



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

**SISTEMA DE
ACONDICIONAMIENTO DE
TEMPERATURA DE UN FLUIDO:
ACETONA**

Alumno: Estela Samaniego Nebrera

Tutor: Prof. D. Diego G. Fernández Valdivia
Depto.: Ingeniería Química, Ambiental y Mate.

Febrero, 2016

ÍNDICE**1. MEMORIA**

1.1.Objeto.....	1
1.2.Antecedentes.....	1
1.3. Ubicación.....	1
1.3.1. Situación.....	1
1.3.2. Accesos.....	1
1.4.Materias primas.....	2
1.4.1. Alimentación: Acetona.....	2
1.4.1.1.Datos físico-químicos.....	2
1.4.1.2.Métodos de obtención.....	3
1.4.1.3. Aplicaciones.....	5
1.4.1.4. Efectos de la acetona en la salud.....	5
1.5. Principios termodinámicos.....	6
1.5.1. Intercambiadores de calor.....	10
1.5.1.1.Clasificación.....	10
1.5.1.2.Intercambiadores de haz tubular.....	11
1.5.1.3.Descripción y dimensiones típicas.....	13
1.5.1.4.Limpieza de los intercambiadores de haz tubular.....	20
1.5.2. Cálculo termodinámico y diseño de intercambiadores de haz tubular.....	22
1.5.2.1.Balance de calor de los fluidos y determinación del calor a intercambiar.....	22
1.5.2.2.Determinación de la diferencia media logarítmica de las temperaturas corregida (CMTD).....	23
1.5.2.3.Cálculo del coeficiente global de transmisión.....	27
1.5.2.4.Cálculo de la temperatura calórica y temperatura de pared, t_w ... 30	
1.5.2.5.Cálculo de los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, el valor de los coeficientes de película (h_o , h_{io}), caídas de presión (ΔP_t , ΔP_s) y coeficiente global de transferencia (U_o).....	33
1.5.2.6.Cálculo del área mínima.....	43
1.5.2.7.Procedimiento para diseñar un intercambiador de calor de haz tubular.....	44
1.6.Requisitos de diseño.....	47

1.7.Resultados y análisis de soluciones.....	48
1.7.1. Optimización del intercambiador.....	48
1.7.1.1.Optimización de la temperatura.....	49
1.7.1.2.Optimización del tamaño del intercambiador.....	49
1.7.1.3.Optimización disposición de los tubos.....	51
1.7.2. Descripción del intercambiador.....	51
1.7.3. Elección del metal para el intercambiador.....	52
1.8.Bibliografía.....	54
 2. ANEXO A LA MEMORIA.....	56
2.1. Cálculos.....	56
2.1.1. Balance de calor de los fluidos y determinación del calor a intercambiar.....	56
2.1.2. Determinación de la diferencia media logarítmica de las temperaturas corregida (CMTD).....	56
2.1.3. Cálculo del coeficiente global de transmisión.....	58
2.1.4. Cálculo del área mínima.....	61
2.1.5. Determinación del Di de la carcasa.....	62
2.1.6. Cálculo de los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, el valor de los coeficientes de película (h_o , h_{io}), caídas de presión (ΔP_t , ΔP_s) y coeficiente global de transferencia (U_o).....	63
2.1.7. Comparación de U_o con U_s y ΔP_t , ΔP_s con las máximas admisibles.....	68
2.1.8. Cálculo del tw y comparación con el supuesto.....	70
2.1.9. Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.....	71
2.1.10. Cálculo de los coeficientes de película (h_o , h_{io}), caídas de presión (ΔP_t , ΔP_s) y coeficiente global de transferencia (U_o).....	71
2.1.11. Comparación de U_o con U_s y ΔP_t , ΔP_s con las máximas admisibles.....	73
2.1.12. Cálculo del tw y comparación con el supuesto.....	76
2.1.13. Cálculo del espesor del intercambiador.....	76
 2.2. Tablas.....	79

Tabla 1.	Datos de los fluidos que intervienen en el diseño del intercambiador de calor.
Tabla 2.	Valores de pasos de tubo
Tabla 3.	Dimensiones tubos.
Tabla 4.	Factores de ensuciamiento ff_i , ff_o
Tabla 5.	Conductividad tubos.
Tabla 6.	Coeficientes globales de transferencia.
Tabla 7.	Numero de tubos que caben en una carcasa cuadrada/triangular.
Tabla 8.	Conductividad térmica de líquidos.
Tabla 9.	Composición química AISI 304
Tabla 10.	Características mecánicas AISI 304
Tabla 11.	Constantes críticas en elementos y compuestos orgánicos.
Tabla 12.	Densidad del agua de 0°C a 100°C
Tabla 13.	Rangos de presión
Tabla 14.	Propiedades del acero inoxidable
Tabla 15.	Presión interna

2.3. Gráficas.....89

Gráfica 1.	Cambiadores tipo TEMA
Gráfica 2.	Disposición de los tubos
Gráfica 3.	Disposición de las particiones en un intercambiador
Gráfica 4.	Tipos de diafragmas
Gráfica 5.	Determinación del factor F_t
Gráfica 6.	Curva de transferencia de calor lado carcasa, cálculo J_h
Gráfica 7.	Curva de transferencia de calor lado carcasa, cálculo J_h
Gráfica 8.	Factores de fricción lado carcasa, cálculo f
Gráfica 9.	Calor específico
Gráfica 10.	Viscosidad de líquidos

3. PLANOS..... 99

Plano 1.	Ubicación Escombreras
Plano 2.	Ubicación Planta
Plano 3.	Esquema de instrumentación
Plano 4.	Intercambiador de calor
Plano 5.	Corte longitudinal intercambiador de calor

Plano 6. Placa deflectoras

Plano 7. Juntas de carcasa y distribuidor

Plano 8. Detalle placa tubular

Plano 9. Brida del agua

4. PLIEGO DE CONDICIONES.....	109
4.1. Condiciones técnicas.....	109
4.1.1. Montaje de los equipos.....	109
4.1.2. Tanques de almacenamiento.....	111
4.1.3. Estructuras metálicas.....	112
4.1.4. Soporte de tuberías.....	113
4.1.5. Cuadros y paneles eléctricos.....	113
4.2. Condiciones de aparatos y equipos a presión.....	116
5. ESTADO DE LAS MEDICIONES.....	120
5.1. Mediciones intercambiador de carcasa y tubos.....	120
6. PRESUPUESTO.....	121
6.1. Presupuesto parcial intercambiador de calor.....	121
6.2. Presupuesto parcial mano de obra.....	121
6.3. Presupuesto total.....	122

1. MEMORIA

1.1.Objeto

El objetivo de este presente TFG es calcular y diseñar un sistema de acondicionamiento de temperatura de la acetona. Para ello se diseñará y optimizará un intercambiador de calor de carcasa y tubos, en el cual entrará acetona a temperatura de ebullición. El intercambiador será calculado para que la temperatura de salida de la acetona sea la temperatura ambiente.

1.2.Antecedentes

El presente TFG con el que se finaliza el Grado de Ingeniería Química Industrial, ha sido propuesto por el Departamento de Ingeniería Química, Ambiental y de los Materiales y aceptado por la Comisión de Proyectos de la Escuela Universitaria Politécnica Superior de Linares, siendo el tutor del mismo Don Diego G. Fernández Valdivia, Profesor Titular de la Universidad de Jaén.

1.3. Ubicación

1.3.1. Situación

El intercambiador de calor objeto de este proyecto será instalado y ubicado en una planta de la compañía Repsol situada en el Valle de Escombreras, Murcia.

1.3.2. Accesos

El acceso a dicha planta será por la carretera A-30.

1.4. Materias primas

Las materias primas de las que se dispone para acondicionar la temperatura de la acetona son, obviamente acetona y agua como fluido acondicionador.

1.4.1. Alimentación: Acetona

La acetona o propanona es un compuesto químico cuya fórmula química es CH_3COCH_3 , pertenece al grupo de las cetonas que se encuentra naturalmente en el medio ambiente. A temperatura ambiente se presenta como un líquido incoloro de olor característico. Se evapora fácilmente, es inflamable y es soluble en agua. La acetona sintetizada se usa en la fabricación de plásticos, fibras, medicamentos y otros productos químicos, así como disolvente de otras sustancias químicas. [1]

1.4.1.1. Datos físico-químicos

En este apartado se muestran los datos de interés para el diseño del equipo, respecto a los fluidos de trabajo. En cuanto a la acetona se tiene:

Fórmula química= CH_3COCH_3

Pm = 58,08 g/ mol

$\rho_{20^\circ\text{C}} = 0,792 \text{ g/ml}$

Punto ebullición = $56,5^\circ\text{C}$

Punto fusión = $-94,6^\circ\text{C}$

[10] Perry, J. *Manual del ingeniero químico*. México: Hispano Americana, 1966.

1.4.1.2. Métodos de obtención

Entre los métodos de obtención de acetona que se tiene actualmente, para la producción a gran escala, principalmente se lleva a cabo mediante tres procesos:

- a) Por oxidación directa del propeno según el método Wacker-Hoechst, con aire y catalizador $\text{Cl}_2\text{Pd}-\text{Cl}_2\text{Cu}$, tal y como se muestra en la Figura 1.

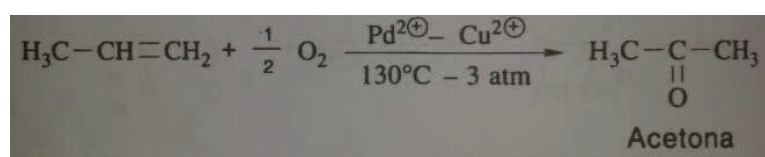


Figura 1. Reacción de oxidación del propeno

Se tiene una mezcla del alqueno y O_2 la cual se introduce a 2-3 atm en un reactor que contiene una disolución ácida de Cl_2Pd y Cl_2Cu a 30°C siendo el oxidante el Pd^{2+} que se reoxida con el O_2 y Cl_2Cu .

- b) Por deshidrogenación catalítica de isopropanol o por deshidrogenación oxidante, en procesos análogos a los del formol. La reacción se muestra en la Figura 2.

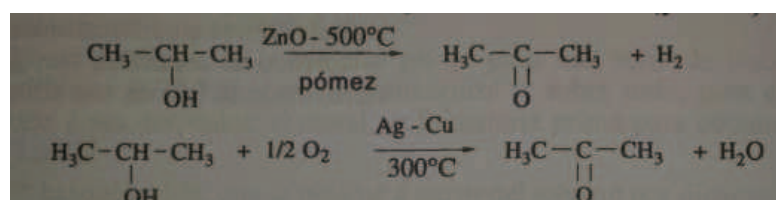


Figura 2. Reacción de deshidrogenación catalítica de isopropanol

En otro proceso se utiliza O_2 y H_2O_2 que se regenera, cuya reacción se puede ver en la Figura 3.

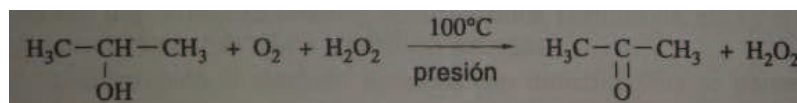


Figura 3. Reacción de deshidrogenación oxidante de isopropanol

- c) En la fabricación de fenol por oxidación del cumeno. En la Figura 4 se puede observar la reacción.

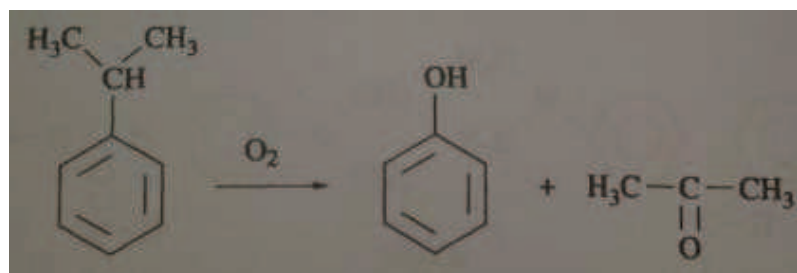


Figura 4. Reacción de oxidación del cumeno

En este proceso la producción de acetona es, en muchas circunstancias, tan importante como la del fenol.

Por otro lado una pequeña parte de acetona se obtiene por fermentación acetobutílica y, también, en la oxidación catalítica del propano y el butano y como producto secundario en la síntesis de glicerina vía acroleína.

[2] Yúfera. E. *Química Orgánica básica y aplicada: de la molécula a la industria*. Barcelona: Reverté, 1995.

1.4.1.3. Aplicaciones

La acetona es un producto de gran consumo en la industrial ya que es utilizado para la fabricación de ácido acético y todos sus derivados, de otros aldehídos, alcoholes, DDT, disolventes, plásticos...etc.

Es un buen disolvente para resinas y lacas. Su mayor consumo es para la fabricación de plexiglás y, en menor cantidad para producir disolventes (MIBK, isoforona, etc.) y para sintetizar el difenol, materia prima para las resinas epoxi y poliuretanos.

La condensación aldólica de la acetona sirve para obtener un disolvente muy importante como es el metiletilisobutilcetona (MIBK).

También la condensación de acetona con NaOH, a presión y temperaturas elevadas, produce otro disolvente: la isoforona.

Todos estos derivados son disolventes de gran consumo industrial para lacas, resinas, nitrocelulosa, plásticos vinílicos, adhesivos, pinturas, tintas de imprenta, extracciones industriales, etc. Entre todos ofrecen una extensa gama de disolventes, de volatilidad mediana o baja, que permite cubrir las exigencias de los distintos productos comerciales.

[2] Yúfera. E. *Química Orgánica básica y aplicada: de la molécula a la industria*. Barcelona: Reverté, 1995.

1.4.1.4. Efectos de la acetona en la salud

Los riesgos para la salud que puede conllevar el uso, manipulación, contacto, exposición, etc., de la acetona son muy variados. A continuación se mencionan algunos de ellos.

Los efectos agudos, es decir, a corto plazo sobre la salud pueden ocurrir de manera inmediata o poco después de la exposición a la acetona. Dicha exposición puede causar irritación en la piel, irritación de ojos, nariz y garganta, pudiendo causar tos y respiración con silbido. Además si dicha exposición es a altas concentraciones puede incluso causar dolor de cabeza, náuseas, vómitos, sensación de mareo o desvanecimiento, incluso desmayo.

Por otro lado los efectos que puede causar a largo plazo, que pueden ocurrir algún tiempo después de la exposición a la acetona y pueden durar meses, incluso años se mencionan a continuación:

- Riesgos para la salud reproductiva. La acetona podría causar daño al aparato reproductor masculino.
- Puede secar la piel y causar grietas con enrojecimiento.
- Podría afectar al hígado y al riñón.
- No se han realizado suficientes estudios de si la acetona puede causar daños al cerebro y a los nervios, pero se conoce que muchos disolventes pueden causar tales daños.

[3] NJhealth, Hoja informativa sobre sustancias peligrosas: Acetona, nj.gov/health/eoh/rtkweb/documents/fs/0006sp.pdf
[Consulta: jueves, 19 de Noviembre de 2015]

1.5. Principios termodinámicos

La transmisión de calor por conducción tiene lugar en los sólidos que están en contacto directo, o entre partes de un mismo sólido, sometidos a diferente temperatura. Desde un punto de vista microscópico, la conducción

del calor es debida a los impactos elásticos de las moléculas de los gases, a las ondas eléctricas en los líquidos y sólidos dieléctricos y en los metales se produce por difusión de la nube de electrones libres.

En 1822 Fourier publicó una descripción matemática del fenómeno de la conducción del calor. Esta ecuación expresa que la velocidad puntual de transmisión del calor por unidad de área, o densidad de flujo de calor, en un medio material privado de movimientos microscópicos relativos internos y en particular homogéneo e isótropo, es proporcional al gradiente de la distribución de temperaturas en dicho punto en el instante considerado, con su misma dirección vectorial pero sentido opuesto y cuyo factor de proporcionalidad es una característica del medio, que depende del estado puntual termodinámico del mismo y que indica la mayor o menor facilidad de dicho medio a la conducción del calor.

$$Q = kA \Delta T$$

Donde:

Q: calor intercambiado, W

A: es el área de intercambio de calor, m²

K: es una propiedad de cada uno de los materiales conocido conocida como conductividad. Esta magnitud representa la capacidad con la cual la sustancia conduce calor y produce la consiguiente variación de temperatura (W/m K)

ΔT : diferencia de temperaturas, K

La transmisión de calor por convección va asociada a un desplazamiento macroscópico de materia por lo que este mecanismo está impedido en caso de sólidos y será el resultado de movimientos a escala macroscópica, en el seno de fluidos, en forma de remolinos o de corrientes de circulación. Puesto que está implicado el movimiento de un fluido, se comprende que la transmisión de calor por convección estará parcialmente gobernada por la Mecánica de Fluidos y sólo podrá tener lugar cuando actúen sobre el fluido fuerzas capaces de mantener el movimiento del mismo,

venciendo las fuerzas de fricción o rozamiento. Las fuerzas que pueden crear corrientes de convección son de dos tipos:

En la convección natural las corrientes convectivas derivan de la acción de las fuerzas de flotación generadas por diferencias de densidad, que a su vez son debidas a los gradientes de temperatura existentes en la masa de fluido. Se comprende que este será el mecanismo de convección en fluidos en reposo.

