

ESTUDIO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR FUERA DE SERVICIO COMO PRECALENTADOR DE CARGA AL REACTOR DE HIDROGENACIÓN

PRÁCTICA SUPERVISADA – UTN FRLP
VAZQUEZ FERREYRA, MAIA (LEG. 05-25543)

ÍNDICE

1.OBJETIVO	2
2.ALCANCE	2
3.INTRODUCCIÓN	2
4. INTERCAMBIADOR M-130	5
4.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	5
4.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN	9
4.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	10
4.5 SIMULACIÓN	24
4.6 CONCLUSIÓN	28
5. DESTINO DEL CONDENSADO.	28
5.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA	30
5.2 BOMBA J-511-FUNDAMENTO TEÓRICO	30
5.3 VERIFICACIÓN DEL CORRECTO DESEMPEÑO DE UNA BOMBA EXISTENTE	39
6.VÁLVULAS DE CONTROL	54
6.1 VÁLVULA REGULADOR DE CAUDAL LV-5510	73
7.ANEXOS	77

1. OBJETIVO

La práctica supervisada tiene por objeto el estudio del empleo del intercambiador de calor, M-130, como precalentador de la carga de alimentación al reactor de hidrogenación, K-102, de la Unidad de Polibutenos ubicada en petroquímica -YPF. Adicionalmente, se buscará ahorrar vapor empleando como medio calefactor condensado caliente generado en el proceso productivo como excedente.

2. ALCANCE

En este documento se describen los aspectos teóricos necesarios para el diseño de intercambiadores de calor, de bombas centrífugas y de válvulas reguladoras. Posteriormente se lleva a cabo el diseño de los equipos mencionados, se simulan y se presentan los resultados obtenidos.

3. INTRODUCCIÓN

El estudio mencionado tendrá lugar en la planta de POLIBUTENOS en el sector de petroquímica-YPF, Ensenada. Esta unidad tiene como finalidad elaborar polibutenos a través de un proceso continuo que consiste, básicamente, en una transformación química en la cuál varias moléculas de un mismo producto (monómero) se combinan entre sí para formar un nuevo compuesto de mayor estructura molecular (polímero). Este tipo de reacción química es conocida como polimerización.

El proceso aprovecha el isobutileno contenido en la alimentación de butanos-butilenos provenientes de la producción del cracking de Refinería La Plata para producir polímeros de diversas viscosidades y de alto índice de adherencia y elasticidad, siendo resistentes a los agentes atmosféricos e impermeables a gases y vapores. La reacción propiamente dicha tiene lugar en un reactor que emplea un catalizador de tricloruro de aluminio, Cl_3Al , en lecho fluidizado.

La planta de POLIBUTENOS se puede subdividir en distintas zonas según la tarea que se lleve a cabo en las mismas. Estas son:

1. Tratamiento/preparación de la carga al reactor: eliminación de azufre, 1-3 butadieno, agua y propanos que puede contener la corriente de carga. Además, se busca aumentar la concentración de isobutileno al ser la materia prima de interés.
2. Reacción química de polimerización.

3. Tratamiento de producto: se busca eliminar del efluente del reactor restos de catalizador, del agente neutralizador empleado, restos de agua, butanos y polisol (dímeros y trímeros).
4. Terminación del producto final: se filtra y enfría el polímero obtenido.

El intercambiador M-130 participa en la *preparación de la carga al reactor*, específicamente en la parte de HIDROGENACIÓN SELECTIVA, donde se busca eliminar a través de una reacción química catalizada, con paladio sobre alúmina, el componente 1-3 butadieno de la carga al reactor de polimerización ya que afecta a las especificaciones del polímero final. Actualmente, el equipo mencionado se encuentra fuera de servicio y posee solo circulación por el lado envolvente que consiste en una corriente de Gas Licuado de Petróleo (LPG).

Esta parte del proceso se encuentra compuesta, principalmente, por un reactor (K-102) que recibe una carga tratada proveniente de MERICHEM¹. Actualmente, la misma es precalentada únicamente en el intercambiador de calor M-110 empleando como medio calefactor vapor de agua y alcanzando temperaturas de salidas que rondan los 75°C, siendo requeridas como temperaturas de fin de ciclo del catalizador del K-102 80/85°C como típicas en la alimentación del reactor.

Además, en la unidad de POLIBUTENOS se emplea en el proceso de producción vapor para calefacción en las torres de destilación. El condensado caliente generado es recibido por el separador de condensado, O-510, y luego enviado al acumulador O-511 mediante la bomba J-511. Si bien, una parte es utilizada nuevamente en la planta como agua de lavado, la generación es mayor al consumo obteniendo como excedente un caudal de 7tn/h aproximadamente. Cabe destacar que el volumen del condensado que no es reutilizado en el proceso supera la capacidad del O-511 logrando su rebalse.

En la siguiente imagen se puede observar la disposición de los equipos mencionados:

¹ MERICHEM: unidad previa que tiene por objeto eliminar el azufre presente como metil y etil mercaptano en la corriente de proceso a través del uso de soda caustica.

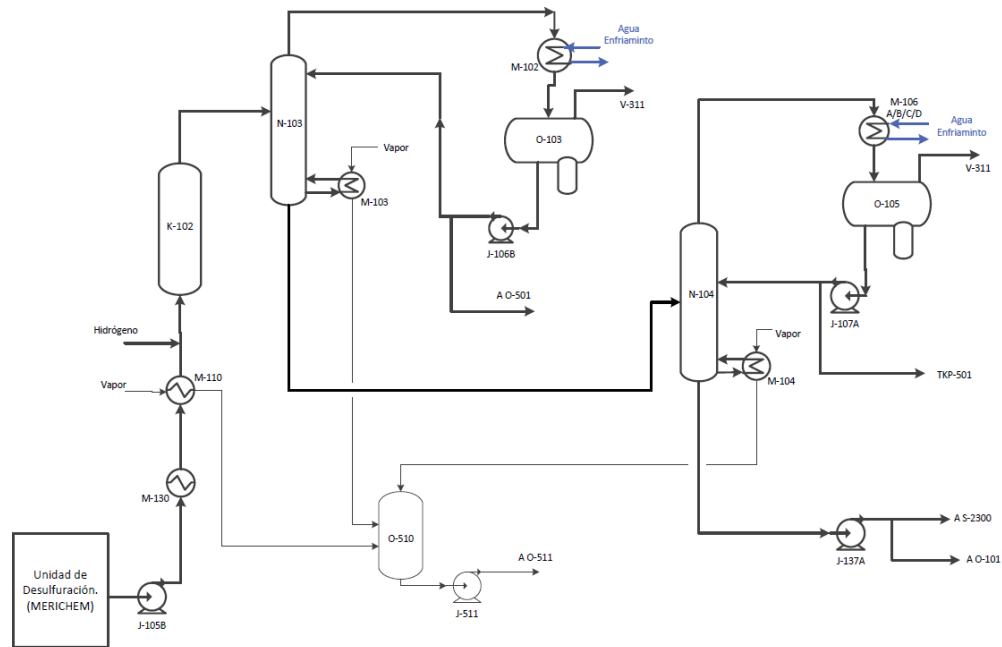


FIGURA 1. Proceso productivo.

MERICHEM: unidad de desulfuración

M-130: precalentador de carga con condensado. Actualmente fuera de servicio.

M-110: calentador de alimentación al reactor K-102 con vapor de agua

K-102: reactor de hidrogenación selectiva.

N-103: torre depropanizadora y secadora

M-103: reboiler de la torre N-103

O-103: acumulador de cabeza de la torre N-103

M-102: enfriador de cabeza de la torre N-103

N-104: torre fraccionadora

M-104: reboiler de la torre N-104

M-106 A/B/C/D: enfriador de cabeza de la torre N-104

O-105: acumulador de cabeza de la torre N-104

O-510: acumulador de condensado de proceso

A continuación, se procede a estudiar el intercambiador de calor existente en la planta denominado M-130 para poder elevar la temperatura de la corriente que ingresa al reactor K-102, mejorar la eficiencia de la reacción química de

hidrogenación y con ello la reacción de conversión. Como medio de calefacción se propone emplear el condensado caliente generado mediante el proceso de producción con el fin de ahorrar vapor y reutilizar el excedente generado.

4. INTERCAMBIADOR M-130

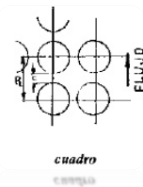
4.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

Introducción general del tipo de intercambiador.

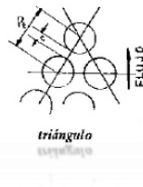
El equipo M-130 consiste en un intercambiador de calor del tipo *tubo coraza*, es decir, de varios tubos internos con igual diámetro y longitud dentro de un tubo de mayor diámetro que recibe el nombre de coraza, carcaza o envolvente. Esta disposición permite en un volumen igual al intercambiador de calor más simple (intercambiador doble tubo) mayor superficie de transferencia de flujo calórico (área externa de los tubos internos), haciendo al mismo apto para operaciones donde el flujo calórico y los caudales manejados son mayores.

Las medidas de los tubos internos más empleadas son de $\frac{3}{4}$ " y 1" y pueden poseer distintos arreglos/disposiciones dentro de la envolvente. Los más comunes son:

1. Arreglo cuadrado: posibilita una fácil limpieza del equipo y brinda una baja pérdida de carga



2. Arreglo triángulo: esta disposición aumenta el flujo turbulento, por ende, también, la transferencia de calor. Además, posee mayor superficie de transferencia al permitir un mayor número de tubos en el mismo volumen de envolvente.



3. Arreglo cuadrado invertido/rotado: es una combinación de los dos arreglos anteriormente descritos.



La carcasa está encerrada en sus extremos por las placas portatubos que suelen ser de considerable espesor y están atravesadas por los tubos de intercambio. La unión entre estas y los tubos debe ser hermética para impedir que el fluido que se encuentra en uno de los lados de la placa pueda pasar al otro. A su vez, la placa se encuentra abulonada a los cabezales, que actúan como colectores y distribuidores del fluido que circula por tubos.

El fluido que va por tubos ingresa por uno de los cabezales y penetra dentro de los mismos recorriendo el equipo. El otro fluido, ingresa a la carcasa por una de sus bocas de conexión y llena el espacio que rodea los tubos desplazándose hacia la boca de salida, de este modo, ambos fluidos están separados por la superficie de los tubos que constituye el área de transferencia del equipo.

Si llamamos N al número de tubos del intercambiador, L a la longitud de los mismos y OD a su diámetro externo, el área de intercambio A será:

$$A = \pi \cdot OD \cdot N \cdot L$$

El intercambiador tubo-coraza consta además de:

1. Baffles o deflectores: son placas de partición ubicadas a lo largo de la envolvente cuyas funciones son, considerando la transferencia de calor, mejorar la eficiencia de esta a través de la obligación del fluido que va por envolvente a recorrer todo el equipo y contribuir al flujo turbulento, que conlleva al aumento de los coeficientes peliculares de transferencia de calor, orientándolo a ir en dirección perpendicular al eje de tubos. Considerando el punto de vista mecánico, ayuda al soporte de los tubos evitando que se doblen, acomodándolos y fijándolos.
2. Placa de partición: esta placa se encuentra ubicada en el cabezal anterior del equipo y tiene como función aumentar el número de pasos por tubo. Cabe destacar que su implementación elimina una fila de los mismos.

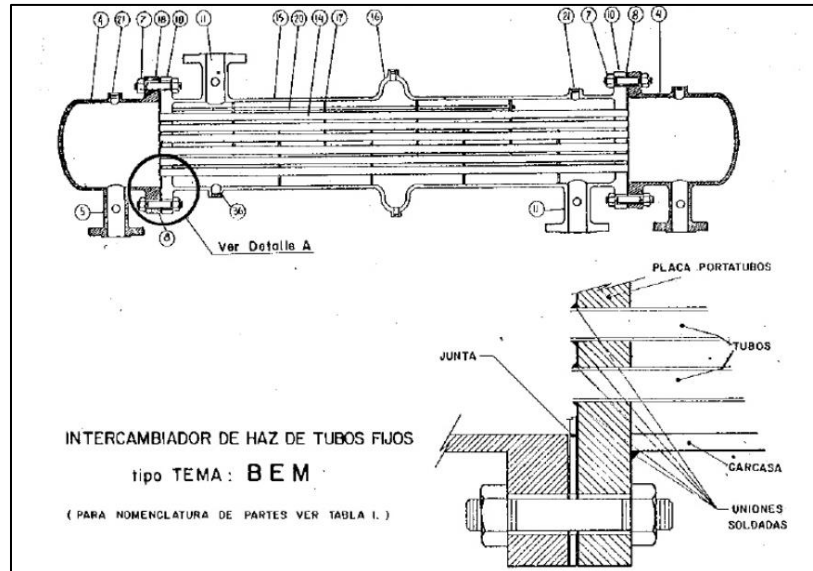


FIGURA 2. Intercambiador de haz de tubos fijos.

TABLA 1
Nomenclatura de componentes de
intercambiadores de casco y tubos

1 - Tapa del canal.	10 - Placa de tubos fija	20 - Barras distanciadoras y espaciadores	30 - Brida loca
2 - Cabezal tipo canal.	11 - Brida de conexión de la carcasa	21 - Conexión para venteo	31 - Anillo chaveta
3 - Brida de conexión del canal	12 - Brida de la carcasa, extremo del cabezal posterior	22 - Anillo de respaldo o anillo partido	32 - Bonete de retorno
4 - Cabezal tipo bonete	13 - Deflector de protección de impacto	23 - Placa de tubos flotante	33 - Tapa del cabezal flotante
5 - Brida de conexión del bonete	14 - Tubos	24 - Cabezal flotante	34 - Tapa de la carcasa
6 - Brida de la carcasa, extremo del cabezal estacionario	15 - Carcasa	25 - Anillo interna	35 - Oreja de izaje
7 - Bulonería	16 - Junta de expansión	26 - Empaquetadura	36 - Tapón de drenaje
8 - Junta	17 - Deflector transversal	27 - Caja de empaquetadura	37 - Brida de la tapa de carcasa
9 - Placa de tubos estacionaria	18 - Brida del cabezal fijo (canal o bonete)	28 - Prensastopa	38 - Brida del cabezal flotante
	19 - Placa de partición de pasos	29 - Placa-cabezal flotante	39 - Brida del bonete de retorno

Funcionamiento

Anteriormente, en el proceso de adecuación de la carga al reactor de polimerización, los equipos intervinientes tenían otra disposición con el fin de separar contaminantes volátiles del catalizador del K-102 que pudiera contener la alimentación.

El M-130 era empleado como precalentador de la corriente de LPG proveniente de la bomba J-105, usando como fluido calefactor la corriente de fondo de la torre N-103

En la actualidad, tras estudios y simulaciones de la preparación y en conjunto a la ausencia de contaminantes volátiles, esta disposición de equipos fue modificada y el equipo M-130 quedó obsoleto.

A continuación, se adjunta la imagen detallando el orden anterior de los equipos en el proceso productivo.

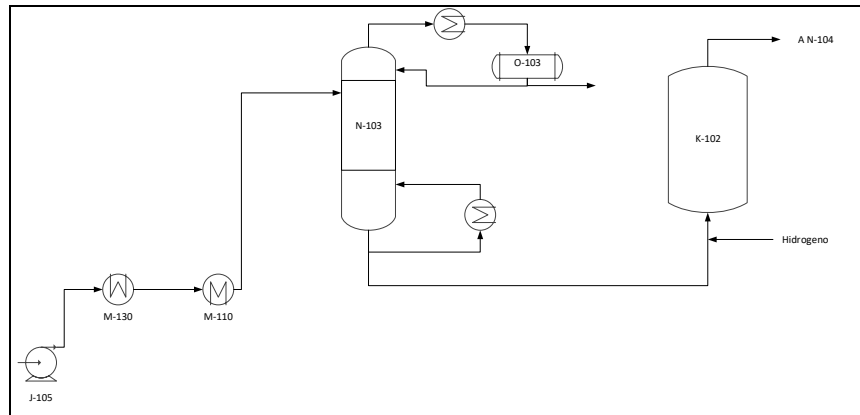


FIGURA 2. Orden anterior de los equipos.

Estructura

El equipo M-130 consiste en un intercambiador de calor del tipo tubo y coraza. A continuación, se realiza la descripción del intercambiador cuyos datos se pueden verificar en el plano [M-130.pdf](#):

- Código de diseño: TEMA² clase “R” – ASME VIII- DIV. I tipo “AFS”
- Dimensiones del cuerpo: diámetro 435 mm – longitud 5868 mm
- Numero de pasos por cuerpo: 2
- Número de tubos: 156
- Dimensiones de los tubos: diámetro externo 19.05 mm – espesor 2.11 mm – longitud 6096 mm
- Número de pasos por tubos: 6
- Arreglo de tubos: triángulo.
- Paso: 24 mm

En la siguiente imagen se puede observar el código de diseño según la norma TEMA:

² Norma TEMA: norma mecánica que rige la construcción de los intercambiadores de calor del tipo tubular (T: tubular, E: Exchanger, M= Manufacturers, A= Association)

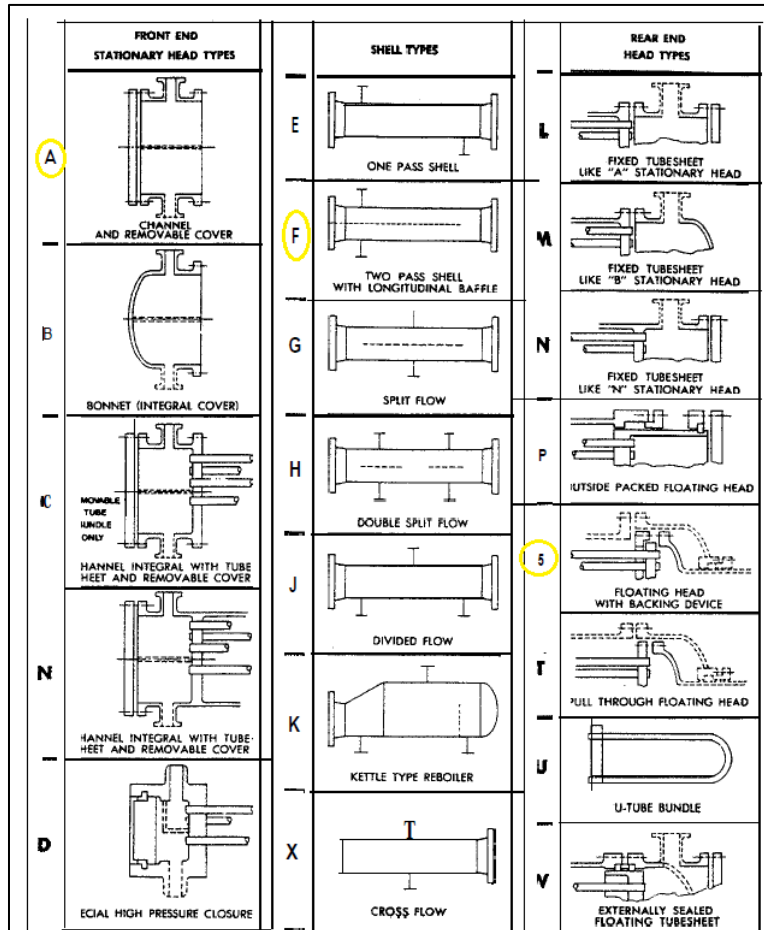


FIGURA 3. Código de diseño – Regla TEMA

4.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN

Anteriormente, la distribución de fluidos en el equipo era: por tubo la corriente de LPG proveniente de la bomba j-105 y por coraza la corriente de LPG obtenida del fondo de la torre N-103.

En la operación planteada, la disposición de fluidos en el intercambiador de calor será: corriente de LPG por el lado envolvente y condensado por el lado tubo.

Datos de la corriente de entrada por tubo.

La corriente que alimenta al M-130 por tubos es condensado de agua proveniente del O-510 que ingresa a una temperatura de 100°C y a una presión de 4 Kg/cm².

Es importante mencionar que en este sector del intercambiador no ocurre cambio de fase y todas las propiedades de dicha corriente son calculadas a la temperatura media aritmética entre la entrada y la salida del equipo del lado tubo.

Ingresan 7 Tn/h de condensado y sale la misma cantidad a distinta temperatura.

Datos de la corriente de entrada por lado envolvente

La corriente que circula por el lado envolvente está conformada por los productos obtenidos en MERICHEM, sin embargo, se puede considerar a la misma, en su mayoría, como isómeros de butenos. A continuación se detalla su composición, la cual se determinó a partir de la evaluación de datos cromatorgráficos considerado el período entre enero de 2018 y la actualidad:

	Mass Fractions
H2O	0,0000
1,3-Butadiene	0,0054
cis2-Butene	0,0925
i-Butane	0,1778
tr2-Butene	0,1166
n-Butane	0,1607
i-Butene	0,2938
Propane	0,0165
n-Pentane	0,0054
1-Butene	0,1313

FIGURA 4: composición corriente de LPG.

Ingresa un caudal de $34 \text{ m}^3/\text{h}$ a una temperatura de 35°C y $25 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ de presión. El flujo se mantiene constante sin sufrir cambio de fase y variando, únicamente, su temperatura final.

Al igual que para el lado tubos, las propiedades de la corriente se evalúan a la temperatura media aritmética entre la entrada y la salida del equipo del lado envolvente.

4.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Se debe asegurar que el intercambiador opere con correcto desempeño térmico en valores de pérdidas de carga admisibles, para ello, se realizará un proceso iterativo para conocer las temperaturas finales de las corrientes de proceso y luego, se procederá a un método analítico con el objetivo de evaluar la pérdida de carga en el intercambiador.

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO ITERATIVO

El procedimiento de evaluación de performance consiste en un proceso iterativo donde se comparan temperaturas finales de las corrientes estimadas y calculadas en función del equipo empleado. Cuando ambos valores se aproximan, las temperaturas finales estimadas se suponen correctas y se puede proceder a la evaluación de la pérdida de carga en el equipo.

Para llevar a cabo este mecanismo se debe considerar:

1. Estado estacionario, por ende, el caudal de entrada y salida se mantienen constantes tanto para el lado tubo como para el lado envolvente.
2. Las pérdidas de calor en el equipo son despreciables.
3. Las capacidades caloríficas son evaluadas a las temperaturas medias aritméticas y se consideran constantes por lo cual, el aumento de temperatura es proporcional al calor absorbido.
4. El coeficiente global de transferencia de calor se considera constante.
5. No hay variación de fase en ninguna de las corrientes.

Los pasos por seguir son:

1. **Estimar temperatura de salida de una corriente de proceso:** En primera instancia, se debe estimar la temperatura de salida de una de las corrientes de proceso. Considerando el lado envolvente y un proceso con una eficiencia menor al 100%, la temperatura de salida debe ser inferior a la temperatura de ingreso del fluido calefactor por lo que se respeta:

$$t'_2 < T_1$$

Siendo:

$t'_2 =$ temperatura estimada de salida lado envolvente [°C]

$T_1 =$ temperatura entrada del lado tubo [°C] .

