{\text{mm}^2} \right)$  produce una deflexión de  $1 \text{ mm}$ . Por lo tanto, con el área de apoyo obtenida la fuerza necesaria para obtener una deflexión de  $1 \text{ mm}$  es:

$$f = 0,1 \cdot A = 0,1 \cdot 542.800 = 54.280 \text{ (N)}$$

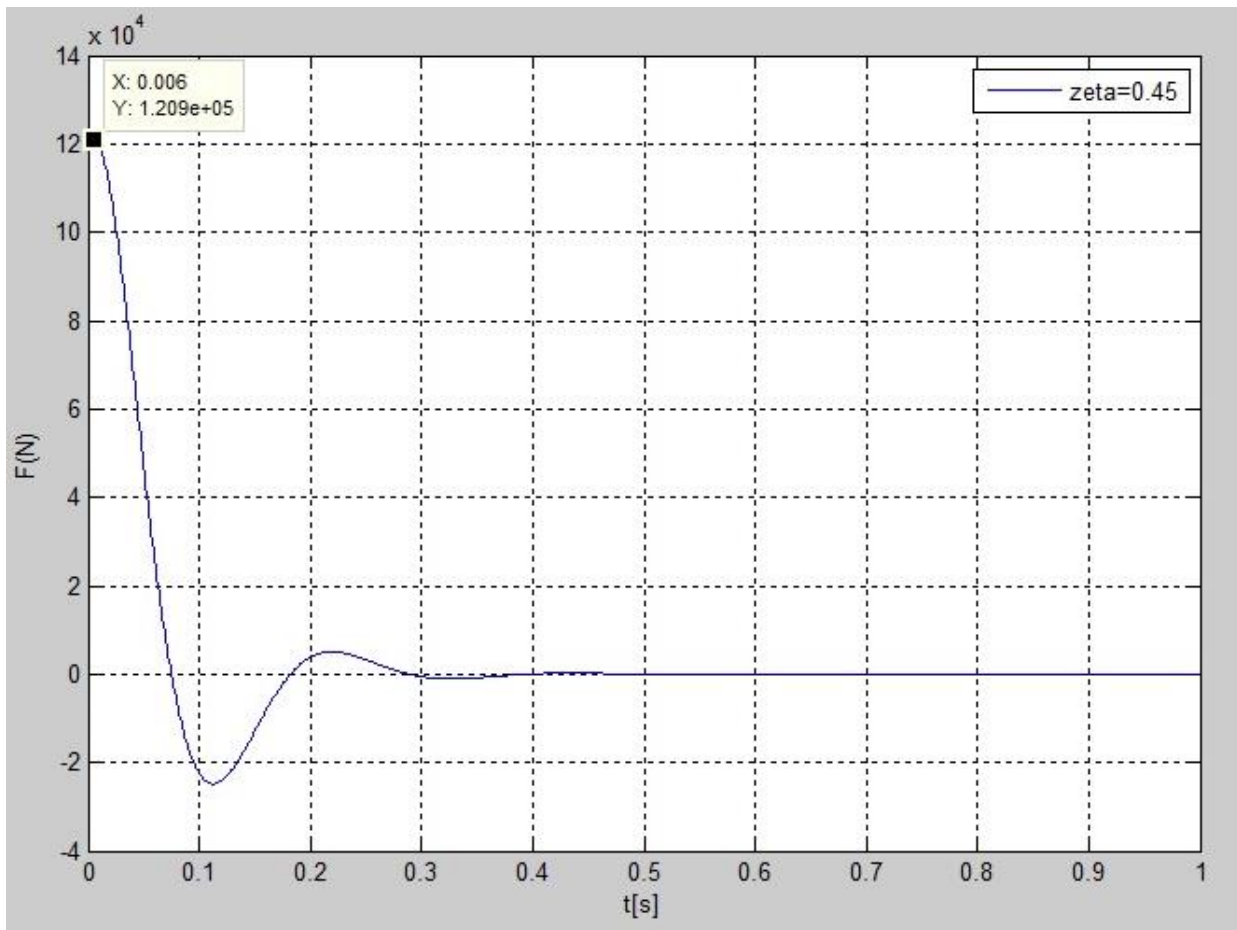
Lo que da un valor de  $k$  de:

$$\boxed{K = 54,28 \times 10^6 \left( \frac{N}{m} \right)}$$

En el Gráfico 3-4 se muestra la curva de fuerza transmitida a la fundación con el aislamiento seleccionado. El valor máximo de la fuerza transmitida a la fundación con el aislador Sylomer HD 300 se da a los 0,006s y es de:

$$\boxed{F_T = 120.900 \text{ (N)} = 12.324 \text{ (Kg)}}$$





**Gráfico 3-4** Fuerza transmitida a la fundación con aislamiento real

El porcentaje de aislamiento obtenido en el sistema con el aislador comercial seleccionado es de:

$$A\% = 1 - \frac{F_T}{F_i} = 1 - \frac{120.900}{1.250.000} = 0,90$$

Por lo tanto, con el aislador comercial seleccionado se pudo aislar un 90% de la fuerza transmitida a la fundación debida al impacto producido en el cierre de la prensa.

A modo de conclusión, se puede mencionar que si bien la aislación obtenida con el producto comercial es un poco menor que con el aislador teórico, se considera que un porcentaje de aislación del 90% representa una alta atenuación del impacto.



#### **4. CONCLUSIÓN**

Mediante el desarrollo de este Proyecto Integrador, se persiguió el objetivo de adecuar la planta industrial de la autopartista Autoneum, para poder instalar las nuevas prensas requeridas para abastecer la producción de la primera etapa del Proyecto 640A de Toyota.

Los diseños de las instalaciones termomecánicas de aire comprimido, agua de uso industrial, aceite térmico y vapor, se realizaron utilizando como base el Layout de las máquinas propuesto por la empresa. Además, se tuvo el especial cuidado de utilizar materiales y algunas medidas de cañerías en base a lo estandarizado en la empresa para facilitar tareas de mantenimiento.

El diseño de las instalaciones en sí mismo no presentó grandes dificultades y los dimensionamientos obtenidos satisfacen las necesidades de la empresa. Todas las instalaciones fueron dimensionadas de modo que, no solo puedan cumplir con su función en la primera etapa del Proyecto 640A, sino que también puedan seguir haciéndolo en su segunda y última etapa sin necesidad de realizar ninguna ampliación, esto se debe a que realizar ampliaciones de instalaciones ya terminadas conlleva un elevado costo.

Con respecto al sistema de aislamiento de vibraciones, se investigó entre los tipos de aisladores adecuados para absorción de impactos y se terminó por adoptar un aislamiento pasivo del tipo elastomérico. Con este tipo de aislador, se obtienen buenos grados de aislamiento a precios que son accesibles para la empresa.

Su diseño se realizó en base a las características de las prensas, y con los parámetros obtenidos del aislador, se buscó un producto comercial de características similares. Si bien el porcentaje de aislamiento obtenido con el aislador comercial elegido es levemente menor al calculado en un principio, se considera altamente satisfactorio. Si se quisiese saber el porcentaje exacto de aislación obtenida, se requerirían hacer mediciones de vibraciones en campo antes y después de la colocación del aislamiento, pero lo mencionado escapa el alcance del proyecto.

A modo de comentario final, considero que el presente Proyecto Integrador cumplió con el objetivo de permitirme integrar los conocimientos adquiridos a lo largo de toda la carrera, y que personalmente me siento preparado para ingresar al ambiente laboral, a desenvolverme como profesional con la responsabilidad, ética y compromiso que esta casa de estudios me ha inculcado.

## 5. ANEXOS

### 5.1. ANEXO I: PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA

#### 5.1.1. Descripción

Autoneum es una empresa autopartista de origen suizo, líder en el mundo en sistemas de manejo acústico y térmico para vehículos. La compañía desarrolla y fabrica componentes, módulos y sistemas completos para el interior y el compartimiento del motor, así como también protecciones térmicas y protecciones que se ubican debajo de la carrocería. Sus clientes incluyen fabricantes líderes de automóviles en los mercados claves de América del Sur, América del Norte, Europa y Asia.

#### 5.1.2. Autoneum en el mundo

La empresa está estructurada en cuatro segmentos regionales llamados Grupos de Negocios, los mismos son: SAMEA (América del Sur, Medio Oriente y África), América del Norte (Estados Unidos, Canadá y México), Asia y Europa. A nivel global está representada en unas 50 localidades en más de 20 países y emplea a más de 9.500 personas, de los cuales aproximadamente el 5% son en Suiza. En la Figura 5-1 se muestran las localidades donde se encuentra Autoneum.



**Figura 5-1** Ubicaciones de AUTONEUM en el mundo. [Imagen]. Recuperado de <http://www.autoneum.com/about-autoneum/worldwide-locations/>



### 5.1.3. Autoneum Argentina

Autoneum Argentina S.A. fue creada en el año 1996. Su planta se ubica en el barrio Villa San Carlos de la ciudad de Córdoba, en Av. O'Higgins 4085. Posee una superficie total de 34.500 m<sup>2</sup> y una superficie cubierta de 11.500 m<sup>2</sup>. En las Figuras 5-2 y 5-3 se muestran fotos de las instalaciones de Autoneum y de maquinarias utilizadas respectivamente.



**Figura 5-2** Instalaciones de AUTONEUM ARGENTINA. [Fotografía].

Actualmente cuenta con 200 empleados, 33 prensas (de 350, 250 y 150 Tn), 3 hornos (de gas y eléctricos), 3 calderas de aceite térmico (Thermopacs), 3 máquinas inyección de PU, 3 máquinas de corte a chorro de agua (Waterjet), sistemas de termomoldeo (estampado y vacío), 1 máquina gofradora de aluminio y 1 línea de fieltro.



**Figura 5-3** Tecnología AUTONEUM. [Fotografía].

Durante su primer año el 100% de su producción fue destinada a Fiat. A lo largo de los años sucesivos ha ido incorporando a su cartera de clientes a otras terminales automotrices, hasta llegar a ser hoy en día proveedor de Renault, Fiat, Iveco, Toyota, Ford, PSA y Chery (Figura 5-4).