En la convección forzada las corrientes de convección están producidas por la acción directa de una fuerza externa, como es el caso de un agitador en un recipiente donde se encuentra un fluido, o bien es el resultado del propio movimiento del fluido por una conducción, tanto en régimen laminar como turbulento.

$$Q = hA \Delta T$$

Donde:

Q : calor intercambiado, W

A : es el área de intercambio de calor, m²

h : es el coeficiente de convección y depende de las propiedades físicas del fluido y de sus características de movimiento ya sean natural o forzado con respecto a la superficie (W/m² K)

ΔT : diferencia de temperaturas, K

La radiación térmica es energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce directamente desde la fuente hacia afuera en todas las direcciones. Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos y transportada por ondas electromagnéticas o fotones, por lo recibe el nombre de radiación electromagnética.

A diferencia de la conducción y la convección que necesitan un medio material para propagarse, la radiación electromagnética es independiente de la materia para su propagación, de hecho, la transferencia de energía por

radiación es más efectiva en el vacío. Sin embargo, la velocidad, intensidad y dirección de su flujo de energía se ven influidos por la presencia de materia.

La termodinámica demuestra que para un cuerpo “radiador” ideal, denominado cuerpo negro, el caudal de energía que emite es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta la que se encuentra, hecho que explica por qué la radiación térmica se vuelve particularmente importante a temperaturas elevadas.

Así, cuando dos cuerpos negros a distinta temperatura intercambian energía térmica por radiación, el intercambio neto viene dado por la expresión:

$$Q = \sigma A (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde:

Q : calor intercambiado, W

A : es el área de intercambio de calor, m²

σ : es una constante de proporcionalidad denominada constante de Stefan-Boltzmann cuyo valor es $5.669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

T_1, T_2 : temperaturas de los cuerpos que intervienen en el intercambio de calor, K

La ecuación anterior se conoce como ley de Stefan- Boltzmann de la radiación térmica, y se aplica sólo a cuerpos negros. Sin embargo, otras superficies como la de un metal pulido o una superficie recubierta de una pintura brillante no radian tanta energía como el cuerpo negro, a pesar de seguir cumpliendo la proporcionalidad de T^4 . Para tener en cuenta la naturaleza “gris” de estas superficies se introduce en la ecuación anterior un factor, denominado emisividad (ϵ) de la superficie, que relaciona la radiación de la superficie gris con la de una superficie negra ideal, para esta última sería $\epsilon = 1$.

$$Q = \sigma \epsilon A (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde:

Q : calor intercambiado, W

ε : emisividad del material

A : es el área de intercambio de calor, m^2

σ : es una constate de proporcionalidad denominada constante de Stefan-Boltzmann cuyo valor es $5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

T_1, T_2 : temperaturas de los cuerpos que intervienen en el intercambio de calor, K

[4] Frank Kreith, Mark S. Bohn. *Principios de transferencia de calor*. Madrid: Thomson, 2002.

[5] Enrique Torrella, José Manuel Pinazo, Ramón Cabello. *Transmisión de calor*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. Servicio de Publicaciones, D.L. 1999.

1.5.1. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se definen como equipos encargados de transferir calor de un fluido a otro, sin contacto directo entre ellos y sin la acción directa del fuego. El intercambio de calor se lleva a cabo mediante los mecanismos de conducción y convección tanto natural como forzada.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.1.1. Clasificación

Los intercambiadores pueden clasificarse según su función o según su forma constructiva. Atendiendo al primer criterio, es decir al criterio funcional los intercambiadores pueden clasificarse en:

- Refrigerantes: su misión es la de enfriar un fluido, y se realiza normalmente mediante agua o aire, que se calientan hasta una temperatura máxima fijada.
- Condensadores: son equipos en los que el fluido caliente entra total o parcialmente en fase vapor y sale en fase líquida.
- Hervidores: son equipos en los que el fluido frío es calentado, con el fin de producir un cambio de fase, pasando de la fase líquida a la de vapor.
- Intercambiadores en general: son aquellos cuya misión es intercambiar calor de un fluido a otro sin que se produzca cambio de fase entre ellos.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.1.2. Intercambiadores de haz tubular

En este apartado se definen las partes fundamentales de estos equipos, que son: haz tubular, carcasa, distribuidor y fondo carcasa.

- a) Haz tubular. Es un cierto número de tubos unidos, por mandrinado o soldadura, a dos placas tubulares perpendiculares a ellos y colocados de forma regular. Para soportar estos tubos se tienen unas chapas perpendiculares a los mismos, espaciadas regularmente denominadas diafragmas o pantallas.
- b) Carcasa. Es el cilindro exterior que envuelve el haz tubular. En él están soldadas las silletas que soportan e intercambiador y que le apoyan sobre la cimentación.

- c) Distribuidor. Es la parte por la que entra el fluido que debe pasar por el interior de los tubos, encaminándole por los diferentes pasos de los mismos hasta que sale del intercambiador.
- d) Fondo de carcasa. Es la tapa de la carcasa por el lado contrario al que ocupa el distribuidor. Como se verá más adelante, hay algunos tipos en que no existe este elemento como tal.

Cada uno de estos elementos básicos de los intercambiadores puede ser de diversa forma y, por tanto, la combinación de estas formas da una gran cantidad de tipos de intercambiadores. Con el fin de simplificar la definición de los intercambiadores y facilitar su construcción se ha pretendido obtener una clasificación que recoja las formas constructivas más usuales. Esta clasificación, internacionalmente conocida, es la contemplada en la norma TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association), que normaliza e indica los requisitos exigidos para la construcción correcta de los intercambiadores de calor de haz tubular.

Como se muestra en la Gráfica 1 (ver anexo), la denominación de los intercambiadores se realiza con tres letras, indicando sucesivamente cada una de ellas:

- Tipo de distribuidor
- Tipo de carcasa
- Tipo de fondo de carcasa o parte posterior.

Con ayuda de esta clasificación e indicando las dimensiones generales del equipo, se define el intercambiador simplificadaamente. En concreto, la definición correcta se efectúa indicando:

- Simbología tipo TEMA.

- Diámetro interior de la carcasa y la longitud recta de los tubos. En caso de carcasa del tipo “k” se deberán indicar los dos diámetros existentes en la carcasa.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.1.3. Descripción y dimensiones típicas

En este apartado se procede a describir los elementos más importantes de un intercambiador de calor de haz tubular, los cuales no son los mismos para todos los intercambiadores. A continuación se expondrán los más comunes.

- a) Placas tubulares. Las placas tubulares pueden ser de dos tipos, fijas y flotantes, dependiendo si tienen el movimiento impedido o libre. Tiene como objetivo separa los fluidos y servir de fijación para los tubos. Éstas pueden estar situadas entre dos bridas, soldadas a la carcasa, soldadas al distribuidor o soldadas a ambos.

Todos los intercambiadores, excepto los de tubo en U, poseen dos placas tubulares con el mismo espesor e idéntica distribución de los tubos. Puesto que las placas tubulares están en contacto con los dos fluidos, éstas deben diseñarse para que soporten las condiciones de temperatura y presión más severas y con un material adecuado a las características del fluido más corrosivo.

- b) Tubos. Los tubos utilizados en los intercambiadores de haz tubular son cilíndricos lisos, es decir, sin aletas y generalmente de dimensiones de acuerdo a las que se indican en la Tabla 2 (ver Anexo).

Los más utilizados son los de diámetro $\frac{3}{4}$ " y 1", y espesores comprendidos entre 12 y 18 BWG. La longitud de los tubos puede ser cualquiera, pero de igual forma por mantener una uniformidad dentro de la planta, se utilizan normalmente de 10, 16, 20 y 24 pies, así como sus submúltiplos.

Teniendo en cuenta los tipos de tubos más comúnmente utilizados, se debe realizar un planteamiento inicial para escoger una misma longitud y diámetro de tubos para toda la planta, de forma que sean las dimensiones más apropiadas por el tipo de fluidos existentes, así como para los útiles, grúas, etc., previstos para efectuar el mantenimiento. El resultado de esta uniformidad será un menor almacén de mantenimiento, un menor stock de tubos y una más fácil gestión de la reposición de existencias.

En cuanto a la disposición de los tubos, los tubos en el haz están dispuestos de forma regular, ocupando generalmente los vértices de una de las siguientes figuras geométricas (Gráfica 2):

- Triángulo equilátero
- Cuadrado o cuadrado girado 45°.
- Rombo

La disposición triangular no permite la limpieza mecánica exterior de los tubos, pero en cambio mejora el intercambio de calor y consigue lo que para una misma carcasa quepan aproximadamente el 15% más de tubos que usando la disposición cuadrada, lo que abarata la inversión; esta disposición es utilizada, por tanto, en el caso en que los fluidos sean limpios o los materiales soporten la limpieza química. Por otro lado, la disposición rómbica es raramente utilizada en la

actualidad, ya que no ofrece ventajas substanciales frente a las otras disposiciones.

El lado de la figura geométrica en que se disponen los tubos, o la distancia entre ejes de éstos se denomina paso de tubos (P_t) y su valor deberá ser, al menos $P_t \geq 1.25 d_o$, siendo d_o el diámetro exterior de los tubos.

Los valores normales de pasos de tubos se pueden ver en la Tabla 1, la cual se muestra a continuación:

Disposición de tubos	d_o	P_t
Triangular	$\frac{3}{4}''$	$\frac{15}{16}''$
	$1''$	$1 \frac{1}{4}''$
Cuadrado	$\frac{3}{4}''$	$1''$
	$1''$	$1 \frac{1}{4}''$

Tabla 1. Valores de pasos de tubos

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

En la Gráfica 2 (ver anexo) se puede observar las distintas disposiciones de los tubos para un intercambiador de haz tubular.

Por otro lado, es de interés conocer que con objeto de aumentar la velocidad del fluido que circular por el interior de los tubos y de este modo conseguir un mayor intercambio de calor, los tubos se dividen en grupos independientes separados por placas de partición que conducen al fluido para que circule por todos y cada uno de estos grupos, denominados pasos. Las placas de partición impiden que se mezcle el fluido entre pasos en el distribuidor y cabezal flotante. De este modo, el fluido

recorre el intercambiador a lo largo tantas veces como número de pasos de tubos existen.

El espacio que ocupan las chapas de partición en las placas tubulares debe quedar sin tubos; por esta razón es fácil distinguir en dichas placas el número de pasos. En la Gráfica 3 se puede observar fácilmente el número de pasos por tubos.

A continuación se indican una serie de reglas para efectuar la distribución de los tubos en el intercambiado, o lo que es igual, la disposición de agujeros en la placa tubular. Esta disposición, por lo general, se denomina trazado de tubos en la placa y debe cumplir las siguientes consideraciones:

- Respetar el tipo de disposición de tubos establecido.
 - Mantener la distancia establecida entre los tubos (Pt).
 - Permitir la limpieza de los tubos por su parte exterior cuando sea necesario, para lo cual deben situarse los tubos en fila, vertical y horizontalmente.
 - Obtener que el número de tubos por cada paso sea similar, dejando libres las áreas ocupadas por las chapas de partición y por la placa de choque.
- c) Unión tubos-placas tubular. Esta unión suele realizarse mediante mandrinado o soldadura, o bien con ambas operaciones, es decir, mandrinado y sellado con soldadura, pero en todo caso debe satisfacer las dos condiciones siguientes:
- Impedir el paso de fluido, evitando la contaminación de un fluido con otro.
 - Ser lo suficiente fuerte como para soportar las fuerzas debidas al peso de los tubos y a la dilatación térmica.

Para la elección del tipo de unión se deberá tener en cuenta el material de la placa y de los tubos, peligrosidad en caso de contaminación de los fluidos y fuerzas por dilatación térmica, que debe soportar.

d) Diafragmas. Son chapas circulares situadas perpendicularmente a la dirección de los tubos y atravesadas por éstos, y cuya misión es conseguir:

- Soportar los tubos, manteniéndose a la distancia fijada por el paso a lo largo de toda la longitud del intercambiador.
- Conducir el fluido que circula por el lado carcasa, haciéndole recorrer el camino con recorridos transversales y longitudinales, a la vez que creando una mayor turbulencia de forma que se mejore el intercambio de calor.

Para permitir el paso del fluido longitudinalmente a lo largo del intercambiador los diafragmas tienen un corte o ventana. Dependiendo de cómo se realice este corte se pueden contemplar los siguientes tipos (Gráfica 4).

- Segmental. Son aquellos que tienen un solo corte vertical u horizontal que permite el paso del fluido situado en el lado contrario al del diafragma anterior. Si el corte es vertical el fluido se desplaza de lado a lado para pasar luego por el corte o ventana del diafragma; este tipo de flujo es denominado de lado-lado. Si el corte es horizontalmente el fluido se desplaza de arriba abajo del intercambiador pasando alternativamente por una ventana en la parte superior y otra en la parte inferior; a este tipo de flujo se le denomina arriba-abajo. El corte del diafragma se debe

establecer de forma que la velocidad de fluido en su recorrido transversal y longitudinal sea similar, para lo cual el área de paso a través del corte (superficie cortada, superficie que ocupan los tubos que pasan por el corte) sea igual al área de paso existente entre diafragma y diafragma. El valor del corte se define como el tanto por ciento de la altura del corte con relación al diámetro del diafragma, es decir:

$$corte = \frac{a}{D} 100$$

De entre todos los tipos de diafragmas éste es el más utilizado.

- Doble segmental. Tiene dos cortes verticales u horizontales. Es utilizado cuando la caída de presión a lo largo del intercambiador debe ser mínima en el fluido que circula por el exterior de los tubos. Este tipo de diafragma apenas produce turbulencias y los cambios de dirección son más suaves, por lo que la caída de presión es muy pequeña. También es generalmente utilizado cuando el fluido es gas. Si la caída de presión debe ser inferior a la conseguida con este tipo se puede recurrir al triple segmental.
- Anillo–disco, cuyo corte es circular, colocándose alternativamente anillo y disco. Son raramente utilizados y sólo es posible su empleo en un intercambiador con fluido líquido, sin cambio de fase y sin que contenga gases disueltos ni sedimentos.

Los diafragmas están situados regularmente a lo largo del intercambiador, y a la distancia que existe entre ellos se denomina espaciado o paso de diafragmas. Los datos mínimos que se deben indicar de un diafragma,

esto es, los que lo definen son: tipo, clase de flujo, corte y paso.

El espesor depende del tamaño del intercambiador, así como de la distancia entre los diafragmas; la norma TEMA da los espesores mínimos en cada caso.

- e) Tirantes. Éstos junto con los tubos que en ellos se insertan, realizan la misión de distanciadores de los diafragmas y son barras roscadas a la placa tubular y que recorren el intercambiador atravesando los diafragmas hasta el último, donde se le rosca una tuerca. Entre diafragma y diafragma se insertan los trozos de tubo que distancian los diafragmas.

El diámetro de los tirantes normalmente es de 13 a 25 mm y su número varía desde 4 a 12, pero tanto su diámetro como su número dependen del diámetro del intercambiador y del espaciado de diafragmas. En la norma TEMA se especifican número de tirantes y diámetros mínimos requeridos para cada caso.

- f) Pletinas de sellado. Cuando entre los tubos del haz y la parte interna de la carcasa existe un espacio demasiado grande, el fluido pasará por este espacio sin intercambiar calor con los tubos. Para evitar este inconveniente se usan las pletinas de sellado, que son unas chapas longitudinales que se insertan en los diafragmas desde el primero al último de ellos, y que impiden el recorrido helicoidal del fluido que circula por el lado exterior de los tubos.
- g) Placa de choque. Es una chapa que se sitúa para proteger a la primera fila de tubos en la de la tobera de entrada con el fin de evitar la erosión de estos tubos por el choque del fluido en la entrada. Normalmente esta chapa está soldada a dos o más

distanciadores, y debe cubrir toda la primera fila de tubos y en dirección longitudinal el diámetro de la tobera más 100 mm. El área de paso que como mínimo el área de la tobera, y normalmente se dimensiona de forma que esta área de paso supere el área de paso de la tobera en un 50%.

Por otro lado en el distribuidor son pocas las particularidades a tener en cuenta. Entre éstas cabe destacar las chapas de partición de pasos y las conexiones o toberas. Las chapas de partición, como ya se ha visto, sirven para separar un paso de otro, impidiendo la mezcla del fluido. El espesor de estas chapas suele ser de 10 o 13 mm. Su espesor y disposición condicionan la disposición de los tubos.