2. **Evaluación de propiedades físicas de la corriente a la cual se le estima una temperatura de salida:** para el método de cálculo que se va a desarrollar es necesario conocer las propiedades físicas de la corriente en consideración, es decir, la viscosidad (μ), la capacidad calorífica (C_p), la densidad (ρ), la gravedad específica (s) y la conductividad térmica (k). Estas son función de la temperatura y determinan, en conjunto con otras variables, los valores de los coeficientes peliculares y global de transferencia de calor, por lo que deben ser evaluadas a una temperatura representativa del gradiente térmico que ocurre en el equipo, considerando los valores de entrada y salida para cada corriente. Se emplea la *temperatura media aritmética* como modo de representación de todas las temperaturas existentes y que queda definida a través de la siguiente expresión:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t'_2}{2}$$

Siendo:

$\bar{t} =$ temperatura media aritmética lado envolvente [°C]

$t_1 =$ temperatura de entrada lado envolvente [°C]

$t'_2 = \text{temperatura estimada de salida lado envolvente } [^{\circ}\text{C}]$

Con esta temperatura y la composición del fluido se puede acceder a valores tabulados de las propiedades físicas. Estos valores se consideran constantes durante el proceso y sus unidades se detallan en la siguiente tabla:

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES
CAPACIDAD CALORIFICA C_p	Kcal/ kg . $^{\circ}\text{C}$
VISCOSIDAD μ	Kg/ h .m
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA k	Kcal/h . m . $^{\circ}\text{C}$
GRAVEDAD ESPECÍFICA s	adimensional

3. **Balance de energía:** teniendo en cuenta las consideraciones aplicadas en el estudio, se puede concluir a través del balance de energía, que el aumento de temperatura es proporcional al flujo calórico absorbido y, al no producirse cambio de fase, el calor transferido es solamente calor sensible. El flujo calórico intercambiado del lado envolvente se puede expresar como:

$$Q = \dot{m}_s C_{p_s} (t'_2 - t_1)$$

Donde

$Q =$

flujo calórico total intercambiado en el intervalo de temperatura t_1 a t'_2 [Kcal/h]

$\dot{m} = \text{caudal másico } \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$

$c_p = \text{capacidad calorífica [Kcal/ kg . } ^{\circ}\text{C]}$

$t_1 = \text{temperatura de entrada lado envolvente } [^{\circ}\text{C}]$

$t'_2 = \text{temperatura estimada de salida lado envolvente } [^{\circ}\text{C}]$

$s = \text{subíndice de referencia al lado coraza}$

4. **Cálculo de la temperatura de salida de la corriente de proceso faltante:**

como las pérdidas de calor son nulas, el calor entregado por una corriente es igual al calor absorbido por la otra.

Analizando el lado tubo, se despeja la temperatura de salida de la corriente, T_2 , de la ecuación del balance de la performance térmica sin variación de fase por lo que queda definida como:

$$T_2 = \frac{Q}{\dot{m}_t \cdot C_{p_t}} + T_1$$

$Q =$

flujo calórico total intercambiado en el intervalo de temperatura t_1 a t'_2 $[Kcal/h]$

$\dot{m} =$ caudal másico $[m^3/h]$

$c_p =$ capacidad calorífica $[Kcal/kg \cdot ^\circ C]$

$T_1 =$ temperatura de entrada lado tubo $[^\circ C]$

$T_2 =$ temperatura estimada de salida lado tubo $[^\circ C]$

$t =$ subíndice de referencia al lado tubo

5. **Evaluación de las propiedades física de la segunda corriente:** se procede del mismo modo que para el lado envolvente, pero según las condiciones de presión y temperatura dadas en el lado tubo.

6. **Cálculo del coeficiente global de transferencia limpio (Uc):** el cálculo del coeficiente está basado en el área

de transferencia del exterior del tubo sin resistencias por ensuciamiento.

Como se mencionó anteriormente, el coeficiente global de transferencia depende de los coeficientes peliculares de las corrientes de proceso del lado tubo y del lado coraza, por ende, primero deben obtenerse los valores de estos para proceder a los cálculos.

El coeficiente pelicular (h) es el recíproco a la resistencia a la transferencia de calor unitaria y, representa una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura. Además, indican la velocidad a la cual fluidos, con una variedad de propiedades físicas y bajo distintos grados de agitación, transfieren calor.

→ **Procedimiento de cálculo lado de tubos:** para obtener el coeficiente de película de enfriamiento para el lado de tubos existe una correlación entre el factor de transferencia de calor y el número de Reynolds (Re), denominada "coeficiente de Calburn" (Jh). Este es un número adimensional que resulta de una función exclusiva entre el Re y el cociente entre el diámetro y la longitud de tubos. Se expresa como la relación entre los grupos adimensionales de Nusselt (Nu) y de Prandtt (Pr) a través de la siguiente fórmula:

$$j_h = \left(\frac{hi \cdot ID}{k_t} \right) \left(\frac{C_{p,t} \cdot \mu_t}{k_t} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{-0.14}$$

j_h = coeficiente de Calburn [adimensional]

t = subíndice de referencia al lado tubo

h_i = coeficiente pelicular interno $\left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$

ID = diámetro interno del tubo $[\text{m}^2]$

μ_w = viscosidad del fluido a la temperatura de pared del tubo $[\text{Kg} / \text{h} \cdot \text{m}]$

μ = viscosidad del fluido a la temperatura media aritmética $[\text{Kg} / \text{h} \cdot \text{m}]$

c_p = capacidad calorífica $[\text{Kcal} / \text{kg} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}]$

k = conductividad térmica $[\text{Kcal} / \text{h} \cdot \text{m} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}]$

El primer término de la ecuación es el *Número de Nusselt*, el cual mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido circula (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

El segundo término representa el *número de Prandtl*, el cual es proporcional al cociente entre la velocidad de difusión de la cantidad de momento y la difusividad térmica.

El último término de la ecuación representa la relación de viscosidad del fluido a la temperatura de pared del tubo y a la temperatura media aritmética, sin embargo, para fluidos no viscosos suele considerarse igual a uno debido a que la variación de viscosidad es despreciable.

El valor de j_h se puede obtener en la gráfica del ANEXO I ingresando con el valor del número de *Reynolds* (Re). Este número adimensional permite caracterizar la naturaleza del flujo, es decir, si se trata de un flujo laminar, flujo transicional o de un flujo turbulento, a través del cociente entre las fuerzas inerciales y fuerzas viscosas.

Un flujo laminar se define como aquel en que el fluido se mueve en capas o láminas, moviéndose suavemente unas sobre otras y existiendo sólo intercambio de moléculas como transporte lateral. Cualquier tendencia hacia la inestabilidad o turbulencia es disminuida por la acción de las fuerzas cortantes viscosas que se oponen al movimiento de estas capas de fluido que se encuentran juntas entre sí. Por otro lado, en un flujo turbulento, el movimiento de las partículas es muy inestable o desordenado y se tiene un intercambio entre capa y capa muy intensa o con mayor velocidad que si fuese un flujo laminar.

El número adimensional Re nos permite, además, determinar el uso de uno u otro factor de fricción en la pérdida de carga.

La diferencia entre flujo laminar, transitorio o turbulento viene marcada por los siguientes datos:

- $Re \leq 2100$: *flujo laminar*
- $2100 < Re \leq 10000$: *flujo transitorio*
- $Re > 10000$: *flujo turbulento*

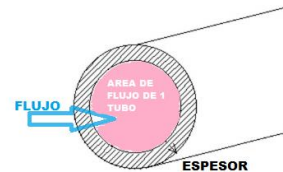
Siendo el Re :

$$Re_t = \frac{ID_t G_t}{\mu_t} = \frac{\text{fuerzas inerciales}}{\text{fuerzas viscosas}}$$

El G_t representa la velocidad másica por el lado tubo en unidades $\left[\frac{kg}{h \cdot m^2} \right]$. Es definido como:

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{Af_t}$$

Donde: $Af_t = \text{área de flujo por tubo} = \frac{\pi \cdot ID_t^2}{4} \frac{N}{np_t} [m^2]$



El primer término que compone la ecuación de Af_t representa el área de flujo de un solo tubo. Si a este término se lo multiplica por el cociente entre el número de tubos totales, N , y el número de pasos por tubos, np_t , se obtiene el área de flujo total del equipo.

El ID_t representa el diámetro interno del tubo y se puede obtener de la tabla de la figura del ANEXO II, conociendo el diámetro externo de los tubos (OD_t) y el BWG .

Una vez obtenido el valor del Re y calculando el cociente entre la longitud de tubos y su diámetro interior, se puede obtener de gráfica el valor del J_h , para luego despejar de la ecuación del factor de transferencia de calor el término del coeficiente de película h_i .

Para que el coeficiente de película calculado sea comparable con el coeficiente de película por el lado envolvente y nos permita calcular el coeficiente de transferencia de calor U , ambos tienen que estar referidos

a la misma superficie de intercambio, por lo que se debe modificar al coeficiente por el lado de los tubos refiriéndolo a la superficie exterior de los mismos (hi_o).

$$hi_o = hi \frac{ID_t}{OD_t} \left[Kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C \right]$$

→ Procedimiento de cálculo lado coraza: para obtener el coeficiente de película del lado de coraza se emplean las mismas correlaciones y procedimiento que para el lado tubo, pero considerando las condiciones de proceso de la envolvente.

El número de Reynolds para el lado coraza se obtiene a través de la siguiente fórmula:

$$Re_s = \frac{De G_s}{\mu_s}$$

La velocidad másica por el lado envolvente se encuentra representado como G_s y se calcula a través de la ecuación que se expresa a continuación

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \left[kg/h m^2 \right]$$

Una vez obtenido el Re , se puede acceder al valor del factor Jh a través de la gráfica definida por la ecuación:

$$j_h = \left(\frac{ho \cdot De}{k_s} \right) \left(\frac{C_{p,s} \cdot \mu_s}{k_s} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{-0.14}$$

ho = coeficiente pelicular externo $\left[Kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C \right]$

De = diámetro equivalente $[m^2]$

As = área de pasaje de flujo en coraza $[m^2]$

Se define un diámetro equivalente, De , que es igual a 4 veces el radio hidráulico, es decir, el cociente entre el área de flujo y el perímetro húmedo. Su valor se encuentra tabulado en función del diámetro de tubo y el arreglo de estos. Puede observarse en el ANEXO IV.

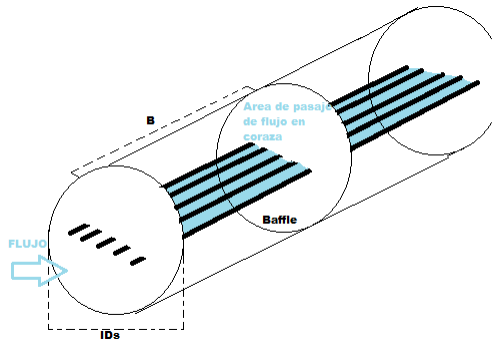
El área de pasaje de flujo por coraza se encuentra, siguiendo el criterio de Kern, en correspondencia con el espaciado entre tubos de una hilera hipotética que pasa por el centro de la envolvente.

$$As = [ID_s - n_{tc} OD] B$$

ID_s : diámetro de la coraza. $[m^2]$

n_{tc} : número de tubos centrales

B : espaciado de centro a centro entre baffles adyacentes [m^2]



Por requerimientos mecánicos, B puede variar en un rango de valores comprendidos entre $1/5 ID_s < B < ID_s$. Es importante destacar que entre menos sea la distancia entre los deflectores, mayor será la turbulencia del flujo produciendo mayores coeficientes de transferencia de calor a expensas de mayor caída de presión.

Otro factor a tener en cuenta es la altura de la ventana del deflector que determina el espacio libre entre la envolvente y el baffle por donde circulará el fluido que va por coraza. Se expresa con un porcentaje del y diámetro de la carcasa. Un corte muy bajo resulta en una penetración muy pobre del fluido en la coraza y dificulta la limpieza mecánica de los tubos. Un corte muy alto tiende a producir un flujo longitudinal que es menos eficiente que el flujo cruzado. La experiencia indica que un porcentaje de corte óptimo se encuentra entre el 20 y el 50% siendo 25% el de mejor resultado.

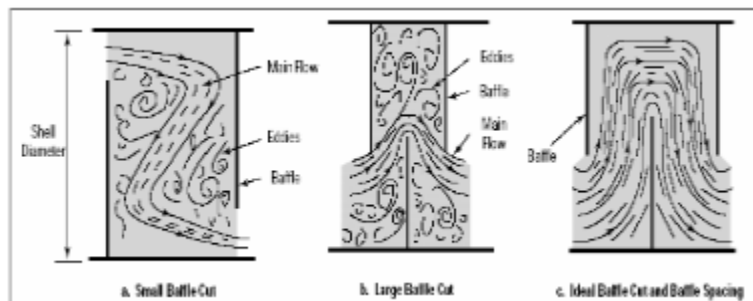


FIGURA 5: efecto de la separación entre baffles en el fluido.

→ Calculo del U_c : Una vez obtenidos los coeficientes peliculares interno y externo se puede proceder al cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio a través de la suma de estos.

$$U_c = hi + ho : \left[\frac{Kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

7. **Calculo de coeficiente global de transferencia de calor de servicio, U_d :**

cuando los equipos de transferencia de calor han estado en servicio por algún tiempo, se les depositan incrustaciones y basura en la parte interior y exterior de las tuberías, añadiendo a los coeficientes de película dos resistencias más. Esta resistencia adicional reduce el valor original de U y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie considerada originalmente. Para obviar esta eventualidad, se diseña el equipo anticipando la deposición de basura e incrustaciones, introduciendo una resistencia R_f llamada factor de basura, incrustación o de obstrucción que engloba las resistencias internas y externas. Posee unidades inversas a los coeficientes de transferencia [$h\ m^2\ ^\circ C / Kcal$].

Generalmente, las resistencias individuales se encuentran tabulados en función del tipo de fluido empleado y, a través de su suma se obtiene la resistencia global.

Obteniendo los factores de ensuciamiento para el sistema en estudio de las tablas proporcionadas por la norma TEMA y, refiriendo a ambos a la misma superficie, se llega al valor del factor de ensuciamiento global.

$$R_f = \frac{OD_t}{ID_t} R_{fi} + R_{fo}$$

$$R_f: \text{factor de ensuciamiento global} \left[h\ m^2\ ^\circ C / Kcal \right]$$

$$R_{fi}: \text{factor de ensuciamiento interno} \left[h\ m^2\ ^\circ C / Kcal \right]$$

$$R_{fo}: \text{factor de ensuciamiento externo} \left[h\ m^2\ ^\circ C / Kcal \right]$$

Fouling Resistances For Water

Temperature Of Heating Medium	Up To 240° F		240 to 400° F	
	125 ° F		Over 125° F	
Temperature Of Water	Water Velocity Ft/Sec		Water Velocity Ft/Sec	
	3 and Less	Over 3	3 and Less	Over 3
Sea Water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish Water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling Tower And Artificial Spray Pond:				
Treated Make Up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City Or Well Water	0.001	0.001	0.002	0.002
River Water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.002
Average	0.003	0.002	0.004	0.003
Muddy Or Silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (Over 15 Grains/Gal.)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine Jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled Or Closed Cycle				
Condensate	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated Boiler Feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler Blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

Factor de ensuciamiento del condensado- lado tubo.

Fouling Resistances For Natural Gas-Gasoline Processing Streams

Gases And Vapors:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquefied Petroleum Gases	0.001-0.002

Factor de ensuciamiento del LPG- lado envolvente

El factor de transferencia global de servicio queda definido como:

$$U_d = U_c + \frac{1}{R_f} : \left[Kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C \right]$$

8. Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (DMLT):

para que el calor se transfiera de un cuerpo a otro, es decir, desde una fuente como es el fluido caliente, a un receptor como es el fluido frío, es necesario una fuerza impulsora para la transferencia de ese calor. La diferencia de temperatura es la fuerza motriz que se menciona.

Ahora bien, cuando un líquido fluye a lo largo del eje de un tubo y absorbe/transmite calor sensible, la temperatura del fluido varía a través de la longitud de este. Esto repercute directamente en la transferencia de calor haciendo que la misma varíe de forma no lineal.

Debido al fenómeno anteriormente desarrollado, se realizó el estudio del gradiente térmico en un intercambiador de calor de doble tubo llegando a la conclusión de que la mejor descripción del comportamiento de temperatura en el interior del equipo se ve representada por la diferencia media logarítmica de temperaturas entre la entrada y la salida de las corrientes de proceso.

$$DMLT = \frac{\Delta T_{>} - \Delta T_{<}}{\ln \left[\frac{\Delta T_{>}}{\Delta T_{<}} \right]}; [^{\circ}C]$$

Donde:

- $\Delta T_{>} = T_1 - t_1$ y $\Delta T_{<} = T_2 - t_2$; para flujo cocorriente
- $\Delta T_{>} = T_2 - t_1$ y $\Delta T_{<} = T_1 - t_2$; para flujo contracorriente

9. **Cálculo de la variación de temperatura efectiva (ΔT_e):** Como se mencionó anteriormente, el análisis del gradiente térmico se hizo sobre un intercambiador doble tubo con dirección de flujo en contracorriente o cocorriente pura. Ahora bien, como el equipo en cuestión es un intercambiador casco-tubo la expresión final, para que tenga validez, debe estar afectada por un factor de corrección ya que las corrientes que tienen lugar en el interior de este tipo de intercambiador no son de comportamiento puro sino que, como se puede observar en la imagen, hay una mezcla en ambas direcciones de flujo y, además, existe un tipo de flujo denominado cruzado o *crossflow* que repercute directamente en la transferencia de calor.

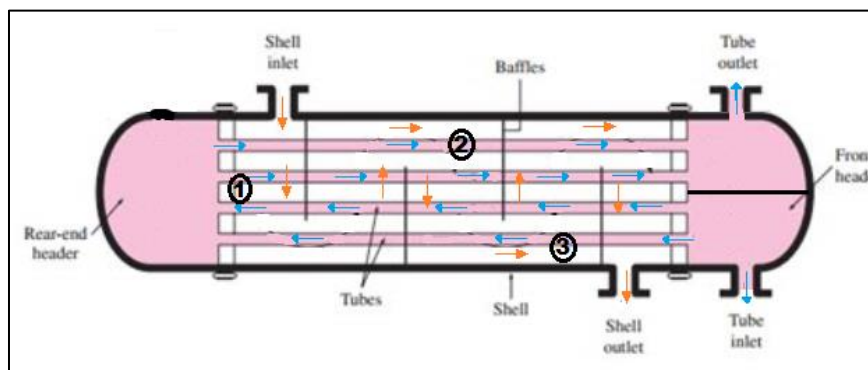


FIGURA 6: comportamiento de flujo en un intercambiador de calor de tubo coraza 2:1 en contracorriente
 - 1: crossflow, 2: cocorriente, 3: contracorriente

El factor de corrección es el f_t y en él influye el número de pasos, el tipo de intercambiador usado y el perfil de temperaturas. Su valor se obtiene a partir de gráficas en que se diferencian una de la otra en función del número

de pasos por tubo y número de pasos por coraza. Para acceder a dichas gráficas, se emplean los términos adimensionales R y P, denominados coeficiente de capacidad calórica y eficiencia respectivamente.

Los valores que puede tomar el f_t se encuentran entre 0 y 1 sin embargo, el valor obtenido debe ser mayor a 0.75 ya que en caso contrario cualquier mínima variación de las variables que influyen en el factor de corrección lo modificarían ampliamente por lo cual, no se puede asegurar que el comportamiento del intercambiador analítico represente al comportamiento real.

Las ecuaciones por las que podemos calcular los coeficientes R y P quedan definidas como: (T: temperatura coraza; t: temperatura tubo)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{caída de temperatura del flujo por envolvente}}{\text{ganancia de temperatura del flujo por tubo}} = \text{capacidad calórica}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \text{eficiencia de ganancia en la temperatura del lado tubo}$$

Con estos valores se puede obtener gráficamente el f_t y, calcular analíticamente la nueva diferencia de temperatura corregida, que se conoce como "variación de temperatura efectiva" (ΔT_e), multiplicando el resultado de la ecuación de la MLDT para un doble tubo en contracorriente pura por el factor de corrección.

$$\Delta T_e = MLDT \cdot f_t ; [^{\circ}C]$$

10. **Cálculo del calor requerido (Q_{req}):** considerando el área del equipo disponible para la transferencia de calor, el ΔT_e y el U_d calculado, se puede obtener el calor necesario que se debe intercambiar para alcanzar las temperaturas finales de cada corriente a través de la forma integrada de la ecuación de Fourier, que para el estado estacionario puede escribirse como:

$$Q_{req} = U_d A_d \Delta T_e ; \left[\frac{Kcal}{h} \right]$$

Donde $A_d = \text{área disponible del equipo } [m^2]$

11. **Comprobación de la temperatura fría de salida estimada:** para realizar la comprobación de la temperatura de salida estimada del fluido frío se debe obtener primero, el valor de la temperatura de salida que corresponde con el Q_{req} y las condiciones de la corriente analizadas a través de la ecuación de performance térmica.

$$t_2 = \frac{Q_{req}}{\dot{m}_s C_{p_s}} + t_1; [^{\circ}C]$$

Una vez obtenido este valor, se debe comparar con el valor de la t_2 estimada en el paso 1. Si ambos valores son iguales, se concluye que el valor estimado es correcto y se puede proseguir en el método analítico con la evaluación de la pérdida de carga. En caso contrario, donde ambas temperaturas difieran ampliamente en su valor, se debe volver a estimar un valor y reiterar los pasos desarrollados hasta coincidir.

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO ANALÍTICO

Una vez obtenidas las temperaturas finales de ambas corrientes de proceso, se procede a evaluar la pérdida de carga en el equipo para comprobar que se encuentra en valores admisibles, tanto en el lado tubo como en el lado coraza.

Se denomina *caída de presión del sistema* en una tubería o canal a la pérdida de presión 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. Se encuentra influido por las propiedades del flujo y las características del tubo.

Se debe asegurar que la caída de presión se encuentre dentro de valores admisibles para evitar costos adicionales de bombeo y sobredimensionamiento. Sin embargo, es importante destacar que a mayor ΔP , mayores son los coeficientes peliculares.

CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO TUBO:

La caída de presión total que se produce en los tubos se debe a la suma de dos caídas de presión, una es la caída de presión por fricción en los mismos y la otra, es la caída de presión por retorno de un tubo a otro.