Figura 5-4 Principales clientes. [Imagen].

Los principales productos que fabrica son: escudos térmicos (Heat Shields), aislantes interiores del tablero (Inner Dash Insulators), aislantes exteriores del tablero (Outer Dash Insulators), aislantes del compartimiento del motor (Engine Bay Insulators), amortiguadores de sonido (Dampers), alfombras para baúl y pisos (Trunk and Floor Carpets), molduras interiores (Interior Trims), aislantes de capós (Hood Insulators) y aislantes de pisos interiores (Interior Floors Insulators). Algunos de los productos nombrados se pueden observar en la Figura 5-5.

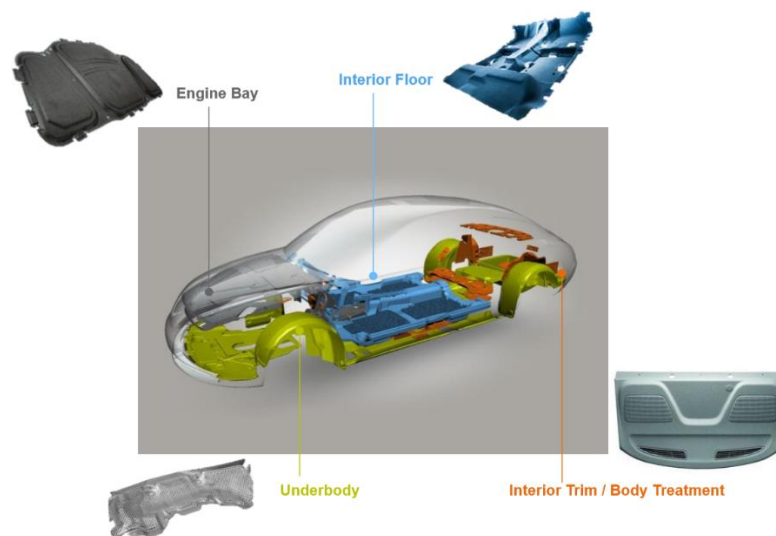
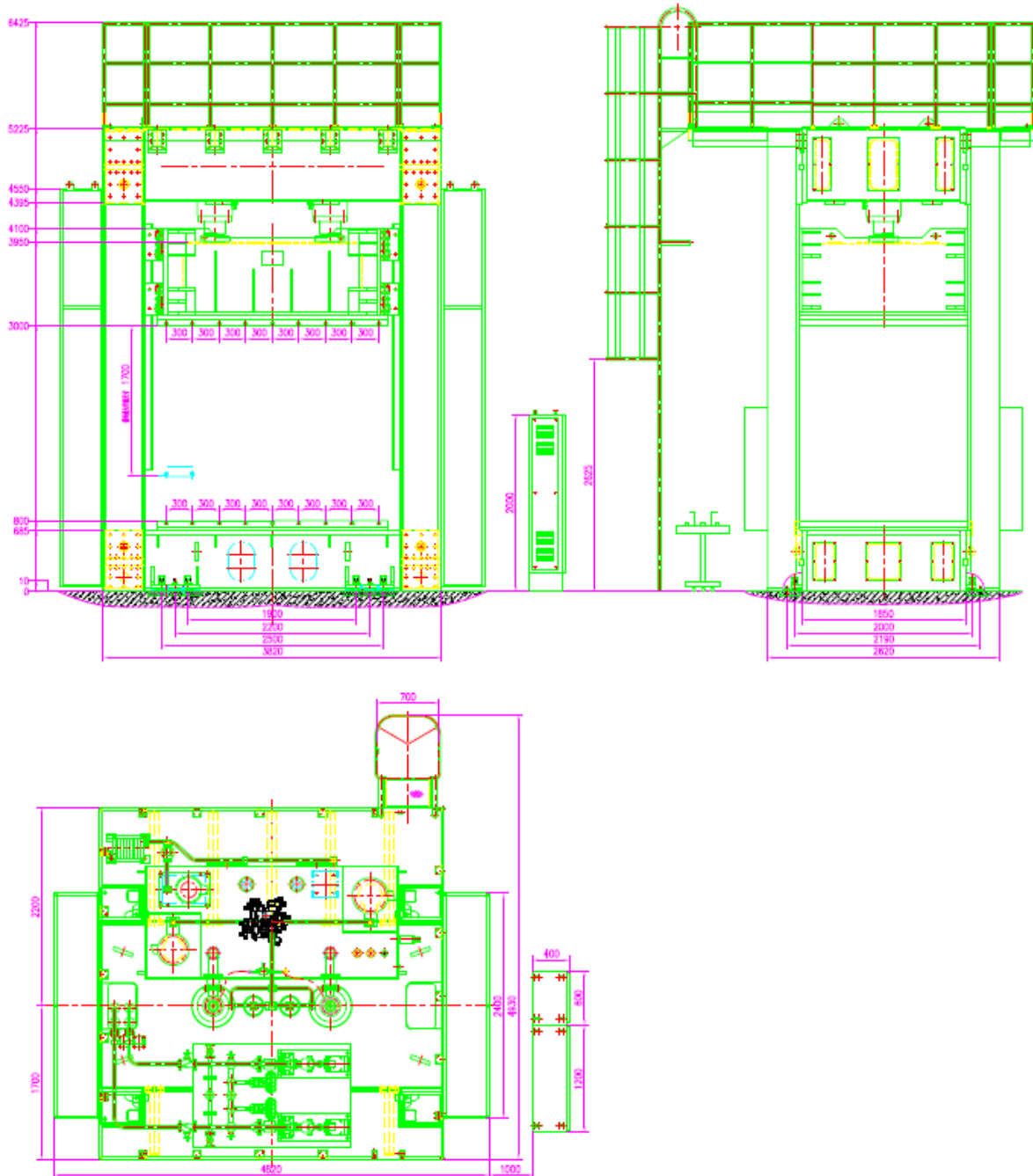


Figura 5-5 Principales productos fabricados. [Imagen].



## 5.2. ANEXO II: ESPECIFICACIONES DE LAS PRENSAS

A continuación se muestran las dimensiones generales, los datos técnicos y los consumos que requieren las prensas HFM de 250 Tn fabricadas por Hefei Metalforming Machine Tool Co., Ltd.



**Figura 5-6** Dimensiones PRENSA 250 Tn. Autoneum (2014). Standard Technology Book Equipment [Plano]. Reimpreso con permiso.



<b>Fuerza máxima de cierre</b>	<b>2500 kN</b>	
<b>Tamaño del plato</b>	1800 mm x 2800 mm	71 in x 112 in
<b>Fuerza mínima de cierre</b>	250 kN	
<b>Fuerza máxima de apertura</b>	250 kN	
<b>Fuerza mínima de apertura</b>	80 kN + Peso plato deslizante	
<b>Peso total máximo de la matriz</b>	15 Tn	
<b>Peso máximo de matriz superior</b>	8 Tn	
<b>Uso de la prensa</b>	24 horas/día – 6 días/semana	
<b>Apertura</b>	2000 mm	79 in
<b>Posición de apertura</b>	Ajustable para limitar la carrera Programable para cada matriz	
<b>Carrera</b>	1700 mm	67 in
<b>Altura plato inferior / piso</b>	750 mm (sin ninguna fundación)	30in (sin ninguna fundación)
<b>Ranuras en T en plato superior e inferior</b>	Ancho 22 DIN 650	13/16 in
<b>Paralelismo del plato</b>	0,1 mm/m	0,004 in/40 in
	(JIS B 6403-1994-1 clase dos)	
<b>Planitud del plato</b>	± 0,1 mm/m	±0,004 in/40 in
<b>Deflexión bajo carga completa</b>	0,1 mm/m máx.	0,008in/40in máx.
	para carga completa aplicada sobre 2/3 de la superficie	
<b>Espacio frontal entre guías</b>	2700 mm	106 in
<b>Espacio lateral entre guías</b>	2000 mm	79 in
<b>Velocidad de cierre rápido</b>	50 a 500 mm/s	2 a 12 in/s
<b>Velocidad de cierre lento</b>	25 a 50 mm/s	1 a 2 in/s
<b>Velocidad de presión</b>	3 a 25 mm/s	1/8 a 1 in/s
<b>Velocidad de retorno lento</b>	25 a 50 mm/s	1 a 2 in/s
<b>Velocidad de retorno rápido</b>	300 mm/s	12 in/s
<b>Altura de la prensa</b>	6,5 m	21,3 ft
<b>Cortina frontal y trasera</b>	Automática – movimiento vertical – enrollables de PVC	
<b>Puertas en lateral derecho e izquierdo</b>	Manual	
<b>Protección de acceso frontal</b>	Barrera luminosa de seguridad	

**Tabla 5-1** Datos técnicos PRENSA 250 Tn. Autoneum (2014). Standard Specification 250To THM Press. [Tabla]. Reimpreso con permiso.



Energía/ Fluido	kW	Calidad/Tipo	Flujo instant. MAX	Flujo promedio MAX	Presión	Tamaño de tubería & conexión	T°C requerida
Electricidad	55	380 V / 50 Hz					
Aire comprimido			20 Nm <sup>3</sup> /h	2 Nm <sup>3</sup> /h	5-6 bar	G 1/2"	
Agua industrial			25 m <sup>3</sup> /h	5 m <sup>3</sup> /h	2-5 bar	G 1"	4-20°C
Aceite térmico	100	ISO VG 46	25 m <sup>3</sup> /h	25 m <sup>3</sup> /h	2-5 bar	G 1"	180-250°C
Vapor	90		200 kg/h	120 kg/h	10-12 bar	G 1 ½"	184°C

**Tabla 5-2** Suministros requeridos PRENSA 250 Tn. Autoneum (2014). Standard Specification 250To THM Press.  
[Tabla]. Reimpreso con permiso.





### 5.3. ANEXO III: EQUIPOS

Los requerimientos neumáticos de los Waterjets ABB y de las pistolas de sopleteo se muestran en las siguientes figuras; la primera es un extracto de la especificación técnica de los Waterjets y la segunda fue tomada del catálogo de las pistolas neumáticas Beta.