Con las conexiones o toberas de entrada o salida se debe tener la precaución de que el fluido entre o salga por un solo paso del lado de tubos.

Y por último en la tabla de clasificación de intercambiadores, la cual se muestra en Gráfica 1 (ver anexo), se pueden ver todas las variantes de carcasa y de fondo de carcasa.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.1.4. Limpieza de los intercambiadores de haz tubular

En este apartado se aborda el tema de la limpieza de estos equipos, ya que es una cuestión importante a tener en cuenta a la hora de realizar los cálculos termodinámicos y también del diseño de algunos aspectos.

Pues bien, los fluidos que circulan por los intercambiadores llevan, normalmente, partículas sólidas en suspensión que con el

tiempo van sedimentado en las superficies que mojan, formando una capa sólida. Esta capa se forma tanto en las paredes interiores como exteriores de los tubos, dificultando la transferencia de calor. Para simular el efecto negativo sobre la transferencia de calor producido por estas capas sólidas, se han introducido en el cálculo de los intercambiadores los factores de ensuciamiento. Estos factores han sido evaluados de forma que compensen la disminución de la transferencia de calor debida a la resistencia que ejercen las capas de sólidos sedimentados que se forman en un año de funcionamiento. Por lo tanto, se deben eliminar estas capas al cado de este tiempo, si se desea que el intercambiador realice correctamente el servicio para el que ha sido diseñado.

Como ya se ha visto, el valor de los factores de ensuciamiento indica si el fluido es más o menos sucio, o si la capa de suciedad formada en un año es de mayor o menor espesor. Cuando el valor del factor de ensuciamiento es menor de $0.0005 \text{ h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} / \text{BTU}$ se considera que el fluido es limpio y por tanto no precisa limpieza. Para el resto de los casos, sí es preciso esta limpieza de los tubos, tanto en su cara interior como exterior.

La limpieza puede ser química o mecánica y se efectúa como sigue:

- Limpieza química: consiste en circular por el intercambiador un fluido que disuelve las incrustaciones depositadas. La limpieza química no se usa normalmente, puesto que suele salir dañado el intercambiador, al ser frecuente que el fluido que disuelve las incrustaciones corroa fuertemente también el equipo. Se usa solamente cuando no es posible la limpieza mecánica.
- Limpieza mecánica: es más usual y se realiza de la siguiente forma:

Para la cara interior de los tubos se pasa un rascador por cada tubo, lo que hace que se desprendan las incrustaciones y, normalmente finalizada esta operación, se limpian con agua a presión.

Para la cara exterior de los tubos se pasa una barra de acero, o rascador, por todas las filas y en las diferentes direcciones, rascando la superficie exterior de todos los tubos; seguidamente se lava con agua a presión.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.2. Cálculo termodinámico y diseño de intercambiadores de haz tubular

En este apartado se exponen los distintos cálculos que se deben seguir para el diseño del intercambiador de calor.

1.5.2.1. Balance de calor de los fluidos y determinación del calor a intercambiar

El calor intercambiado es la capacidad de intercambio del equipo, y es igual al calor cedido por el fluido caliente o el absorbido por el frío. Cuando no existe cambio de fase, para calcularlo se tiene que:

$$Q = W_c c_c \Delta t_c = W_f c_f \Delta t_f$$

Ecuación 1

Donde,

W_c = Caudal de fluido caliente, lb/h.

c_c = Calor específico fluido caliente BTU/lb °F.

Δt_c = Temperatura de entrada menos temperatura de salida del fluido caliente, °F.

W_f , c_f , Δt_f representan las mismas magnitudes para el fluido frío.

En el caso de que exista cambio de fase en alguno de los fluidos, se deberá añadir a esta expresión además del calor sensible, el calor por cambio de fase, manteniéndose la ecuación general de que el calor cedido por el fluido caliente es igual al absorbido por el fluido frío.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

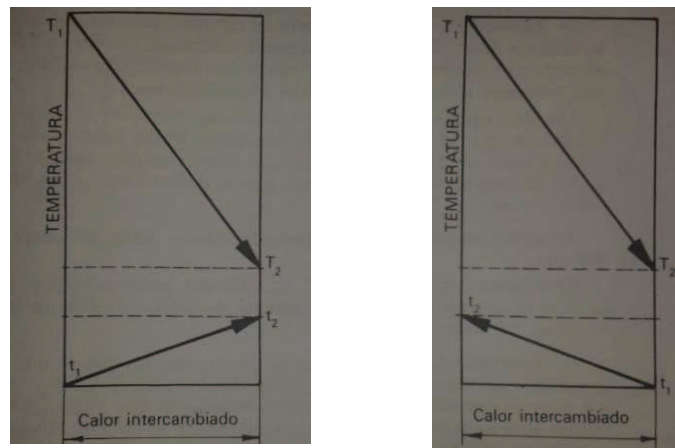
1.5.2.2. Determinación de la diferencia media logarítmica de las temperaturas corregida (CMTD)

La diferencia de temperatura es la fuerza motriz mediante la cual el calor se transfiere desde un fluido caliente a otro más frío. En el caso de intercambiadores, la diferencia de temperatura existente entre los dos fluidos permite que uno de ellos se vaya calentando al mismo tiempo que el otro se va enfriando.

La representación de la variación de la temperatura de los fluidos a lo largo del intercambiador nos muestra que hay dos tipos de variación de la temperatura en estos equipos:

- Disposición en equicorriente, es decir, cuando las corrientes circulan en la misma dirección y sentido, lo que se llama flujo paralelo y su perfil de temperatura es el indicado en la Figura 5.
- Disposición en contracorriente, es decir, cuando las corrientes circulan en la misma dirección pero en sentido

contrario y su perfil de temperatura es el que se muestra en la Figura 5.



a) Disposición en equicorriente

b) Disposición en contracorriente

Figura 5. Perfil de temperaturas en un intercambiador

La diferencia de temperatura entre los fluidos es variable a lo largo del intercambiador y, por tanto, es necesario escoger una diferencia media representativa de todas ellas. La diferencia media utilizada es la media logarítmica de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, y se denomina “diferencia media logarítmica de temperaturas” (LMTD) cuyo valor viene dado por la siguiente expresión:

$$LMTD = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left[\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right]}$$

Ecuación 2

Donde:

T_1 = Temperaturas de entrada del fluido caliente (K).

T_2 = Temperaturas de salida del fluido caliente (K).

t_1 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío (K).

t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío (K).

$\Delta t = T_1 - t_2$

$$\Delta t = T_2 - t_1$$

Siendo,

Δt_1 = el mayor de los dos valores

Δt_2 = el menor de ambos

El carácter representativo de la diferencia media logarítmica de las temperaturas es válido únicamente para los intercambiadores que tienen un solo paso por lado tubos y por carcasa, es decir, para equipos que trabajan en equicorriente o en contracorriente pura.

Pero si el intercambiador es de paso múltiple, o dicho de otra forma, con varios pasos del fluido por el lado tubos o carcasa, la expresión de la diferencia media logarítmica no tiene sentido matemático. La resolución de este problema se realiza obteniendo la diferencia media logarítmica de las temperaturas, de forma igual a la indicada, y ésta se corrige con un factor, F_t , en el que influyen el número de pasos y el perfil de temperaturas.

A la nueva diferencia de temperatura se denomina “diferencia media logarítmica de temperatura corregida” (CMTD), siendo su valor:

$$CMTD = F_T \times LMTD$$

Ecuación 3

Para obtener el valor de F_t se ha de calcular primero los números adimensionales siguientes:

- Relación de capacidad:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Ecuación 4

- Efectividad:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Ecuación 5

Con estos valores se entra en las Gráficas 5, las cuales difieren unas de otras por el número de pasos por lado carcasa (número de cuerpos), así como el número mínimo de pasos por lado tubos.

Se observa en estas gráficas que las curvas, después de una zona aplanada, se convierten casi en verticales, de forma que el valor del factor de corrección es indefinido. Esta circunstancia se explica por el hecho de que la temperatura de salida del fluido caliente no puede ser, en ningún caso, inferior a la de salida del fluido frío, con lo que las curvas carecen de sentido a partir del momento en que esto sucede y que coincide con los puntos donde éstas se hacen verticales.

De forma práctica se deberá tener en cuenta los siguientes puntos:

- El valor mínimo aceptable de F_t será 0.8, que es el valor adoptado para el caso de una carcasa con al menos dos pasos por lado tubos y en el que las temperaturas de salida de ambos fluidos sean iguales ($T_2 = t_2$).
- Si el valor de F_t es menor de 0.8 se debe pasar a dos cuerpos o a tres, en serie, de forma que el valor de F_t llegue a ser superior a 0.8. Si esto conlleva un elevado número de cuerpos en serie, y la necesidad de superficie es pequeña, lo cual obligaría a muchos pequeños cuerpos que encarecerían sensiblemente el intercambiador o lo haría totalmente inviable mecánicamente, se acude a la solución

de un cuerpo, pero con los flujos en contracorriente, esto es, con un solo paso lado tubos, en el que, por supuesto, el valor de F_t es 1.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.2.3. Cálculo del coeficiente global de transmisión

A la transferencia de calor de un fluido al otro en un intercambiador se oponen una serie de resistencias que se pueden concretar en:

- Resistencia de la convección del lado caliente, que es igual a la inversa de su coeficiente de película correspondiente.
- Resistencia por el ensuciamiento del tubo por su lado caliente, que es igual al factor de ensuciamiento del fluido caliente.
- Resistencia de la pared del tubo, función de la conductividad del material del tubo y su espesor.
- Resistencia por el ensuciamiento del tubo en su lado frío, que es igual al factor de ensuciamiento del fluido frío.
- Resistencia de la convección de lado frío, que es igual a la inversa de suficiente de película correspondiente.

La suma de estas cinco resistencias, ΣR es la resistencia total al paso del calor, y su inversa ($1/\Sigma R = U$) es lo que definimos como coeficiente global de transferencia U y siempre está referido al lado exterior de los tubos, por lo que el área de la ecuación fundamental es el área exterior de los mismos.

La parte más compleja del cálculo termodinámico es el cálculo del coeficiente global de transmisión, ya que son muchas las

variables de las que depende y, además, las correlaciones que las unen son en su gran parte experimentales.

De todas formas, aquí se expone un método simple y reconocido en todo el mundo, suficientemente experimentado, y que ofrece la ventaja de su ya probada fiabilidad. Muchos son los intercambiadores que en el mundo funcionan perfectamente diseñados por este método.

Volviendo a la expresión del coeficiente global, y ya indicándola como se muestra normalmente, se tiene:

$$U_o = \frac{1}{\sum R_o} = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + ff_{io} + r_w + ff_o + \frac{1}{h_o}}$$

Ecuación 6

h_{io} = coeficiente de película del lado tubos, BTU/ (pie²) (h) (°F).

ff_{io} = coeficiente de ensuciamiento de fluido lado tubos, (pie²) (h) (°F)/ BTU.

r_w = coeficiente de resistencia de la pared de tubos, (pie²) (h) (°F)/ BTU.

ff_o = coeficiente de ensuciamiento de fluido lado carcasa, (pie²) (h) (°F)/ BTU.

h_o = coeficiente de película del lado carcasa, BTU/ (pie²) (h) (°F).

En general el subíndice “o” indica valores relativos al fluido que circula por el exterior de los tubos o valores referidos a la superficie exterior de los tubos. El subíndice “i” indica valores relativos al fluido que circula por el interior de los tubos y referidos a la superficie interior de los mismos. Y, por tanto, el subíndice “io” indica valores relativos al fluido que circula por el interior de los tubos, pero referido a la superficie exterior de los mismos.

Factores de ensuciamiento y resistencia de la pared del tubo

El valor de los factores de ensuciamiento es función del fluido y de la velocidad con la que circula, tanto por el interior de los tubos como por el exterior de los mismos. Una amplia selección de estos valores se pueden ver en la Tabla 4 y de ésta se pueden obtener los valores ff_o y ff_i , coeficientes de ensuciamiento de lado carcasa y lado tubos, pero como ya se ha indicado, el valor del coeficiente global es siempre respecto a la superficie exterior de los tubos, por lo que se debe referir a esta superficie el valor del factor de ensuciamiento:

$$ff_{io} = ff_i * \frac{d_o}{d_i}$$

Ecuación 7

Siendo d_o y d_i los diámetro exterior e interior del tubo.

El valor de la resistencia de la pared del tubo r_w es siempre simple de calcular, ya que si valor es:

$$r_w = \frac{d_o}{24 K} * \ln \frac{d_o}{d_i}$$

Ecuación 8

Siendo K la conductividad de metal del tubo.

En la Tabla 5 se pueden observar los valores de K para los metales más usados para los tubos.

La transferencia de calor a través de las películas, que se forman por el ensuciamiento y la pared de los tubos, es por conducción.

Una vez determinadas las resistencias por conducción se deben calcular las debidas a la convección, es decir, los coeficientes de película del fluido que circula por el interior de los tubos y el que circula por el exterior de los mismos, y que siempre se denominará lado tubos y lado carcasa, respectivamente.

Antes de comenzar con el cálculo de los coeficientes de película propiamente dichos es necesario definir, y posteriormente calcular, una serie de variables que intervienen en la determinación de dichos coeficientes de película, como son las temperaturas calóricas y de pared y los números adimensionales requeridos en el posterior cálculo del intercambiador.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.2.4. Cálculo de la temperatura calórica y la temperatura de pared, t_w .

Los coeficientes de película son función, entre otras variables, de las propiedades termodinámicas de los fluidos. Estas propiedades varían con la temperatura, que a su vez varia en los fluidos, a lo largo del intercambiador; por eso, los coeficientes de película y, en consecuencia, el coeficiente global de transferencia, no es constante a lo largo del intercambiador.

Para proceder al diseño de los intercambiadores de forma práctica se debe pretender encontrar una temperatura tal que sea representativa de todas ellas, de forma que calculando el coeficiente global de transferencia con las propiedades de los fluidos a esta temperatura se pueda adoptar este coeficiente como el representativo, y de valor medio, en el intercambiador.

Esta temperatura buscada es la “calórica” y es, efectivamente, la representativa de todas las que existen a lo largo del intercambiador, si se cumplen las siguientes hipótesis:

- El caudal es constante en ambos fluidos, a lo largo del intercambiador.
- El calor específico es constante en los fluidos a lo largo de toda la trayectoria.
- No hay cambios de fase en los fluidos.
- La variación del coeficiente global de transferencia (U) es lineal con la temperatura.

Cumpléndose estas hipótesis es exacto el concepto de temperatura “calórica”, que permite estudiar el intercambiador como si todo el calor se intercambia a esta temperatura y con un coeficiente global de transferencia (U) único en el equipo.

La determinación de su valor de una forma sencilla se realiza con las siguientes expresiones:

En la corriente caliente:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

Ecuación 9

En la corriente fría:

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

Ecuación 10

Siendo:

T_c y t_c = temperaturas calóricas de los fluidos caliente y frío, respectivamente.

F_c = factor de temperatura “calórica”.

Existe un cálculo para obtener el valor del coeficiente F_c para fracciones petrolíferas, para el resto de fluidos incluso para fracciones petrolíferas se obtiene una buena aproximación adoptando como valor del coeficiente $F_c = 0.4$.

Por otro lado los coeficientes de película deben ser multiplicados por un factor de corrección de viscosidad que tenga en cuenta la variación de la misma en función de las diferentes temperaturas del fluido en la parte central del tubo, y en la pared interior de éste para el fluido que circula por el lado tubos, y en los puntos alejados del tubo y en la pared exterior de éste para el fluido que circula por el lado carcasa. La primera temperatura en ambos casos (la central del tubo y la alejada del tubo) es la ya definida como “calórica”, y la segunda (temperatura ambos lados de la pared del tubo) se denomina “temperatura de pared”. Esta última temperatura es la misma para ambos fluidos si se desprecia la pequeña caída de temperatura que se produce a través de la pared del tubo.

El valor de la temperatura de pared se obtiene de las siguientes formulas:

- Cuando el fluido caliente circula por el interior de los tubos:

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} * (T_c - t_c)$$

Ecuación 11

- Si el fluido caliente circula por el exterior de los tubos:

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} * (T_c - t_c)$$

Ecuación 12

Por lo tanto, para calcular este valor de t_w es necesario conocer los coeficientes de película, que a su vez dependen de ella. Para iniciar el cálculo se debe suponer un primer valor de dicha temperatura de pared, basada en una estimación de los coeficientes de película si ello es posible; en caso contrario, se supone que los dos coeficientes de película (h_{io} y h_o) son iguales, y el valor de la temperatura de pared será:

$$t_w = \frac{T_c + t_c}{2}$$

Ecuación 13

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.2.5. *Cálculo de los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, el valor de los coeficientes de película (h_o , h_{io}), caídas de presión (ΔP_t , ΔP_s) y coeficiente global de transferencia (U_o)*

Para proceder a la determinación de los coeficientes de película son necesarios, como mínimo, los siguientes datos:

- Propiedades termodinámicas de los fluidos. Es necesario conocer las correspondientes a los dos fluidos del intercambiado. Se indicaran con subíndice “t” las correspondientes al fluido que circula por el interior de los tubos y subíndice “s” las del fluido que circula por el exterior de los tubos. Las propiedades termodinámicas utilizadas en el cálculo son:

-Conductividad térmica a temperatura calórica: K, en BTU/(h) (pie) (°F).