1. **Caída de presión por fricción en los tubos ΔP_f :** Sieder y Tate, han correlacionado los factores de fricción (f_i) para los fluidos que se calientan o enfrían en tubos. Estas correlaciones graficadas en forma

adimensional aparecen en el ANEXO III y se emplean en la siguiente ecuación

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L_t n p_t}{5,22 \cdot 10^{10} D_t s \phi_t}; \left[\text{kg/cm}^2 \right]$$

f_t : factor de fricción en tubos [adimensional]

L_t : longitud de los tubos [m]

s : gravedad específica [adimensional]

$\phi_t = \text{razón de viscosidad lado tubo} = \frac{\mu}{\mu_w}$ [adimensional]

2. **Caída de presión por retorno ΔP_R :** El cambio de dirección generado por los codos o cabezales, introduce una caída de presión adicional llamada pérdida por retorno y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso en la horquilla³ como pérdida. Por lo tanto, queda definido la pérdida por regreso para cualquier fluido como

$$\Delta P_R = 4 n p_t \frac{G_t^2}{2 \rho}; \left[\text{kg/cm}^2 \right]$$

$\frac{G_t^2}{2 \rho}$: cabezal de velocidad $\left[\text{kg/m h}^2 \right]$

ρ : densidad del fluido $\left[\text{kg/m}^3 \right]$

3. **Caída de presión total del lado de tubos, ΔP_T :** la caída de presión total en los tubos es la suma de las dos caídas de presión calculadas.

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_R$$

CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO CORAZA:

La caída de presión a través de la coraza es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores y, también, a la distancia a través del haz cada vez que lo cruza.

El número de veces que el haz se cruza siempre será impar si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma y par, si se encuentran situadas del mismo lado. El último arreglo facilita la limpieza y la instalación de cañerías.

³ Arreglo en dos pasos por tubos.

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 (N_c + 1) n p_s I D_s}{5,22 \cdot 10^{10} D_e s \phi_s} ; \left[\text{kg/cm}^2 \right]$$

f_s : factor de fricción del lado coraza [adimensional]

$(N_c + 1)$ = (Número de deflectores + 1): número de cruces [adimensional]

$n p_s$: número de pasos por coraza [adimensional]

ϕ_t = razón de viscosidad lado coraza = $\frac{\mu}{\mu_w}$ [adimensional]

El factor de fricción empleado en la ecuación se puede obtener mediante gráficas en función del Re , el corte de baffle y el arreglo de tubos (ANEXO V).

En caso de trabajar con tubos lisos, la expresión desarrollada debe corregirse, dividiendo a la misma por 1,2.

$$\Delta P_{s, \text{tubos lisos}} = \frac{\Delta P_s}{1,2}$$

4.5 SIMULACIÓN

Se llevo a cabo la simulación del equipo M-130 a través del programa de simulación de equipos de intercambiador de calor (ASPEN – EDR) utilizando la siguiente información:

1. Estado estacionario.
2. Pérdidas de calor en el equipo despreciables.
3. El aumento de temperatura es proporcional al calor absorbido.
4. El coeficiente global de transferencia de calor se considera constante.
5. No hay variación de fase en ninguna de las corrientes.
6. Por tubos ingresan 7 tn/h de condensado de agua a 100°C y 4 Kg/cm².
7. Por envolvente ingresa un caudal de 34 m³/h de LPG a 35°C y 25 Kg/cm² de presión.
8. Código de diseño: TEMA⁴ clase “R” – ASME VIII- DIV. I tipo “AFS”
9. Dimensiones del cuerpo: diámetro 435 mm – longitud 5868 mm
10. Numero de pasos por cuerpo: 2
11. Número de tubos: 156

⁴ Norma TEMA: norma mecánica que rige la construcción de los intercambiadores de calor del tipo tubular (T: tubular, E:Exchanger, M= Manufacturers, A= Association)

12. Dimensiones de los tubos: diámetro externo 19.05 mm – espesor 2.11 mm
– longitud 6096 mm
13. Número de pasos por tubos: 6
14. Arreglo de tubos: triángulo.
15. Paso: 24 mm

Se adjunta a continuación los resultados obtenidos.

TEMA sheet:

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:							
6	Size :	435 - 6096	mm	Type:	AFS	Horizontal	Connected in:			1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	54,5	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)			54,5 m ²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation					Shell Side			Tube Side	
10	Fluid name					LPG1->LPG2			cond1->cond2	
11	Fluid quantity, Total					20155			7000	
12	Vapor (In/Out)					0			0	
13	Liquid					20155			7000	
14	Noncondensable					0			0	
15										
16	Temperature (In/Out)					35			65,66	
17	Dew / Bubble point									
18	Density Vapor/Liquid					/ 578,21			/ 535,83	
19	Viscosity					/ 0,1328			/ 0,0993	
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat					/ 2,405			/ 2,676	
23	Thermal conductivity					/ 0,0878			/ 0,0763	
24	Latent heat					/			/	
25	Pressure (abs)					2451,663			2438,993	
26	Velocity (Mean/Max)					0,38 / 1,12			0,44 / 0,51	
27	Pressure drop, allow./calc.					50			12,671	
28	Fouling resistance (min)					0,00053			0,00035 0,00045 Ao based	
29	Heat exchanged					434,6 kW			MTD (corrected) 17,32 °C	
30	Transfer rate, Service					460,2 Dirty 460,3 Clean			839,1 W/(m ² -K)	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
32						Shell Side			Tube Side	
33	Design/Vacuum/test pressure					kPa 2700 / /			500 / /	
34	Design temperature					°C 135			135	
35	Number passes per shell					2			6	
36	Corrosion allowance					mm 3,18			3,18	
37	Connections					In mm 1 76,2 / -			1 76,2 / -	
38	Size/Rating					Out 1 76,2 / -			1 76,2 / -	
39	Nominal					Intermediate / -			/ -	
40	Tube No.	156	OD	19,05	Tks Average	2,11	mm Length	6096	mm Pitch	24
41	Tube type	Plain	#/m		Material	Carbon Steel	Tube pattern	30		
42	Shell	Carbon Steel	ID	435	OD	454,05	mm	Shell cover	Carbon Steel	
43	Channel or bonnet	Carbon Steel						Channel cover	Carbon Steel	
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel						Tubesheet-floating	Carbon Steel	
45	Floating head cover	Carbon Steel						Impingement protection	None	
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Single segmental	Cut(%d)	22,86	V _i Spacing: c/c	435	mm	
47	Baffle-long	Carbon Steel	Seal Type				Inlet	526,71	mm	
48	Supports-tube	U-bend		0	Type					
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')					
50	Expansion joint		Type	None						
51	RhoV2-Inlet nozzle	2383	Bundle entrance	21	Bundle exit	23			kg/(m-s ²)	
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe	Tube side		Flat Metal Jacket Fibe					
53	Floating head	Flat Metal Jacket Fibe								
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1	TEMA class	R - refinery service						
55	Weight/Shell	2377,4	Filled with water	3258,4	Bundle	1164,9			kg	
56	Remarks									
57										
58										

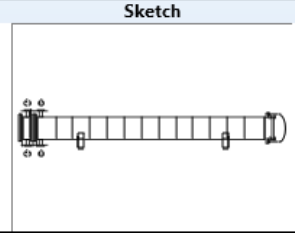


FIGURA 7: TEMAsheet.

Overall summary:

1	Size	435	X	6096	mm	Type	AFS	Hor	Connected in	1	paralle	1	series		
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	56,9	/	54,5	/				m ² Shells/unit	1					
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	56,9	/	54,5	/				m ²						
4	PERFORMANCE OF ONE UNIT														
5	Simulation														
6	Process Data				Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters		
7	Total flow	kg/h		20155	Out			In	7000	Out		Total heat load	kW	434,6	
8	Vapor	kg/h	0	0			0	0				Eff. MTD/1 pass MTD	°C	17,32 / 20,8	
9	Liquid	kg/h	20155	20155			7000	7000				Actual/Reqd area ratio - fouled/clean	1	/ 1,82	
10	Noncondensable	kg/h	0				0					Coef./Resist.	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%
11	Cond./Evap.	kg/h	0				0					Overall fouled	460,3	0,00217	
12	Temperature	°C	35	65,66			100	46,71				Overall clean	839,1	0,00119	
13	Dew / Bubble point	°C										Tube side film	2565,8	0,00039	17,94
14	Quality		0	0			0	0				Tube side fouling	2210,6	0,00045	20,82
15	Pressure (abs)	kPa	2451,663	2438,993			392,266	384,372				Tube wall	21385,2	5E-05	2,15
16	DeltaP allow/cal	kPa	50	12,671			100,028	7,894				Outside fouling	1892,7	0,00053	24,32
17	Velocity	m/s	0,4	0,43			0,42	0,45				Outside film	1324,1	0,00076	34,76
18	Liquid Properties								Shell Side Pressure Drop				kPa	%	
19	Density	kg/m ³	578,21	535,83			958	989,37				Inlet nozzle	1,65	13,03	
20	Viscosity	cp	0,1328	0,0993			0,279	0,5764				InletspaceXflow	0,725	5,72	
21	Specific heat	kJ/(kg-K)	2,405	2,676			4,216	4,181				Baffle Xflow	3,511	27,72	
22	Therm. cond.	W/(m-K)	0,0878	0,0763			0,6807	0,6395				Baffle window	4,79	37,82	
23	Surface tensio	dynes										Outlet spaceXflow	0,744	5,87	
24	Molecular weight		56,11	56,11			18,02	18,02				Outlet nozzle	1,247	9,84	
25	Vapor Properties								Intermediate nozzles						
26	Density	kg/m ³										Tube Side Pressure Drop	kPa	%	
27	Viscosity	cp										Inlet nozzle	0,084	1,06	
28	Specific heat	kJ/(kg-K)										Entering tubes	0,3	3,8	
29	Therm. cond.	W/(m-K)										Inside tubes	7,009	88,72	
30	Molecular weight											Exiting tubes	0,464	5,88	
31	Two-Phase Properties								Outlet nozzle				0,042	0,54	
32	Latent heat	kJ/kg										Intermediate nozzles			
33	Heat Transfer Parameters								Velocity / Rho*V2				m/s	kg/(m-s ²)	
34	Reynolds No. vapor											Shell nozzle inlet	2,03	2383	
35	Reynolds No. liquid		33225,9	44415,45			21499,1	10406,33				Shell bundle Xflow	0,4	0,43	
36	Prandtl No. vapor											Shell baffle window	1,04	1,12	
37	Prandtl No. liquid		3,64	3,48			1,73	3,77				Shell nozzle outlet	2,19	2572	
38	Heat Load								Shell nozzle interm						
39	Vapor only	kW	0				0							m/s	kg/(m-s ²)
40	2-Phase vapor	kW	0				0					Tube nozzle inlet	0,43	173	
41	Latent heat	kW	0				0					Tubes	0,42	0,45	
42	2-Phase liquid	kW	0				0					Tube nozzle outlet	0,41	168	
43	Liquid only	kW	434,6				-434,6					Tube nozzle interm			
44	Tubes				Baffles				Nozzles: (No./OD)						
45	Type			Plain	Type	Single segmental						Shell Side		Tube Side	
46	ID/OD	mm	14,83	/ 19,05	Number	12			Inlet	mm	1 / 88,9	1 / 88,9			
47	Length act/eff	m	6,096	/ 5,8384	Cut(%d)	22,86			Outlet	1 / 88,9	1 / 88,9				
48	Tube passes		6		Cut orientation	V			Intermediate	/	/				
49	Tube No.		156		Spacing: c/c	mm	435		Impingement protection	None					
50	Tube pattern		30		Spacing at inle	mm	526,71								
51	Tube pitch	mm	24		Spacing at outlet	mm	526,71								
52	Insert			None											
53	Vibration problem		No	/ No					RhoV2 violation				Yes		

FIGURA 8:overall summary.

4.6 CONCLUSIÓN

A través del análisis de los resultados obtenidos por el simulador se puede concluir que la corriente de salida de LPG podría aumentar su temperatura aproximadamente 30°C, es decir, alcanzar un valor de 65°C en la entrada del M-110 por lo cual solo deberá proporcionarle 20°C adicionales para alcanzar la temperatura de fin de ciclo del catalizador, facilitando la reacción de hidrogenación. Adicionalmente, toda la energía calorica aportada por el M-130 se traduce como un ahorro en el consumo de vapor del equipo M-110 de 625 Kg/h aproximadamente (ver ANEXO VI).

Dado que la reacción química que tiene lugar en el reactor es exotérmica y que la temperatura de ebullicón de la corriente de LPG es aproximadamente 103°C para una presión de 20Kg/cm², es importante destacar que el aumento de temperatura en la alimentación se encuentra limitado para que en la corriente de salida no se genere una vaporización violenta.

Stream Name	LPG1
Vapour / Phase Fraction	0,0000
Temperature [C]	103,2
Pressure [kPa]	1961
Molar Flow [kgmole/h]	359,2
Mass Flow [kg/h]	2,015e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	34,00
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2,563e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	144,9
Heat Flow [kJ/h]	-9,206e+006
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	33,63

FIGURA 9: condiciones LPG.

5. DESTINO DEL CONDENSADO.

En el sector de petroquímica YPF, ubicado en la ciudad de Ensenada, se encuentra la unidad de procesos MALEI contigua a POLIBUTENOS, que tiene como objeto la producción de anhídrido maleico a través de una oxidación catalítica de normal butano.

En el desarrollo normal de su proceso de producción, la planta consume constantemente condensado para poder generar vapor que es empleado, en gran

parte, como regulador de temperatura en la reacción química exotérmica que tiene lugar dentro del reactor de lecho catalítico fijo. Actualmente, el condensado que se consume en la unidad proviene de servicios auxiliares y se almacena en un tanque con tag F1201.

Como se pudo observar mediante el desarrollo de la presente memoria de caculo, la corriente de salida de lado tubos del intercambiador M-130 consiste en condensado de agua de 7000 kg/h proveniente del O-510 mediante la bomba J-511. Dado que el flujo no posee un destino final reutilizable, se propone llevar a cabo el estudio del sistema para destinar el condensado caliente generado en POLIBUTENOS al tanque de condensado F1201 ubicado en la unidad de MALEI. Dicha operación consistirá en utilizar el condensado almacenado en el O-510 como flujo calefactor en el intercambiador M-130 y de allí, derivarlo al tanque F1201 con el fin de recuperarlo, evitar el rebalse del O511 y disminuir el consumo de condensado desde servicios auxiliares.

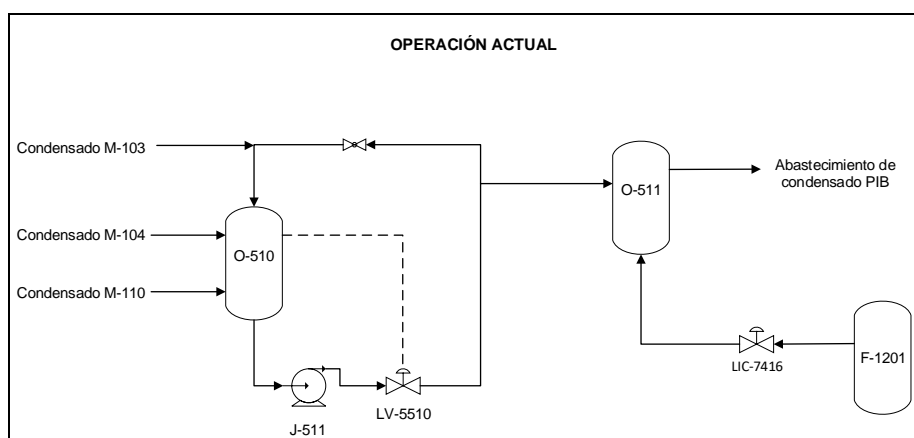


FIGURA 9: operación actual.

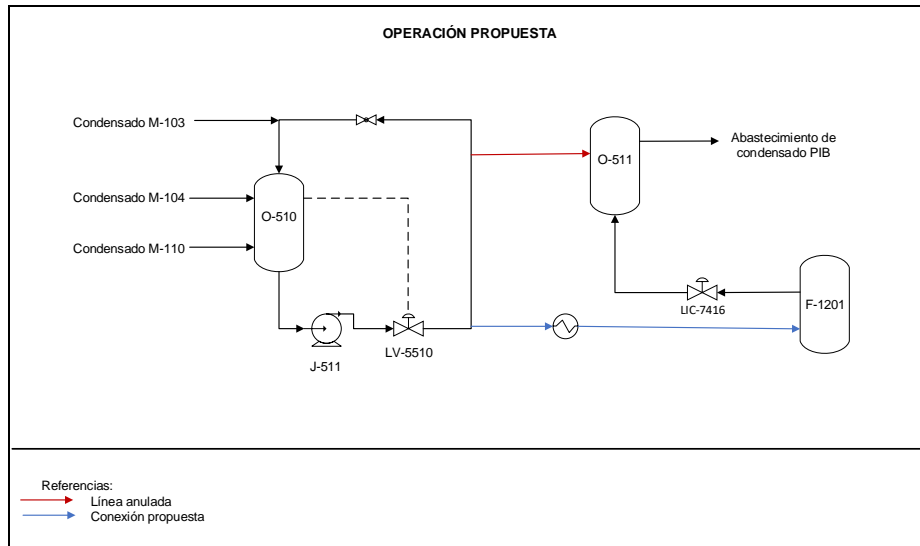


FIGURA 10: operación propuesta.

5.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA

En la unidad de POLIBUTENO existe una bomba, J-511, que conecta al equipo separador de condensado, O-510, con el acumulador de condensado, O-511. La misma se analizará para evaluar su funcionamiento en la propuesta de operación descrita anteriormente desarrollando los aspectos teóricos necesarios para el dimensionamiento hidráulico.

Para llevar a cabo la verificación de un correcto desempeño en un equipo de bombeo existente aplicado en una nueva operación, se debe tener un conocimiento completo del sistema en que trabajará la bomba y motor. Esto conlleva en contemplar en el estudio la incorporación de líneas y del intercambiador M-130 con sus correspondientes caídas de presión y, la verificación del correcto funcionamiento de válvulas existentes.

A continuación se desarrollará un breve marco teórico del tipo de bomba existente para un mejor entendimiento.

5.2 BOMBA J-511-FUNDAMENTO TEÓRICO

Una bomba es una máquina hidráulica que transforma la energía mecánica de un elemento rotante aprovechando la acción de la fuerza centrífuga en una energía hidráulica para el fluido que pasa a su través, aumentando su velocidad, su presión o su altura, o todas las componentes a la vez. Su funcionamiento se basa en el balance de energía mecánica que expresa que la energía de un fluido

incompresible que se encuentra en circulación por un conducto cerrado permanece constante en cada punto de su recorrido.

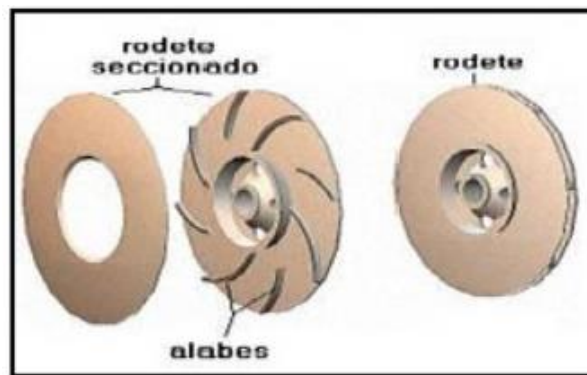
El equipo J-511 es una bomba centrífuga. Este tipo de bombas rotodinámicas poseen uno o mas rodetes girando a gran velocidad que aspiran el fluido. El rodete le comunica la energía cinética de rotación al fluido que es lanzado a gran velocidad hacia las paredes de la voluta que convierte parte de la energía cinemática que lleva el fluido en presión.

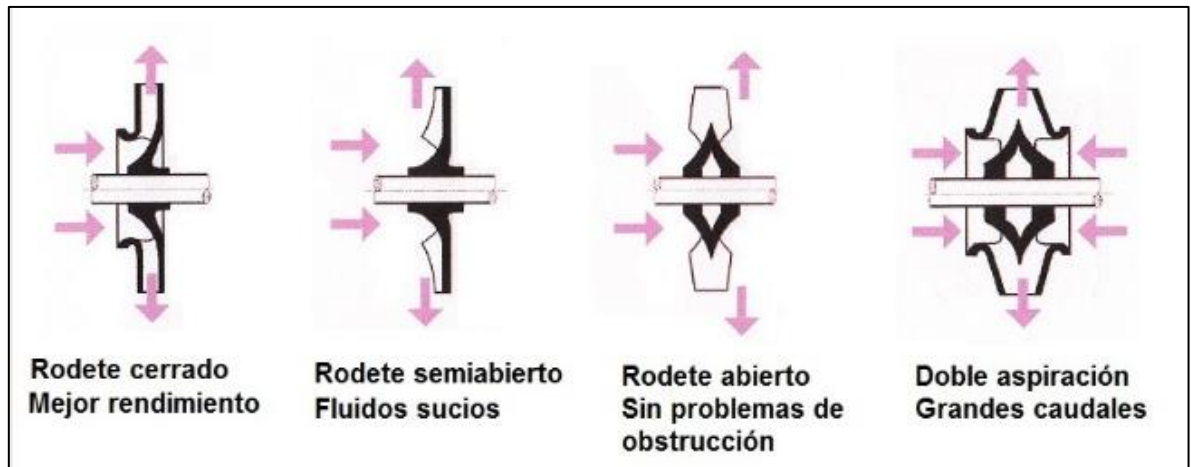
CARACTERÍSTICAS

- 1- Convierte la energía de una fuente de movimiento primeramente en velocidad, energía cinética, y luego en energía de presión.
- 2- Existen bombas centrífugas de una y varias etapas.
- 3- Sirven para el transporte de líquidos que contengan sólidos en suspensión, pero pocos viscosos. Generan un fluido continuo y elevado, tienen bajo mantenimiento.

ELEMENTOS

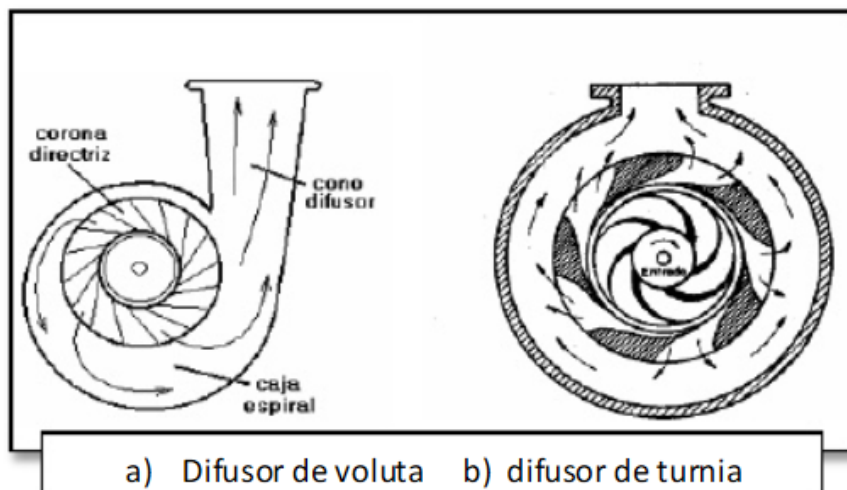
- 1- *Rodete o impulsor*: es un elemento móvil formado por unas paletas o álabes divergentes unidos a un eje que recibe energía. Según estos álabes vayan sueltos o unidos a uno o dos discos, los rodetes pueden ser
 - a- *Abiertos*: cuando van sueltos. Permiten el paso de impurezas, pero poseen poca eficiencia.
 - b- *Cerrados*: cuando van unidos lateralmente a los discos.
 - c- *Semiabiertos*: cuando van unidos a un disco.