PANWEN Automation

PANWEN Automation Systems Eng. (Shanghai) Co., Ltd

## 3 FANUC M20 Robots with KMT SLV50R pump Open Gantry design Turn Table Waterjet system for Autoneum Brazil

Technical Specification No.: PW897B

**Power:**  
Voltage-----380v /50Hz  
Compressed air-----6 Bar  
Operating high-pressure water-----3500 Bar/51500 PSI(1bar=14.5psi)  
Total power consumption: System: 3 Rob System: 18kw; Vacuum: 15kw; high pressure pump: 37.5kw

**Compressed air supply**  
The machine requires up to 600 litres per minute. Compressed air: 6.5 Bar at pressure of 6 bar . The customer is responsible to provide the air hose from air compressor to our system main air assembly, the diameter of the air hose is 10mm.

**Connections**  
**Connection to waste-water drain**  
On each side of the working table (please refer to the layout of the project) there are connection for the system drain water outlet, with diameter of 50mm, the customer is responsible for connecting these outlet to waste water drain in the plant as well as the vacuum system outlet.

**Vibration**  
0.5G or less, centre of robots should be least 10 meters away from the press.

**Foundation of the ground**  
At least 30 cm thickness concrete floor.

**High pressure pipes**  
In order to calculate pipe requirements, etc.  
• The customer shall approve the layout showing the location of the cutting station relative to the high pressure pump approximately prior to the installation of the robotic waterjet system.


**Water quality requirements**

Acad: No. 6300 Shenjiang South Road, Xinchang Town, Pudong District Shanghai, 201314 P.R.China.  
Tel: +86-21-61559671  
Fax: +86-21-33250539  
Email: pwaautomation@outlook.com

2 / 13

Figura 5-7 Suministros requeridos Waterjet ABB. Panwen (2014). Technical Specification M20 Robots. [Imagen].







**Beta**  
Professional Hand Tools

**1949T**

**Pistola de soplado progresiva telescópica**

- Cuerpo de materiale compuesto de alta resistencia, antichoques
- Tubo telescópico de acero orientable: 165 mm + 300 mm

Elemento en aluminio roscado	1/4" GAS
Presión de funcionamiento	6 bares
Consumo medio de aire	144 l/min
Temperatura de funcionamiento	-20°C + 70°C
Peso	160 g

	art.			
019490040	1949T	1949 T-telescopic progressive blow gun	190	






Figura 5-8 Suministros requeridos Pistola Neumática Beta. [Imagen]. Recuperado de [http://www.beta-tools.com/catalog/articles/view/1949T/\\_\\_lang\\_en/\\_\\_catlang\\_es/\\_\\_catalog\\_beta/\\_\\_filters\\_](http://www.beta-tools.com/catalog/articles/view/1949T/__lang_en/__catlang_es/__catalog_beta/__filters_)




### THERMOPAC . CALENTADOR DE FLUIDO TÉRMICO DE 70 A 4000 KCAL

ESPECIFICACIONES							
Capacidad calorífica neta 1000 Kcal/h	Contenido del fluido del fluido Lts	Consumo de fuel oil Lts/h	Consumo de gas natural m3/h	Aliment. gas oil O mm	Aliment. gas natural O mm	MODELOS	
70	11	10,3	10	13	25	70	
200	30	27,5	28	13	32	200	
400	71	55	55	13	38	400	
600	117	82,4	82	19	50	600	
1.000	286	137	137	19	63	1.000	
1.500	465	204	205	25	63	1.500	
2.000	630	272	273	25	76	2.000	
2.500	1.102	340	342	25	76	2.500	
3.000	1.390	408	402	25	76	3.000	
4.000	1.888	543	535	25	100	4.000	
5.000	2.135	679	670	32	100	5.000	
6.000	3.130	815	803	38	100	6.000	

**Tabla 5-3** Especificaciones Thermopac 400 ITA. [Imagen]. Recuperado de [http://www.itaire.com.ar/itaire\\_productos.php?pid=4](http://www.itaire.com.ar/itaire_productos.php?pid=4)





## FIMACO

SOCIEDAD ANÓNIMA

---

**CERTIFICADO DE FABRICACION**

Equipo                    GENERADOR DE VAPOR HUMOTUBULAR HORIZONTAL  
 Fabricado por        FIMACO S.A.  
 Propietario            AUTONEUM ARGENTINA S.A.  
 Instalada en          Córdoba

**CARACTERISTICAS**

Marca	BOILERMAX	Modelo	HL3R 70	n°	1966	Año	2015
OT	3474						
Sup. Calefacción	24 m <sup>2</sup>			Capacidad térmica	600000 Kcal/h		
Prod. Vapor	a y desde 100°C				1100 Kg/h		
Presión de diseño	17 Kg/cm <sup>2</sup>			Presión de trabajo	16 Kg/cm <sup>2</sup>		

**DIMENSIONES**

Cuerpo	∅	1265	mm	Long.	2190 mm	Espesor	12,70 mm
Hogar	∅	650	mm	Long.	2100 mm	Espesor	12,70 mm
Tubo de humo	∅	60,3	mm	Long.	2190 mm	Espesor	3,25 mm
Placas de tubos	∅	1265	mm			Espesor	19,00 mm

**EQUIPOS DE CONTROL Y SEGURIDAD**


Válvula salida de vapor	∅2"		Cant.	1
Válvula de seguridad	∅1 1/4"	A resote con palanca	Cant.	2
Manómetro	∅6"	Escala 0 a 30 Kg/cm	Cant.	2
Tapón fusible	∅1/2"	Ubicada en placa	Cant.	1
Control de nivel de agua	BW 251		Cant.	2
Alarma de nivel de agua	Bujía de seguridad		Cant.	2
Presostato de seguridad	RT 117		Cant.	2
Presostato de seguridad	RT 5		Cant.	1
Presostato operativo	Compacto		Cant.	0

**SISTEMA DE ALIMENTACION**

Electrobomba	Tipo	Multietapa CRE 3-29	Caudal lts/h	1400	Cant.	2
Inyector			Caudal lts/h	1400	Cant.	0

**SISTEMA DE COMBUSTION**

Quemador	SAACKE	Combustib	GN	Capacidad	700000 Kcal/h
----------	--------	-----------	----	-----------	---------------

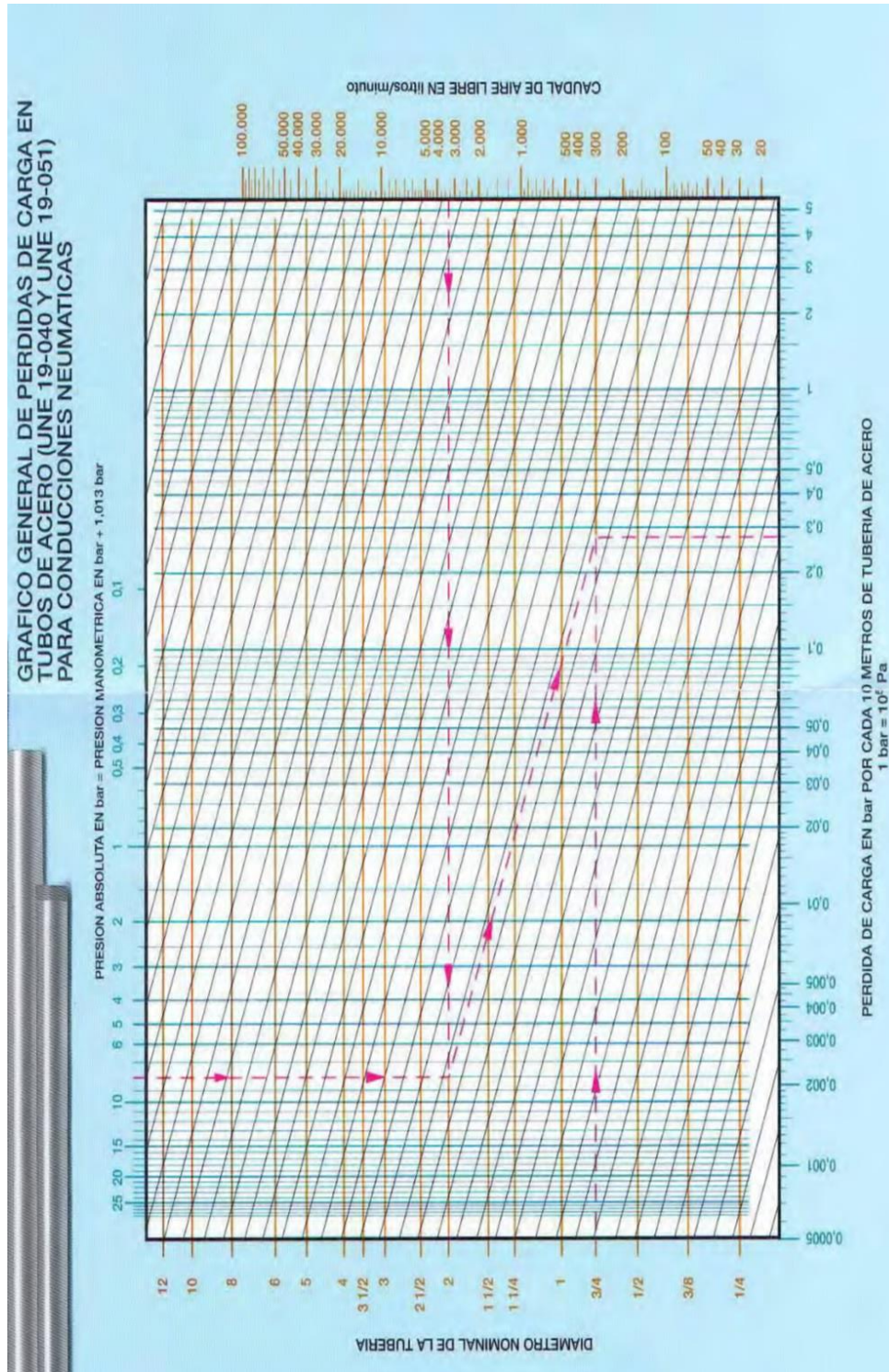


**Figura 5-9** Certificado de fabricación - Caldera HL3R 70 FIMACO.





## 5.4. ANEXO IV: TABLAS, GRÁFICOS Y CÓDIGOS



**Gráfico 5-1** Pérdidas de carga para conducciones neumáticas (UNE 19-040, UNE 19-051). [Gráfico]. Recuperado de <http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-4-Dimensionado-de-Instalaciones.pdf>