- Calor específico a temperatura calórica: c , en BTU/ (lb) (°F).
- Viscosidad absoluta a temperatura calórica: μ , en centipoises.
- Viscosidad absoluta a temperatura pared: μ_w , en centipoises.
- Peso específico relativo: s .

Otro dato necesario, aunque no es una propiedad termodinámica, es el caudal del fluido: W , en lb/h.

- Datos geométricos del intercambiador.
 - Numero cuerpos en paralelo: N_p .
 - Diámetro exterior de tubos: d_o , en pulgadas.
 - Diámetro interior de tubos: d_i , en pulgadas.
 - Número de tubos por cuerpo: N_t .
 - Longitud de los tubos: L , en pies.
 - Número de pasos por lado tubos: n .
 - Diámetro interno de la carcasa: D_i , en pulgada.
 - Tipo de disposición de los tubos: triangular, cuadrado y cuadrado rotado.
 - Espaciado o paso de tubos: P_t , en pulgadas.
 - Espaciado o paso de los diafragmas: B , en pulgadas.
 - Corte de los diafragmas: C , en %.

En cuanto a los números adimensionales, las correlaciones utilizadas en el cálculo de la transferencia de calor tienen, en su mayor parte, origen experimental, habiéndose partido de un análisis dimensional para su determinación. Esta metodología ha dado lugar a la definición de una serie de números adimensionales que se utilizan en el cálculo de los intercambiadores y que explican o determinan parámetros fundamentales en estos equipos.

Los más utilizados en los cálculos de los intercambiadores son:

-Número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{D v \rho}{\mu} \quad o \quad Re = \frac{D G}{\mu}$$

Ecuación 14

-Número de Prandt (Pr):

$$Pr = \frac{c \mu}{K}$$

Ecuación 15

-Número de Grashof (Gr):

$$Gr = D^3 \rho^2 g \beta$$

Ecuación 16

-Número de Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{h D}{K}$$

Ecuación 17

Para la obtención de estos números adimensionales se debe tener la precaución de utilizar unidades coherentes, esto es, unidades del mismo sistema de medidas.

De entre todos los números adimensionales indicados, el más interesante de analizar es el número de Reynolds, ya que su valor define el tipo de régimen de flujo con el que circula el fluido. En particular, si el fluido circula por un conducto de sección circular, caso del lado tubos del intercambiador, el número de Reynolds determina los siguientes tipos de regímenes:

- $Re \leq 2100$

Régimen laminar

- $2100 < Re \leq 10000$	Régimen transitorio
- $Re > 10000$	Régimen turbulento

Los coeficientes de película, h_i , varían con el valor del número de Reynolds, produciéndose un gran descenso de su valor al pasar a régimen laminar. Por este motivo debe evitarse, siempre que sea posible, diseñar un intercambiador por el que el fluido que circula por el interior de los tubos tenga régimen de flujo laminar, o incluso transitorio.

Seguidamente se expone el cálculo del coeficiente de película en el lado tubos para el caso de un régimen turbulento o un régimen transitorio, aunque en este caso, sobre todo cuando el número de Reynolds está próximo a 2100, la fiabilidad de las fórmulas utilizadas es menor.

En el análisis y cálculo del coeficiente de película lado tubos se debe incluir el cálculo de la velocidad lineal (v) que nos dará un dato importantísimo para el análisis del intercambiador. Este dato, junto con el número Reynolds, nos definirá si el número de pasos por lado tubos, la longitud de éstos, etc., son los idóneos o se deben variar para obtener el intercambiador más conveniente.

La obtención del coeficiente de película se realiza, mediante un sencillo cálculo, con ayuda de la siguiente formulación:

- Obtención de área de paso por los tubos, a_t (pie^2):

$$a_t = \frac{N_t N_p}{144 n} * \frac{d_i \pi}{4}$$

Ecuación 19

- Velocidad másica, G_t , ($\text{lb/ (h) (pie}^2 \text{)}$):

$$G_t = \frac{W_t}{a_t} = \frac{576 W_t n}{N_t N_p d_t^2 \pi}$$

Ecuación 20

- Números adimensionales, Re, Pr :

$$Re = \frac{d_i v_t \rho_t}{\mu_t} \quad o \quad Re = \frac{d_i G_t}{\mu}$$

Ecuación 21

$$Pr = \frac{c_t \mu_t}{K_t}$$

Ecuación 22

- El valor del coeficiente de película (h_{io}):

$$h_i = J_h \frac{12 K_t}{d_i} (P^{1/3}) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Ecuación 23

El valor de J_h se obtiene a partir de la Gráfica 6 (ver anexo) utilizando el número de Reynolds.

Este valor del coeficiente de película está referido a la superficie interior de los tubos, y para referirla la superficie exterior de los mismos se utiliza la expresión:

$$h_{io} = h_i * \frac{d_i}{d_o}$$

Ecuación 24

Si por el lado tubos el fluido circula por su interior de los mismos sin nada que se le interponga, en el caso de lado carcasa se interponen al flujo diversos elementos, como son los tubos y diafragmas, además de los tirantes, pletinas de sellado, etc. Por este

motivo el régimen del fluido se puede suponer siempre turbulento, independientemente del valor del número de Reynolds. En este caso el cálculo del coeficiente de película es más laborioso, y deben seguirse los diversos pasos que seguidamente se indican:

- Cálculo del área de paso transversal, que viene dado por la fórmula:

$$a_s = \frac{D_i (P_t - d_o) B}{144 P_t}$$

Ecuación 25

- Velocidad másica, G_s , (lb/ (h) (pie²):

$$G_s = \frac{W_s}{a_s}$$

Ecuación 26

- Diámetro equivalente para la transferencia de calor. El poder del diámetro equivalente a utilizar para los cálculos de transferencia de calor difiere para cada tipo de disposición de los tubos y se obtiene en cada caso como sigue:

-Disposición cuadrada de los tubos (pies):

$$D_e = \frac{(P_t^2 - 0.25 \pi d_o^2)}{3\pi d_o}$$

Ecuación 27

-Disposición triangular de los tubos (pies):

$$D_e = \frac{0.86(P_t^2 - 0.25 \pi d_o^2)}{3\pi d_o}$$

Ecuación 28

- Números adimensionales, Re, Pr :

$$Re = \frac{d_e G_s}{\mu_s}$$

Ecuación 29

$$Pr = \frac{c_s \mu_s}{K_s}$$

Ecuación 30

- El valor del coeficiente de película (h_o):

$$h_o = J_h \frac{K_s}{d_e} (P^{1/3}) \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14}$$

Ecuación 31

El valor de J_h se calcula por medio de la Gráfica 7, a partir del número de Reynolds (Re_s).

Una vez obtenidas todas las resistencias que se oponen a la transferencia de calor, se suman ΣR_o y son equivalentes a la inversa del coeficiente global de transferencia ($1/U_o$), por lo tanto su valor será:

$$U_o = \frac{1}{\Sigma R_o} = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + f f_{io} + r_w + f f_o + \frac{1}{h_o}}$$

Ecuación 32

Obtenido el coeficiente global de transferencia U_o , se podrá determinar la superficie requerida para el intercambiador. De todas

formas, antes se pasa a estudiar las caídas de presión en el intercambiador.

El paso de los fluidos por el intercambiador produce en ellos una caída de presión, caída que es mayor cuanto mayor es la velocidad lineal del fluido y la longitud a recorrer por éste. Esto se traduce, en el lado tubos, que la caída de presión aumenta cuando disminuye el número de tubos o aumenta el número de pasos, ya que aumentan la velocidad lineal, e igualmente aumenta la caída de presión si aumenta la longitud de los tubos. Para disminuir la caída de presión se deben adoptar las medidas contrarias.

En el lado carcasa la caída de presión se incrementa si aumenta la longitud de los tubos, si disminuye el corte de los diafragmas, si disminuye el espaciado entre los diafragmas, si aumenta el número de tubos con igual diámetro de carcasa y si la relación P_t/d_o disminuye. Por lo tanto, si disminuye la longitud de los tubos, aumenta el corte y espaciado de los diafragmas, disminuye el número de tubos o aumenta la relación P_t/d_o , disminuye la caída de presión del fluido que circula por el lado exterior de los tubos.

En los intercambiadores, los factores que son favorables para alcanzar altos coeficientes de película, y por tanto mayor coeficiente global de transferencia que conlleva una menor superficie de intercambio, producen una mayor caída de presión. Lo cual origina que un menor intercambiador obliga a un consumo superior de energía en los equipos impulsores del fluido. Para obtener el sistema óptimo es preciso estudiar la solución que, satisfaciendo todas las condiciones del proceso, sea el más económico, teniendo en cuenta el coste de la inversión y el gasto de energía y mantenimiento anual.

El cálculo de la caída de presión se realiza aplicando unas correlaciones que varían según el régimen de flujo que se produce. Al igual que en el cálculo de los coeficientes, las expuestas a

continuación son válidas para el flujo de régimen turbulento y con menor fiabilidad para el régimen transitorio, ya que en este último régimen las caídas de presión son menores a las que se obtienen con este cálculo.

En cuanto a la caída de presión del fluido que circula por el interior de los tubos, ésta es la suma de la caída de presión por fricción en los tubos propiamente dichos y la caída de presión en los retornos entre paso y paso.

- Caída de presión por fricción en los tubos (ΔP_t).

Su cálculo se realiza utilizando la correlación de Sieder y Tate para caída de presión en tubos por los que circula un fluido que se calienta o enfría, y la expresión es:

$$\Delta P_t = 11.7 * \frac{v_t s_t n N_s L}{d_i \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14}} * f$$

Ecuación 33

ΔP_t : caída de presión por fricción en los tubos (lb/plg²)

f: factor de fricción siendo,

$$f = \frac{0.00377}{Re^{0.3}} + 0.00003$$

Ecuación 34

- Caída de presión en los retornos (ΔP_r).

Los cambios de dirección que el fluido experimenta en los retornos originan una caída de presión cuyo valor se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_r = \frac{v_t s_t n N_s}{42}$$

Ecuación 35

ΔP_r : caída de presión en los retornos (lb/plg²)

La caída de presión total es la suma de ambas y su valor por tanto, es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

Ecuación 36

Por otro lado la caída de presión del fluido que circula por la parte exterior a los tubos es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los diafragmas, así como a la distancia entre estos diafragmas.

La ecuación que determina la caída de presión para fluidos que caliente o enfrían, incluyendo las pérdidas en las conexiones de entrada y salida, es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s D_i (N + 1)}{6.26 \cdot 10^{11} d_e s \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14}} \quad (psi)$$

Ecuación 37

Donde,

f: factor de fricción, el cual se obtiene de la Gráfica 8 (ver anexo).

N+1 es el número de espacios entre diafragmas y su valor es:

$$N + 1 = \frac{\text{Longitud recta de los tubos}}{\text{Espaciado de diafragmas}} = \frac{12 L}{B}$$

Ecuación 38

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.2.6. Cálculo del área mínima

Para obtener los demás factores de la ecuación fundamental del intercambiador se ha supuesto un número determinado de tubos y su tamaño, esto es, se ha supuesto la superficie. Una vez obtenidos todos los demás términos, a partir de estos supuestos, se cierra el círculo calculando la superficie necesaria de intercambio por medio de la ecuación fundamental.

$$A = \frac{Q}{CMTD * U_o}$$

Ecuación 39

A: superficie del intercambiador (pie²)

Determinada la superficie mínima y conocidas las características de los tubos, el número mínimo de estos deberá ser:

$$N_{t \min} = \frac{A}{L \pi \frac{d_o}{12}}$$

Ecuación 40

Si este número es igual, más o menos, al supuesto, se cierra el ciclo y el cálculo efectuado es correcto, adoptándose como el intercambiador más idóneo el supuesto inicialmente y corroborado posteriormente.

Si el número de tubos mínimo no es similar al adoptado, se debe repetir el cálculo con un número de tubos igual al mínimo requerido.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.5.2.7. Procedimiento para diseñar un intercambiador de haz tubular

Un intercambiador se calcula utilizando un procedimiento iterativo, es decir, se parte de unos valores iniciales supuestos y se van realizando intentos sucesivos hasta conseguir que los valores supuestos en el intento sean iguales a los resultantes del cálculo. Seguidamente se indican las sucesivas operaciones a realizar:

1. Balance de calor de los fluidos y determinación del calor a intercambiar (Q).
2. Determinar la diferencia media logarítmica de la temperatura corregida (CMTD).
3. Calcular las temperaturas calóricas de los dos fluidos.
4. Calcular temperatura de pared. Para dar un valor inicial se puede utilizar la ecuación 13 suponiendo que los coeficientes de película son iguales.
5. Determinar las propiedades termodinámicas de ambos fluidos a las temperaturas calóricas y de pared.
6. Realizar el cálculo de las resistencias por factores de ensuciamiento y pared del tubo; ff_{io} , ff_o , r_w .
7. Se ha de suponer un valor para el coeficiente global. Es mejor suponer U_s un poco alto que demasiado bajo, ya que esta práctica asegura llegar a la mínima superficie de forma más rápida.
8. Una vez supuesto el valor de U_s , se calcula el área necesaria de intercambio de calor.
9. Se procede al cálculo del número mínimo de tubos a emplear. Una vez que se tiene el número de tubos, con la Tabla 7 se puede determinar el diámetro interno de la carcasa. Para ello se ha de fijar el número de pasos por lado tubos, el espaciado de los diafragmas y su corte, y el tipo de diafragma.

10. Calcular los números adimensionales de Reynolds y Prandtl; el valor de los coeficientes de película (h_o , h_{io}); caídas de presión y coeficiente global de transferencia, con las ecuaciones indicadas en apartados anteriores.
11. Si las caídas de presión, son mayores a las máximas admisibles, o el valor del coeficiente global de transferencia U_o no es aproximadamente igual al adoptado U_s , se tiene que repetir el cálculo con las siguientes correcciones:

- a) Si $U_s \neq U_o$.

Se debe repetir el cálculo desde el punto 8, utilizando como nuevo valor de U_s el calculado anteriormente.

- b) Si $\Delta P_t > \Delta P_{tmax}$.

Se deberán modificar el intercambiador adoptado, siguiendo alguna de estas instrucciones:

- Aumentar el número de tubos por paso.
- Disminuir número de pasos por lado tubo.
- Acortar los tubos.
- Aumentar el diámetro de los tubos.
- Utilizar dos carcassas en paralelo.

Con la solución adoptada se repetirá el cálculo desde el punto 8.

- c) Si $\Delta P_s > \Delta P_{smax}$.

Se modificará el lado carcassa siguiendo alguna de las siguientes instrucciones:

- Disminuir el número de diafragmas, aumentando el espaciado entre ellos.
- Aumentar el corte de los diafragmas.
- Acortar la longitud de los tubos.
- Pasar a un intercambiador de tipo "J" con dos entradas o dos salidas de fluido.
- Disminuir el número de tubos en la carcassa o bien aumentar el diámetro de esta.
- Adoptar dos carcassas en paralelo.

Con la solución adoptada se repetirá el cálculo desde el punto 8. Si los valores ΔP_t , ΔP_s y U_o son adecuados, se continua el cálculo pasando al punto siguiente.

12. Se calcula el valor de t_w correctamente de acuerdo con la ecuación correspondiente. Si su valor es aproximadamente igual al que se ha supuesto se finalizará el cálculo adoptando el intercambiador prefijado como el correcto que cumple con las exigencias del proceso. En caso contrario, se debe volver al punto 4, utilizando la t_w calculada en este punto.

Por otro lado, con objeto de poder evaluar los resultados obtenidos a continuación se exponen algunas consideraciones a tener en cuenta.

- a) Velocidad lineal del fluido en el interior de los tubos. Para líquidos sin cambio de fase la velocidad deberá estar entre 3 y 6 pies por segundo; excepcionalmente, con agua, se pueden alcanzar valores de hasta 10 pies/s. En general, no es conveniente que las velocidades sean muy pequeñas, ya que si éstas son pequeñas el coeficiente de película disminuye y el factor de ensuciamiento aumenta.
- b) Número de Reynolds. Por el lado tubos, siempre que ello sea posible, es mejor que tenga un número mayor a 2100, siendo preferible utilizar valores superiores a 7000. Sin embargo por el lado carcasa como el régimen turbulento está garantizado gracias a los diafragmas, no es posible un régimen laminar por lo que es suficiente con un $Re > 1$.
- c) Número máximo de pasos lado tubos. Generalmente, antes de proceder al cálculo para el diseño del intercambiador, se tiene un límite máximo de caída de presión. Aprovechando

este límite es aconsejable intentar conseguir los máximos valores posibles para la velocidad lineal y el número de Reynolds. Por esta razón, se intentará adoptar el máximo número de pasos por lado tubos. Se ha de recordar que este valor de “n” está limitado por razones mecánicas y sus valores máximos para los diferentes diámetros de carcasa se pueden ver en la Tabla 2.