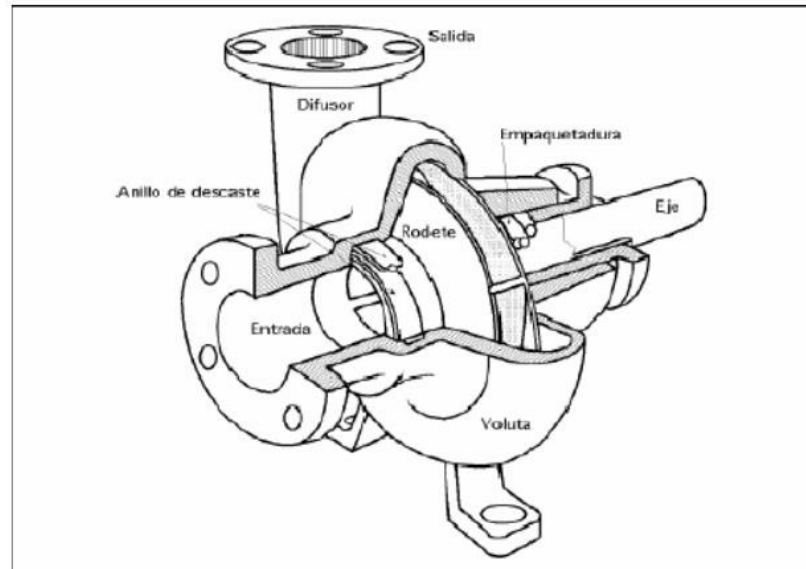


2- *Difusor*: se encuentra, en conjunto con el rodete, dentro una cámara denominada carcasa o cuerpo de la bomba. Está formado por unos álabes fijos divergentes que, al incrementarse la sección de la carcasa, la velocidad del fluido va disminuyendo por lo que contribuye a transformar la energía cinética en energía de presión mejorando el rendimiento de la bomba. Según la forma y disposición pueden ser:

- a- *De voluta*: la carcasa tiene forma de caracol rodeando el rodete de tal forma que el área de flujo aumenta progresivamente hacia la tubería de descarga.
- b- *De turbina*: la carcasa va provista de unos difusores fijos dispuestos de tal forma que el área de flujo se ensancha progresivamente hacia la salida.



3- *Eje*: es una pieza en forma de barra de sección circular no uniforme que se fija rígidamente sobre el impulsor y le transmite la fuerza del elemento motor.



PARTES

- 1- *Carcasa*: es la parte exterior protectora de la bomba y cumple la función de convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante una reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.
- 2- *Impulsores*: recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.
- 3- *Anillos de desgaste*: cumplen la función de ser un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde el desgaste es casi seguro por fricción.
- 4- *Estoperas, empaques y sellos*: la función de estos elementos es evitar el flujo hacia fuera del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.
- 5- *Flecha*: es el eje de todos los elementos que giran en la bomba centrífuga, transmitiendo además el movimiento que imparte la flecha del motor.
- 6- *Cojinetes*: sirven de soporte a la bomba, sosteniendo su peso.

TIPOS: en función de la dirección de flujo que sigue al ser lanzado por el rodete se puede distinguir en

- 1- *Radiales*: el movimiento del fluido sigue una trayectoria perpendicular al eje del rodete del impulsor. Se utilizan para cargas altas y caudales pequeños.
- 2- *Axiales*: la corriente líquida se verifica en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación, es decir, que pasa por los canales de los álabes

siguiendo una trayectoria contenida en un cilindro. Empleada para mover grandes caudales y cargas pequeñas.

- 3- *Diagonales*: la corriente líquida se verifica radial y axialmente. Se emplean para cargas y caudales intermedios.

CURVAS CARACTERÍSTICA:

La curva característica de una bomba describe la relación entre la altura manométrica (caída de presión) y el caudal, datos que permiten escoger la bomba más adecuada para cada instalación.

La altura manométrica de una bomba es una magnitud que permite valorar la energía suministrada al fluido, es decir, la caída de presión que debe de vencer la bomba para que el fluido circule según condiciones de diseño. Para su cálculo es necesario aplicar el balance de energía mecánica:

Partiendo de un sistema abierto, en estado estacionario, para un fluido incompresible que fluye a una velocidad másica \dot{m} , se obtiene:

$$\dot{m}_1 \left[\hat{H}_1 + \frac{Vel_1^2}{2} + gZ_1 \right] - \dot{m}_2 \left[\hat{H}_2 + \frac{Vel_2^2}{2} + gZ_2 \right] = Q' + W_e$$

\hat{H} : entalpía específica

Vel : velocidad

g : aceleración de la gravedad

Z : altura del objeto por encima de un plano de referencia

Q' : flujo calórico

W_e : trabajo de eje

₁: subíndice que hace referencia a la entrada

₂: subíndice que hace referencia a la salida

Desarrollando el término de entalpía en $\Delta \hat{U} + P \hat{V}$, reemplazando el volumen específico por la inversa de la densidad del fluido y sabiendo que, a pesar de que el calor transferido hacia o desde los alrededores es despreciable, parte de la energía cinética o potencial es convertida en energía térmica como consecuencia de la fricción producida por el movimiento del fluido a través del sistema, la cantidad $\Delta \hat{U} - Q'/\dot{m}$ siempre tiene un valor positivo denominado como pérdidas por fricción y se simboliza como F . Por lo tanto, la anterior ecuación puede escribirse como:

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta Vel^2}{2} + g\Delta Z + F = \frac{W'e}{\dot{m}}$$

Esta ecuación se conoce como balance de energía mecánica y es válida solo para fluidos incompresibles en estado estacionario. Aplicándola y despreciando los términos referentes a la diferencia de velocidades y presiones, la altura manométrica queda definida como:

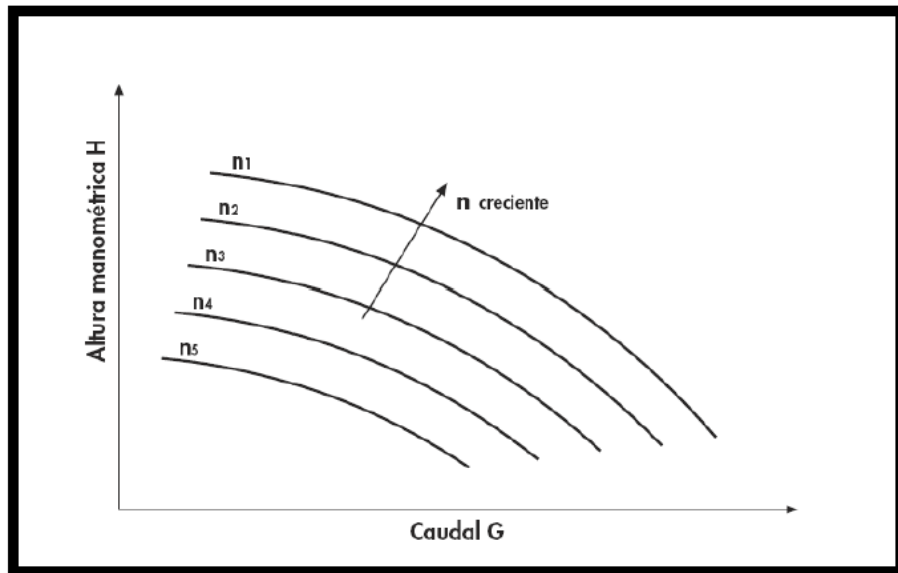
$$H_m = H_g + \Delta H_l + \Delta H_i$$

H_m : altura manométrica [mca]

H_g : altura geométrica [mca], es decir, la diferencia entre la cota mínima de agua del lugar de aspiración y la cota máxima de agua del lugar de destino

ΔH_l : pérdidas lineales en la conducción, es decir, la energía que hay que incluir para salvar el rozamiento del fluido por el interior de la conducción

ΔH_i : pérdidas locales en la impulsión, es decir, la energía que hay que incluir para salvar las perturbaciones producidas por la presencia en la instalación de elementos particulares.



Como puede observarse en la figura anterior, para cada velocidad de rotación n , hay una curva característica. Además, si se reduce la velocidad, disminuye a su vez la altura manométrica máxima y el caudal máximo.

OTRAS CURVAS CARACTERÍSTICAS:

El fabricante también determina experimentalmente, en función del caudal, las curvas relativas a otras magnitudes para dar al proyectista una visión más completa del comportamiento de la bomba en las diferentes condiciones de funcionamiento.

- 1- *Potencia absorbida vs caudal*: la potencia absorbida depende de las características de trabajo, caudal y de la altura manométrica de la bomba. Es la potencia que consume la propia bomba para accionar el eje.

$$P_b = \frac{\rho \dot{m}_v \Delta p}{n_T}$$

P_b : potencia absorbida por la bomba [W]

ρ : densidad [Kg/m³]

\dot{m}_v : caudal volumétrico [m³/s]

Δp : caída de presión en el circuito o altura manométrica [Kpa]

n_T : rendimiento total de la bomba [adimensional]

- 2- *Curva NPSH vs caudal*: es la presión mínima que debe haber en la entrada de la bomba para evitar fenómenos de cavitación.

La *cavitación* es un efecto hidrodinámico que ocurre cuando un líquido que fluye alcanza su presión de vapor de tal forma que parte de las moléculas que lo componen cambian abruptamente a estado de vapor, formándose burbujas. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implosionan produciendo un arranque de metal de la superficie de la bomba. Este efecto puede causar daños en los rodetes de la bomba, vibraciones en el equipo y pérdidas de rendimiento.

El punto más crítico en una bomba es la entrada del impulsor, donde ocurre la presión más baja. Por tanto, si mantuviéramos la presión en la entrada del impulsor superior a la presión de vapor no tendríamos vaporización en la entrada de la bomba y evitaremos así, el fenómeno de cavitación. Por ende, el fin práctico del NPSH es imponer limitaciones a las condiciones de succión, de modo a mantener la presión en la entrada del impulsor de la bomba sobre la presión de vapor del líquido bombeado.

Se distinguen dos tipos de NPSH, el de la instalación, $NPSH_A$, y el de la bomba, $NPSH_R$. Mediante una simple comparación de los dos valores es posible determinar si la bomba en estudio es apta para trabajar con seguridad en el proceso contemplado o no. Para que una bomba funcione sin cavitación debe cumplirse que el $NPSH_A$ es superior en un margen de seguridad, generalmente de 0.5m, al valor $NPSH_R$.

→ $NPSH_A$ (*Net Positive Suction Head Available* o *Altura Neta Positiva de Aspiración Disponible*): este parámetro se refiere a la diferencia entre la altura que posee el fluido antes de entrar a la bomba y la “altura” de presión de vapor (en unidades de longitud). Su valor es absoluto, posee unidades de longitud [m], depende exclusivamente de las características hidráulicas de la red externa de succión conectada a la bomba y, se refiere a que tan cerca de vaporizarse se encuentra un fluido. Su definición matemática es:

$$NPSH_A = H_D - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_E}{\gamma} + \frac{Vel_E^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma}$$

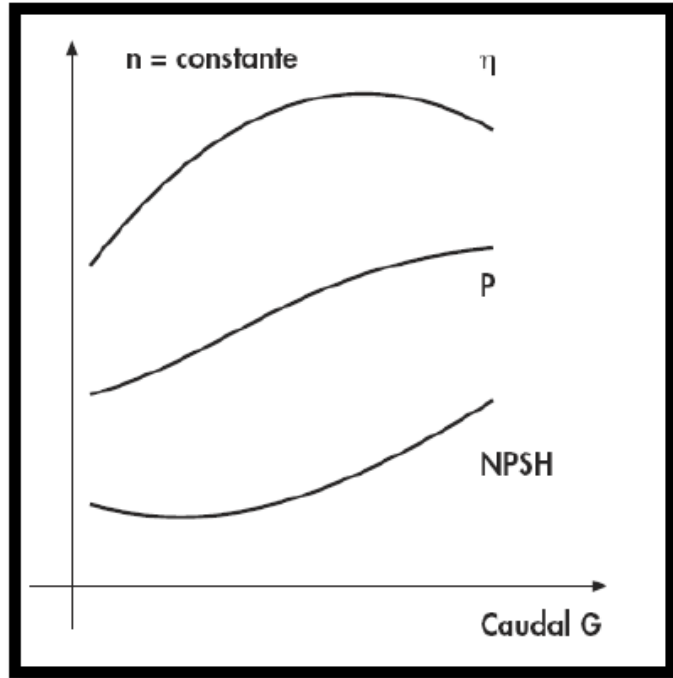
H_D : cabeza asociada con la energía, cinética y de presión, disponible que posee el fluido antes de entrar a la bomba [m]

P_v : presión de vapor del fluido bombeado [Pas]

P_E : presión absoluta en la entrada de la bomba [Pas]

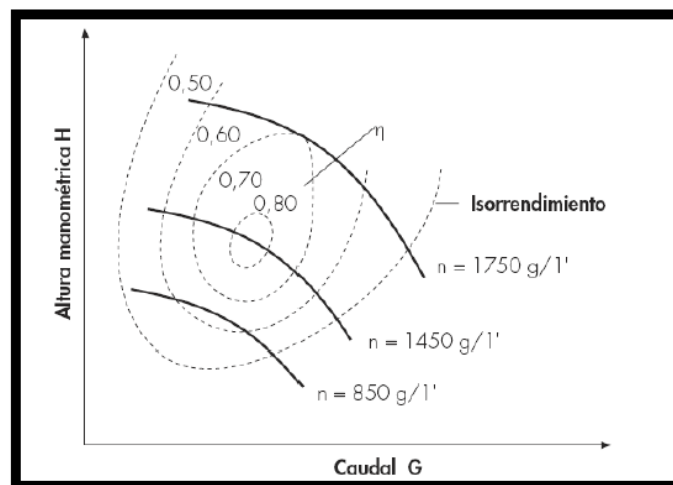
Vel_E : velocidad a la entrada de la bomba [m/s]

→ $NPSH_R$ (*Net Positive Suction Head Required* o *Altura Neta Positiva de Aspiración Requerida*): hace referencia a la energía mínima con que debe entrar el fluido a cada bomba para evitar la cavitación. Este será característico y estará determinado para cada bomba por el fabricante, por ende, es independiente de como este estructurado el sistema antes de la bomba. Esto se determina de acuerdo con pruebas que se realizan a la bomba en un entorno controlado donde se reduce gradualmente el $NPSH_A$ con un caudal fijo hasta que la cavitación produzca una reducción del 3% de la cabeza de la bomba, es decir que a un valor mayor se dará inicio a la cavitación.



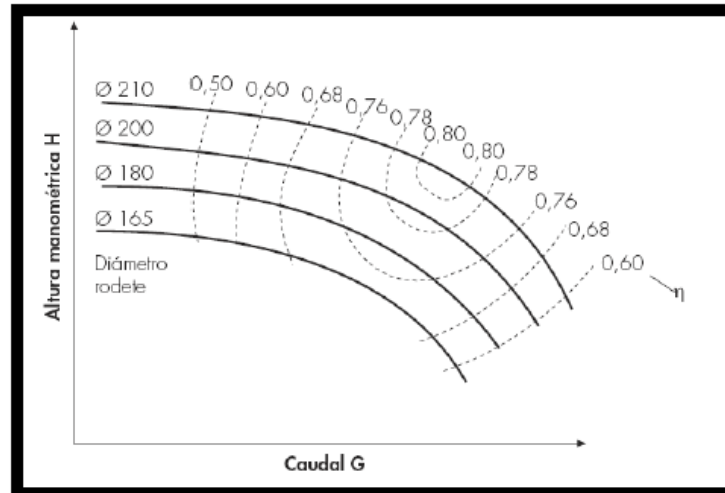
Se puede apreciar que el $NPSH_R$, en la mayoría de las bombas, tiende a aumentar con el aumento del caudal al igual que la curva de potencia absorbida "P". El rendimiento " n " en cambio, tiene un máximo en presencia de un determinado caudal.

- 3- *Curvas de isorrendimiento*: ilustran en un mismo gráfico la variación del rendimiento de la bomba en función de la velocidad de rotación, del caudal y de la altura manométrica. Poseen la función de delimitar zonas en las cuales el rendimiento tiene el mismo valor.



Se puede observar que el campo de rendimiento es muy estrecho, y que mínimas variaciones en el caudal, la altura manométrica o la velocidad

de giro, provocan grandes variaciones en el rendimiento. En muchos casos, los fabricantes también proporcionan las curvas características de la bomba para distintos diámetros del rodete a igual velocidad de rotación.



5.3 VERIFICACIÓN DEL CORRECTO DESEMPEÑO DE UNA BOMBA EXISTENTE

Una vez comprendido en que consiste una bomba centrífuga, se procede a evaluar si la bomba J-511 es apta para bombear el condensado caliente desde el O-510 hasta el F-1201.

Los pasos básicos para la elección de cualquier tipo de bomba son:

- 1- Elaborar un diagrama de la disposición de bomba y tubería determinando su diámetro y longitud.
- 2- Calcular la altura manométrica total desarrollada
- 3- Análisis del comportamiento hidráulico de la bomba existente
- 4- Comprobación de ausencia de cavitación.

Siguiendo los pasos citados:

1. Elaborar un diagrama de la disposición de bomba y tubería determinando su diámetro y longitud: Como se desarrolló en el punto 5, la propuesta de redirigir el condensado caliente del O-510 hacia el F-1201 empleando la bomba J-511 conlleva el tendido de una nueva cañería para realizar el transporte del fluido. Para esto deberá definirse el diámetro óptimo, la longitud y los accesorios de la misma.

Las tuberías suelen ser de acero al carbono o de baja aleación al ser materiales moldeables y resistentes. Su forma mas común es redonda ya que debe poder doblarse con facilidad para adaptarse al camino y genera una dispersión simétrica en las partículas suspendidas en el fluido a lo largo de la dirección del flujo.

El esquema para el conexionado propuesto es el siguiente:



Como se puede observar, la longitud de la tubería necesaria para la instalación es de aproximadamente 343m desde la descarga de la bomba hasta el equipo F-1201 y de 1 m desde el O-510 hasta la aspiración de la bomba.

La elección del diámetro de las tuberías de la instalación debe realizarse con el objetivo de limitar en lo posible las pérdidas de carga originadas por el rozamiento del flujo de agua con las paredes interiores de la tubería. No obstante, debe llegarse a una solución de compromiso que haga económicamente rentable la instalación, dado que mayor diámetro, mayor costo de la tubería. Por lo tanto, el diámetro óptimo se determina a base de cálculos técnicos y económicos, y representa el mínimo del rango de tamaños válidos y eficientes, desde el punto de vista económico, en el

curso de toda la vida útil del sistema. A su vez, el diámetro de una cañería se refiere a un diámetro nominal o estándar, adimensional, que depende de la norma bajo la que este denominada y no tiene porqué coincidir con el diámetro real. El espesor de la pared se especifica también con un número adimensional, la cédula *SCH (Schedule)*.

Las dimensiones de la tubería, incluidas las dimensiones y las funciones de distintos componentes de ésta, así como las condiciones de operación de la cañería determinan la capacidad de transporte del sistema. Por ende, para calcular el diámetro óptimo se suele aprovechar los valores de velocidad óptima de medio bombeado de guías, compuesto a base de datos experimentales. Cabe destacar que velocidades del agua por el interior de los conductos inferiores a 0.5m/s podría originar problemas de sedimentación, mientras que velocidades superiores a los 5m/s podría generar fenómenos abrasivos en las paredes interiores de las tuberías que afectarían su durabilidad.

Medio bombeado	Rango de velocidades óptimas
Flujo por gravedad:	
Líquidos viscosos	0,1 – 0,5
Líquidos de viscosidad baja	0,5 – 1
Líquidos	
Bombeo:	
Lado de aspiración	0,8 – 2
Lado de compresión	1,5 – 3

La expresión que relaciona la velocidad del fluido en el interior de la tubería, *Vel*, con el caudal volumétrico que circula por la misma, m_v , es:

$$m_v = Vel A$$

Siendo *A* el área de la sección interna de la tubería, que queda definida como

$$A = \frac{\pi ID^2}{4}$$

Donde *ID* es el diámetro interior de la tubería.

O bien,

$$Vel = \frac{354 \dot{m}_v}{ID^2}$$

Siempre y cuando el sistema de unidades sea

Vel: [m/s]

ID: [mm]

\dot{m}_v : [m³/h]

RESULTADOS:

Para el análisis se consideró:

- Caudal máximo por proceso, 7000 kg/h
- Aspiración: velocidad 0.908 m/s, longitud de tubería 1 m.
- Impulsión: velocidad de 0.908 m/s, longitud 343 m.
- El tipo de cañería de descarga se selecciona según la especificación técnica de cañerías de polibutenos.
- La cañería de succión se encuentra montada en campo con un diámetro nominal de 2" ASTM A53 SCH 40.

El tipo de tubería responde a la *clase 19* que posee las siguientes características:

- 1- Servicio: condensado, agua de caldera, vapor, aire de planta, agua de planta.
- 2- Serie ANSI: 150#
- 3- Temperatura: hasta 260 °C
- 4- Cañerías:
 - (1) Para diámetros $\leq 1 \frac{1}{2}$ " - ASTM A 106 – GR. B- sin costura -SCH 80, extremos planos.
 - (2) Para diámetros ≥ 2 " – ASTM A53 – GR. B – con costura – SCH 40, extremos biselados

Los datos anteriores pueden verificarse en [ESPECIFICACIONES LINEAS PIB.pdf](#)

En la tabla siguiente se adjuntan los resultados del diámetro interno de la tubería de impulsión calculado en función de la velocidad del fluido asumida y la verificación de que la velocidad de aspiración se encuentre en los valores indicados según la cañería montada.

TUBERIA

ATM A53 SCH 40- acero al carbón asp		
ASTM A 106 SCH 80- acero al carbon imp		
DATOS	ASPIRACIÓN	IMPULSIÓN
Vel*, m/s	0,948	2,000
ID*, mm	52,500	36,152
CALCULOS		
ID, mm	52,500	38,100
ID, m	0,053	0,038
ID, pulg	2,067	1,500
Dnominal, pulg	2	1 1/2
De, mm	60,330	48,260
Espes, mm	3,910	5,080
Vel, m/s	0,948	1,801
Longitud, m	2,000	343,000

A través de los resultados obtenidos se concluye que el diámetro nominal de la tubería de 2" para la aspiración asegura una velocidad del fluido adecuada, siempre y cuando el caudal no sea inferior a 5900 kg/h.

El diámetro nominal de impulsión seleccionado es 1 1/2" de ASTM A106 SCH 80.

2- Calcular la altura manométrica total desarrollada: como se analizó en el punto 5.2, la altura manométrica total, H_m , es una variable hidráulica que se mide en metros, existiendo las siguientes correlaciones entre las distintas unidades de medida:

$$1 \text{ atm} = 1.033 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 1.013 \text{ bar} = 1.013 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 10.33 \text{ mca}$$

Desarrollando la fórmula para H_m :

$$H_m = H_g + F + \frac{P_i - P_a}{\gamma}$$

H_g : representa la altura geométrica que debe vencer el fluido en metros.