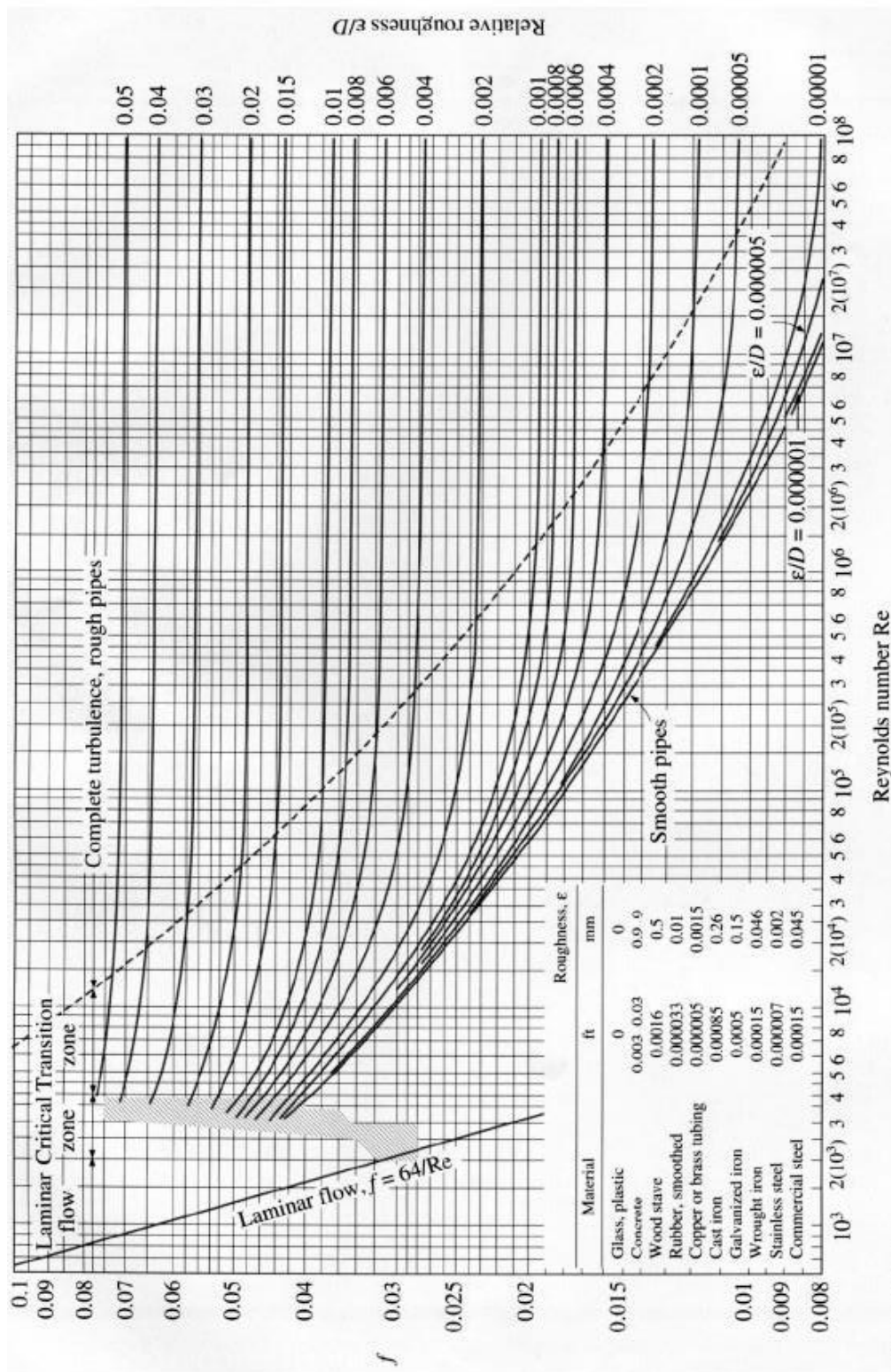
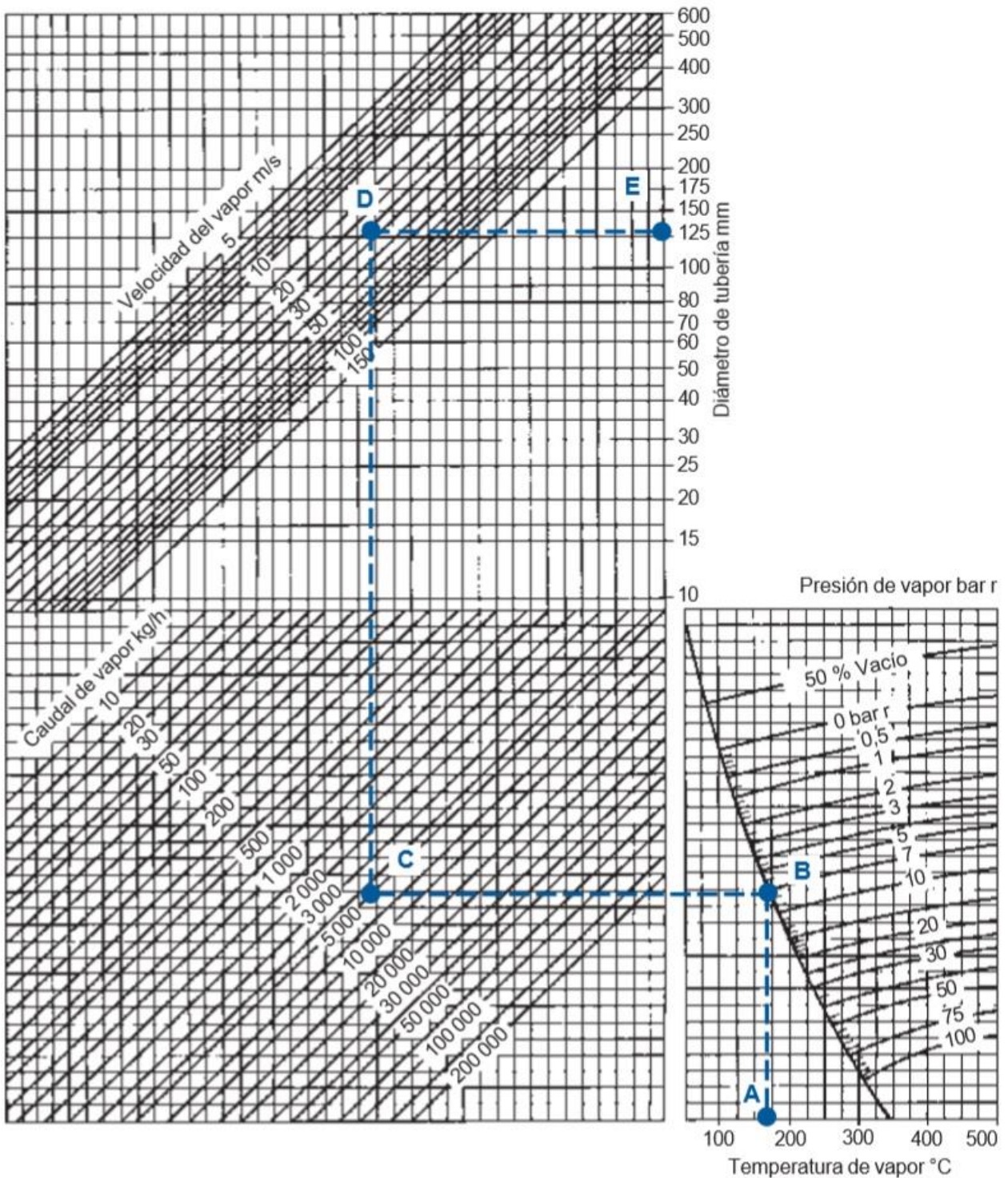


Gráfico 5-2 Diagrama de Moody. [Gráfico]. Recuperado de <http://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/diagrama-de-moody>





**Gráfico 5-3** Dimensionamiento de tuberías de vapor saturado y sobrecalentado (método de la velocidad). Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor*. [Gráfico].





**Gráfico 5-4** Dimensionamiento de tuberías de vapor saturado y sobrecalentado (método de la caída de presión). Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor*. [Gráfico].





**TUBERIA DE ACERO AL CARBONO  
API 5L / ASTM A53 / A106**

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	(in.)	(mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2500	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	-	160	-	-	2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	2500	176	2500	176
3	80	3.500	88.9	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	2220	156	2500	176
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
4	100	4.500	114.3	0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	1000	70	1170	82
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	1250	88	1460	103
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	1500	105	1750	123
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	1750	123	2040	143
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	1900	134	2210	155
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	2000	141	2330	164
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	2250	158	2620	184
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	2500	176	2800	197
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	2700	190	2800	197
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	2800	197	2800	197
5	125	5.563	141.3	0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	1220	86	1420	100
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	1420	100	1650	116
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	1670	117	1950	137
				0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	1820	128	2120	149
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	2020	142	2360	166
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	2230	157	2600	183
6	150	6.625	168.3	0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	1020	72	1190	84
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	1190	84	1390	98
				0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	1360	96	1580	111
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	1700	120	1980	139
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	1870	131	2180	153
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	2040	143	2380	167
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	2350	165	2740	193
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	2800	197	2800	197
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	2800	197	2800	197
0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	2800	197	2800	197				

**Tabla 5-4** Tubería de acero al carbono ASTM A53. [Tabla]. Recuperado de <http://www.vemacero.com/Tablas/A53MP.pdf>



**Table A-1 Carbon Steel**

		Maximum Allowable Stress Values in Tension, ksi, for Metal Temperature, °F, Not Exceeding											Grade	Spec. No.
-20 to		100	200	300	400	500	600	650	700	750	800			
13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	10.7	9.0	A	A 53	
17.1		17.1		17.1		17.1		17.1		13.0	10.8	B		
13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	10.7	9.0	A	A 106	
17.1		17.1		17.1		17.1		17.1		13.0	10.8	B		
20.0		20.0		20.0		20.0		19.8		14.8	12.0	C		
13.4		13.4		13.4		13.4		12.8		10.7	9.2	...	A 179	
13.4		13.4		13.4		13.4		12.8		10.7	9.0	...	A 192	
17.1	20.0	17.1	20.0	17.1	20.0	17.1	20.0	17.1	15.6	13.0	10.8	A-1	A 210	
20.0		20.0		20.0		20.0		19.8		14.8	12.0	C		
15.7	17.1	15.7	17.1	15.7	17.1	15.7	17.1	14.8	...	...	...	1	A 333	
17.1		17.1		17.1		17.1		17.1		...	...	6		
13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	12.5	10.7	9.0	FPA	A 369	
17.1		17.1		17.1		17.1		17.1		13.0	10.8	FPB		
13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	17.1	13.7	12.5	10.7	9.0	A	API 5L	
17.1		17.1		17.1		17.1		17.1		13.0	10.8	B		

**Tabla 5-5** Máximas tensiones admisibles SE para dif. Temperaturas. ASME (2007). *Code for Pressure Piping, B31.1-2007*. [Tabla].