- d) Pletinas de sellado. Se deberán usar cuando el diámetro interior de la carcasa supera en más de 25 mm al diámetro del menor círculo que envuelva a todos los tubos, normalmente denominado OTL; lo anterior se expresa con:

$$DI - OTL > 25 \text{ mm}$$

- e) Diafragmas, también llamados deflectores o baffles. La distancia entre ellos es función de la máxima longitud de los tubos sin soportar. Este valor es diferente en las diversas normas o códigos de diseño, pero como guía se puede tomar la norma TEMA. Aun así, se debe respetar que el máximo espaciado de los diafragmas no supere el diámetro interno de la carcasa, y el espaciado mínimo no sea inferior a 63 mm o un quinto de diámetro interior de la carcasa.

[6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

1.6. Requisitos de diseño

Para el cálculo y diseño del sistema de acondicionamiento de la temperatura de la acetona se dispone de un intercambiador de calor de haz de tubos, cuyas especificaciones de diseño se muestran a continuación:

- Alimentación: acetona
- Fluido acondicionador: agua
- T_e , acetona= T^a de ebullición= $56.2\text{ }^{\circ}\text{C} = 133.16\text{ }^{\circ}\text{F}$
- T_s , acetona = $25^{\circ}\text{C} = 77\text{ }^{\circ}\text{F}$
- Capacidad de tratamiento= $10,000\text{ kg/h} = 22046.23\text{ lb/h}$

1.7.Resultados y análisis de soluciones

1.7.1. Optimización del intercambiador

Se ha elegido un intercambiador de calor de haz de tubos ya que es el tipo de intercambiador más utilizado en la industria, en especial en las refinerías y plantas químicas debido a ventajas tales como que proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen, es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños, fácil de limpiar y reparar con respecto a otros tipos de intercambiadores y presenta una gran versatilidad pudiéndose ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

Los cálculos para el diseño de este equipo se han realizado siguiendo el procedimiento descrito en el libro de Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.

En él se describe un procedimiento iterativo, definiendo algunos valores iniciales, los cuales se irán modificando para cumplir una serie de requisitos y de acuerdo a obtener un equipo eficiente en la industria. Por ello a continuación se describe la elección de algunos de estos parámetros como son las temperaturas de salida y de entrada del fluido acondicionador, otros parámetros relacionados con el tamaño del equipo y la disposición de los tubos.

1.7.1.1. Optimización de la temperatura

Primeramente se ha de mencionar que se ha optado porque el flujo sea en contracorriente ya que esto proporciona un mayor intercambio de calor en un menor espacio, por esta razón también se escogió el intercambiador 2-4.

Por otro lado, se ha definido como temperatura de entrada del fluido frío (agua) 10°C y de salida 25°C. Se han adoptado estas temperaturas por varias razones:

- La temperatura de salida del fluido frío interesa que sea la misma que la temperatura de salida del fluido caliente, por ello ésta se fijó en 25°C.
- Se probó con $t_1 = 20^\circ\text{C}$ y $t_2 = 25^\circ\text{C}$. Para estas temperaturas no se podía obtener un factor de corrección con un intercambiador 2-4 por lo que se tendría que pasar a un intercambiador 3-6, el cual se encarece notablemente.
- También se probó con temperaturas tal que, $t_1 = 15^\circ\text{C}$ y $t_2 = 25^\circ\text{C}$. con dichas temperaturas se obtuvo un factor de corrección de 0.85, en principio este valor valdría ya que está por encima de 0.8 que sería el valor mínimo aceptable pero se creyó conveniente probar con otra temperatura, para asegurar el buen funcionamiento del equipo.
- Tras realizar los cálculos con estas temperaturas, $t_1 = 10^\circ\text{C}$ y $t_2 = 25^\circ\text{C}$ se obtuvo un factor de corrección de 0.953.

1.7.1.2. Optimización del tamaño del intercambiador.

En cuanto al diseño de las dimensiones del intercambiador uno de los parámetros a suponer ha sido el diámetro exterior de los tubos. Los diámetros más utilizados son de $\frac{3}{4}$ " y 1". Puesto que los flujos de fluido que se tienen no son excesivamente elevados, se ha optado

por fijar el diámetro exterior, d_o , en $\frac{3}{4}$ ". En base a esto, otros parámetros a suponer son el BWG y la longitud de los tubos, L .

A continuación se exponen las distintas propuestas que se plantearon, sabiendo que la longitud de tubos habitual, para los caudales que se tienen, puede estar comprendida entre 10 y 20 pies, aproximadamente.

- Tubo $d_o = \frac{3}{4}$ ", BWG= 10. Con estos dos valores, se tiene un $d_i = 0.482$ " y si se supone $L=20$ pies, se obtiene un intercambiador con una $D_i=8$ " pero tras realizar los cálculos correspondientes se obtiene una $v_t = 7.7167$ pies/s, la cual supera a la velocidad establecida como óptima que va de 3 pies/s a 6 pies/s. Sin embargo si se prueba con una $L= 10$ pies todos los valores obtenidos están dentro de rango.
- Tubo $d_o = \frac{3}{4}$ ", BWG= 12. Se tiene que $d_i = 0.532$ " y suponiendo $L=20$ pies, también se supera el rango de velocidad óptimo ya que se obtuvo $v_t = 6.3343$ pies/s. Por otro lado, cambiando $L= 10$ pies, también se cumple con todos las restricciones planteadas pero la velocidad obtenida es demasiado próxima a la inferior del rango, siendo ésta $v_t = 3.1617$ pies/s.
- Tubo $d_o = \frac{3}{4}$ ", BWG= 14. Ahora se tiene que $d_i=0.584$ " y si $L=10$ pies tras realizar los cálculos correspondientes se obtiene una $v_t = 2.6282$ pies/s, la cual es inferior a 3pies/s y suponiendo $L=20$ pies se supera el límite de la caída de presión impuesto en 2 psi.
- Tubo $d_o = \frac{3}{4}$ ", BWG= 16. Con estos valores se obtiene un $d_i = 0.620$ " se obtienen para $L=10$ pies una $v_t = 2.3319$ pies/s y se supera la presión máxima admisible de 2 psi para $L= 20$ pies.

- Tubo $d_o = \frac{3}{4}$ ", BWG= 18. Para estos valores se tienen un $d_i = 0.652$ " y de nuevo se obtienen las mismas conclusiones para las distintas longitudes de L.

Finalmente tras estudiar las distintas opciones planteadas con anterioridad, los tubos elegidos tienen las siguientes características $d_o = \frac{3}{4}$ ", BWG= 10, $d_i = 0.482$ " y L=10 pies.

1.7.1.3. Optimización disposición de los tubos.

Como se sabe las disposiciones de los tubos más habituales son la triangular y la cuadrada.

La ventaja que presenta la disposición triangular es que con ella es posible situar más tubos en el intercambiador en un mismo espacio que con la disposición cuadrada, sin embargo presenta el inconveniente de la mayor dificultad al limpiar el intercambiador, no pudiéndose hacer esta limpieza de manera mecánica.

Al calcular el tamaño del intercambiador para las distintas disposiciones, se ha podido observar que no difiere tanto la disposición triangular de la cuadrada, y puesto que la operación de limpieza es más fácil y económica para un intercambiador cuyos tubos se encuentran en disposición cuadrada, se optó por dicha disposición.

1.7.2. Descripción del intercambiador

Se empleará un intercambiador tipo AFS, según TEMA. Por lo que el distribuidor es de tipo A, con tapa desmontable, la carcasa es de tipo F, de dos pasos, y el fondo es de tipo S, es decir de fondo flotante con anillo de cierre, de manera que se permita la dilatación de los materiales evitando fracturas debidas a los esfuerzos térmicos.

Se ha dispuesto que el fluido caliente (acetona) circule por el interior de los tubos y el fluido frío, agua, lo haga por la carcasa.

El paso o separación entre centros de los tubos (P_t) más comúnmente para tubos de 3/4" y distribución cuadrada es de 1".

A continuación se muestra las características del intercambiador diseñado de manera más esquemática:

- Denominación del intercambiador: AFS 15 1/4" x 10 pies.
- Número cuerpos en serie: $N_s = 1$
- Número cuerpos en paralelo: $N_p = 1$
- Diámetro exterior de tubos: $d_o = 3/4"$.
- Diámetro interior de tubos: $d_i = 0.482"$.
- Número de tubos por cuerpo: $N_t = 92$
- Longitud de los tubos: $L = 10$ pies.
- Número de pasos por lado tubos: $n = 4$
- Diámetro interno de la carcasa: $D_i = 15 1/4"$
- Tipo de disposición de los tubos: cuadrada.
- Espaciado o paso de tubos: $P_t = 1$ pulgada.
- Espaciado de diafragmas: $B = 4$ pulgadas.
- Corte de los diafragmas: $C = 66 \%$.

1.7.3. Elección del metal para el intercambiador.

Se ha dispuesto escoger el acero inoxidable austenítico, en concreto el AISI 304, siendo este un acero muy versátil y de uso muy extendido.

La elección de éste viene abalada por las buenas propiedades de conformabilidad y soldabilidad, además los aceros inoxidables austeníticos de la familia Cr/Ni presentan muy buenas prestaciones de resistencia a la corrosión.

Estas prestaciones se deben a la composición química, la cual se muestra en la Tabla 9, que en concreto este acero presenta (AISI 304, ACX150).

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
≤0.030	≤0.750	≤2.000	≤0.040	≤0.015	17.50-19.00	8.00-10.00

Tabla 9. Composición química AISI 304

Por otro lado es importante conocer las características mecánicas que este acero nos ofrece, se ha de mencionar que las características mecánicas que se presentan en la Tabla 10 son en estado recocido.

R _{p0.2}	R _m	Alargamiento	Dureza
>250 N/mm ²	540-670 N/mm ²	>45 %	< 200 HB

Tabla 10. Características mecánicas AISI 304

[7]Acerinox,ACX150.<http://www.acerinox.com/opencms901/export/sites/acerinox/.content/galerias/galeria-descargas/galeria-documentos-producto/ACX150.pdf>. [Consulta: jueves, 10 de diciembre, 2015]

1.8 Bibliografía

- [1] Desconocido, Acetona, <https://es.wikipedia.org/wiki/Acetona> [Consulta: lunes, 09 de noviembre de 2015].
- [2] Yúfera. E. *Química Orgánica básica y aplicada: de la molécula a la industria*. Barcelona: Reverté, 1995.
- [3] NJhealth, Hoja informativa sobre sustancias peligrosas: Acetona, nj.gov/health/eoh/rtkweb/documents/fs/0006sp.pdf [Consulta: jueves, 19 de Noviembre de 2015].
- [4] Frank Kreith, Mark S. Bohn. *Principios de transferencia de calor*. Madrid: Thomson, 2002.
- [5] Enrique Torrella, José Manuel Pinazo, Ramón Cabello. *Transmisión de calor*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. Servicio de Publicaciones, D.L. 1999.
- [6] Baquero, J. y Llorente, V. *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid: Alambra, 1985.
- [7] Acerinox, ACX150. <http://www.acerinox.com/opencms901/export/sites/acerinox/.content/galerias/galeria-descargas/galeria-documentos-producto/ACX150.pdf>. [Consulta: jueves, 10 de diciembre, 2015].
- [8] Kern, D. *Procesos de transferencia de calor*. México: Continental, 1981.
- [9] Eugene, F. *Manual de recipientes a presión diseño y calculo*. México: Limusa, 1985.
- [10] Perry, J. *Manual del ingeniero químico*. México: Hispano Americana, 1966.

[11] ESPAÑA. Real Decreto 2060/2008, de 12 de diciembre por el que se regula el Reglamento de Aparatos a Presión, aprobado por el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril.

[12] Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. TEMA, Nueva York, 1978.

2. ANEXO A LA MEMORIA

2.1. Cálculo del intercambiador

2.1.1. Balance de calor de los fluidos y determinación del calor a intercambiar

Para determinar el calor a intercambiar entre los dos fluidos se tiene la Ecuación 1. A continuación se muestra el cálculo correspondiente:

$$Q = W_c c_c \Delta t_c = W_f c_f \Delta t_f$$

Donde,

$$W_c = 22046.23 \text{ lb/h}$$

$$c_c = 0.55 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \text{ (valor obtenido de la gráfica 9)}$$

$$\Delta t_c = (133.16 - 77) ^\circ\text{F} = 56.16$$

$$Q = W_c c_c \Delta t_c = 22046.23 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 0.55 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} * (133.16 - 77) ^\circ\text{F}$$

$$Q = 680,970.13 \text{ BTU/h}$$

2.1.2. Determinación de la diferencia media logarítmica de las temperaturas corregida (CMTD)

Primero mediante la Ecuación 2 se calculará LMTD, donde se ha de suponer la temperatura de entrada y la de salida del fluido frío, en este caso agua, para optimizar el gradiente de temperaturas.

Se tiene que:

$$T1 = \text{temperatura de entrada del fluido caliente} = 133.16 ^\circ\text{F}$$

$$T2 = \text{temperatura de salida del fluido caliente} = 77 ^\circ\text{F}$$

t_1 = temperatura de entrada del fluido frío = 50 °F

t_2 = temperatura de salida del fluido frío = 77 °F

$$\Delta t_1 = T_1 - t_2$$

$$\Delta t_2 = T_2 - t_1$$

$$\Delta t_1 = (133.16 - 77) \text{ °F} = 56.16 \text{ °F}$$

$$\Delta t_2 = (77 - 50) \text{ °F} = 27 \text{ °F}$$

$$LMTD = \frac{56.16 - 27}{\ln \left[\frac{56.16}{27} \right]} = 39.81605$$

A continuación se procede a calcular la relación de capacidad y la efectividad (con las Ecuaciones 4 y 5) para obtener el factor de corrección, con ayuda de la Gráfica 5, de un intercambiador de calor 2-4, ya que en este tipo de intercambiadores se produce un mayor intercambio de calor con una menor área.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{133.16 - 77}{77 - 50} = 2.08$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{77 - 50}{133.16 - 50} = 0.32$$

$$F_t = 0.953$$

Como el valor de F_t es mayor a 0,8, se consideran adecuadas las temperaturas de los fluidos de esta manera se puede continuar con el cálculo de CMTD con la Ecuación 3.

$$CMTD = 0.953 \times 39.81605 = 37.9447$$

2.1.3. Cálculo del coeficiente global de transmisión

Para calcular el coeficiente global de transmisión de calor se tiene la Ecuación 6. Pero antes de deberán calcular los factores de ensuciamiento y resistencia de la pared del tubo los cuales se obtiene de la Tabla 4, se ha de mencionar que como el coeficiente global de transmisión de calor es siempre respecto a la superficie exterior de los tubos por lo que dichos coeficientes también están referidos a la superficie exterior.

Por tanto de la Tabla 4 se observa que:

$$ff_o = 0.001 \text{ (pie}^2\text{) (h) (}^\circ\text{F) / BTU.}$$

$$ff_i = 0.001 \text{ (pie}^2\text{) (h) (}^\circ\text{F) / BTU.}$$

Teniéndose este valor y suponiendo el valor del diámetro externo del tubo, así como el BWG y el diámetro interno (Tabla 3), se puede calcular el coeficiente de ensuciamiento del fluido del lado de los tubos, ff_{io} , con la Ecuación 7.

Se ha supuesto $d_o = \frac{3}{4}$ " por ser uno de los diámetros más utilizados y un BWG= 10, obteniéndose un diámetro interno $d_i = 0.482$ ".

$$ff_{io} = ff_i * \frac{d_o}{d_i} = 0.001 \frac{(\text{pie}^2)(h)(^\circ\text{F})}{\text{BTU}} * \frac{0.0625 \text{ pie}}{0.0401 \text{ pie}} =$$

$$ff_{io} = 1.56 \cdot 10^{-3} \frac{(h)(^\circ\text{F})}{\text{BTU}}$$

Por otro lado, el valor del coeficiente de resistencia de la pared de los tubos (r_w) se calcula con la Ecuación 8, pero antes es necesario conocer el valor de la conductividad del material empleado para los tubos. Para esto se tiene la Tabla 5, donde se observa que:

Para el acero inoxidable $K=10 \text{ BTU/ (pie) (h) (}^{\circ}\text{F)}$.