F : pérdida de carga del fluido expresada en metros= $\Delta H_l + \Delta H_i$

$\frac{P_i - P_a}{\gamma}$: presión diferencial existente entre las superficies del líquido en la impulsión y la aspiración de la bomba, dividido a su peso específico.

Resultado expresado en metros. Como tanto el lugar de aspiración y el de impulsión se encuentran abiertos a la atmósfera las presiones de aspiración e impulsión en la superficie del líquido serán iguales ($P_a = P_i$) por lo que esta componente resultará cero y no debe ser considerada.

En consecuencia:

$$H_m = F = \Delta H_l + \Delta H_i \quad (\text{Ec. 1})$$

El término F , representa la caída de presión que provoca la circulación de un fluido debido al rozamiento del mismo con las paredes de la tubería. Este valor es necesario no solamente para la correcta elección de la bomba, sino que también, para cerciorar que el diámetro elegido para la conducción es suficiente.

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases: primarias y secundarias. Las primarias (ΔH_l) son las pérdidas por longitud de tubería recta del fluido en contacto con la tubería y por el rozamiento de las partículas entre sí del mismo fluido. Las pérdidas secundarias (ΔH_i) son las que tienen lugar en las transiciones codo, válvulas y toda clase de accesorios de tubería. Si la conducción es larga, las pérdidas secundarias tienen poca importancia pudiendo a veces despreciarse o bien se tienen en cuenta al final sumando un 5 al 10% de las pérdidas primarias calculadas.

A su vez, es de suma importancia considerar en F los equipos que pueden formar parte de las líneas de proceso y que pueden provocar elevadas caídas de presión por fricción. Entre estos los que mas pérdidas de carga provocan son los filtros y los intercambiadores de calor.

En caso de que al realizar el cálculo de las pérdidas de carga se obtenga un valor excesivo, habrá que aumentar el diámetro de la conducción por encima del que recomienda la velocidad de circulación seleccionada del fluido, de modo que la pérdida de carga disminuya.

PERDIDA DE CARGA PRIMARIA

Para calcular las pérdidas de carga en una conducción por línea recta en *mca*, se suele utilizar la ecuación de Fanning para tramos rectos de cañería, que expresada en términos de altura es la siguiente:

$$\Delta H_l = \frac{4 f L V e l^2}{D i \quad 2 g}$$

f: es un coeficiente de fricción adimensional

L: longitud de la tubería [m]

g : es la aceleración de la gravedad [9.81 m/s²]

El coeficiente de fricción f es función del tipo de flujo y se calcula del modo siguiente:

Siendo el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho Vel ID}{\mu}$$

-Para flujo laminar, $Re \leq 2100$, se emplea la ecuación de Hagen-Poiseuille

$$f = 16/Re$$

-Para flujo transitorio, $2100 < Re < 4000$, se emplea la fórmula de Wilson y Azad ya sea para pared lisa o rugosa

$$f = 14.2 \times 10^{-10} Re^2$$

-Para flujo turbulento, $Re > 10000$, y pared lisa se emplea la de Prandtl- von Karman- Nikuradse

$$\frac{1}{\sqrt{4f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{4f}} \right)$$

-En casos donde el $Re < 10^5$, se puede usar la de Blasius

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}}$$

-En caso de régimen turbulento totalmente desarrollado y una pared rugosa se puede emplear, si $Re > 4000$, la ecuación de Nikuradse

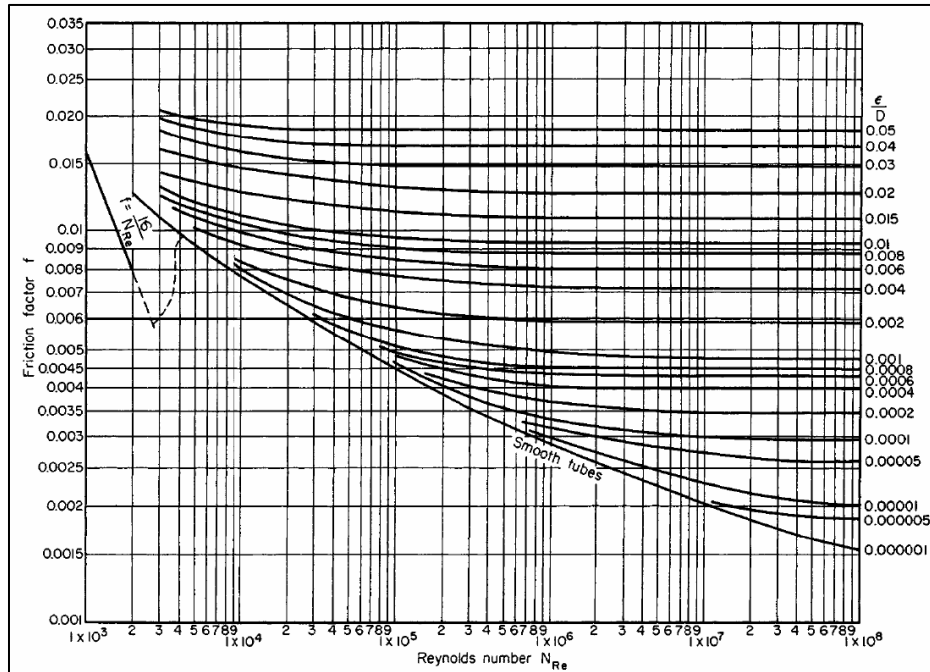
$$\frac{1}{\sqrt{4f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon_A}{3.7 ID} \right) \text{ si } \frac{\varepsilon_A}{ID} Re \left(\frac{f}{2} \right)^{0.5} > 70$$

Donde ε representa la rugosidad relativa de la conducción.

O la ecuación de Colebrook- White

$$\frac{1}{\sqrt{4f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{4f}} + \frac{\varepsilon_A}{3.7 ID} \right)$$

También puede obtenerse de forma gráfica a través de la relación entre f , el número de Re y un parámetro conocido como rugosidad relativa de la conducción, que se representa como ε/D_i y que se encuentra tabulado para distintos materiales



Como en el sistema en estudio se da un régimen turbulento totalmente desarrollado, para el cálculo de las pérdidas de fricción por tramo recto se emplea la ecuación de Colebrook- White, con un valor de ϵ_A de 0.046 mm correspondiente al material *Acero comercial*.

Valores recomendados de rugosidad para conductos comerciales
(Frank M. White. Mecánica de Fluidos 5ta Edición)

Material	Condición	ϵ		Incertidumbre, %
		ft	mm	
Acero	Lámina metálica, nueva	0,00016	0,05	±60
	Inoxidable	0,000007	0,02	±50
	Comercial, nuevo	0,00015	0,046	±30
	Estriado	0,01	3	±70
	Oxidado	0,007	2	±50
Hierro	Fundido, nuevo	0,00085	0,26	±50
	Forjado, nuevo	0,00015	0,046	±20
	Galvanizado, nuevo	0,0005	0,15	±67
	Fundido asfáltico	0,0004	0,12	±40
Latón	Laminado	0,000007	0,002	±50
Plástico	Tubo laminado	0,000005	0,0015	±60
Vidrio	-----	Liso	Liso	
Hormigón	Liso	0,00013	0,04	±60
	Rugoso	0,007	2	±50
Caucho	Liso	0,000033	0,01	±60
Madera	En duelas	0,0016	0,5	±40

PERDIDA DE CARGA SECUNDARIAS

Los cambios de dirección en los sistemas de tuberías son otorgados por los accesorios (curvas y codos). El flujo en estos es más turbulento que en las cañerías rectas por lo que aumentan la corrosión y la erosión.

Tanto válvulas como accesorios provocan una pérdida de carga adicional proporcional a la carga de velocidad del fluido que debe ser considerada en la *ecuación 1*. Para calcularla se emplea la siguiente expresión:

$$\Delta H_i = \sum K \frac{Vel^2}{2g}$$

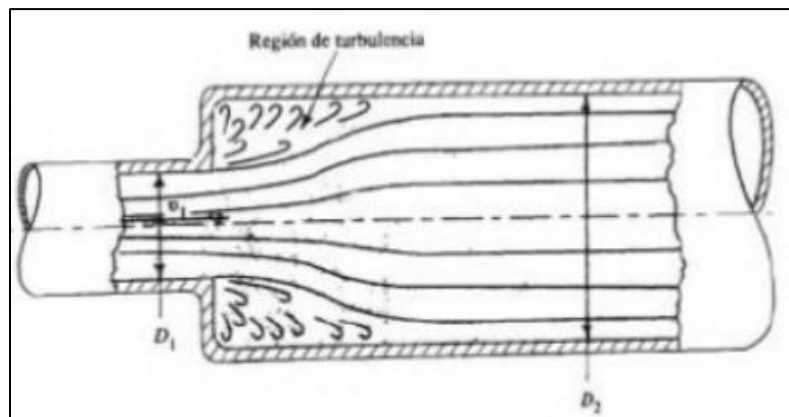
Siendo K un coeficiente experimental adimensional de pérdida de carga secundaria y cuya magnitud es función de la geometría del dispositivo. Cabe destacar que Vel es la velocidad promedio del flujo en el tubo en el sector donde ocurre la pérdida menor. En ciertos casos puede haber mas de una velocidad de flujo, como en las expansiones y contracciones, por ende, es de suma importancia que se sepa cuál velocidad usar con cada coeficiente de resistencia.

-Expansión súbita: conforme un fluido pasa de una tubería pequeña a otra más grande a través de una expansión súbita su velocidad disminuye de manera abrupta, lo que ocasiona turbulencia que, a su vez, genera una pérdida de energía. La cantidad de turbulencia y, por lo tanto, la cantidad de energía perdida depende de la razón de los tamaños de las dos tuberías.

En este caso, Vel es la velocidad promedio del flujo en la tubería más pequeña antes de la expansión.

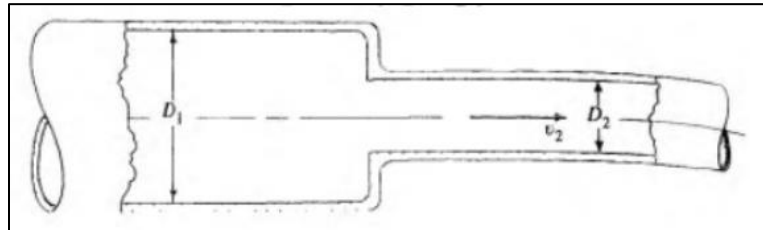
Se puede obtener una aproximación analítica del valor de K como:

$$K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$



-Contracción súbita: En una contracción súbita, V_1 es la velocidad en la tubería pequeña aguas debajo de la contracción. El valor de K es función de la relación de diámetros/áreas y la velocidad del fluido.

Los valores de coeficientes de pérdidas en el caso de la contracción con respecto a la expansión súbita, suele ser menor, ya que la aceleración de un fluido causa menos turbulencia que la desaceleración para una relación dada de cambio de diámetro.



-Válvulas y acoplamientos: para este tipo de accesorios el coeficiente K es determinado en forma empírica para cada punto en singular.

Pieza, conexión o dispositivo	K
Rejilla de entrada	0.80
Válvula de pie	3.00
Entrada cuadrada	0.50
Entrada abocinada	0.10
Entrada de borda o reentrada	1.00
Ampliación gradual	0.30
Ampliación brusca	0.20
Reducción gradual	0.25
Reducción brusca	0.35
Codo corto de 90°	0.90
Codo corto de 45°	0.40
Codo largo de 90°	0.40
Codo largo de 45°	0.20
Codo largo de 22° 30'	0.10
Tee con flujo en línea recta	0.10
Tee con flujo en ángulo	1.50
Tee con salida bilateral	1.80
Válvula de compuerta abierta	5.00
Válvula de ángulo abierta	5.00
Válvula de globo abierta	10.0
Válvula alfaifera	2.00
Válvula de retención	2.50
Boquillas	2.75
Controlador de gasto	2.50
Medidor Venturi	2.50
Confluencia	0.40
Bifurcación	0.10
Pequeña derivación	0.03
Válvula de mariposa abierta	0.24

En ocasiones, la forma más usual de considerar dicha pérdida de carga es a través del concepto de longitud equivalente. Por longitud equivalente de un accesorio determinado se entiende la longitud de un tramo recto de tubería capaz de producir la misma pérdida de carga que estos elementos.

El valor de K se reporta como:

$$K = \frac{L_e}{ID} f$$

La relación L_e/ID , denominada relación de longitud equivalente, se encuentran tabuladas para distintos tipos de accesorios y se considera constante para un tipo dado de válvula o acoplamiento.

El término f es el factor de fricción de la tubería a la que está conectada la válvula o acoplamiento que se encuentra en la zona de turbulencia completa para una tubería de acero comercial nueva y limpia. Se determina por alguna de las ecuaciones del factor de fricción (Colebrook, Swamee y Jain, etc), simplificadas para flujo muy turbulento.

Otro método muy usado en la actualidad para determinar la caída de presión en los accesorios es el desarrollado por *Hooper*, en el cual se caracteriza cada válvula y accesorio mediante dos coeficientes de pérdidas K_1 y K_∞ , el primero asociado a la variación de la fricción con el Reynolds y el segundo asociado a la pérdida en régimen totalmente turbulento y dependiendo del diámetro.

Cabe destacar que el diámetro interno en la expresión para obtener K esta expresado en pulgadas.

$$K = \frac{K_1}{Re} + K_\infty \left(1 + \frac{1}{ID}\right)$$

Accesorio	K ₁	K _∞
codo 45° std (R/D=1)	500	0.2
codo 45° radio largo (R/D=1,5)	500	0.15
codo 45° de gajos, 1 soldadura	500	0.25
codo 45° de gajos, 2 soldaduras	500	0.15
codo 90° std (R/D=1) roscado	800	0.40
codo 90° std (R/D=1) brid./sold	800	0.25
codo 90° radio largo (R/D=1,5)	800	0.20
codo 90° de gajos 1 soldadura	1000	1.15
codo 90° de gajos, 2 soldaduras	800	0.35
codo 90° de gajos, 3 soldaduras	800	0.30
codo 90° de gajos, 4 soldaduras	800	0.27
codo 90° de gajos, 5 soldaduras	800	0.25
codo 180° std (R/D=1) roscado	1000	0.60
codo 180° std (R/D=1) brid./sold	1000	0.35
codo 180° radio largo (R/D=1,5)	1000	0.30
te (codo) std, roscada	500	0.70
te (codo) radio largo, roscada	800	0.40
te (codo) std, brid./sold	800	0.80
te (recta) roscada	200	0.10
te (recta) brid./sold	150	0.05
válv. esclusa, esfera o tapón (β=1)	300	0.10
válv. esclusa, esfera o tapón (β=0,9)	500	0.15
válv. esclusa, esfera o tapón (β=0,8)	1000	0.25
válv. globo std	1500	4.00
válv. globo ángulo o Y	1000	2.00
válv. diafragma	1000	2.00
válv. mariposa	800	0.25
válv. retención de pistón	2000	10.00
válv. retención de clapeta	1500	1.50
válv. retención disco oscilante	1000	0.50
entrada a caño (al ras)	160	0.5*
entrada a caño (con proy. int.)	160	1*
salida de caño	0	2 Laminar, 1Turbulento *

R= radio de giro, D= diámetro interno

RESULTADOS:

Las presión y temperatura del fluido a bombear empleadas en el cálculo de las propiedades son las de la salida del intercambiador debido a que presentan las condiciones mas desfavorables para el análisis. Se detallan en la siguiente tabla:

FLUIDO			
	m ³ /h	kg/h	
Caudal máximo	7,069064763	7000	
Caudal operativo	6,426422512	6363,63636	
Caudal minimo	3,213211256	3181,81818	
PROPIEDADES			
Densidad, ρ	990,23	kg/m ³	48°C, 38 4 kpa
Gravedad	9,81	m/s ²	
Viscosidad	0,000568	kg/m s	
Rugosidad, ε	0,046	mm	

Como se desarrolló anteriormente en el punto 5.3.2, debido a las condiciones del proceso la altura manométrica de la bomba (H_m) queda definida como:

$$H_m = F + \Delta Z$$

Siendo F la pérdida de carga del fluido expresada en metros y que se calcula a través de la siguiente fórmula:

$$F = \Delta H_l + \Delta H_i$$

El primer término representa las pérdidas de carga en tramos rectos de la cañería en *mca.*, que se calcula como:

$$\Delta H_l = \frac{4 f L Vel^2}{Di \ 2g}$$

Para el cálculo del coeficiente f , se empleó la ecuación de Colebrook- White ya que el flujo en estudio se encuentra en régimen turbulento totalmente desarrollado en una pared con una rugosidad igual a 0.046 mm.

FACTOR DE FRICCIÓN		
TUBERÍA RECTA	ASPIRACIÓN	IMPULSIÓN
f, m	0,00555	0,00566
f1	6,70916	6,64709
f2	6,71416	6,65209
f2-f1	0,00500	0,00500
ΔH_l (m)	0,01778	30,86300

En la tabla anterior se puede observar los resultados obtenidos de f y de ΔH_l en m, tanto para el lado de aspiración como el de compresión.

El segundo término de la expresión del cálculo de F , ΔH_i , se calculó a través de la ley de *Hooper*, cuya fórmula es:

$$K = \frac{K_1}{Re} + K_\infty \left(1 + \frac{1}{ID} \right)$$

En la línea de la descarga de la bomba se consideraron como accesorios catorce codos de 90° estándar bridados/soldados con un R/D de uno, dos válvulas tipo globo estándar (siendo una la LV-5510) y una válvula retención de clapeta.

En la línea de aspiración se consideraron como accesorios 3 codos de 90° stantandar bridados/soldados con un R/D de uno y una válvula de bloqueo tipo esclusa esfero/tapón ($\beta=1$).

Los resultados se adjuntan a continuación:

ACCESORIOS	ASPIRACIÓN				IMPULSIÓN			
	K1	K_{∞}	K	CANTIDAD	K1	K_{∞}	K	CANTIDAD
codos	800	0,25	0,381	3	800	0,25	3/7	14
Hi codos	0,0480				0,8984			
Valvula globo	-				1500,00	4,00	6,68	2,00
Hivalv					2,0236			
Valvula esclusa	300	0,10	0,1703	1,00				
Hivalv	0,0105							
Retención					1500,00	1,50	2,5131	1,0
Hiretención					0,3807			
ΔH_i (m)	0,0585				3,3027			

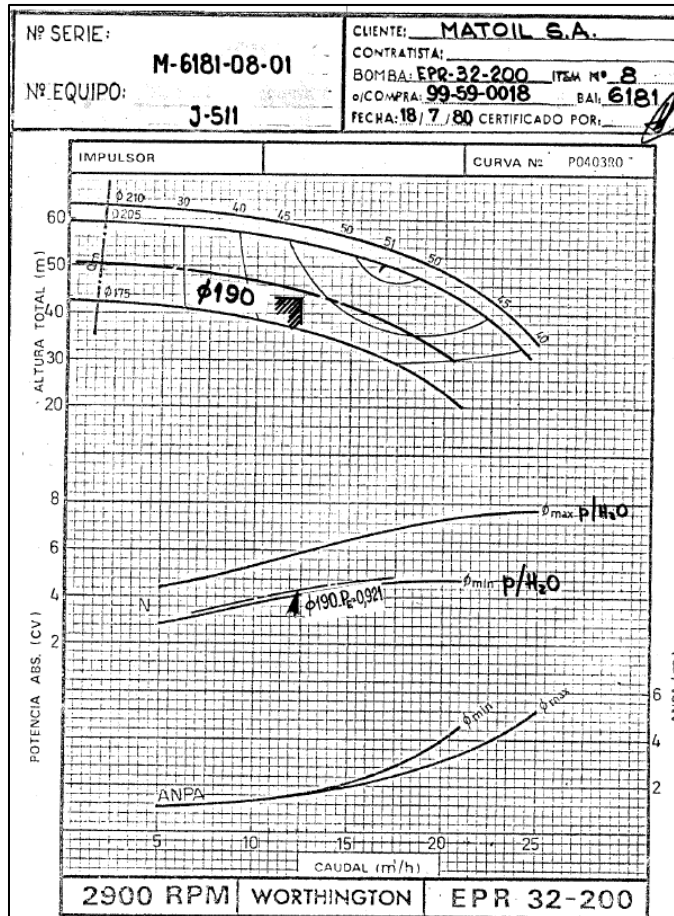
Es de suma importancia considerar en el cálculo de la altura de la bomba las pérdidas de cargas aportadas por los equipos. En el caso de la mpulsión se debe tener en cuenta el ΔP generado por el intercambiador de calor M-130.

ΔP equipos	kpa	mca
Intercambiador	7,897	0,805

Por lo tanto, considerando un ΔZ de 3m para ambos lados, la altura de la bomba H_g es 3,076 m en la aspiración y de 37,971 m en la impulsión.

ALTURA J-511		
VARIABLE	ASPIRACIÓN	IMPULSIÓN
H_g , m	3,076	37,971
dZ , m	3,000	
F, m	0,076	34,166
Re	83098,592	114505,933
Delta P kg/cm ²	0,305	3,760

3-Analisis de la bomba existente: una vez realizados los cálculos de diseño, se deben analizar la curva característica entregadas por el fabricante, la cual se adjunta a continuación:



En función de los resultados obtenidos y el análisis de las curvas características de la bomba J-511 se concluye que el equipo es capaz de proporcionar el caudal solicitado de $7\text{m}^3/\text{h}$ con una alturade 48m. Sin embargo, es necesario colocar una válvula reguladora de caudal para asegurar que el sistema coincida con el punto de operación de la bomba.

Además, en un sistema de bombeo es de suma importancia para cerciorar el buen funcionamiento de la bomba colocar una válvula reguladora de caudal o flujo para poder mantener el caudal constante a lo largo del tiempo, es decir, evitar que el caudal supere un valor determinado independientemente de las variaciones de presión aguas debajo de la válvula y, también, independientemente de las variaciones de caudal o de demanda en la línea.

Actualmente, en la línea de conexión entre la bomba J-511 con el acumulador O-511 existe una válvula reguladora de caudal con tag LV-5510 , la cual se evaluará para la operación propuesta en la siguiente sección.

4-Comprobación de ausencia de cavitación: el equipo de bombeo funcionará correctamente sin que surjan problemas de cavitación si se cumple que:

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 0.5 m$$

El $NPSH_R$ de la bomba es un dato que se puede extraer del modelo seleccionado, a partir de la información facilitada por el fabricante en su catálogo

El $NPSH_A$ de la instalación viene calculado según la siguiente expresión:

$$NPSH_A = H_D - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_E}{\gamma} + \frac{Vel_E^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma}$$

H_D : cabeza asociada con la energía, cinética y de presión, disponible que posee el fluido antes de entrar a la bomba [m]

P_v : presión de vapor del fluido bombeado [Pas]

P_E : presión absoluta en la entrada de la bomba [Pas]

Vel_E : velocidad a la entrada de la bomba [m/s]

Actualmente, en operación normal la bomba J-511 no presenta problemas de cavitación.