**Table 104.1.2(A) Values of y**

Temperature, °F	900 and 1,250 and Above					
	Below 950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200 Above
Temperature, °C	482 and 677 and Above					
	Below 510	538	566	593	621	649 Above
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7
Nickel alloys UNS Nos. N06617, N08800, N08810, N08825	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5

**GENERAL NOTES:**

- (a) The value of y may be interpolated between the 50°F (27.8°C) values shown in the Table. For cast iron and nonferrous materials, y equals 0.
- (b) For pipe with a  $D_o/t_m$  ratio less than 6, the value of y for ferritic and austenitic steels designed for temperatures of 900°F (480°C) and below shall be taken as:

$$y = \frac{d}{d + D_o} \tag{5}$$

**Tabla 5-6** Coeficiente Y. ASME (2007). Code for Pressure Piping, B31.1-2007. [Tabla].



PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA						
Temperatura (°C)	Peso específico (kN/m <sup>3</sup> )	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de elasticidad (kN/m <sup>2</sup> )	Viscosidad dinámica (N·s/m <sup>2</sup> )	Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	
0	9,805	999,8	1,98 · 10 <sup>6</sup>	1,781 · 10 <sup>-3</sup>	1,785 · 10 <sup>-6</sup>	
5	9,807	1000,0	2,05 · 10 <sup>6</sup>	1,518 · 10 <sup>-3</sup>	1,519 · 10 <sup>-6</sup>	
10	9,804	999,7	2,10 · 10 <sup>6</sup>	1,307 · 10 <sup>-3</sup>	1,306 · 10 <sup>-6</sup>	
15	9,798	999,1	2,15 · 10 <sup>6</sup>	1,139 · 10 <sup>-3</sup>	1,139 · 10 <sup>-6</sup>	
20	9,789	998,2	2,17 · 10 <sup>6</sup>	1,102 · 10 <sup>-3</sup>	1,003 · 10 <sup>-6</sup>	
25	9,777	997,0	2,22 · 10 <sup>6</sup>	0,890 · 10 <sup>-3</sup>	0,893 · 10 <sup>-6</sup>	
30	9,764	995,7	2,25 · 10 <sup>6</sup>	0,708 · 10 <sup>-3</sup>	0,800 · 10 <sup>-6</sup>	
40	9,730	992,2	2,28 · 10 <sup>6</sup>	0,653 · 10 <sup>-3</sup>	0,658 · 10 <sup>-6</sup>	
50	9,689	988,0	2,29 · 10 <sup>6</sup>	0,547 · 10 <sup>-3</sup>	0,553 · 10 <sup>-6</sup>	
60	9,642	983,2	2,28 · 10 <sup>6</sup>	0,466 · 10 <sup>-3</sup>	0,474 · 10 <sup>-6</sup>	
70	9,589	977,8	2,25 · 10 <sup>6</sup>	0,404 · 10 <sup>-3</sup>	0,413 · 10 <sup>-6</sup>	
80	9,530	971,8	2,20 · 10 <sup>6</sup>	0,354 · 10 <sup>-3</sup>	0,364 · 10 <sup>-6</sup>	
90	9,466	965,3	2,14 · 10 <sup>6</sup>	0,315 · 10 <sup>-3</sup>	0,326 · 10 <sup>-6</sup>	
100	9,399	958,4	2,07 · 10 <sup>6</sup>	0,282 · 10 <sup>-3</sup>	0,294 · 10 <sup>-6</sup>	

**Tabla 5-7** Propiedades físicas del agua. [Tabla]. Recuperado de <http://www.miliarium.com/Paginas/Prontu/Tablas/Aguas/PropiedadesFisicasAgua.htm>



Valores Típicos de Coeficientes de Rugosidad

Material	Coeficiente de Manning n	Coef. Hazen-Williams $C_H$	Coef. Rugosidad Absoluta e (mm)
Asbesto cemento	0.011	140	0.0015
Latón	0.011	135	0.0015
Tabique	0.015	100	0.6
Hierro fundido (nuevo)	0.012	130	0.26
Concreto (cimbra metálica)	0.011	140	0.18
Concreto (cimbra madera)	0.015	120	0.6
Concreto simple	0.013	135	0.36
Cobre	0.011	135	0.0015
Acero corrugado	0.022	--	45
Acero galvanizado	0.016	120	0.15
Acero (esmaltado)	0.010	148	0.0048
Acero (nuevo, sin recubrim.)	0.011	145	0.045
Acero (remachado)	0.019	110	0.9
Plomo	0.011	135	0.0015
Plástico (PVC)	0.009	150	0.0015
Madera (duelas)	0.012	120	0.18
Vidrio (laboratorio)	0.011	140	0.0015

**Tabla 5-8** Rugosidades absolutas de diferentes materiales. Haestad Methods (2002). *Computer Applications in Hydraulic Engineering*. [Tabla].



Coeficientes de pérdida para componentes de tubería  $\left(h_L = K_L \frac{V^2}{2g}\right)$

Component	$K_L$		
<b>a. TUBOS ACODADOS</b>			
Regular de 90°, embridado	0.3		
Regular de 90°, roscado	1.5		
De 90° con gran radio, embridado	0.2		
De 90° con gran radio, roscado	0.7		
De 45° con gran radio, embridado	0.2		
Regular de 45°, roscado	0.4		
<b>b. CODOS DE 180°</b>			
Codo de 180°, embridado	0.2		
Codo de 180°, roscado	1.5		
<b>c. CONEXIONES EN T</b>			
Flujo de línea, embridado	0.2		
Flujo de línea, roscado	0.9		
Flujo derivado, embridado	1.0		
Flujo derivado, roscado	2.0		
<b>d. UNION ROSCADA</b>			
	0.08		
<b>e. VALVULAS</b>			
De globo, completamente abierta	18		
De ángulo, completamente abierta	2		
De compuerta, completamente abierta	0,15		
De compuerta, 1/4 cerrada	0,26		
De compuerta, 1/2 cerrada	2,1		
De compuerta, 3/4 cerrada	17		
De retención a bisagra, flujo hacia adelante	2		
De retención a bisagra, flujo hacia atrás	infinito		
De bola, completamene abierta	0,05		
De bola, 1/3 cerrada	5,5		
De bola, 2/3 cerrada	2,15		

Para estrechamientos bruscos de sección, siendo  $D_1 > D_2$

$D_1/D_2$	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0
<b>K</b>	0.08	0.17	0.26	0.34	0.37	0.41	0.43	0.45	0.46

**Tabla 5-9** Coeficiente K de pérdidas singulares. [Tabla]. Recuperado de <http://www.ehu.eus/inwmoqb/asignaturas/Mecanica%20de%20fluidos/Cuadros%20y%20abacos%2011-12.pdf>





## Properties of Therminol® 66 vs Temperatures

Temperature °C	Density kg/m <sup>3</sup>	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm <sup>2</sup> /s**	
0	1021.5	0.118	1.495	1324.87	1297.01	-
10	1014.9	0.118	1.529	344.26	339.20	-
20	1008.4	0.118	1.562	123.47	122.45	-
30	1001.8	0.117	1.596	55.60	55.51	-
40	995.2	0.117	1.630	29.50	29.64	-
50	988.6	0.116	1.665	17.64	17.84	-
60	981.9	0.116	1.699	11.53	11.74	-
70	975.2	0.115	1.733	8.06	8.26	0.01
80	968.5	0.115	1.768	5.93	6.12	0.02
90	961.8	0.114	1.803	4.55	4.73	0.03
100	955.0	0.114	1.837	3.60	3.77	0.05
110	948.2	0.113	1.873	2.92	3.08	0.08
120	941.4	0.112	1.908	2.42	2.58	0.12
130	934.5	0.111	1.943	2.05	2.19	0.18
140	927.6	0.111	1.978	1.75	1.89	0.27
150	920.6	0.110	2.014	1.52	1.65	0.40
160	913.6	0.109	2.050	1.34	1.46	0.58
170	906.6	0.108	2.086	1.18	1.30	0.83
180	899.5	0.107	2.122	1.06	1.15	1.17
190	892.3	0.107	2.158	0.95	1.06	1.62
200	885.1	0.106	2.195	0.86	0.97	2.23
210	877.8	0.105	2.231	0.78	0.89	3.02
220	870.4	0.104	2.268	0.72	0.82	4.06
230	863.0	0.103	2.305	0.66	0.77	5.39
240	855.5	0.102	2.342	0.61	0.71	7.10
250	847.9	0.100	2.379	0.57	0.67	9.25
260	840.3	0.099	2.417	0.53	0.63	11.95
270	832.5	0.098	2.455	0.49	0.59	15.31
280	824.6	0.097	2.492	0.46	0.56	19.46
290	816.6	0.096	2.531	0.44	0.54	24.55
300	808.5	0.095	2.569	0.41	0.51	30.73
310	800.3	0.093	2.608	0.39	0.49	38.22
320	792.0	0.092	2.647	0.37	0.47	47.20
330	783.5	0.091	2.686	0.35	0.45	57.94
340	774.8	0.089	2.726	0.34	0.43	70.68
350	765.9	0.088	2.766	0.32	0.42	85.74
360	756.9	0.086	2.806	0.31	0.41	103.42
370	747.7	0.085	2.847	0.30	0.39	124.09
380	738.2	0.084	2.889	0.28	0.38	148.13