Por tanto,

$$r_w = \frac{d_o}{24 K} * \ln \frac{d_o}{d_i} = \frac{0.0625 \text{ pie}}{24 * 10 \frac{\text{BTU}}{\text{pie h }^{\circ}\text{F}}} * \ln \frac{0.0625 \text{ pie}}{0.0401 \text{ pie}} =$$

$$r_w = 1.1514 \cdot 10^{-4} \frac{\text{pie}^2 \text{ h }^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}$$

Calculo de las temperaturas calóricas T_c, t_c

Estas temperaturas se obtienen aplicando la Ecuaciones 9 y 10, respectivamente.

En la corriente caliente:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) = 77^{\circ}\text{F} + 0.4(133.16 - 77)^{\circ}\text{F}$$

$$T_c = 99.464^{\circ}\text{F}$$

En la corriente fría:

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) = 50^{\circ}\text{F} + 0.4 (77 - 50)^{\circ}\text{F}$$

$$t_c = 60.80^{\circ}\text{F}$$

Por otro lado el valor de h_{i0} y h_o se supone igual para estos dos coeficientes de película. Por lo que para el cálculo de la temperatura de pared, t_w , se tiene la Ecuación 13.

$$t_w = \frac{T_c + t_c}{2} = \frac{(99.464 + 60.80)^{\circ}\text{F}}{2} = 80.132^{\circ}\text{F}$$

Para proceder a la determinación de los coeficientes de película son necesarios, como mínimo los siguientes datos:

- Propiedades termodinámicas de los fluidos. Se determinan las propiedades del fluido que circulan por el interior de los tubos “t” agua y por el exterior de los tubos “s” acetona.

La conductividad térmica a temperatura calórica, k , obtenida de la Tabla 8, en la cual se puede suponer que hay una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos dados constituyen también los valores límites de temperatura sobre los que se recomiendan los datos.

$$k_t = 0.3620 \text{ BTU/ (h) (pie) (}^{\circ}\text{F)}.$$

$$k_s = 0.1037 \text{ BTU/ (h) (pie) (}^{\circ}\text{F)}.$$

Calor específico a temperatura calórica. Valor obtenido de la Gráfica 9.

$$c_t = 1.00 \text{ BTU/ (lb) (}^{\circ}\text{F)}.$$

$$c_s = 0.54 \text{ BTU/ (lb) (}^{\circ}\text{F)}.$$

Viscosidad absoluta a temperatura calórica, μ , en centipoises, obtenida con la Gráfica 10.

$$\mu_t = 0.90 \text{ cp} = 2.160 \text{ lb/ (pie) (h)}$$

$$\mu_s = 0.28 \text{ cp} = 0.672 \text{ lb/ (pie) (h)}$$

Viscosidad absoluta a temperatura de pared: μ_w , en centipoises. Valores obtenidos de la Gráfica 10.

$$\mu_{wt} = 0.72 \text{ cp} = 1.728 \text{ lb/ (pie) (h)}$$

$$\mu_{ws} = 0.32 \text{ cp} = 0.768 \text{ lb/ (pie) (h)}$$

Peso específico relativo: s.

$$s_t = 0.997$$

$$s_s = 0.792$$

Caudales volumétricos W en lb/h

$$W_c = W_s = 22046.23 \text{ lb/h}$$

$$W_f = W_t = 25221.12 \text{ lb/h}$$

2.1.4. Cálculo del área mínima

Para obtener un valor de área mínima es necesario suponer un valor del coeficiente global de transmisión. Para ello se tiene la Tabla 6 donde, sabiendo que el fluido caliente es un disolvente orgánico y el frío es agua, el intervalo está definido entre (50-150) BTU/h pie² °F.

Por tanto para el cálculo se ha supuesto $U_s = 100 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ °F}$, por ser el valor medio del intervalo visto en la en Tabla 6, y con la Ecuación 39 se tiene que:

$$A = \frac{Q}{CMTD * U_o} = \frac{680970.13 \text{ BTU/h}}{37.95 * 100 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ °F}}} = 179.44 \text{ pies}^2$$

A continuación se calcula el mínimo número de tubos necesarios para esta área de intercambio. Para ello se tiene la Ecuación 40. Pero antes de llevar a cabo este cálculo es necesario definir la longitud de los tubos, para la cual se ha adoptado que $L = 10 \text{ pies}$. Entonces se tiene que:

$$N_{t \min} = \frac{A}{L \pi \frac{d_o}{12}} = \frac{179.44 \text{ pies}^2}{10 \text{ pies} \pi \frac{0.75 \text{ plg}}{12 \text{ plg}} * 1 \text{ pie}} = 91.38$$

Redondeando a un número entero el número mínimo de tubos son 92.

$$N_{t\min} = 92 \text{ tubos}$$

2.1.5. Determinación del D_i de la carcasa

Sabiendo que los tubos que se van a utilizar son $d_o = \frac{3}{4}$ ", para determinación del diámetro interno de la carcasa se tiene la Tabla 7. Pero para obtener dicho valor, previamente se ha de definir:

- Disposición de los tubos: cuadrada
- Pasos por carcasa: 2-P.

Entrando en dicha Tabla 7 se extrae un valor para el diámetro interno de la carcasa de $D_i = 15 \frac{1}{4}$ ".

Seguidamente para continuar calculando el intercambiador, se hace necesario definir también los siguientes datos geométricos:

- Numero cuerpos en serie: $N_s = 1$
- Numero cuerpos en paralelo: $N_p = 1$
- Diámetro exterior de tubos: $d_o = \frac{3}{4}$ ".
- Diámetro interior de tubos: $d_i = 0.482$ ".
- Número de tubos por cuerpo: $N_t = 92$
- Longitud de los tubos: $L = 10$ pies.
- Número de pasos por lado tubos: $n = 4$
- Diámetro interno de la carcasa: $D_i = 15 \frac{1}{4}$ "
- Tipo de disposición de los tubos: cuadrado.
- Espaciado o paso de tubos: $P_t = 1$ pulgada.
- Espaciado o paso de los diafragmas: $B = 4$ pulgadas.
- Corte de los diafragmas: $C = 66 \%$.

2.1.6. Cálculo de los números adimensionales de Reynolds y Prandt, el valor de los coeficientes de película (h_o , h_{io}), caídas de presión (ΔP_t , ΔP_s) y coeficiente global de transferencia (U_o)

- Obtención de área de paso por los tubos, a_t (pie^2). Se tiene la Ecuación 19, donde el d_i se inserta en la ecuación en pulgadas ya que en la propia ecuación va implícito el cambio de unidades para obtener el resultado en pie^2 .

$$a_t = \frac{N_t N_p}{144 n} * \frac{d_i^2 \pi}{4} = \frac{92 * 1}{144 * 4} * \frac{(0.482)^2 \pi}{4}$$

$$a_t = 0.029144 \text{ pie}^2$$

- Para el cálculo de la velocidad másica, G_t , ($\text{lb}/(\text{h})(\text{pie}^2)$), se hace uso de la Ecuación 20.

$$G_t = \frac{W_t}{a_t} = \frac{576 W_t n}{N_t N_p d_i^2 \pi} = \frac{25221.12 \text{ lb/h}}{0.029144 \text{ pie}^2} =$$

$$G_t = 865396.55 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}$$

- Velocidad lineal, v_t :

$$v_t = \frac{W_t n}{1227 s_t N_t N_p d_i^2} =$$

$$v_t = \frac{25221.12 * 4}{1227 * 0.997 * 92 * 1 * 0.482^2}$$

$$v_t = 3.8584 \text{ pie/sg}$$

- Números adimensionales, Re, Pr. Con las Ecuaciones 21 y 22 se hallará los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, respectivamente.

$$Re = \frac{d_i G_t}{\mu_t} = \frac{0.0402 \text{ pie} * 865396.55 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}}{2.16 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}$$

$$Re = 16092.64$$

Este valor del Reynolds indica que se está en régimen turbulento.

$$Pr = \frac{c_t \mu_t}{K_t} = \frac{1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} * 2.16 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}}{0.362 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^\circ\text{F}}} = 5.9669$$

- El valor del coeficiente de película (h_{io}).

Como se puede observar en la siguiente Ecuación 23, para obtener el valor del coeficiente de película es necesario conocer el valor de J_h . Para ello se tiene la Gráfica 6, en la cual operando con el valor del número de Reynolds y de L/D , siendo D el diámetro interior de los tubos en pies, se puede obtener el valor de J_h .

Siendo,

$$L/D = 10/0.0401 = 248.96$$

$$Re = 16092.64$$

Entrando en dicha Gráfica 6 se obtiene que $J_h = 47$.

Por lo que ya se puede realizar el cálculo de la Ecuación 23, el cual se muestra a continuación:

$$h_i = J_h \frac{K_t}{d_i} \left(Pr^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_i = 47 * \frac{0.362 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ F}}{0.0401 \text{ pie}} \left(5.97^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{2.16 \frac{lb}{\text{pie } h}}{1.728 \frac{lb}{\text{pie } h}} \right)^{0.14}$$

$$h_i = 864.73 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

Este valor del coeficiente de película está referido a la superficie interior de los tubos, y para referirlo a la superficie exterior de los mismos se hace uso de la Ecuación 24:

$$h_{io} = h_i * \frac{d_i}{d_o}$$

$$h_{io} = 864.73 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} * \frac{0.0401 \text{ pie}}{0.0625 \text{ pie}}$$

$$h_{io} = 555.73 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

- Coeficiente de película de lado carcasa

El cálculo del área de paso transversal se realiza con la Ecuación 25 como se muestra a continuación:

$$a_s = \frac{D_i (P_t - d_o) B}{144 P_t}$$

$$a_s = \frac{15.25 \text{ plg} \left(1 \text{ plg} - \frac{3}{4} \text{ plg} \right) * 4 \text{ plg}}{144 \text{ plg}^2 / \text{pie}^2 * 1 \text{ plg}}$$

$$a_s = 0.1059 \text{ pie}^2$$

En cuanto a la velocidad másica, G_s , se calcula con la Ecuación 26:

$$G_s = \frac{W_s}{a_s} = \frac{22046.23 \text{ lb/h}}{0.1059 \text{ pie}^2} = 208179.70 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}$$

El diámetro equivalente a utilizar para los cálculos de transferencia de calor difiere para cada tipo de disposición de los tubos, como ya se ha mencionado en apartados anteriores. Puesto que la disposición adoptada es la cuadrada, se tiene la Ecuación 27 para el cálculo del diámetro equivalente.

$$D_e = \frac{(P_t^2 - 0.25 \pi d_o^2)}{3\pi d_o} = 0.079 \text{ pies}$$

En cuanto al cálculo de los números adimensionales, Re , Pr para lado carcasa se tienen las Ecuaciones 29 y 30, respectivamente:

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

$$Re_s = \frac{0.079 \text{ pie} * 208179.7 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}^2}}{0.672 \frac{\text{lb}}{\text{h pie}}} = 24473.51$$

$$Pr = \frac{c_s \mu_s}{K_s}$$

$$Pr = \frac{0.54 \frac{BTU}{lb \text{ } ^\circ F} * 0.672 \frac{lb}{h \text{ pie}}}{0.1037 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ F}} = 3.4993$$

Ahora si, el coeficiente de película del lado carcasa (h_o) se calcula siguiendo la Ecuación 31.

$$h_o = J_h \frac{K_s}{d_e} (Pr^{1/3}) \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14}$$

$$h_o = 100 * \frac{0.1037 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ F}}{0.079 \text{ pie}} \left(3.5^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{0.672 \frac{lb}{pie \text{ h}}}{0.768 \frac{lb}{pie \text{ h}}} \right)^{0.14}$$

$$h_o = 195.60 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^2 \text{ } ^\circ F}$$

El valor de J_h se ha calculado por medio de la Gráfica 7, a partir del número de Reynolds (Re_s).

Obteniéndose, $J_h = 100$.

Coeficiente global de transferencia

Calculadas ya todas las resistencias que se oponen a la transferencia de calor, con la Ecuación 32 se calcula el coeficiente global de transferencia ($1/U_o$), como se muestra a continuación:

$$U_o = \frac{1}{\sum R_o} = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + ff_{io} + r_w + ff_o + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1 / \frac{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}}{\left(\frac{1}{555.7} + 1.55 \cdot 10^{-3} + 1.15 \cdot 10^{-4} + 0.001 + \frac{1}{195.6} \right)}$$

$$U_o = 103.88 \frac{\text{BTU}}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

2.1.7. Comparación de U_o con U_s y ΔP_t , ΔP_s con las máximas admisibles

Si se compara U_s y U_o , se observa que son prácticamente iguales.

$$U_s = 100 \frac{\text{BTU}}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \cong U_o = 103.88 \frac{\text{BTU}}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Por tanto, se puede seguir con el cálculo de las caídas de presión.

Como se ha visto anteriormente la caída de presión del lado tubos es la suma de la caída de presión debida a la fricción de dichos tubos y la caída de presión en los retornos entre paso y paso. Por ello, a continuación, se va a calcular primeramente dichas caídas de presión.

Con la Ecuación 33 se calcula la caída de presión por fricción en los tubos (ΔP_t).

$$\Delta P_t = 11.7 * \frac{v_t s_t n N_s L}{d_i \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14}} * f$$

$$\Delta P_t = 11.7 * \frac{3.85 * 0.997 * 4 * 1 * 10}{0.482 * \left(\frac{2.16}{1.728} \right)^{0.14}} * 2.49 \cdot 10^{-4} =$$

$$\Delta P_t = 0.901 \text{ lb/plg}^2$$

Siendo el factor de fricción, (Ecuación 34):

$$f = \frac{0.00377}{13209.85^{0.3}} + 0.00003 = 2.49 \cdot 10^{-4}$$

Por otro lado los cambios de dirección que el fluido experimenta en los retornos dan lugar a una caída de presión cuyo valor se determina con la Ecuación 35.

$$\Delta P_r = \frac{v_t s_t n N_s}{42} = \frac{3.85 * 0.997 * 4 * 1}{42} = 0.366 \text{ lb/plg}^2$$

Con la Ecuación 36 se calcula la caída de presión total que es la suma de ambas. Su valor por tanto es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 0.901 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^3} + 0.366 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_T = 1.267 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} = 1.267 \text{ psi}$$

Como se puede apreciar el valor obtenido para la caída de presión total en el lado tubos es menor a 2 psi que es la máxima carga admisible que se suele imponer, por lo que es un valor aceptable.

A continuación con la Ecuación 37 se calcula la caída de presión en la carcasa.

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_i (N + 1)}{6.26 \cdot 10^{11} d_e s_s \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14}} \text{ (psi)}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.0018 * 208179.7^2 * 15.25 * 30}{6.26 \cdot 10^{11} * 0.079 * 0.792 \left(\frac{0.672}{0.768} \right)^{0.14}} \text{ (psi)}$$

$$\Delta P_s = 0.9284 \text{ psi}$$

El factor de fricción, f , se obtiene de la Gráfica 8, siendo este $f=0.0018$.

Por otro lado, $N+1$ es el número de espacios entre diafragmas y su valor se calcula con la Ecuación 38:

$$N + 1 = \frac{\text{Longitud recta de los tubos}}{\text{Espaciado de diafragmas}} = \frac{12 L}{B} = \frac{12 * 10}{4} = 30$$

Como se puede apreciar el resultado obtenido para la caída de presión en la carcasa también es menor de 2 psi (máxima presión admisible), por lo que podemos continuar con el cálculo.

2.1.8. Cálculo del t_w y comparación con el supuesto

Se recuerda que se ha supuesto una $t_w = 80.132^\circ\text{F}$, y ahora tras conocer los valores de h_o y h_{io} se puede calcular la temperatura de pared con la Ecuación 12, ya que el fluido caliente circula por el exterior de los tubos, tal y como se muestra a continuación.

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} * (T_c - t_c)$$

$$t_w = 99.464 - \frac{555.73}{555.73 + 195.6} * (99.464 - 60.8)$$

$$t_w = 70.87^\circ\text{F}$$

Si se compara el valor supuesto para la temperatura de pared con el obtenido anteriormente. Se aprecia que la diferencia es considerable, por tanto se volverán a realizar los cálculos correspondientes.

$$t_w = 80.132 \neq t_w = 70.87 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

2.1.9. Cálculo del coeficiente global de transmisión

Para la temperatura de pared, t_w , se utiliza la hallada anteriormente con la Ecuación 12, la cual es:

$$t_w = 70.87 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Determinación de las propiedades termodinámicas de ambos fluidos a las temperaturas de pared.