Como en la operación propuesta no se afecta/modifica las condiciones de aspiración, no debería presentarse inconvenientes de esta índole por lo que no es necesario analizar este punto.

6. VÁLVULAS DE CONTROL

Son órganos que realizan la función de regular el caudal de un fluido que se comanda a distancia por medio de una señal neumática o eléctrica sobre un servoactuador que la posiciona acorde a la orden de un controlador.

Las válvulas son las encargadas de regular el caudal del fluido control que modifica el valor de la variable medida y por tanto de la variable controlada. Son los principales elementos finales de control y se comportan como un orificio de área variable.

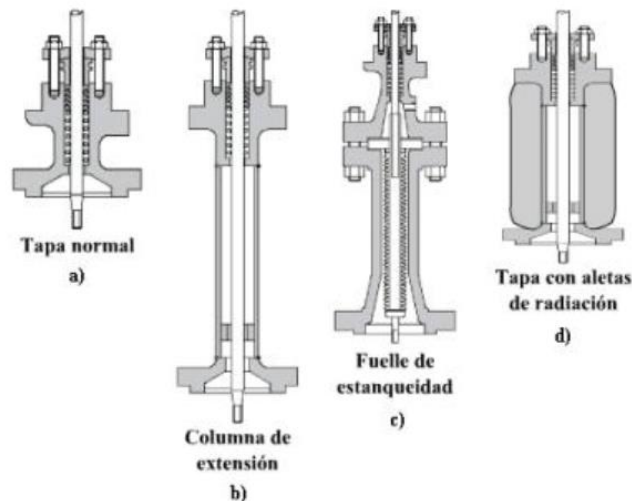
En sí para la selección general de válvulas de control se suele tener en cuenta los siguientes aspectos:

- a- Los valores normales y límites de presión que soporta el cuerpo de la válvula
- b- Dimensionamiento y capacidad de flujo
- c- Características de flujo y rangueabilidad
- d- Límites de temperatura

- e- Caudal de fuga
- f- Pérdidas de presiones normales y cuando la válvula está cerrada
- g- Requerimientos de las conexiones de la válvula al sistema de cañería
- h- Compatibilidad del material con la aplicación y durabilidad.
- i- Costo y vida útil. Este ítem es de suma importancia ya que las válvulas pueden representar un 20%-30% del costo total de las cañerías de una planta

PARTES PRINCIPALES

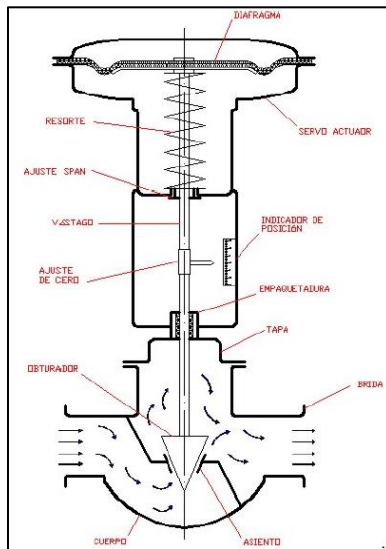
1. *Cuerpo*: Es el alojamiento de las partes internas que están en contacto con el fluido. El flujo en el mismo depende del tamaño de la abertura permitido por el obturador. Debe ser de material adecuado para soportar las temperaturas y presiones, poseer un tamaño apto para el caudal manejado y resistentes a la corrosión.
2. *Tapa/bonete*: permite la unión del cuerpo con el servo actuador y a su través se desliza el vástago del obturador. El tipo de tapa empleada es función de las temperaturas de trabajo y el grado de estanqueidad deseado, puede ser *normal* usada para una temperatura de fluido entre 0 y 220 °C; *con columna de extensión* empleadas para temperaturas muy bajas; *con fuelle de estanqueidad* para grandes requerimientos de estanqueidad y, *con aletas de radiación*, usadas para operaciones con una temperatura mayor a 350°C.



3. *Servoactuador*: Es el dispositivo que mueve el vástago y con ello el obturador. Puede ser neumático, hidráulico, eléctrico o electromecánico. Su función es la de transformar la señal recibida del controlador en un desplazamiento

En general es neumático por ser simple, de acción rápida y tener gran capacidad de esfuerzo. Este tipo de actuador transforma la señal eléctrica proveniente del controlador en una señal neumática y consiste en un cabezal que encierra al diafragma y el resorte adjunto. El resorte de este dispositivo, al aplicarse cierta presión sobre el área diafragmática, se comprime o expande hasta alcanzar el equilibrio entre la fuerza ejercida por la presión del aire y la fuerza efectuada por el resorte. Suelen trabajar con presiones de aire de 3 a 15psi

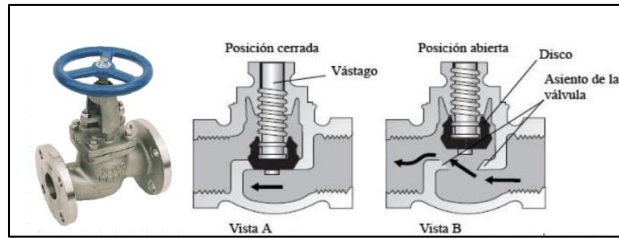
4. *Empaquetadura*: Permite sellar fugas de fluido entre el vástago y la tapa. Existen diversos tipos de empaquetaduras que son seleccionadas según las condiciones de trabajo y el tipo de fluido. Normalmente suelen ser de aros de teflón, de sección V y comprimidos por resortes.
5. *Obturador y asiento*: Son los elementos que restringe el paso del fluido y caracterizan la válvula de control. El obturador es el elemento que hace que la sección de paso varíe junto con el asiento que, además, tiene la misión de cerrar el paso del fluido.



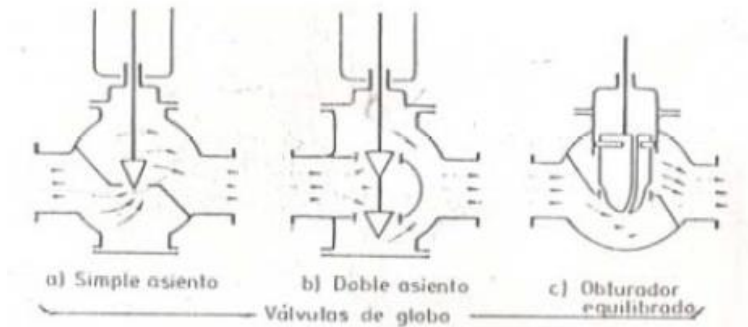
TIPOS

Existen distintos tipos de válvulas de control según sea el diseño del cuerpo, el movimiento del obturador y las características de los internos. Entre las más comunes podemos citar a:

1. *Válvula globo*: se emplean cuando la presión del fluido es baja y se precisa que las fugas en posición de cierre sean mínimas. Poseen una excelente regulación, pero una elevada pérdida de carga.



Pueden ser de simple asiento (a), de doble asiento (b) o de obturador equilibrado (c). Las primeras precisan de un actuador de mayor tamaño para que el obturador cierre en contra de la presión diferencial del proceso. En cuanto a las válvulas (b) y (c), la presión diferencial a través del obturador es menor que en las válvulas de simple asiento por ende se usan en válvulas de gran tamaño o cuando por condiciones de proceso debe trabajarse a una alta presión diferencial.

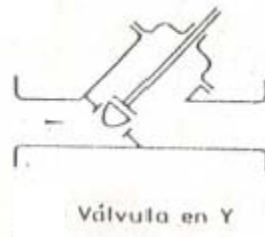


2. Válvula en ángulo: empleadas para disminuir la erosión cuando esta es considerable por las características del fluido. Aptas para altas presiones diferenciales. Son similares a las válvulas globos solo que poseen conexiones de entrada y salida en ángulo recto.

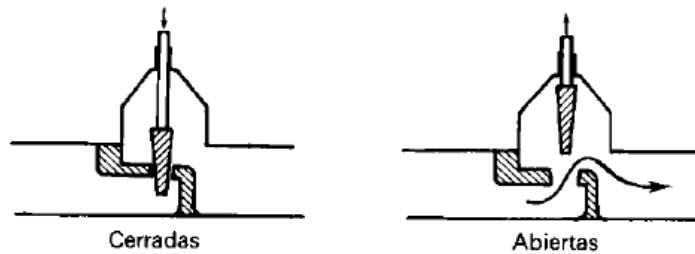
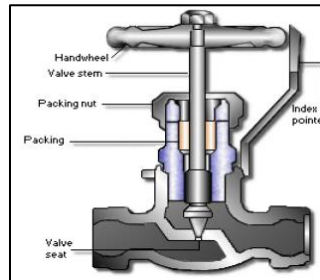


3. Válvula en Y: es usada como válvula de cierre por su baja pérdida de carga y como válvula de control por su gran capacidad de caudal.

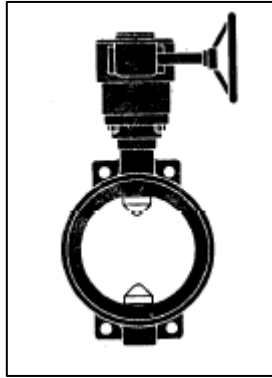
Consiste básicamente en una válvula globo en la cual el orificio para el asiento forma un ángulo de 45° con respecto a la dirección de flujo. Posee menor pérdida de carga que las válvulas (1) y (2).



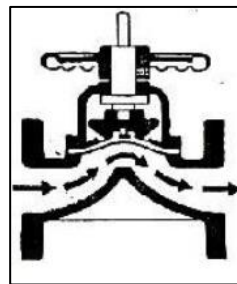
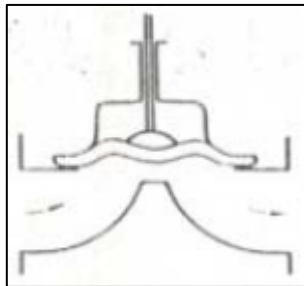
4. Válvula de aguja: empleadas para gases o muy pequeños caudales. Son válvulas tipo globo que tienen machos cónicos similares a agujas que ajustan con precisión en sus asientos.



5. Válvula mariposa: opera gracias a un disco circular ubicado en el centro de la tubería. El disco tiene un eje conectado a una palanca o volante que, al posicionarse correctamente, ubica el disco de tal forma que bloquea el flujo. Se emplean para el control de grandes flujos de fluidos a baja presión y es apta para líquidos con sólido en suspensión. Poseen buen cierre hermético



6. Válvula de diafragma/ saunders: usada en casos de flujos agresivos con sólidos en suspensión, de cierre hermético y construcción simple. Constan de una membrana flexible accionada exteriormente por un eje móvil, que la desplaza hasta producir el cierre total al entrar en contacto con un saliente de la pared interna de la tubería. La membrana suele ser de un material elástico y presenta los inconvenientes de tener una duración limitada y resistir presiones no muy grandes.



CAPACIDAD O CARACTERÍSTICA DE UNA VÁLVULA:

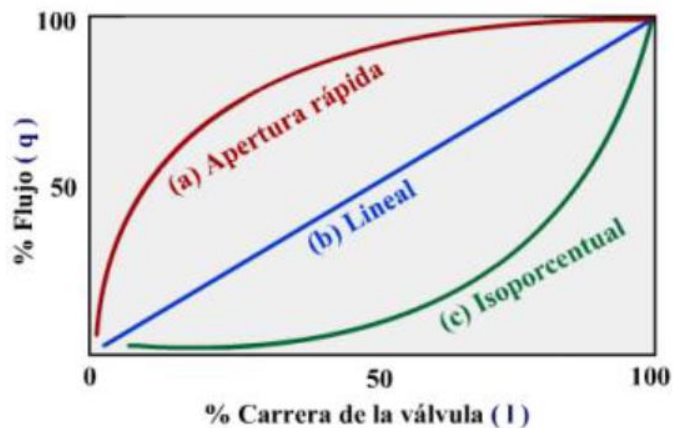
Característica inherente (Cv): es la relación entre el caudal que pasa a través de ella (q) en galones por minuto y la carrera del vástago (l), manteniendo constante la diferencia de presión entre la entrada y la salida de esta ($\Delta P = 1 \text{ psi}$, $T = 60^\circ \text{F}$). Por lo tanto, el Cv es un indicador de la capacidad de pasaje de la válvula para un fluido incompresible en condiciones de presión diferencial constantes.

Esta característica es de suma importancia a la hora de seleccionar una válvula. Es función del diámetro, del tipo de diseño y, principalmente, del grado de apertura. Se determina de forma experimental por los fabricantes y suelen representarlo en un gráfico en función del grado de apertura (curva característica).

La curva característica de la válvula se obtiene mecanizando el obturador para que al variar la carrera de vástago, el orificio de paso variable existente entre el contorno del obturador y el asiento configure una característica deseada. Estas pueden ser:

- a. Lineal: el caudal es proporcional al grado de apertura de la válvula.
- b. Apertura rápida: al iniciarse la apertura, con poco avance del vástago, deja pasar gran caudal.
- c. Isoporcentual: para pequeños incrementos sucesivos e iguales del grado de apertura, produce un cambio en el caudal que es proporcional al caudal que fluía antes de la variación.

Su elección influye en la estabilidad y controlabilidad debido a la influencia de la ganancia del cuerpo de la válvula en la ganancia global de los elementos del lazo.



CARACTERÍSTICA EFECTIVA:

En general, la mayor parte de las válvulas suelen estar instaladas dentro de un sistema por lo cual se ve modificada la presión diferencial de las mismas al cambiar el grado de apertura. Esto se traduce en que la curva real que relaciona el caudal con la carrera de la válvula se aparte de la característica de caudal inherente. Esta nueva curva recibe el nombre de *característica de caudal efectiva* y varía para una misma válvula según el sistema en donde se encuentre.

RECOMENDACIONES:

Antes de empezar a calcular y simular se debe analizar y sacar la mayor información de los datos que se obtienen.

En la siguiente tabla se describen algunas recomendaciones para la selección de acuerdo con el fluido y las condiciones de proceso.

Tipo de Fluido	Posible problema	Posible solución	Observaciones
Líquido	Cavitación, Flasheo	Internos anticavitación / Materiales endurecidos de internos / válvula ángulo / Liners	Posible problema de llegar a clase de cierre V. debido a los internos duros.
Gas	Ruido (Alto DP)	Internos antirruido / difusor.	Buscar la alternativa más económica.
Bifásico	Flasheo	Ver arriba	Ver arriba.
Fluido sucio, corrosivo	Erosión	Materiales endurecidos de internos / válvula ángulo / Liners	Válvulas especiales. Altos precios. Grandes diferencias técnico económicas entre proveedores
Condiciones de operación	Posible problema	Posible solución	Observaciones
Alta / Baja temperatura	Materiales. Especialmente partes blandas (elastómeros) sellos.	Buena selección de materiales / bonete extendido de válvula	Puede requerirse la selección de un modelo especial de válvula.
Alta presión	Selección incorrecta de Modelo de válvula (no existe en esa clase)	Análisis del modelo a seccionar	Ver catálogos de proveedores.
Alto DP	Cavitación / Flasheo / ruido (Ver arriba)	(Ver arriba)	(Ver arriba)
Bajo DP	Cv muy alto (costo)	Válvula mariposa	
Caudal	Posible problema	Posible solución	Observaciones
Bajos caudales operativos	Control	Modelo de válvula globo (internos <u>microform</u>)	Cuando aun los internos mas chicos no pueden controlar. Ver de modificar el servicio a (Q ₀ , Q _{off}) Ej: salida de líquido separador.
Rangos de caudales muy amplios	Control	Característica =%	Analizar si los valores de caudal son reales o fueron tomados muy conservativos. (Max/ Min)
Altos	Cv muy alto (costo)	Válvula mariposa	El DP no tiene que ser muy alto.

Cabe destacar que, en el control de procesos como característica de caudal, la mas empleada es la de “igual porcentaje”.

DIMENSIONAMIENTO DE VÁLVULAS DE CONTROL

Una vez seleccionado el tipo de válvula teniendo en cuenta los aspectos enunciados anteriormente se la debe dimensionar.

Dimensionar una válvula significa *determinar el diámetro del orificio* de manera que cuando deba circular el caudal normal mínimo y normal máximo las aperturas se encuentren en el tramo intermedio de su carrera (entre el 30 y el 70%). La apertura será del 100% para el caudal máximo. Con estas condiciones de cálculo se aseguran capacidad de regulación y rangueabilidad adecuadas.

La necesidad universal de normalizar el cálculo de dimensiones de las válvulas, no sólo en cuanto a tamaño sino también en cuanto a capacidad de paso de fluido, ha llevado a los fabricantes y a los usuarios a adoptar un coeficiente que refleja y representa la capacidad de las válvulas de control.

El primer coeficiente de dimensionamiento de la válvula que se utilizó fue el Cv. En los países donde se emplean unidades métricas se suele utilizar el coeficiente Kv, que se define como el caudal de agua a 5-30°C en m³/h que pasa a través de la válvula totalmente abierta y con una pérdida de carga de 1 kg/cm².

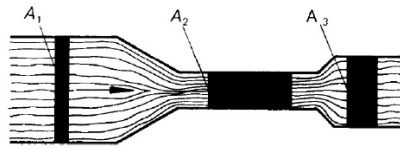
$$Cv = 1.17 Kv$$

$$Kv = 0.86 Cv$$

ECUACIÓN GENERAL.

La ecuación general de flujo de una válvula de control se obtuvo gracias a los esfuerzos de Bernoulli y a pruebas experimentales.

La válvula se comporta como un orificio de paso variable que permite la circulación de un cierto caudal con una determinada pérdida de carga, por ende, desde la mecánica de fluidos se puede deducir el caudal que circula por una restricción en una cañería lo que es semejante al de la válvula.



Considerando un tubo con diferentes secciones constantes (A_1 , A_2 , A_3) que transporta un fluido incompresible, newtoniano sin variación de fase como flujo en estado estacionario, turbulento y en una sola dirección, podemos decir, en base a la ecuación de continuidad, que:

$$Q = A_1 Vel_1 = A_2 Vel_2$$

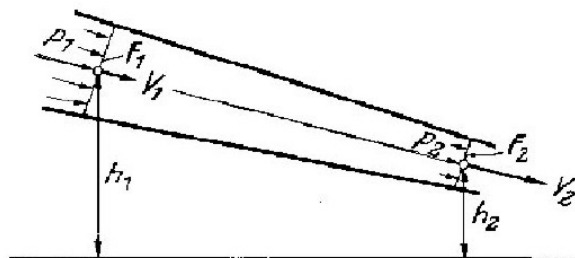
si $A_2 < A_1$ entonces $Vel_2 > Vel_1$.

Esto significa que la velocidad del líquido aumenta cuando la sección disminuye al mantenerse constante el caudal, es decir, mientras no se agregue ni se quite fluido de la cañería por derivaciones.

Definiendo a

$$\beta = D_2 / D_1$$

$$\beta' = A_2 / A_1$$



Es necesario para el planteo de caudal que circula por las válvulas plantear, además de la ecuación de continuidad, el balance de energía mecánica para fluidos incompresibles y despreciando el rozamiento se puede expresar (ecuación de Bernoulli):

$$P_1/\gamma + \text{Vel}_1^2/2g + Z_1 = P_2/\gamma + \text{Vel}_2^2/2g + Z_2$$

P_i : presiones en cada sección

Z_i : alturas en cada sección

Vel_i : velocidades en cada sección

γ : es el peso específico en unidades congruentes

G : aceleración de la gravedad

De ambas expresiones se obtiene la expresión de caudal que circula por una zona estrangulada en una cañería, usada para seleccionar las válvulas por su capacidad de manejo de caudal

$$Q = A_2 C_0 \text{Vel}_2$$

Donde C_0 representa el coeficiente de descarga.

Como por continuidad

$$\text{Vel}_1 = \beta^2 \text{Vel}_2$$

Despejando Vel_2 de la ecuación de Bernoulli y reemplazando el valor de Vel_1 se obtiene:

$$\text{Vel}_2 = \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)2g}{\gamma}} / \sqrt{1 - \beta^4}$$

$$Q = A_2 C_0 \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)2g}{\gamma}} / \sqrt{1 - \beta^4}$$

Siendo A_2 , g , C_0 y β constantes, se define a C como

$$C = A_2 C_0 \sqrt{\frac{2g}{1 - \beta^4}}$$

Resulta

$$Q = C \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad \text{Ec. 1}$$

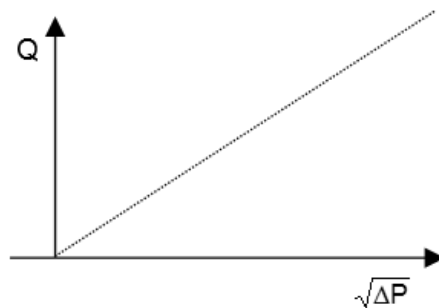
C: coeficiente de capacidad de flujo de la válvula cuyas unidades depende de las empleadas en el ΔP y el Q .

La Ec. 1 representa la ecuación de diseño de la válvula y resulta válida para la mayoría de los líquidos en condición no estrangulada y en flujo turbulento.

A medida que no se cumplen las hipótesis asumidas la ecuación adquiere distintas modificaciones.

Flujo incompresible estrangulado:

De acuerdo con la ecuación de diseño podríamos incrementar el flujo a través de una válvula simplemente aumentando la caída de presión en la misma.



Sin embargo, la experiencia muestra que, al llegar el salto de presión a un determinado valor, el flujo a través de la válvula deja de aumentar a un mismo porcentaje de apertura C_v .

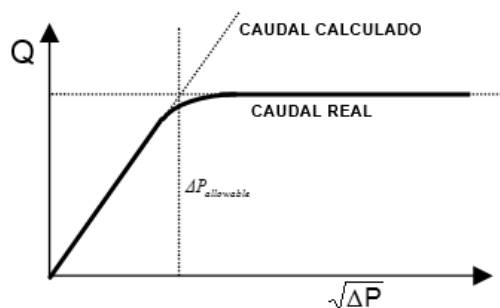
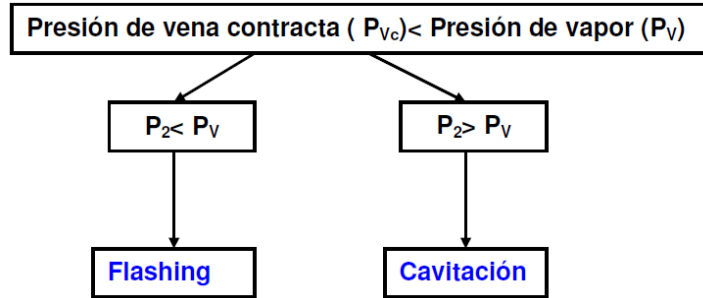
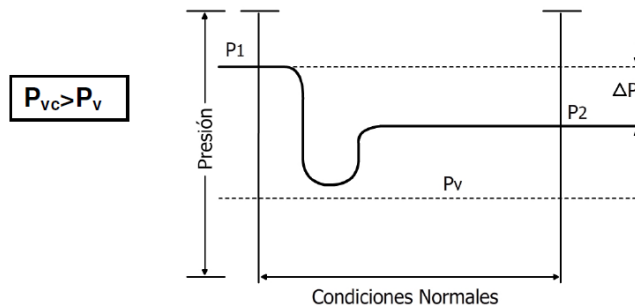


Gráfico 1

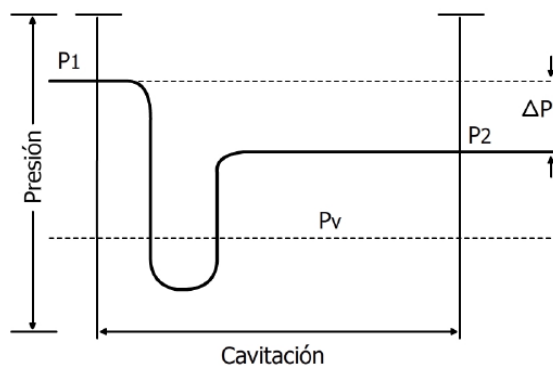
Este suceso puede originarse debido a dos fenómenos, cavitación y flashing, que solo tienen lugar en los líquidos.