\* 1 bar = 100 kPa - \*\* 1 mm<sup>2</sup>/s = 1 cSt

**Tabla 5-10** Propiedades de Therminol 66 vs temperaturas. [Tabla]. Recuperado de <http://twf.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>



Presión	Temperatura de saturación	Volumen específico		Densidad vapor saturado y seco	Entalpía del líquido	Entalpía del vapor saturado y seco	Calor latente de vaporización
		Líquido	Vapor saturado				
Kg/cm <sup>2</sup>	°C	Litro/kg	m <sup>3</sup> /kg	kg/m <sup>3</sup>	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
0,010	6,7	1,000	131,6	0,007599	6,73	600,2	593,5
0,020	17,2	1,001	68,25	0,01465	17,25	604,9	587,6
0,030	23,7	1,003	46,52	0,02150	23,81	607,8	584,0
0,035	26,4	1,003	40,22	0,02486	26,39	608,9	582,5
0,040	28,6	1,004	35,46	0,02820	28,67	609,8	581,1
0,050	32,6	1,005	28,72	0,03482	32,57	611,5	578,9
0,075	40,0	1,008	19,69	0,05105	39,96	614,7	574,7
0,10	45,5	1,010	14,95	0,06689	45,45	617,0	571,6
0,15	53,6	1,014	10,20	0,09804	53,59	620,5	566,9
0,20	59,7	1,017	7,789	0,1284	59,65	623,1	563,4
0,25	64,6	1,020	6,318	0,1583	64,54	625,0	560,5
0,30	68,7	1,022	5,324	0,1878	68,66	626,8	558,1
0,40	75,4	1,026	4,066	0,2459	75,41	629,5	554,1
0,60	85,4	1,033	2,782	0,3595	85,47	633,5	548,0
0,80	93,0	1,038	2,125	0,4706	93,05	636,4	543,3
1,00	99,1	1,043	1,725	0,5797	99,19	638,8	539,6
1,50	110,8	1,052	1,181	0,8467	110,99	643,1	532,1
2,00	119,6	1,060	0,9018	1,109	119,94	646,3	526,4
2,50	126,8	1,067	0,7318	1,367	127,2	648,7	521,5
3,00	132,9	1,073	0,6169	1,621	133,4	650,7	517,3
3,50	138,2	1,078	0,5338	1,873	138,9	652,4	513,5
4,00	142,9	1,083	0,4709	2,124	143,7	653,9	510,2
4,60	147,2	1,087	0,4215	2,373	148,1	655,2	507,1
5,00	151,1	1,092	0,3817	2,620	152,1	656,3	504,2
6,00	158,1	1,100	0,3213	3,111	159,3	658,3	498,9
7,00	164,2	1,107	0,2778	3,600	165,7	659,9	494,2
8,00	169,6	1,114	0,2448	4,085	171,4	661,2	489,8
9,00	174,5	1,120	0,2189	4,568	176,5	662,3	485,8
10,0	179,0	1,126	0,1980	5,051	181,3	663,3	482,1
11,0	183,2	1,132	0,1808	5,531	185,7	664,1	478,4
12,0	187,1	1,137	0,1663	6,013	189,8	664,9	475,1
13,0	190,7	1,143	0,1540	6,494	193,6	665,6	472,0
14,0	194,1	1,148	0,1434	6,974	197,3	666,2	468,9
15,0	197,4	1,153	0,1342	7,452	200,7	666,7	465,9
16,0	200,4	1,157	0,1261	7,930	204,0	667,1	463,1
17,0	203,3	1,162	0,1189	8,410	207,2	667,5	460,3
18,0	206,1	1,166	0,1125	8,889	210,2	667,8	457,6
19,0	208,8	1,171	0,1067	9,372	213,1	668,2	455,1

**Tabla 5-11** Vapor de agua saturado. [Tabla]. Recuperado de [http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3\\_anio/integracion3/Tablas\\_de\\_vapor\\_de\\_agua.pdf](http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/integracion3/Tablas_de_vapor_de_agua.pdf)





Presión bar	Velocidad m/s	kg/h										
		15mm	20mm	25mm	32mm	40mm	50mm	65mm	80mm	100mm	125mm	150mm
0,4	15	7	14	24	37	52	99	145	213	394	648	917
	25	10	25	40	62	92	162	265	384	675	972	1 457
	40	17	35	64	102	142	265	403	576	1 037	1 670	2 303
0,7	15	7	16	25	40	59	109	166	250	431	680	1 006
	25	12	25	45	72	100	182	287	430	716	1 145	1 575
	40	18	37	68	106	167	298	428	630	1 108	1 712	2 417
1,0	15	8	17	29	43	65	112	182	260	470	694	1 020
	25	12	26	48	72	100	193	300	445	730	1 160	1 660
	40	19	39	71	112	172	311	465	640	1 150	1 800	2 500
2,0	15	12	25	45	70	100	182	280	410	715	1 125	1 580
	25	19	43	70	112	162	295	428	656	1 215	1 755	2 520
	40	30	64	115	178	275	475	745	1 010	1 895	2 925	4 175
3,0	15	16	37	60	93	127	245	385	535	925	1 505	2 040
	25	26	56	100	152	225	425	632	910	1 580	2 480	3 440
	40	41	87	157	250	375	595	1 025	1 460	2 540	4 050	5 940
4,0	15	19	42	70	108	156	281	432	635	1 166	1 685	2 460
	25	30	63	115	180	270	450	742	1 080	1 980	2 925	4 225
	40	49	116	197	295	456	796	1 247	1 825	3 120	4 940	7 050
5,0	15	22	49	87	128	187	352	526	770	1 295	2 105	2 835
	25	36	81	135	211	308	548	885	1 265	2 110	3 540	5 150
	40	59	131	225	338	495	855	1 350	1 890	3 510	5 400	7 870
6,0	15	26	59	105	153	225	425	632	925	1 555	2 525	3 400
	25	43	97	162	253	370	658	1 065	1 520	2 530	4 250	6 175
	40	71	157	270	405	595	1 025	1 620	2 270	4 210	6 475	9 445
7,0	15	29	63	110	165	260	445	705	952	1 815	2 765	3 990
	25	49	114	190	288	450	785	1 205	1 750	3 025	4 815	6 900
	40	76	177	303	455	690	1 210	1 865	2 520	4 585	7 560	10 880
8,0	15	32	70	126	190	285	475	800	1 125	1 990	3 025	4 540
	25	54	122	205	320	465	810	1 260	1 870	3 240	5 220	7 120
	40	84	192	327	510	730	1 370	2 065	3 120	5 135	8 395	12 470
10,0	15	41	95	155	250	372	626	1 012	1 465	2 495	3 995	5 860
	25	66	145	257	405	562	990	1 530	2 205	3 825	6 295	8 995
	40	104	216	408	615	910	1 635	2 545	3 600	6 230	9 880	14 390
14,0	15	50	121	205	310	465	810	1 270	1 870	3 220	5 215	7 390
	25	85	195	331	520	740	1 375	2 080	3 120	5 200	8 500	12 560
	40	126	305	555	825	1 210	2 195	3 425	4 735	8 510	13 050	18 630

**Tabla 5-12** Capacidades de tuberías de vapor saturado a velocidades específicas. Spirax Sarco (1999). *Guía de referencia técnica: Distribución del vapor*. [Tabla].



Temperatura °C		100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	
Diámetro tubería		Espesores de aislamiento (mm)										
ANSI (")	DIN (mm)											
1	25	30	30	40	40	50	60	60	70	80	90	
1 1/2	40	30	30	40	50	60	60	70	70	80	90	
2	50	30	40	40	50	60	70	80	80	90	100	
2 1/2	65	40	40	50	60	70	70	80	90	100	110	
3	80	40	50	50	60	70	70	80	90	110	120	
4	100	40	50	60	70	80	80	90	100	120	130	
6	150	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	
8	200	50	60	70	80	90	110	120	130	140	160	
10	250	60	70	80	90	90	110	120	130	150	170	
12	300	60	70	80	90	110	120	130	140	160	180	
14	350	60	70	80	100	110	120	140	150	170	180	
16	400	60	70	90	100	120	120	140	150	170	190	
20	500	70	80	90	110	120	130	150	160	180	200	
24	600	70	80	100	110	130	140	150	180	190	210	
Material		Fibra mineral 70				Fibra mineral 100			Fibra mineral 125			

Tabla 5-13 Espesores recomendados de aislamiento para lana mineral de roca. [Tabla]. Recuperado de [http://www.calorcol.com/Portals/0/Contenidos/Documentos/PDF/canuelas\\_lmr.pdf](http://www.calorcol.com/Portals/0/Contenidos/Documentos/PDF/canuelas_lmr.pdf)

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)														-18°C correction factor
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
1	5	5	7	9	10	13	16	19	23	25	28	31	35	41	1.54
2	5	6	8	10	12	14	18	22	26	28	32	35	39	46	1.50
3	6	7	9	11	14	16	20	25	30	32	37	40	45	54	1.48
4	7	9	10	12	16	18	23	28	33	37	42	46	51	61	1.45
5	7	9	11	13	17	20	24	30	36	40	46	49	55	66	1.43
6	8	10	11	14	18	21	26	33	39	43	49	53	59	71	1.42
7	8	10	12	15	19	23	28	35	42	46	52	56	63	76	1.41
8	9	11	14	16	20	24	30	37	44	49	57	61	68	82	1.40
9	9	11	14	17	21	25	32	39	47	52	60	64	72	88	1.39
10	10	12	15	17	21	25	33	41	49	54	62	67	75	90	1.38
12	11	13	16	18	23	26	36	45	53	59	67	73	81	97	1.38
14	12	14	17	20	26	30	39	49	58	64	73	79	93	106	1.37
16	12	15	18	23	29	34	42	52	62	68	78	85	95	114	1.36
18	14	16	19	24	30	36	44	55	66	72	82	90	100	120	1.36
20	15	17	21	25	31	37	46	58	69	76	86	94	105	125	1.35
25	15	19	23	28	35	42	52	66	78	86	97	106	119	141	1.34
30	17	21	25	31	39	47	58	73	87	96	108	118	132	157	1.33
40	20	25	30	38	46	56	70	87	104	114	130	142	158	189	1.31
50	24	29	34	44	54	65	82	102	121	133	151	165	184	220	1.29
60	27	32	39	50	62	74	95	119	140	155	177	199	222	265	1.28
70	29	35	43	56	70	82	106	133	157	173	198	222	248	296	1.27
80	34	42	51	66	81	97	126	156	187	205	234	263	293	350	1.26
90	38	46	56	72	89	106	134	171	204	224	265	287	320	384	1.26
100	41	50	61	78	96	114	149	186	220	242	277	311	347	416	1.25
120	52	63	77	99	122	145	189	236	280	308	352	395	440	527	1.22

Tabla 5-14 Condensado de vapor generado cada 50m de tubería SCH40 (kg/h). [Tabla].