Viscosidad absoluta a temperatura de pared: μ_w , en centipoises. Obtenidas de la Gráfica 10.

$$\mu_{wt} = 0.95 \text{ cp} = 2.28 \text{ lb/ (pie) (h)}$$

$$\mu_{ws} = 0.32 \text{ cp} = 0.768 \text{ lb/ (pie) (h)}$$

2.1.10. Cálculo coeficientes de película (h_o , h_{io}), caídas de presión (ΔP_t , ΔP_s) y coeficiente global de transferencia (U_o)

- El valor del coeficiente de película (h_{io}):

Conociendo el valor de J_h y con la Ecuación 23 se puede obtener el nuevo valor para obtener el valor del coeficiente de película.

$$h_i = J_h \frac{12 K_t}{d_i} \left(P^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_{wt}} \right)^{0.14}$$

$$h_i = 47 * \frac{0.362 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ F}}{0.0401 \text{ pie}} \left(5.97^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{2.16 \frac{lb}{\text{pie } h}}{2.28 \frac{lb}{\text{pie } h}} \right)^{0.14}$$

$$h_i = 836.58 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

Como ya se ha visto anteriormente este valor del coeficiente de película está referido a la superficie interior de los tubos, y para referirlo a la superficie exterior de los mismos se utiliza la Ecuación 24:

$$h_{io} = h_i * \frac{d_i}{d_o}$$

$$h_{io} = 836.58 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} * \frac{0.0401 \text{ pie}}{0.0625 \text{ pie}}$$

$$h_{io} = 537.64 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

- Coeficiente de película de lado carcasa

El coeficiente de película del lado carcasa (h_o) se calcula siguiendo la Ecuación 31.

$$h_o = J_h \frac{K_s}{d_e} (Pr^{1/3}) \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14}$$

$$h_o = 100 * \frac{0.1037 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ F}}{0.079 \text{ pie}} \left(3.5^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{0.672 \frac{lb}{\text{pie } h}}{0.768 \frac{lb}{\text{pie } h}} \right)^{0.14}$$

$$h_o = 195.61 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Se ha visto anteriormente que el valor de J_h se calcula por medio de la Gráfica 7, a partir del número de Reynolds (Re_s).

Obteniéndose, $J_h = 100$.

Coefficiente global de transferencia

Calculadas ya todas las resistencias que se oponen a la transferencia de calor, con la Ecuación 32 se calcula el coeficiente global de transferencia ($1/U_o$), como se muestra a continuación:

$$U_o = \frac{1}{\sum R_o} = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + f f_{io} + r_w + f f_o + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1 / \frac{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}}{\left(\frac{1}{537.64} + 1.55 \cdot 10^{-3} + 1.15 \cdot 10^{-4} + 0.001 + \frac{1}{195.61} \right)}$$

$$U_o = 103.70 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

2.1.11. Comparación de U_o con U_s y ΔP_t , ΔP_s con las máximas admisibles

Si se compara U_s y U_o , se puede observar que son prácticamente iguales, existiendo una diferencia despreciable.

$$U_s = 100 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \cong U_o = 103.70 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Por tanto se puede seguir con el cálculo de las caídas de presión.

Como se ha visto anteriormente la caída de presión del lado tubos es la suma de la caída de presión debida a la fricción de dichos tubos y la caída de presión en los retornos entre paso y paso. Por ello, a continuación, se va a calcular primeramente dichas caídas de presión.

Con la Ecuación 33 se calcula la caída de presión por fricción en los tubos (ΔP_t).

$$\Delta P_t = 11.7 * \frac{v_t s_t n N_s L}{d_i \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14}} * f$$

$$\Delta P_t = 11.7 * \frac{3.85 * 0.997 * 4 * 1 * 10}{0.482 * \left(\frac{2.16}{2.28} \right)^{0.14}} * 2.49 * 10^{-4} =$$

$$\Delta P_t = 0.889 \text{ lb/plg}^2$$

Siendo el factor de fricción, (Ecuación 34), calculado anteriormente:

$$f = 2.49 * 10^{-4}$$

La caída de presión debida los cambios de dirección que el fluido experimenta en los retornos sigue siendo:

$$\Delta P_r = \frac{v_t s_t n N_s}{42} = \frac{3.85 * 0.997 * 4 * 1}{42} = 0.366 \text{ lb/plg}^2$$

Con la Ecuación 36 se calcula la caída de presión total que es la suma de ambas. Su valor por tanto es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 0.899 \frac{lb}{plg^3} + 0.366 lb/plg^2$$

$$\Delta P_T = 1.255 \frac{lb}{plg^2} = 1.255 psi$$

Como se puede apreciar el valor obtenido para la caída de presión total en el lado tubos es menor a 2 psi, que es máxima admisible.

A continuación con la Ecuación 37 se calcula la caída de presión en la carcasa.

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_i (N + 1)}{6.26 \cdot 10^{11} d_e s_s \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14}} (psi)$$

$$\Delta P_s = \frac{0.0018 * 208179.7^2 * 15.25 * 30}{6.26 \cdot 10^{11} * 0.079 * 0.792 \left(\frac{0.672}{0.768} \right)^{0.14}} (psi)$$

$$\Delta P_s = 0.928 psi$$

Se recuerda que el factor de fricción, f, se obtiene de la Gráfica 8, siendo este f=0.0018; N+1 es el número de espacios entre diafragmas y su valor se calcula con la Ecuación 38:

$$N + 1 = \frac{\text{Longitud recta de los tubos}}{\text{Espaciado de diafragmas}} = \frac{12 L}{B} = \frac{12 * 10}{4} = 30$$

Finalmente se puede apreciarse que el resultado obtenido para la caída de presión en la carcasa es menor de 2 psi.

2.1.12. Cálculo del t_w y comparación con el supuesto

A continuación se vuelve a calcular la temperatura de pared con la Ecuación 12.

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} * (T_c - t_c)$$

$$t_w = 99.464 - \frac{537.64}{537.64 + 195.61} * (99.464 - 60.8)$$

$$t_w = 71.11 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Si se compara el valor obtenido anteriormente para la temperatura de pared con el obtenido recientemente se observa que los valores son muy similares habiendo sólo un grado de diferencia.

$$t_w = 70.87 \cong t_w = 71.11 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Ahora sí se puede dar por finalizado el cálculo del intercambiador de calor.

2.1.13. Cálculo del espesor del intercambiador.

Para el cálculo del espesor de la carcasa y del cabezal del intercambiador es necesario disponer de varios datos los cuales nos ayudaran a la realización de dicho cálculo. Para ello se ha dispuesto del libro cuyo autor es Eugene, F. *Manual de recipientes a presión diseño y calculo*. México: Limusa, 1985.

Primeramente en base a la Tabla 13 en la cual se ha definido clase 300lb, se sustraen los siguientes datos:

- Presión máxima permitida = 740 lb/pulg²man= 0.5203 kg/mm²

- Presión hidrostática= 1125 lb/pulg² man = 0.7909 kg/mm²

Por otro lado se necesita conocer el máximo esfuerzo permitido (S) en el intercambiador de calor para ello se utiliza la Tabla 14, en la cual conociendo la temperatura máxima de operación en el equipo, dicha temperatura no supera los 150°F, y el material que es acero inoxidable, se puede obtener que:

- S= 15700 lb/pulg² = 15700 psi= 11.038 kg/mm²

Por último siguiendo la ecuación que se muestra en la Tabla 15 se puede realizar los cálculos para hallar el espesor tanto de la carcasa como del cabezal.

- Carcasa. Para el cálculo del espesor de carcasa, t, se tiene que:

Presión de diseño (P)= 0.5203 kg/ mm²

Valor del esfuerzo (S)= 11.038 kg/ mm²

Radio exterior (R)= 193.675 mm

Eficiencia de la junta (E)= 0.85

Por lo que aplicando la ecuación que se muestra en la Tabla 15 se puede obtener el valor de dicho parámetro t.

$$t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{0.5203 \frac{kg}{mm^2} * 193.675mm}{11.038 \frac{kg}{mm^2} * 0.85 + 0.4 * 0.5203kg/mm^2}$$

$$t = 10.50 mm$$

- Cabezal

Para el cálculo del espesor de un cabezal elipsoidal 2:1 se tiene la ecuación que se muestra en la Tabla 15.

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$$

$$t = \frac{0.5203 \frac{kg}{mm^2} * 387.35mm}{2 * 11.038 \frac{kg}{mm^2} * 0.85 + 0.2 * 0.5203 kg/mm^2}$$

$$t = 10.80 mm$$

2.2 Tablas

Tabla 2. Valores maximos de paso por tubo [6]

Diámetro de carcasa	Número máximo pasos
$D_i < 300 \text{ mm}$	4
$300 \text{ mm} \leq D_i < 500 \text{ mm}$	6
$500 \text{ mm} \leq D_i < 750 \text{ mm}$	8
$D_i > 750 \text{ mm}$	10

Tabla 3. Dimensiones de tubos [6]

Tubo d_o , plg	BWG	Espesor de la pared, plg	d_i , plg	Área de paso por tubo, plg^2	SUPERFICIE POR PIE LINEAL, EN plg^2		Peso por pie lineal, en lb (tubo acero)
					Exterior	Interior	
$\frac{1}{8}$	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876		0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076		0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127		0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145		0,1125	0,190
$\frac{1}{4}$	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	0,479		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 $\frac{1}{4}$	17	0,058	0,884	0,613	0,3271	0,2314	0,639
	18	0,049	0,902	0,639		0,2361	0,545
	8	0,165	0,920	0,665		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
1 $\frac{1}{2}$	15	0,072	1,11	0,960	0,3925	0,2896	0,991
	16	0,065	1,12	0,985		0,2932	0,900
	17	0,058	1,13	1,01		0,2969	0,808
	18	0,049	1,15	1,04		0,3015	0,688
	8	0,165	1,17	1,075		0,3063	2,57
	9	0,148	1,20	1,14		0,3152	2,34
	10	0,134	1,23	1,19		0,3225	2,14
	11	0,120	1,26	1,25		0,3299	1,98
	12	0,109	1,28	1,29		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
	17	0,058	1,38	1,50		0,3623	0,978
	18	0,049	1,40	1,54		0,3670	0,831

Tabla 4. Factores de enfriamiento ff_i o ff_o ((h)(pie²)(F)/BTU)

Agua	TEMPERATURA DEL AGUA 125 °F O MENOR		TEMPERATURA DEL AGUA SUPERIOR A 125° F	
	Velocidad inf. o igual a 3 pie/seg	Velocidad superior a 3 pie/seg	Velocidad inf. o igual a 3 pie/seg	Velocidad superior a 3 pie/seg
A. Factores para el agua.				
Agua de mar	0,0005	0,0005	0,001	0,001
Agua industrial de va- lor medio	0,003	0,003	0,005	0,004
Agua tratada para cal- deras	0,001	0,0005	0,001	0,001
Salmuera	0,002	0,001	0,003	0,002
B. Factores para otros productos.				
Petróleo (valores medios)				0,003-0,006
Hidrocarburos ligeros (metano, etano, propano, butano)				0,001
Nafta ligera				0,001
Gasolina				0,001
Nafta pesada				0,001
Keroseno				0,001
Gasoil ligero				0,002
Gasoil pesado				0,003
Fuel-oil				0,005
Asfalto				0,010
Aire atmosférico				0,0005-0,001
Sosa cáustica				0,0005-0,001
Vapor saturado				0,0005-0,0015
Aceite para maquinaria				0,001
Aceite vegetal				0,003

Tabla 5. Conductividad tubos [6]

Acero de carbono	26	BTU/pie×h×°F
Acero inoxidable	10	»
Aluminio	110	»
Cobre	220	»
70-30 % Cu-Ni	17	»
Latón	60	»
Monel	14,6	»
Níquel	34	»

Tabla 6. Coeficientes globales de transferencia [6]

<i>Fluido caliente</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>«U» en BTU/h×pie²×°F</i>
Agua	Agua	200-450
Metanol	Agua	200-400
Amoníaco	Agua	200-400
Soluciones acuosas	Agua	200-450
Hidrocarburos ligeros	Agua	70-160
Hidrocarburos medios	Agua	50-130
Hidrocarburos pesados... ..	Agua	20-60
Disolventes orgánicos	Agua	50-150
Gases	Agua	5-50
Agua	Salmuera	100-200
Hidrocarburos ligeros	Salmuera	50-100
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	200-450
Hidrocarburos ligeros	Hidrocarburos ligeros	50-90
Hidrocarburos ligeros	Hidrocarburos medios	40-80
Hidrocarburos medios	Hidrocarburos medios	25-65
Hidrocarburos pesados... ..	Hidrocarburos pesados	15-50
Hidrocarburos pesados... ..	Hidrocarburos ligeros	30-60
Vapor de agua	Agua	250-750
Vapor de agua	Hidrocarburos ligeros	90-180
Vapor de agua	Hidrocarburos medios	60-160
Vapor de agua	Hidrocarburos pesados	25-80
Vapor de agua	Gases	7-50
Fluido térmico	Hidrocarburos pesados	10-70

Tabla 7. Numero de tubos que caben en una carcasa [6]

Disposicion cuadrada

TUBOS DE 3/4" D _o , PASO CUADRADO DE 1"						TUBOS DE 1" D _o , PASO CUADRADO DE 1 1/4"					
<i>Car- casa D_i, plg</i>	<i>1-P</i>	<i>2-P</i>	<i>4-P</i>	<i>6-P</i>	<i>8-P</i>	<i>Car- casa D_i, plg</i>	<i>1-P</i>	<i>2-P</i>	<i>4-P</i>	<i>6-P</i>	<i>8-P</i>
8	32	26	20			8	21	16	14		
10	52	52	40			10	32	32	26		
12	81	76	68	68		12	48	45	40	38	
13 1/4	97	90	82	76		13 1/4	61	56	52	48	
15 1/4	137	124	116	108		15 1/4	81	76	68	68	
17 1/4	177	166	158	150		17 1/4	112	112	96	90	
19 1/4	224	220	204	192	188	19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	246	240	234	21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23 1/4	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1 049	1 024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

NOTA.—1-P: un paso; 2-P: dos pasos, etc.

Disposición triangular

TUBOS DE $\frac{3}{4}$ " D _o PASO TRIANGULAR DE $\frac{15}{16}$ "						TUBOS DE $\frac{3}{4}$ " D _o PASO TRIANGULAR DE 1"						TUBOS DE 1" D _o PASO TRIANGULAR DE $1\frac{1}{4}$ "					
Car- casa D _i , plg	1-P	8-P	2-P	4-P	6-P	Car- casa D _i , plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Car- casa D _i , plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26			8	37	30	24			8	21	18	16		
10	62	56	47			10	61	52	40			10	32	32	26		
12	109	98	86			12	92	82	76			12	55	52	48		
13 1/4	127	114	96	82		13 1/4	109	106	86	74		13 1/4	68	66	58	46	
15 1/4	170	160	140	90		15 1/4	151	138	122	82		15 1/4	91	86	80	54	
17 1/4	239	224	194	136		17 1/4	203	196	178	118		17 1/4	131	118	106	74	
19 1/4	301	282	252	188		19 1/4	262	250	226	172		19 1/4	163	152	140	104	128
21 1/4	361	342	314	244	234	21 1/4	316	302	278	216	210	21 1/4	199	188	170	136	160
23 1/4	442	420	386	378	290	23 1/4	384	376	352	342	260	23 1/4	241	232	212	164	160
25	532	506	468	446	364	25	470	452	422	394	328	25	294	282	256	252	242
27	637	602	550	536	434	27	559	534	488	474	464	27	349	334	302	296	286
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508	29	397	376	338	334	316
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640	31	472	454	430	424	400
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732	33	538	522	486	470	454
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848	35	608	592	562	546	532
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870	37	674	664	632	614	598
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078	39	766	736	700	688	672

Tabla 8. Conductividad termica de liquidos [10]