Para mantener un caudal constante en las inmediaciones de la restricción, la velocidad debe incrementarse conforme disminuye el área. La máxima velocidad se alcanza posterior al área mínima, que es conocido como vena contracta y le corresponde el punto de mínima presión. Luego de la vena contracta, el líquido comienza a disminuir su velocidad y a aumentar la presión.

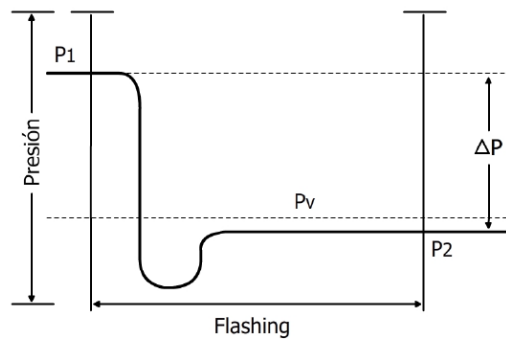


Cuando el fluido en fase líquida atraviesa la restricción de la válvula, se produce un rápido incremento de la velocidad de circulación acompañado por una disminución de presión. Cuando la presión en la vena contracta es inferior a la presión de vapor del líquido circulante, P_v , y si la recuperación de la presión del líquido es suficiente para elevarse por encima de esta P_v , tiene lugar el fenómeno de cavitación.



Este fenómeno tiene dos fases, en la primera se forman burbujas de vapor en la zona de vena contracta, donde se reduce la presión. En la segunda, las burbujas de vapor colapsan a medida que se recupera la presión hasta un valor superior a la presión de vapor, este proceso se denomina implosión. Las burbujas al pasar a estado líquido producen ruido, vibraciones y graves desperfectos en la válvula. Este fenómeno puede evitarse con un diseño apropiado de la válvula.

La vaporización o flashing, se produce cuando la presión en la vena contracta es menor que la presión de vapor del fluido y la recuperación de presión no es suficiente para rebasarla. Este fenómeno se diferencia de la cavitación ya que solo posee una sola fase que se corresponde a la formación de burbujas, es decir, que las burbujas no llegan a colapsar lo que se traduce como menores daños mecánicos en la válvula. Este fenómeno no puede evitarse, pero si pueden minimizarse los efectos con internos endurecidos.



Cuando tiene lugar una cavitación o vaporización, una reducción de presión aguas debajo de la válvula no contribuye a un incremento en el caudal, sino que aumenta la formación de burbujas. Es por esto que la ecuación de diseño debe ser modificada.

Se define el factor de recuperación de presión, F_l , que depende de la forma geométrica de la válvula. En cuanto mayor sea el valor de este menor será el riesgo de cavitación.

$$F_l^2 = \frac{P_1 - P_{ef}}{P_1 - P_{VC}}$$

P_{VC} : presión en la vena contracta.

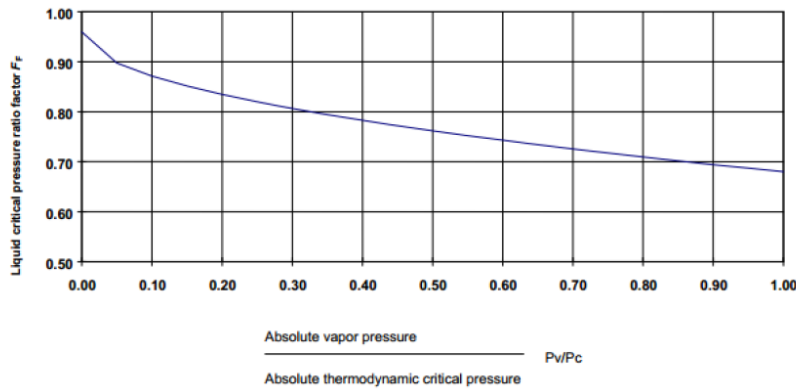
P_{ef} : presión teórica efectiva que en la descarga da lugar al mismo caudal en condiciones de flujo no estrangulado

Del Gráfico 1:

$$P_1 - P_{ef} = \Delta P_{allowable}$$

La presión en la vena contracta puede calcularse a partir de la relación de presión crítica, F_F , que representa el cociente entre la presión en la vena contracta y la presión de vapor. Es función de la presión del vapor y la presión crítica termodinámica, P_C .

$$P_{VC} = P_V F_F$$



Por lo tanto, puede decirse que si $\Delta P = P_1 - P_2 \geq P_1 - P_{ef} = F_F^2 (P_1 - F_F P_V)$, el flujo está estrangulado y la ecuación de diseño de la válvula (Ec. 1) deja de ser válida, por ende, debe reemplazarse P_2 por la presión efectiva.

$$Q = C \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} = C \sqrt{\frac{P_1 - P_{ef}}{\gamma}} = C F_L \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_V}{\gamma}} \quad \text{Ec. 2}$$

El valor del factor F_F puede obtenerse del gráfico anterior o en forma analítica de la siguiente expresión:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_V}{P_C}}$$

En cuanto al factor F_L , este tiene en cuenta la influencia de la geometría de la válvula en la capacidad de esta cuando el flujo está estrangulado. Su valor se determina experimentalmente mediante tests, de acuerdo con ANSI/ISA-75.02-1996. Los valores típicos del factor de recuperación de presión para válvulas globo y jaula se representan en el siguiente gráfico.

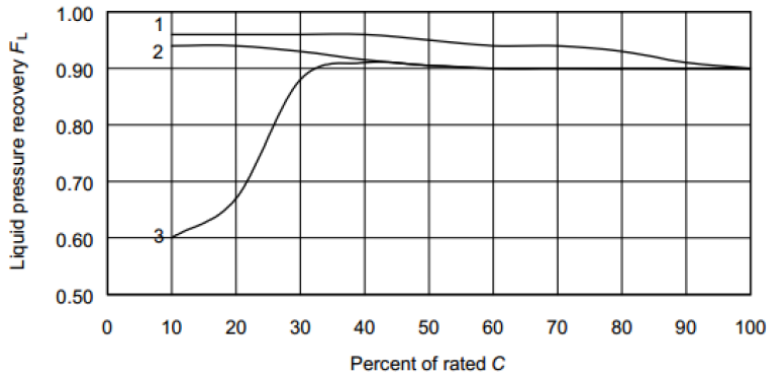


Figura 14. Representación gráfica de FF vs. %C.

Influencia de la tubería:

El valor de C_V se determina experimentalmente en el laboratorio con una determinada configuración de tubería por lo que sí, la configuración en campo difiere con respecto a la de laboratorio, ya sea en expansiones, codos, reducciones, curvas, entre otros, la capacidad de la válvula será diferente de la calculada.

Por el motivo anteriormente desarrollado, se definen dos coeficientes que tienen en cuenta la influencia de la tubería.

1. F_P , empleado en el régimen no estrangulado
2. F_{lp} , empleado para régimen estrangulado el cual incluye al factor F_l y el F_p .

Por lo que las ecuaciones de diseño quedarían como:

$$Q = C F_p \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} = \text{régimen no estrangulado Ec. 3}$$

$$Q = C F_{lp} \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_V}{\gamma}} = \text{régimen estrangulado Ec. 4}$$

El factor de corrección F_P es el cociente entre el caudal a través de la válvula instalada con accesorios agregados y el caudal que resultaría si la válvula fuera instalada sin accesorios y en las mismas condiciones de operación. Su valor se obtiene a través de una experimentación realizado bajo la norma ANS/ISA-75.02-1996. También, puede obtenerse un valor aproximado a través de la siguiente ecuación.

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \epsilon (C_i/d)^2}{N_2}}} \text{ Ec. 5}$$

$\Sigma \varepsilon$: sumatoria de la pérdida de carga en cada uno de los accesorios

d : diámetro nominal de la válvula.

C_i : capacidad de la válvula en unidades congruentes.

La sumatoria de la pérdida de carga se puede aproximar según la siguiente ecuación, siempre y cuando, los reductores de entrada y salida sean de igual tamaño, longitud corta, concéntricos y las cañerías de entrada y salida de la válvula tengan igual diámetro.

$$\sum \varepsilon = 1.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2$$

D : diámetro interno del caño.

El proceso de determinación del F_p consiste en un método iterativo, donde se asume un valor de $C_i = 1.3 C$, siendo C la capacidad de la válvula calculada con la *Ec. 1*, es decir, sin tener en cuenta los accesorios. Asumiendo este valor, calculo el F_p a través de la *Ec. 5*.

Luego, se calcula el valor C en función de la *Ec. 3*, es decir, considerando un régimen no estrangulado. Si se cumple que $C/F_p \leq C_i$, el valor estimado de C_i es aceptable, en caso contrario, debe incrementarse su valor un 30% y repetir el procedimiento.

El factor F_{IP} , que tiene en cuenta el factor de recuperación de presión y el factor de geometría de cañería, se obtiene experimentalmente bajo las condiciones de la norma ya citada anteriormente. Un valor aproximado puede calcularse mediante:

$$F_{IP} = \frac{F_l}{\sqrt{1 + \frac{F_l^2}{N_2} (\sum \varepsilon_1) \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2}} \quad \text{Ec. 6}$$

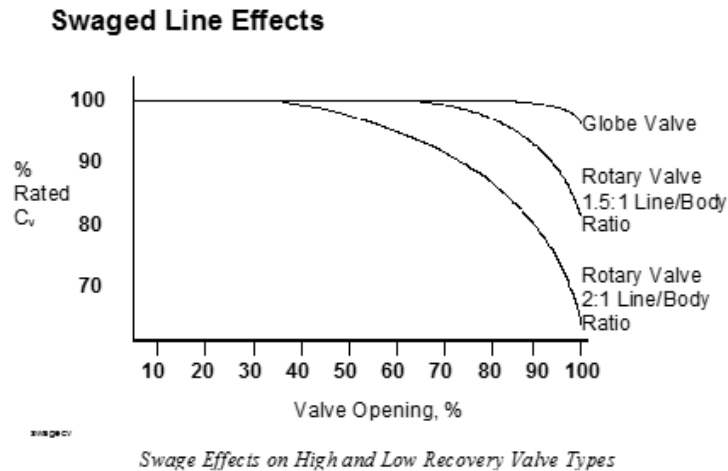
Siendo

$$\sum \varepsilon_1 = 1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^4 + 0.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2$$

D_1 : diámetro del caño en la entrada de la válvula

El valor de C_i se estima igual al valor de C obtenido a través de la *Ec. 2*. Se despeja el valor de F_{IP} de la *Ec. 6* y se recalcula el valor de C a través de la *Ec. 4*. Por último, se deben comparar los dos valores de C obtenidos, en caso de diferir se debe asignar a C_i el último valor calculado y repetir el procedimiento hasta que coincidan.

En caso de tratarse de válvulas globo, la influencia de F_P y F_{1P} puede despreciarse, sin embargo, en las válvulas de alta capacidad, como son las válvulas esféricas y mariposa, tienen gran influencia.



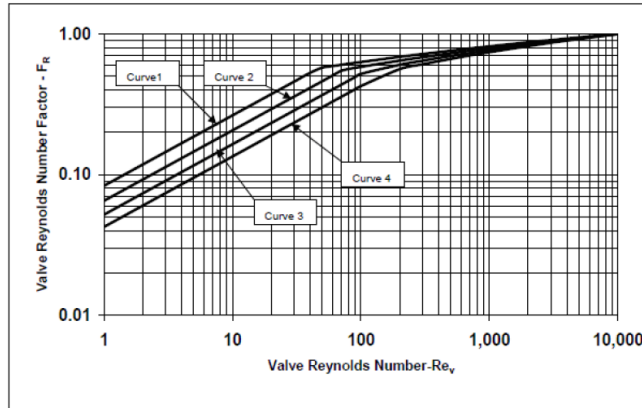
Influencia del número de Reynolds:

En caso de no poder asumirse un flujo totalmente turbulento se emplea el factor F_R para corregir las desviaciones. La ecuación de diseño de la válvula, en casos de régimen laminar y transición, se expresa como:

$$Q = C F_R \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}}$$

No se presentan ecuaciones que involucren la influencia combinada de la cañería y el régimen de flujo. Para régimen no-turbulento, se desconoce el efecto generado por los reductores u otro tipo de accesorios.

El valor del coeficiente F_R puede ser obtenido mediante gráficos en función del número de Reynolds de la válvula, Re_v .



Curve 1 is for $C_i/d^2 = 0.016 N_{18}$ and $F_i = 0.9$
 Curve 2 is for $C_i/d^2 = 0.023 N_{18}$ and $F_i = 0.8$
 Curve 3 is for $C_i/d^2 = 0.033 N_{18}$ and $F_i = 0.7$
 Curve 4 is for $C_i/d^2 = 0.047 N_{18}$ and $F_i = 0.6$
 The F_i values shown are considered typical for the respective C_i/d^2 ratios.

En el gráfico anterior se pueden observar curvas cuyas ecuaciones contienen los siguientes parámetros:

C_i : capacidad de la válvula

d : diámetro de la válvula

N_{18} : constante que depende de las unidades empleadas en las capacidades utilizadas en las ecuaciones de diseño.

Para calcular el Re_v se emplea la siguiente ecuación:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{v \sqrt{C_i F_i}} \left(\frac{F_i^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4}$$

v : viscosidad cinemática

N_4 : 7.6×10^{-2} si $C_i = C_v$ y v en m^2/s

N_2 : 2.14×10^{-3} si $C_i = C_v$ y D en mm

F_d : factor que considera el estilo de la válvula.

El factor F_d considera el tipo de válvula empleada y transforma la geometría de los orificios que posee en una unidad equivalente para todas ellas. Se calcula bajo la norma IEC60534-2-3. Algunos valores típicos se detallan en la tabla siguiente.

Valve type	Trim type	Flow direction ²⁾	F_L	F_d
Globe, single port	3 V-port plug	Open or close	0.9	0.48
	4 V-port plug	Open or close	0.9	0.41
	6 V-port plug	Open or close	0.9	0.30
	Contoured plug (linear and equal percentage)	Open	0.9	0.46
		Close	0.8	1.00
	80 equal diameter hole drilled cage	Outward ³⁾ or inward ³⁾	0.9	0.13
	120 equal diameter hole drilled cage	Outward ³⁾ or inward ³⁾	0.9	0.09
Characterized cage, 4-port	Outward ³⁾	0.9	0.41	
	Inward ³⁾	0.85	0.41	
Globe, double port	Ported plug	Inlet between seats	0.9	0.28
	Contoured plug	Either direction	0.85	0.32
Globe, angle	Contoured plug (linear and equal percentage)	Open	0.9	0.46
		Close	0.8	1.00
	Characterized cage, 4-port	Outward ³⁾	0.9	0.41
		Inward ³⁾	0.85	0.41
Venturi	Close	0.5	1.00	
Globe, small flow trim	V-notch	Open	0.98	0.70
	Flat seat (short travel)	Close	0.85	0.30
	Tapered needle	Open	0.95	$N_{13} \frac{(C_F)^{0.5}}{D_o}$
Rotary	Eccentric spherical plug	Open	0.85	0.42
		Close	0.88	0.42
	Eccentric conical plug	Open	0.77	0.44
		Close	0.79	0.44
Butterfly (centered shaft)	Swing-through (70°)	Either	0.62	0.57
	Swing-through (80°)	Either	0.70	0.50
	Fluted vane (70°)	Either	0.67	0.30
High Performance Butterfly (eccentric shaft)	Offset seat (70°)	Either	0.67	0.57
Ball	Full bore (70°)	Either	0.74	0.99
	Segmented ball	Either	0.60	0.98

Para el cálculo del Re_v se realiza un procedimiento iterativo en donde se considera como primera aproximación $C_f = 1.3C$ con el C determinado por la Ec. 1 o la Ec. 2 en función de si se trata de un flujo estrangulado o no. Una vez obtenido el valor se calcula el Re_v obteniendo el F_R correspondiente de gráfico.

Por último, debe verificarse que $C/F_R \leq C_i$, si se verifica se obtiene el valor de C , en caso contrario, se incrementa el C_i estimado un 30% y se repite el procedimiento.

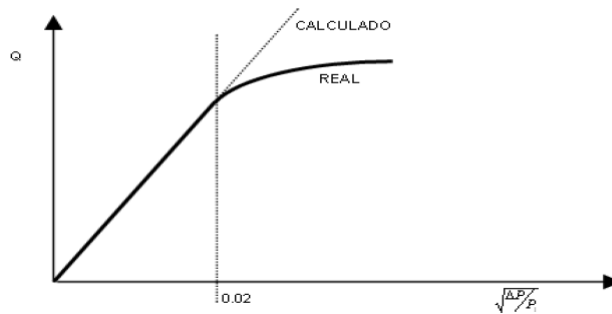
Flujo compresible:

La aplicación en fluidos compresibles es por un lado mas sencilla que en líquidos ya que no existe el problema de cavitación, pero las ecuaciones que rigen su comportamiento son diferentes a la de los fluidos no compresibles, por lo que para emplear la misma fórmula desarrollada se deben realizar las siguientes salvedades: convertir unidades de caudal, expresar la gravedad específica del fluido en función de la presión y correcciones por temperatura. Por lo que la ecuación de diseño queda desarrollada como:

$$Q_{scfh} = 59,64 C_v P_1 \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \sqrt{\frac{520}{T\gamma}}$$

El caudal se obtiene en unidades de pie cúbico estándar por hora, la presión se ingresa en psia y la temperatura en °R.

Esta ecuación resulta válida siempre y cuando la relación $\Delta P / P_1$ sea baja, se decir, del orden de 0,02, ya que de este modo el fluido puede ser considerado incompresible.



Existen varias ecuaciones aplicables para fluidos compresibles hasta relaciones de caída de presión de 0,5. Una vez superado este valor, a medida que se incrementa más la relación de presión, el flujo pasa a ser crítico y las ecuaciones se desvían del comportamiento real ya que, cuando esto sucede, el caudal deja de depender de la caída de presión y depende únicamente del C y la presión de entrada a la válvula.

Una ecuación universal, empleada en el dimensionamiento de válvulas de control para gases, ampliamente utilizada es la desarrollada por Fisher-Controls. La misma puede ser aplicada a cualquier gas y en cualquier condición de servicio.

$$Q_{scfh} = \sqrt{\frac{520}{\gamma T}} C_G P_1 \sin \left[\frac{59,64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]$$

$C_G P_1 = Q_{crítico}$

$C_1 = C_G / C_V$ depende del tipo de válvula empleado, especialmente de su geometría.

El C_G de una válvula depende más del área de pasaje que de la forma en cambio, el C_V depende en gran medida de la forma del cuerpo de la válvula.

Los coeficientes C_V , C_G , C_1 son determinados experimentalmente por los fabricantes.

6.1 VÁLVULA REGULADOR DE CAUDAL LV-5510

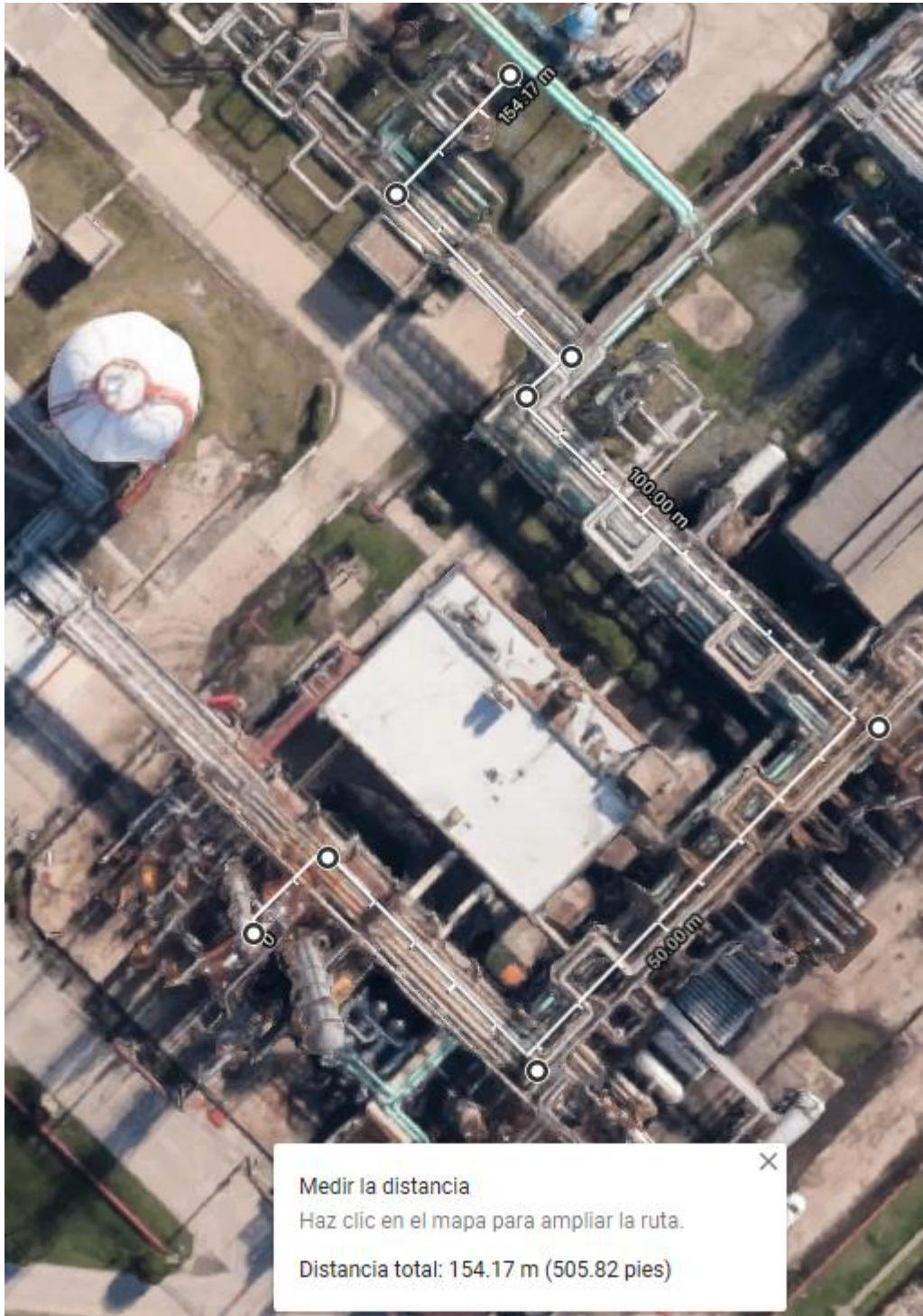
Debido a la ausencia de datos de diseño de la válvula LV-5510, Para poder obtener el ΔP en el cual esta trabaja se procede a calcular la pérdida de carga en

la línea desde la descarga de la bomba *J-511* hasta hasta el equipo *O-511* (operación actual).