		Contrapresión en la línea de condensado en bar abs.														
		0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Presión antes de purgador en bar abs.	0,2	0														
	0,4	2,8	0													
	0,6	4,6	1,8	0												
	0,8	6	3,2	1,4	0											
	1	7	4,3	2,5	1,1	0										
	1,2	8	5,2	3,5	2,1	1	0									
	1,4	8,8	6,1	4,3	2,9	1,8	0,8	0								
	1,6	9,5	6,8	5	3,7	2,6	1,6	0,8	0							
	1,8	10,2	7,5	5,7	4,4	3,2	2,3	1,4	0,7	0						
	2	10,7	8,1	6,3	5	3,9	2,9	2,1	1,3	0,6	0					
	2,5	12	9,4	7,6	6,3	5,2	4,3	3,4	2,7	2	1,4	0				
	3	13,1	10,5	8,8	7,5	6,4	5,4	4,6	3,9	3,2	2,6	1,2	0			
	3,5	14,1	11,5	9,8	8,5	7,4	6,5	5,6	4,9	4,2	3,6	2,2	1,1	0		
	4	15	12,4	10,7	9,4	8,3	7,4	6,6	5,8	5,2	4,5	3,2	2	0,9	0	
	4,5	15,8	13,2	11,5	10,2	9,1	8,2	7,4	6,7	6	5,4	4	2,9	1,8	0,9	0
	5	16,5	13,9	12,2	10,9	9,9	8,9	8,1	7,4	6,8	6,1	4,8	3,6	2,6	1,7	0,8
5,5	17,1	14,6	12,9	11,6	10,6	9,6	8,8	8,1	7,5	6,9	5,5	4,4	3,3	2,4	1,5	
6	17,8	15,2	13,5	12,3	11,2	10,3	9,5	8,8	8,1	7,5	6,2	5	4	3,1	2,2	
6,5	18,3	15,8	14,1	12,9	11,8	10,9	10,1	9,4	8,7	8,1	6,8	5,7	4,6	3,7	2,9	
7	18,9	16,4	14,7	13,4	12,4	11,5	10,7	10	9,3	8,7	7,4	6,3	5,3	4,3	3,5	
7,5	19,4	16,9	15,2	14	12,9	12	11,2	10,5	9,9	9,3	8	6,8	5,8	4,9	4,1	
8	19,9	17,4	15,7	14,5	13,4	12,5	11,8	11,1	10,4	9,8	8,5	7,4	6,4	5,5	4,6	
8,5	20,4	17,9	16,2	15	13,9	13	12,3	11,6	10,9	10,3	9	7,9	6,9	6	5,1	
9	20,8	18,3	16,7	15,4	14,4	13,5	12,7	12	11,4	10,8	9,5	8,4	7,4	6,5	5,6	
9,5	21,3	18,8	17,1	15,9	14,9	14	13,2	12,5	11,9	11,3	10	8,8	7,8	6,9	6,1	
10	21,7	19,2	17,6	16,3	15,3	14,4	13,6	12,9	12,3	11,7	10,4	9,3	8,3	7,4	6,6	
11	22,5	20	18,4	17,1	16,1	15,2	14,5	13,8	13,1	12,5	11,3	10,2	9,2	8,3	7,5	
12	23,2	20,7	19,1	17,9	16,9	16	15,2	14,5	13,9	13,3	12,1	11	10	9,1	8,3	
13	23,9	21,4	19,8	18,6	17,6	16,7	16	15,3	14,7	14,1	12,8	11,7	10,7	9,8	9	
14	24,5	22,1	20,5	19,3	18,3	17,4	16,7	16	15,3	14,8	13,5	12,4	11,4	10,6	9,8	
15	25,2	22,7	21,1	19,9	18,9	18,1	17,3	16,6	16	15,4	14,2	13,1	12,1	11,3	10,5	
16	25,7	23,3	21,7	20,5	19,5	18,7	17,9	17,3	16,6	16,1	14,8	13,7	12,8	11,9	11,1	

**Tabla 5-15** Vapor de expansión (flash), porcentaje de revaporizado %. [Tabla]. Recuperado de <http://www.comeval.es/pdf/tablas/VAPOR%20DE%20EXPANSI%C3%93N%20-%20COMEVAL.pdf>





# Overview Sylomer® HD

by getzner

**Material** mixed cellular polyurethane (PUR) with high damping characteristics  
**Colour** turquoise

**Standard delivery specifications**

Thickness: 25 mm\*  
 Rolls: 1.5 m wide, 5.0 m long  
 Stripes: up to 1.5 m wide, up to 5.0 m long

Other dimensions (including thickness) stamped components and moulded components available on request.

**Sylomer® HD Material type**

HD 30

HD 100

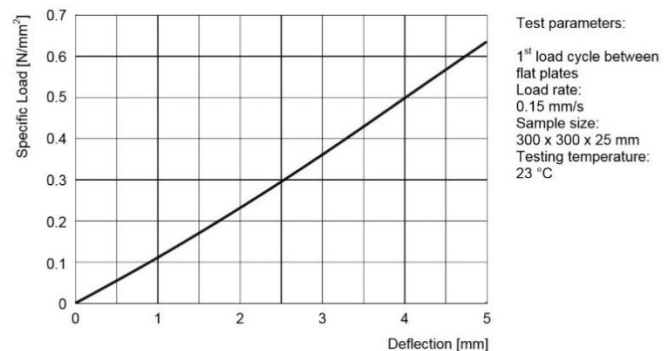
HD 300

Properties	Test procedures	HD 30	HD 100	HD 300
Compression strength [N/mm <sup>2</sup> ]	EN ISO 3386-2 **	0.3	1.0	3.0
Static load limit [N/mm <sup>2</sup> ]		0.015	0.075	1.0
Mechanical loss factor ***	DIN 53 513 **	0.45-0.55	0.35-0.45	0.40-0.50
Rebound elasticity [%]	DIN 53 512**	<30	<30	<20
Compression set [%]	EN ISO 1856	<5	<5	<5
Min. tensile stress at rupture [N/mm <sup>2</sup> ]	DIN EN ISO 527-3/5/100 **	0.3	0.5	1.0
Min. tensile elongation at rupture [%]	DIN EN ISO 527-3/5/100 **	200	200	200
Operating temperature [°C] ****		-30 to +50		
Inflamability	EN ISO 11925-2	Class E 13501-1		

\* HD 30 and HD 100 also available with a thickness of 12,5 mm thick (one-sided skived surface area)  
 \*\* Tests according to respective standards  
 \*\*\* depending on frequency, load and amplitude  
 \*\*\*\* consider energy up take, permitted damping temperature maximal 70°C

All information and data is based on our current knowledge. The data can be applied for calculations and as guidelines, are subject to typical manufacturing tolerances, and are not guaranteed. We reserve the right to amend the data.

Load Deflection Curve HD 300 / 25 mm



**Figura 5-10** Características aislante Sylomer HD. [Imagen]. Recuperado de [http://www.impacto-ferramentas.pt/wp-content/uploads/2015/12/Sylomer\\_Cat%C3%A1logo.pdf](http://www.impacto-ferramentas.pt/wp-content/uploads/2015/12/Sylomer_Cat%C3%A1logo.pdf)



## CÓDIGOS DE MATLAB

### Gráfico 3-1:

```
V=0.7;
fs=1000;
dv=1/fs;
v=0:dv:V;
F=(8000/0.0032)*v;
plot(v,F),grid on;
xlabel('v1[m/s]'), ylabel('Fi(N)');
```

### Gráfico 3-2 y 3-3:

```
f=4; wn=2*pi*f; % 4 corresponde a la frecuencia del sistema con k=31,58 exp 6
m=50000;
k=m*wn^2;
cc=2*sqrt(k*m);
zeta=0.3; % para el gráfico 3-2 agregar "hold on;" en la última línea y variar zeta de 0.1 a 0.9
c=zeta*cc;
wd=(sqrt(1-(zeta^2)))*wn;
T=1; fs=1000; dt=1/fs;
t=0:dt:T;
syms v;
v=0.08;
x=(v.*(exp(-zeta.*wn.*t)).*sin(wd.*t))./wd;
x1=v.*((exp(-t.*wn.*zeta)).*cos(t.*wd).*wd-(exp(-t.*wn.*zeta)).*sin(t.*wd).*wn.*zeta)/wd;
f=k.*x+c.*x1;
plot(t,f),grid on;
xlabel('t[s]'), ylabel('Fi(N)');
```

**Gráfico 3-4:**

```

f=5.24; wn=2*pi*f; % 5.24 corresponde a la frecuencia del sistema con k=54,28 exp 6
m=50000;
k=m*wn^2;
cc=2*sqrt(k*m);
zeta=0.45;
c=zeta*cc;
wd=(sqrt(1-(zeta^2)))*wn;
T=1; fs=1000; dt=1/fs;
t=0:dt:T;
syms v;
v=0.08;
x=(v.*(exp(-zeta.*wn.*t)).*sin(wd.*t))./wd;
x1=v.*((exp(-t.*wn.*zeta)).*cos(t.*wd).*wd-(exp(-t.*wn.*zeta)).*sin(t.*wd).*wn.*zeta)/wd;
f=k.*x+c.*x1;
plot(t,f),grid on;
xlabel('t[s]'), ylabel('Fi(N)');

```



## **5.5. ANEXO V: PLANOS**



### **5.5.1. Plano N°1: Trazado de cañerías Instalación Neumática**





### **5.5.2. Plano N°2: Trazado de cañerías Instalación Agua de uso Industrial**



### **5.5.3. Plano N°3: Trazado de cañerías Instalación de Aceite Térmico**



#### **5.5.4. Plano N°4: Trazado de cañerías Instalación de Vapor**



**5.5.5. Plano N°5: Fundación de Prensa HFM 250TN**



## 6. BIBLIOGRAFÍA

- ASME Code for Pressure Piping, B31.1-2007.
- AUTONEUM. *Standard Technology Book Equipment M009507*. 2014.
- AUTONEUM. *Standard Specification 250To THM Press Spec012844*. 2014.
- Balachandran, Balakumar; Magrab, Edward B. *Vibraciones*. 3ª Ed. Thomson, 2004.
- Burmeister, Louis C. *Elements of Thermal Fluid System Design*. 3ª Ed. Prentice Hall, 1998.
- Carciner Royo, Enrique. *Aire Comprimido: Teoría y Cálculo de las Instalaciones*. 2ª Ed. Paraninfo, 1994.
- Dresig, Hans; Holzweißig, Franz. *Dynamics of Machinery: Theory and Applications*. Springer, 2010.
- FESTO. *Catálogo: Procesos seguros gracias a una perfecta preparación del aire comprimido*. 2012.
- Fox, Robert; McDonald, Alan. *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. 4ª Ed. McGraw-Hill, 1995.
- FULTON COMPANIES. *Catalogue: Fulton Thermal Fluid Heaters*. 2014.
- FULTON COMPANIES. *Installation, Operation and Maintenance Manual: Fulton Vertical Coil Design Thermal Fluid Heaters (Models FT-C & FT-S)*. 2009.
- Golzman, Fernando. *Curso de Cañerías Industriales (Piping)*. 2003.
- Maceira, Daniel. *Estudios Sectoriales. Componente: Industria de Autopartes. Ministerio de Economía de la Nación*. 2003.
- Monroy Serratos, Benjamín. *Curso Elemental de Diseño de Tuberías Industriales*. Vol 1.
- PANWEN. *Technical Specification M20 Robots*. 2014.
- Rao, Singiresu S. *Vibraciones Mecánicas*. 5ª Ed. Pearson, 2012.
- Serrano, Nicolás A. *Neumática Práctica*. 1ª Ed. Paraninfo, 2009.
- Solé Busquet, José. *Práctica del Vapor y su Distribución*. AMV Ediciones, 2015.
- SPIRAX-SARCO. *Guía de Calderas Industriales: Accesorios de las calderas*. 2013.
- SPIRAX-SARCO. *Guía de Referencia Técnica: Distribución del Vapor*. 1999.
- White, Frank M. *Mecánica de Fluidos*. 5ª Ed. McGraw-Hill, 2004.
- <http://www.itaire.com.ar/>
- <http://www.fimaco.com.ar/>



## 7. ÍNDICE DE FIGURAS, TABLAS Y GRÁFICOS

### 7.1. ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1-1</i> Proceso de fabricación Outer Dash Insulator .....	5
<i>Figura 1-2</i> PRENSA HFM 250 Tn .....	6
<i>Figura 2-1</i> Componentes de una instalación neumática .....	9
<i>Figura 2-2</i> Red de configuración ABIERTA .....	12
<i>Figura 2-3</i> Red de configuración CERRADA y ANILLO ÚNICO .....	13
<i>Figura 2-4</i> Red de configuración CERRADA y ANILLOS MÚLTIPLES .....	13
<i>Figura 2-5</i> Acometida tipo "Cuello de cisne" .....	15
<i>Figura 2-6</i> Clases de aire comprimido ISO 8573-1 .....	16
<i>Figura 2-7</i> Unidad típica de Filtrado, Regulación y Lubricación (FRL) .....	18
<i>Figura 2-8</i> Esquema de instalación de agua de refrigeración .....	23
<i>Figura 2-9</i> Configuración en Paralelo (Izquierda) y en Serie (Derecha) .....	25
<i>Figura 2-10</i> Torre de enfriamiento .....	27
<i>Figura 2-11</i> Componentes básicos de una torre de enfriamiento .....	29
<i>Figura 2-12</i> Torre atmosférica (izquierda) y de tiro natural (derecha) .....	30
<i>Figura 2-13</i> Torre de tiro inducido (izquierda) y forzado (derecha) .....	31
<i>Figura 2-14</i> Torre de flujo cruzado .....	31
<i>Figura 2-15</i> Instalación de fluido térmico .....	33
<i>Figura 2-16</i> Generador de fluido térmico .....	34
<i>Figura 2-17</i> Bomba de recirculación enfriada por agua .....	35
<i>Figura 2-18</i> Red de distribución .....	36
<i>Figura 2-19</i> Tanque de expansión .....	37
<i>Figura 2-20</i> Esquema de una instalación de vapor .....	40
<i>Figura 2-21</i> Caldera pirotubular .....	43
<i>Figura 2-22</i> Caldera acuotubular .....	44
<i>Figura 2-23</i> Vapor saturado seco - Relación presión/volumen específico .....	46
<i>Figura 2-24</i> Estación reductora de presión .....	47
<i>Figura 2-25</i> Tanque de alimentación .....	48
<i>Figura 2-26</i> Ablandador de agua .....	50
<i>Figura 2-27</i> Separador de gotas y filtro .....	51
<i>Figura 2-28</i> Trampa de vapor y drenaje .....	51
<i>Figura 2-29</i> Partes elementales de un sistema vibratorio .....	53
<i>Figura 2-30</i> Sistemas de uno y dos grados de libertad .....	54
<i>Figura 2-31</i> Aislamiento de la vibración .....	60
<i>Figura 2-32</i> Máquina y miembro elástico sobre una fundación rígida .....	61
<i>Figura 2-33</i> Absorbedor de vibración dinámico tipo mancuerna .....	63
<i>Figura 3-1</i> Fuerzas comprendidas en el flujo dentro de una tubería .....	77
<i>Figura 3-2</i> Representación real del sistema .....	127
<i>Figura 3-3</i> Modelo de un solo grado de libertad del sistema .....	127
<i>Figura 3-4</i> Choque inelástico .....	129
<i>Figura 3-5</i> Fuerza de impacto .....	131
<i>Figura 3-6</i> Deformación del suelo ante impacto sin aislamiento .....	132



<i>Figura 5-1 Ubicaciones de AUTONEUM en el mundo</i> .....	143
<i>Figura 5-2 Instalaciones de AUTONEUM ARGENTINA</i> .....	144
<i>Figura 5-3 Tecnología AUTONEUM</i> .....	144
<i>Figura 5-4 Principales clientes</i> .....	145
<i>Figura 5-5 Principales productos fabricados</i> .....	145
<i>Figura 5-6 Dimensiones PRENSA 250 Tn</i> .....	146
<i>Figura 5-7 Suministros requeridos Waterjet ABB</i> .....	149
<i>Figura 5-8 Suministros requeridos Pistola Neumática Beta</i> .....	150
<i>Figura 5-9 Certificado de fabricación - Caldera HL3R 70 FIMACO</i> .....	152
<i>Figura 5-10 Características aislante Sylomer HD</i> .....	168

## 7.2. ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 3-1 Espesor adicional recomendado</i> .....	73
<i>Tabla 5-1 Datos técnicos PRENSA 250 Tn</i> .....	147
<i>Tabla 5-2 Suministros requeridos PRENSA 250 Tn</i> .....	148
<i>Tabla 5-3 Especificaciones Thermopac 400 ITA</i> .....	151
<i>Tabla 5-4 Tubería de acero al carbono ASTM A53</i> .....	157
<i>Tabla 5-5 Máximas tensiones admisibles SE para dif. temperaturas</i> .....	158
<i>Tabla 5-6 Coeficiente Y</i> .....	159
<i>Tabla 5-7 Propiedades físicas del agua</i> .....	160
<i>Tabla 5-8 Rugosidades absolutas de diferentes materiales</i> .....	161
<i>Tabla 5-9 Coeficiente K de pérdidas singulares</i> .....	162
<i>Tabla 5-10 Propiedades de Therminol 66 vs temperaturas</i> .....	163
<i>Tabla 5-11 Vapor de agua saturado</i> .....	164
<i>Tabla 5-12 Capacidades de tuberías de vapor saturado a velocidades específicas</i> .....	165
<i>Tabla 5-13 Espesores recomendados de aislamiento para lana mineral de roca</i> .....	166
<i>Tabla 5-14 Condensado de vapor generado cada 50m de tubería SCH40 (kg/h)</i> .....	166
<i>Tabla 5-15 Vapor de expansión (flash), porcentaje de revaporizado %</i> .....	167

## 7.3. ÍNDICE DE GRÁFICOS

<i>Gráfico 2-1 Variación de la relación de transmisión Tf con r</i> .....	62
<i>Gráfico 3-1 Variación de Fi en función de v1</i> .....	135
<i>Gráfico 3-2 Fuerzas transmitidas para diferentes zetas</i> .....	137
<i>Gráfico 3-3 Fuerza transmitida a la fundación con aislamiento teórico</i> .....	138
<i>Gráfico 3-4 Fuerza transmitida a la fundación con aislamiento real</i> .....	141
<i>Gráfico 5-1 Pérdidas de carga para conducciones neumáticas (UNE 19-040, UNE 19-051)</i> ...	153
<i>Gráfico 5-2 Diagrama de Moody</i> .....	154
<i>Gráfico 5-3 Dimensionamiento de tuberías de vapor saturado y sobrecalentado (método de la velocidad)</i> .....	155
<i>Gráfico 5-4 Dimensionamiento de tuberías de vapor saturado y sobrecalentado (método de la caída de presión)</i> .....	156