Para los cálculos, en función de las condiciones de operación, se llevaron a cabo las siguientes suposiciones:

- 1-Flujo totalmente turbulento.
- 2-Fluido incompresible
- 3-Flujo estacionario.
- 4-Dirección de flujo en una sola dirección.
- 5-No hay cambio de fase en el proceso.
- 6-Fluido newtoniano.
- 7-Cañería de sección constante.

Se supone una longitud aproximada de la línea de 155 m.



A continuación se detallan los datos empleados para los calculos realizados.

DATOS	a O-511
ID, mm	52,5
ID, m	0,0525

ID, pulg	2,067
Dnominal, pulg	2
De, mm	60,33
Espes, mm	3,91
Vel, m/s	0,907917978
Longitud, m	155

RESULTADOS:

VARIABLE	a O-511
Hg, m	6,35522414
dZ, m	3
F, m	3,35522414
Re	83098,59155
Delta P kg/cm ²	0,62931336

Evaluando la caída de presión generada por la línea en la operación actual se concluye que la *LV-5510* debe proporcionar una caída en metros de columna de agua es de aproximadamente 41,5.

En la operación propuesta, la caída de presión aportada por la línea es aproximadamente 38 mca, por lo que la válvula deberá aportar una caída de presión de aproximadamente 10mca.

Analizando la operación actual se concluye que la válvula es apta para el sistema en estudio. Si bien el margen entre la caída de presión de la línea y de lo que debería aportar la *LV-5510* es menor con respecto a la discrepancia existente, siguen difiriendo en una altura de 10mca que puede asegurar el correcto funcionamiento en una apertura adecuada. Es de importancia destacar la correcta apertura de la válvula ya que en la actualidad se encuentra operando en un porcentaje inferior al recomendado.

Cabe destacar que colocar una línea de diámetro superior como la existente, es decir de 2", para reducir la caída de presión de la cañería otorga una velocidad dentro de la línea no recomendada para el proceso. Además, los resultados obtenidos son función del caudal operativo máximo, por lo cual, el margen de caída de presión debería ser mayor en una operación normal.

Se adjuntan a continuación los resultados obtenidos empleando un caudal de operación normal y para una línea de 2" de diámetro en la operación propuesta

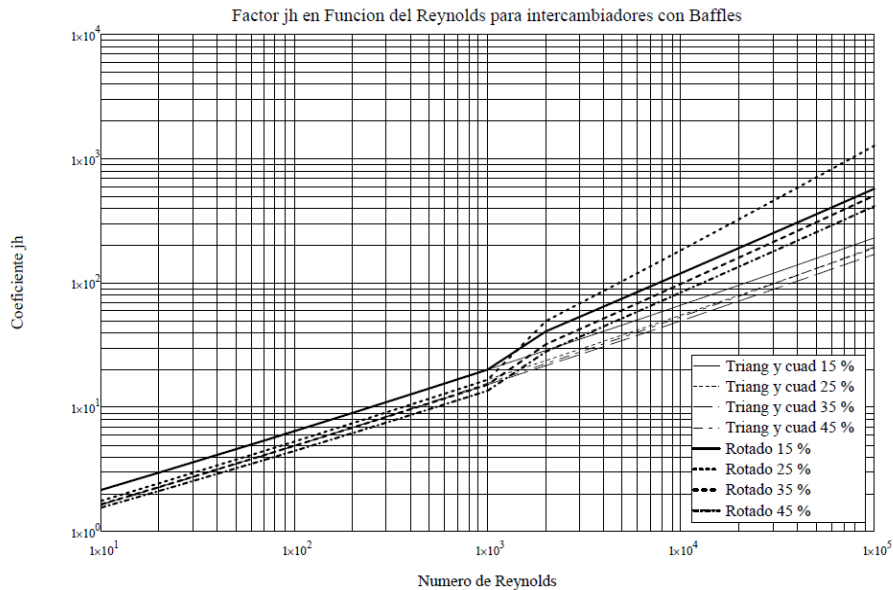
ALTURA J-511		
VARIABLE	ASPIRACIÓN	IMPULSIÓN
Hg, m	3,067	32,043

dZ, m	3,000	
F, m	0,067	28,238
Re	75544,174	104096,303
Delta P kg/cm2	0,304	3,173

ALTURA J-511		
VARIABLE	ASPIRACIÓN	IMPULSIÓN
Hg, m	3,075	10,836
dZ, m	3,000	
F, m	0,075	7,031
Re	83098,592	83098,592
Delta P kg/cm2	0,305	1,073

7. ANEXOS

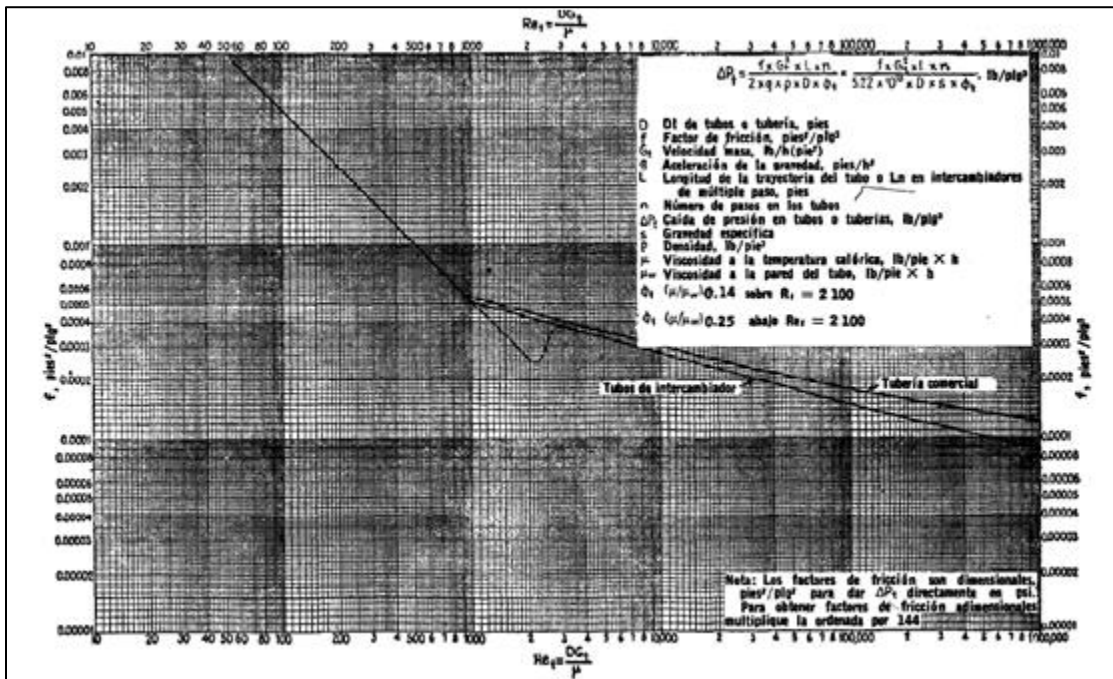
Anexo I: Determinación del Coeficiente de transferencia de calor J_h para intercambiadores de calor con baffles segmentados con porcentajes de corte entre 15 y 45%.



Anexo II: Tabla de datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared, plg	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
3/8	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.483
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.328
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
1/2	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.470		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.13	0.985		0.2932	0.900
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.114		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.152		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.189		0.3299	1.96
	12	0.109	1.28	1.229		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
1 3/4	8	0.165	1.38	1.50		0.3623	1.00
	9	0.148	1.40	1.54		0.3670	0.931

Anexo III: Factores de fricción par lado de tubo

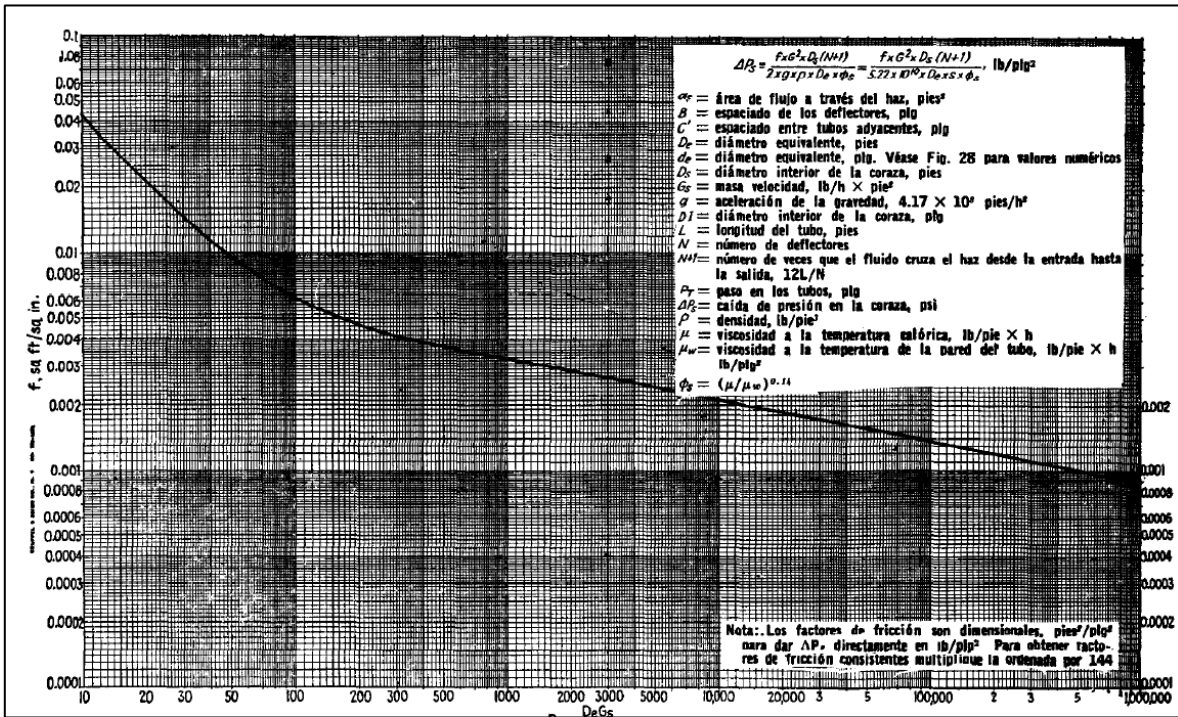


Anexo IV: Diámetro equivalente

$d_e = \frac{4 \times \text{área axial de flujo}}{\text{perímetro húmedo}}$ plg

DE del tubo, plg	Paso	d_e
3/4	1" cuadro	0.95
1	1 1/4" "	0.99
1 1/4	1 9/16" "	1.23
1 1/2	1 7/8" "	1.48
3/4	5/16" triangular	0.55
3/4	1" "	0.73
1	1 1/4" "	0.72
1 1/4	1 9/16" "	0.91
1 1/2	1 7/8" "	1.08

Anexo V: Factores de fricción lado de la coraza para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.



Anexo VI: Resultados de la simulación del equipo M-110 para cuantificar el vapor ahorrado.

➔ TEMA SHEET:

1	Company:										
2	Location:										
3	Service of Unit:					Our Reference:					
4	Item No.:					Your Reference:					
5	Date:					Job No.:					
6	Size :	78 - 6000	mm	Type:	BDU	Horizontal	Connected in:	1	parallel	1	series
7	Surf/unit(eff.)	9,1	m ²	Shells/unit	1		Surf/shell(eff.)	9,1	m ²		
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
9	Fluid allocation					Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name					LPG3->LPG4			Vapor1->2		
11	Fluid quantity, Total					20025			625		
12	Vapor (In/Out)					kg/h			kg/h		
13	Liquid					kg/h			kg/h		
14	Noncondensable					kg/h			kg/h		
15											
16	Temperature (In/Out)					°C			°C		
17	Dew / Bubble point					°C			°C		
18	Density Vapor/Liquid					kg/m ³			kg/m ³		
19	Viscosity					cp			cp		
20	Molecular wt, Vap										
21	Molecular wt, NC										
22	Specific heat					kJ/(kg-K)			kJ/(kg-K)		
23	Thermal conductivity					W/(m-K)			W/(m-K)		
24	Latent heat					kJ/kg			kJ/kg		
25	Pressure (abs)					kPa			kPa		
26	Velocity (Mean/Max)					m/s			m/s		
27	Pressure drop, allow./calc.					kPa			kPa		
28	Fouling resistance (min)					m ² -K/W			m ² -K/W		
29	Heat exchanged					kW			MTD (corrected)		
30	Transfer rate, Service					Dirty			Clean		
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
32						Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure					kPa			kPa		
34	Design temperature					°C			°C		
35	Number passes per shell										
36	Corrosion allowance					mm			mm		
37	Connections					mm			mm		
38	Size/Rating										
39	Nominal										
40	Tube No.	1	Us	OD	48,26	Tks Average	1,83	mm	Length	6000	mm
41	Tube type	Longitudinal fin			#/m	Material	Carbon Steel			Tube pattern	0
42	Shell	Carbon Steel	ID	77,93	OD	88,9	mm	Shell cover	Carbon Steel		
43	Channel or bonnet	Carbon Steel				Channel cover	-				
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel			-	Tubesheet-floating	-				
45	Floating head cover	-				Impingement protection	None				
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Unbaffled			Cut(%d)	Spacing: c/c			
47	Baffle-long	-	Seal Type				Inlet	mm			
48	Supports-tube	U-bend			0	Type					
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint	Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')					
50	Expansion joint				Type	None					
51	RhoV2-Inlet nozzle	9724	Bundle entrance	632	Bundle exit	680	kg/(m-s ²)				
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe			Tube side	Flat Metal Jacket Fibe					
53	Floating head										
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class	Not TEMA, Code only					
55	Weight/Shell	186,8	Filled with water	214,2	Bundle	14,1	kg				
56	Remarks										
57											
58											

➔ OVERALL SUMMARY:

1	Size	77,93	X	6000	mm	Type	BDU	Hor	Connected in	1	parallel	1	series																																																																																																																									
2	Surf./Unit (gross/eff/finned)	1,9	/	1,8	/	9,1			m ² Shells/unit	1																																																																																																																												
3	Surf./Shell (gross/eff/finned)	1,9	/	1,8	/	9,1			m ²																																																																																																																													
4	PERFORMANCE OF ONE UNIT																																																																																																																																					
5	Simulation																																																																																																																																					
6	Process Data																																																																																																																																					
7	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2"></th> <th colspan="2">Shell Side</th> <th colspan="2">Tube Side</th> <th colspan="2">Heat Transfer Parameters</th> </tr> <tr> <th colspan="2"></th> <th>In</th> <th>Out</th> <th>In</th> <th>Out</th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Total flow</td> <td>kg/h</td> <td>20025</td> <td></td> <td>625</td> <td></td> <td>Total heat load</td> <td>kW</td> <td>424,2</td> </tr> <tr> <td>Vapor</td> <td>kg/h</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>625</td> <td>0</td> <td>Eff. MTD/ 1 pass MTD</td> <td>°C</td> <td>115,27 / 115,27</td> </tr> <tr> <td>Liquid</td> <td>kg/h</td> <td>20025</td> <td>20025</td> <td>0</td> <td>625</td> <td>Actual/Reqd area ratio - fouled/clean</td> <td></td> <td>1 / 1</td> </tr> <tr> <td>Noncondensable</td> <td>kg/h</td> <td>0</td> <td></td> <td>0</td> <td></td> <td>Coef./Resist.</td> <td>W/(m²-K)</td> <td>m²-K/W</td> <td>%</td> </tr> <tr> <td>Cond./Evap.</td> <td>kg/h</td> <td>0</td> <td></td> <td>625</td> <td></td> <td>Overall fouled</td> <td>2037,6</td> <td>0,00049</td> </tr> <tr> <td>Temperature</td> <td>°C</td> <td>35</td> <td>65,19</td> <td>179,04</td> <td>79,34</td> <td>Overall clean</td> <td>2037,6</td> <td>0,00049</td> </tr> <tr> <td>Dew / Bubble point</td> <td>°C</td> <td>118,37</td> <td>117,43</td> <td>179,04</td> <td>179,04</td> <td>Tube side film</td> <td>3186,5</td> <td>0,00031</td> <td>63,94</td> </tr> <tr> <td>Quality</td> <td></td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>Tube side fouling</td> <td></td> <td></td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Pressure (abs)</td> <td>kPa</td> <td>2451,663</td> <td>2345,601</td> <td>980,665</td> <td>980,983</td> <td>Tube wall</td> <td>25455,8</td> <td>4E-05</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>DeltaP allow/cal</td> <td>kPa</td> <td>50</td> <td>106,062</td> <td>26</td> <td>-0,318</td> <td>Outside fouling</td> <td></td> <td></td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>Velocity</td> <td>m/s</td> <td></td> <td></td> <td>22</td> <td>0,11</td> <td>Outside film</td> <td>7264,1</td> <td>0,00014</td> <td>28,05</td> </tr> </tbody> </table>															Shell Side		Tube Side		Heat Transfer Parameters				In	Out	In	Out			Total flow	kg/h	20025		625		Total heat load	kW	424,2	Vapor	kg/h	0	0	625	0	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	115,27 / 115,27	Liquid	kg/h	20025	20025	0	625	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1 / 1	Noncondensable	kg/h	0		0		Coef./Resist.	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%	Cond./Evap.	kg/h	0		625		Overall fouled	2037,6	0,00049	Temperature	°C	35	65,19	179,04	79,34	Overall clean	2037,6	0,00049	Dew / Bubble point	°C	118,37	117,43	179,04	179,04	Tube side film	3186,5	0,00031	63,94	Quality		0	0	1	0	Tube side fouling			0	Pressure (abs)	kPa	2451,663	2345,601	980,665	980,983	Tube wall	25455,8	4E-05	8	DeltaP allow/cal	kPa	50	106,062	26	-0,318	Outside fouling			0	Velocity	m/s			22	0,11	Outside film	7264,1	0,00014	28,05
		Shell Side		Tube Side		Heat Transfer Parameters																																																																																																																																
		In	Out	In	Out																																																																																																																																	
Total flow	kg/h	20025		625		Total heat load	kW	424,2																																																																																																																														
Vapor	kg/h	0	0	625	0	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	115,27 / 115,27																																																																																																																														
Liquid	kg/h	20025	20025	0	625	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1 / 1																																																																																																																														
Noncondensable	kg/h	0		0		Coef./Resist.	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%																																																																																																																													
Cond./Evap.	kg/h	0		625		Overall fouled	2037,6	0,00049																																																																																																																														
Temperature	°C	35	65,19	179,04	79,34	Overall clean	2037,6	0,00049																																																																																																																														
Dew / Bubble point	°C	118,37	117,43	179,04	179,04	Tube side film	3186,5	0,00031	63,94																																																																																																																													
Quality		0	0	1	0	Tube side fouling			0																																																																																																																													
Pressure (abs)	kPa	2451,663	2345,601	980,665	980,983	Tube wall	25455,8	4E-05	8																																																																																																																													
DeltaP allow/cal	kPa	50	106,062	26	-0,318	Outside fouling			0																																																																																																																													
Velocity	m/s			22	0,11	Outside film	7264,1	0,00014	28,05																																																																																																																													
18	Liquid Properties																																																																																																																																					
19	Density	kg/m ³	572,51	531,67		972,16	Shell Side Pressure Drop		kPa	%																																																																																																																												
20	Viscosity	cp	0,1372	0,1049		0,3544	Inlet nozzle	7,941	7,53																																																																																																																													
21	Specific heat	kJ/(kg-K)	2,398	2,671		4,195	InletspaceXflow	0	0																																																																																																																													
22	Therm. cond.	W/(m-K)	0,0888	0,0774		0,6692	Baffle Xflow	0	0																																																																																																																													
23	Surface tension	dynes/					Baffle window	91,528	86,79																																																																																																																													
24	Molecular weight		56,57	56,57		18,02	OutletspaceXflow	0	0																																																																																																																													
25	Vapor Properties																																																																																																																																					
26	Density	kg/m ³			5,05		Outlet nozzle	5,985	5,68																																																																																																																													
27	Viscosity	cp			0,0149		Intermediate nozzles																																																																																																																															
28	Specific heat	kJ/(kg-K)			2,586		Tube Side Pressure Drop	kPa	%																																																																																																																													
29	Therm. cond.	W/(m-K)			0,0312		Inlet nozzle	0,497	23,51																																																																																																																													
30	Molecular weight				18,02		Entering tubes	0																																																																																																																														
31	Two-Phase Properties																																																																																																																																					
32	Latent heat	kJ/kg			2017,1	2017,1	Inside tubes	1,614	76,33																																																																																																																													
33	Heat Transfer Parameters																																																																																																																																					
34	Reynolds No. vapor				332128,9		Exiting tubes	0																																																																																																																														
35	Reynolds No. liquid		748930,1	979603,6		13985,1	Outlet nozzle	0,003	0,16																																																																																																																													
36	Prandtl No. vapor				1,24		Intermediate nozzles																																																																																																																															
37	Prandtl No. liquid		3,71	3,62		2,22	Shell nozzle inlet	4,12	9724																																																																																																																													
38	Heat Load																																																																																																																																					
39	Vapor only				0	0	Shell bundle Xflow																																																																																																																															
40	2-Phase vapor				0	0	Shell baffle window	3,72	4																																																																																																																													
41	Latent heat				0	-350,2	Shell nozzle outlet	4,44	10471																																																																																																																													
42	2-Phase liquid				0	0	Shell nozzle interm																																																																																																																															
43	Liquid only				424,2	-74	Shell nozzle inlet																																																																																																																															
44	Tubes																																																																																																																																					
45	Type		Longitudinal fin		Type	Unbaffled	Nozzles: (No./OD)				Shell Side	Tube Side																																																																																																																										
46	ID/OD	mm	44,6	/	48,26	Number	0	Inlet	mm	1 / 60,32	1 / 48,26																																																																																																																											
47	Length act/eff	m	6	/	5,9525	Cut(%d)		Outlet	1 / 60,32	1 / 48,26																																																																																																																												
48	Tube passes		1			Cut orientation		Intermediate	/	/																																																																																																																												
49	Tube No.		1			Spacing: c/c	mm	Impingement protection	None																																																																																																																													
50	Tube pattern		0			Spacing at inlet	mm																																																																																																																															
51	Tube pitch	mm				Spacing at outlet	mm																																																																																																																															
52	Insert				None																																																																																																																																	
53	Vibration problem		/					RhoV2 violation		Yes																																																																																																																												