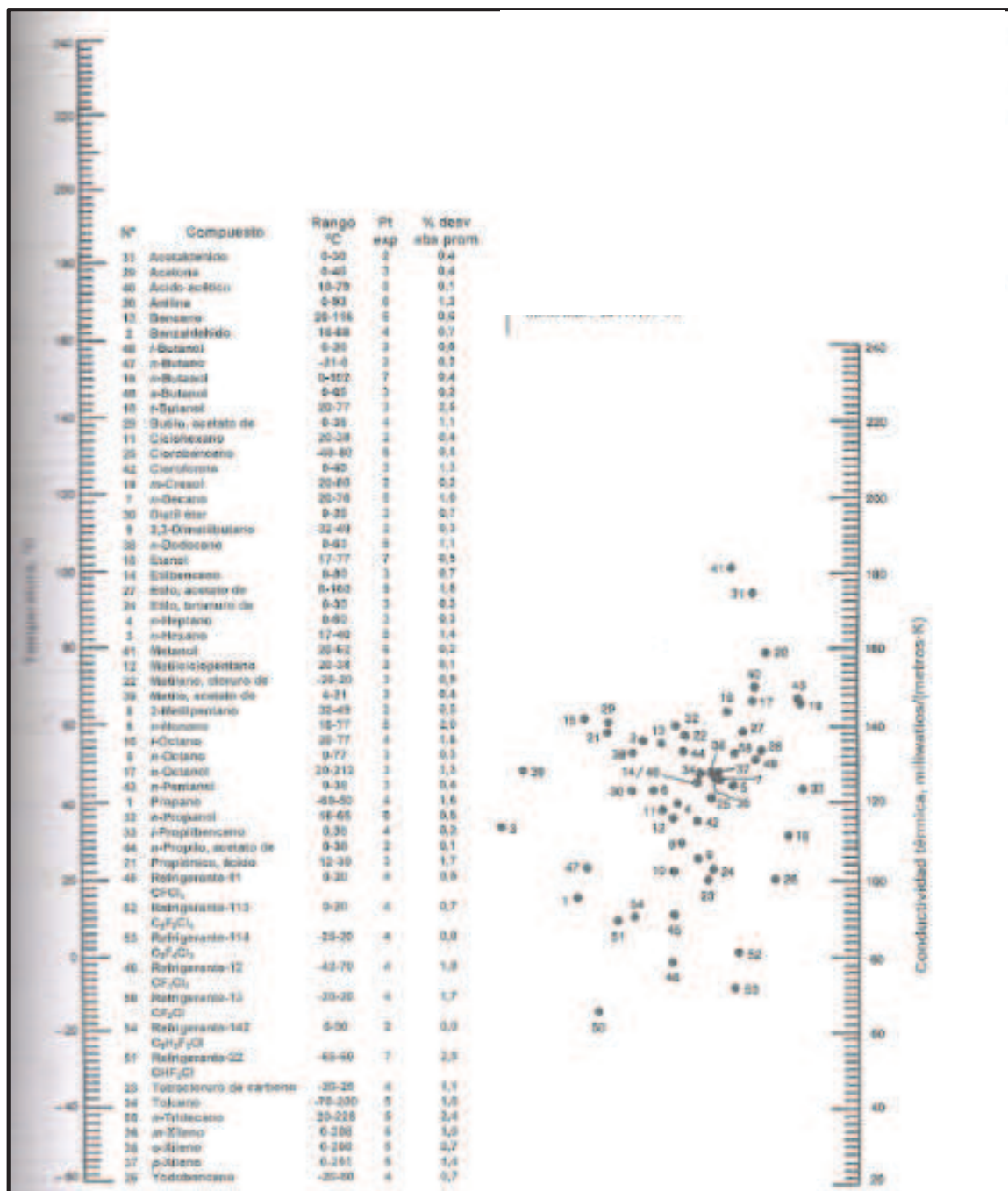


Tabla 11. Constantes críticas de elementos y compuestos orgánicos. [10]

Nombre	Fórmula	N.º CAS	Peso molecular	T_c K	$P_c \times 10^{-6}$, Pa	V_c , m ³ /Kmol	Z_c	Factor acéntrico
Acetona	C ₃ H ₆ O	67.641	58,080	508,2	4,71	0,210	0,234	0,307
Metil etil cetona	C ₄ H ₈ O	78.933	72,107	535,5	4,12	0,267	0,247	0,320
2-Pentanona	C ₅ H ₁₀ O	107.879	86,134	561,08	3,71	0,301	0,239	0,345
Metil isopropil cetona	C ₅ H ₁₀ O	563.804	86,134	553	3,84	0,313	0,261	0,349
2-Hexanona	C ₆ H ₁₂ O	591.786	100,161	587,05	3,31	0,369	0,250	0,395
Metil isobutil cetona	C ₆ H ₁₂ O	108.101	100,161	571,4	3,27	0,369	0,254	0,389
3-Metil-2-pentanone	C ₆ H ₁₂ O	565.617	100,161	573	3,32	0,371	0,259	0,386
3-Pentanona	C ₅ H ₁₀ O	96.220	86,134	560,95	3,70	0,336	0,267	0,340
Etil isopropil cetona	C ₆ H ₁₂ O	565.695	100,161	567	3,34	0,369	0,262	0,394
Diisopropil cetona	C ₇ H ₁₄ O	565.800	114,188	576	3,06	0,416	0,266	0,411
Ciclohexanona	C ₆ H ₁₀ O	108.941	98,145	653	4,01	0,311	0,230	0,308
Metil fenil cetona	C ₈ H ₈ O	98.862	120,151	709,5	3,85	0,386	0,252	0,365
Ácido fórmico	CH ₂ O ₂	64.186	46,026	588	5,81	0,125	0,148	0,317
Ácido acético	C ₂ H ₄ O ₂	64.197	60,053	591,95	5,74	0,179	0,208	0,463
Ácido propiónico	C ₃ H ₆ O ₂	79.094	74,079	600,81	4,61	0,232	0,214	0,574
Ácido <i>n</i> -butírico	C ₄ H ₈ O ₂	107.926	88,106	615,7	4,07	0,291	0,231	0,682
Ácido isobutírico	C ₄ H ₈ O ₂	79.312	88,106	605	3,68	0,291	0,213	0,612
Ácido benzoico	C ₇ H ₆ O ₂	65.850	122,123	751	4,47	0,347	0,248	0,603
Anhidrido acético	C ₄ H ₆ O ₃	108.247	102,090	606	3,97	0,290	0,229	0,450
Formiato de metilo	C ₂ H ₄ O ₃	107.313	60,053	487,2	5,98	0,173	0,255	0,254
Acetato de metilo	C ₃ H ₆ O ₂	79.209	74,079	506,55	4,69	0,229	0,256	0,326
Propionato de metilo	C ₄ H ₈ O ₂	554.121	88,106	530,6	4,03	0,284	0,259	0,349
<i>n</i> -Butirato de metilo	C ₆ H ₁₀ O ₂	623.427	102,133	554,5	3,48	0,340	0,257	0,378
Formiato de etilo	C ₃ H ₆ O ₂	109.944	74,079	508,4	4,71	0,231	0,257	0,282
Acetato de etilo	C ₄ H ₈ O ₂	141.786	88,106	523,3	3,85	0,287	0,254	0,363
Propionato de etilo	C ₅ H ₁₀ O ₂	105.373	102,133	546	3,34	0,345	0,254	0,391
<i>n</i> -Butirato de etilo	C ₆ H ₁₀ O ₂	105.544	116,160	571	2,94	0,403	0,249	0,399
Formiato de <i>n</i> -propilo	C ₄ H ₈ O ₂	110.747	88,106	538	4,03	0,286	0,257	0,310
Acetato de <i>n</i> -propilo	C ₅ H ₁₀ O ₂	109.604	102,133	549,73	3,37	0,349	0,257	0,390
Acetato de <i>n</i> -butilo	C ₅ H ₁₀ O ₂	123.864	116,160	579,15	3,11	0,389	0,251	0,410
Benzoato de metilo	C ₈ H ₈ O ₂	93.583	136,150	693	3,59	0,436	0,272	0,421
Benzoato de etilo	C ₉ H ₁₀ O ₂	93.890	150,177	698	3,22	0,489	0,271	0,477
Acetato de vinilo	C ₄ H ₆ O ₂	108.054	86,090	519,13	3,93	0,270	0,246	0,348

Tabla 12. Densidad del agua de 0° a 100° C. [10]

t, °C	$\rho, \text{kg/m}^3$									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
50	988.037	987.992	987.946	987.901	987.844	987.810	987.764	987.719	987.673	987.627
51	987.581	987.536	987.490	987.444	987.398	987.351	987.305	987.259	987.213	987.166
52	987.120	987.073	987.027	986.980	986.933	986.886	986.840	986.793	986.746	986.699
53	986.652	986.604	986.557	986.510	986.463	986.415	986.368	986.320	986.272	986.225
54	986.177	986.129	986.081	986.033	985.985	985.937	985.889	985.841	985.793	985.745
55	985.696	985.648	985.599	985.551	985.502	985.454	985.405	985.356	985.307	985.258
56	985.219	985.169	985.119	985.069	985.019	984.967	984.914	984.861	984.807	984.756
57	984.716	984.666	984.617	984.567	984.517	984.467	984.417	984.367	984.317	984.266
58	984.217	984.167	984.116	984.066	984.016	983.965	983.914	983.864	983.813	983.762
59	983.712	983.661	983.610	983.559	983.508	983.457	983.406	983.354	983.303	983.252
60	983.200	983.149	983.097	983.046	982.994	982.943	982.891	982.839	982.787	982.735
61	982.683	982.631	982.579	982.527	982.475	982.422	982.370	982.318	982.265	982.213
62	982.169	982.108	982.055	982.002	981.949	981.897	981.844	981.791	981.738	981.685
63	981.633	981.578	981.523	981.472	981.418	981.365	981.311	981.258	981.204	981.151
64	981.097	981.043	980.989	980.935	980.881	980.827	980.773	980.719	980.665	980.611
65	980.557	980.502	980.443	980.393	980.339	980.284	980.230	980.175	980.120	980.065
66	980.011	979.956	979.901	979.846	979.791	979.736	979.680	979.625	979.570	979.515
67	979.459	979.403	979.348	979.293	979.237	979.181	979.126	979.070	979.014	978.958
68	978.902	978.846	978.790	978.734	978.678	978.621	978.565	978.509	978.452	978.396
69	978.339	978.283	978.226	978.170	978.113	978.056	977.999	977.942	977.885	977.828
70	977.771	977.714	977.657	977.600	977.543	977.485	977.428	977.370	977.313	977.255
71	977.198	977.140	977.082	977.025	976.967	976.909	976.851	976.793	976.735	976.677
72	976.619	976.561	976.503	976.444	976.386	976.327	976.269	976.211	976.152	976.093
73	976.035	975.976	975.917	975.858	975.800	975.741	975.682	975.623	975.564	975.504
74	975.445	975.386	975.327	975.267	975.208	975.148	975.089	975.029	974.970	974.910
75	974.850	974.791	974.731	974.671	974.611	974.551	974.491	974.431	974.371	974.311
76	974.250	974.190	974.130	974.069	974.009	973.948	973.888	973.827	973.767	973.706
77	974.045	973.984	973.924	973.863	973.802	973.741	973.680	973.619	973.557	973.496
78	973.025	972.974	972.912	972.851	972.789	972.728	972.666	972.605	972.543	972.481
79	972.419	972.358	972.296	972.234	972.172	972.110	972.048	971.986	971.923	971.861
80	971.799	971.737	971.674	971.612	971.549	971.487	971.424	971.361	971.299	971.236
81	971.173	971.110	971.048	970.985	970.922	970.859	970.796	970.732	970.669	970.606
82	970.543	970.479	970.416	970.353	970.289	970.226	970.162	970.098	970.035	969.971
83	969.907	969.843	969.772	969.715	969.652	969.587	969.523	969.459	969.395	969.331
84	969.267	969.202	969.138	969.073	969.009	968.944	968.880	968.815	968.751	968.686
85	968.621	968.556	968.491	968.427	968.362	968.297	968.232	968.166	968.101	968.036
86	967.971	967.906	967.840	967.775	967.709	967.641	967.578	967.513	967.447	967.381
87	967.316	967.250	967.184	967.118	967.052	966.986	966.920	966.854	966.788	966.722
88	966.656	966.589	966.523	966.457	966.390	966.324	966.257	966.191	966.124	966.057
89	966.591	966.524	966.457	966.390	966.323	966.256	966.189	966.122	966.055	965.988
90	966.331	966.254	966.187	966.119	966.052	965.984	965.917	965.849	965.782	965.714
91	966.167	966.089	966.011	965.943	965.875	965.806	965.738	965.669	965.601	965.532
92	966.003	965.924	965.845	965.766	965.687	965.607	965.527	965.447	965.367	965.287
93	965.838	965.758	965.678	965.597	965.516	965.435	965.354	965.273	965.192	965.111
94	965.673	965.592	965.511	965.430	965.349	965.268	965.187	965.106	965.025	964.944
95	965.507	965.426	965.345	965.264	965.183	965.102	965.021	964.940	964.859	964.778
96	965.341	965.260	965.179	965.098	965.017	964.936	964.855	964.774	964.693	964.612
97	965.175	965.094	965.013	964.932	964.851	964.770	964.689	964.608	964.527	964.446
98	965.009	964.928	964.847	964.766	964.685	964.604	964.523	964.442	964.361	964.280
99	964.843	964.762	964.681	964.600	964.519	964.438	964.357	964.276	964.195	964.114
100	964.677	964.596	964.515	964.434	964.353	964.272	964.191	964.110	964.029	963.948

Tabla 13. Rangos de presión. [9]

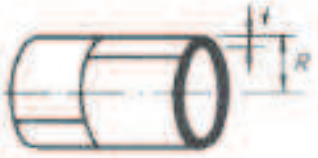
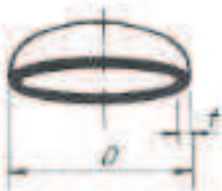
RANGOS DE PRESION — TEMPERATURA PARA ACCESORIOS BRIDADOS Y BRIDAS PARA TUBERIA DE ACERO American National Standard ANSI B16.5-1981							
CLASE	150 lb.	300 lb.	400 lb.	600 lb.	900 lb.	1500 lb.	2500 lb.
PRESION DE LA PRUEBA HIDROSTATICA, LB/PULG ² MAN.	450	1125	1500	2225	3350	5575	9275
TEMPERATURA, °F	PRESION MAXIMA PERMITIDA (NO DE IMPACTO), LB/PULG ² MAN.						
-20 a 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

Tabla 14. Propiedades del acero inoxidable. [9]

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES - ACERO INOXIDABLE													
P-No. 8 Grupo No. 1													

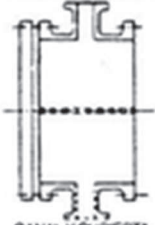
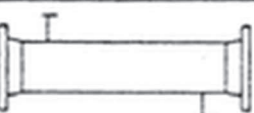
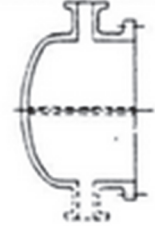
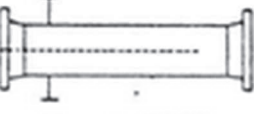
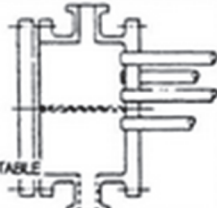
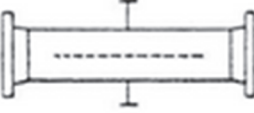
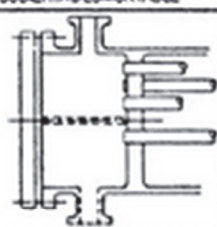
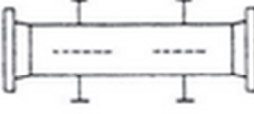
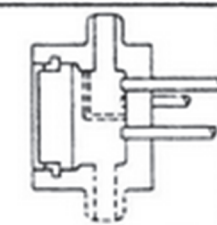
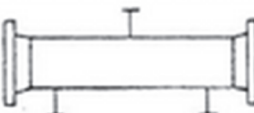
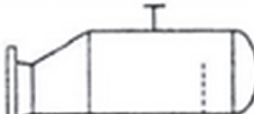
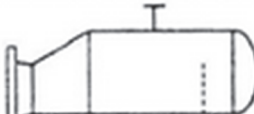
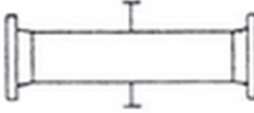
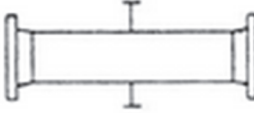
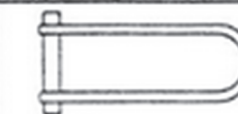
VALORES MAXIMOS DE ESFUERZO PERMITIDO, 1 000 lb/pulg ²													
PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE, GRADOS F													
MATERIALES DE LA TABLA	-20-100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900	NOTAS
1	18.8	17.8	16.6	16.2	15.9	15.9	15.9	15.9	15.5	15.2	14.9	14.7	1
	18.8	15.7	14.1	12.9	12.1	11.4	11.2	11.1	10.8	10.6	10.4	10.2	
2	15.7	15.7	15.3	14.7	14.4	14.0	13.7	13.5	13.3	13.0	—	—	1
	15.7	13.4	12.0	11.0	10.3	9.7	9.5	9.4	9.2	9.1	—	—	
3	18.8	18.8	18.4	18.1	18.0	17.0	16.7	16.3	16.1	15.9	15.7	15.5	1
	18.8	16.2	14.6	13.4	12.5	11.8	11.6	11.3	11.2	11.0	10.9	10.8	
4	15.7	15.7	15.7	15.5	14.4	13.5	13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	—	1
	15.7	13.3	11.9	10.8	10.0	9.4	9.2	9.0	8.8	8.6	8.4	—	
MATERIALES DE LA TABLA	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	
1	14.4	13.8	12.2	9.8	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	1
	10.0	9.8	9.5	8.9	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	
3	15.4	15.3	14.5	12.4	9.8	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	1
	10.7	10.6	10.5	10.3	9.3	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.2	

Tabla 15. Presión interna [9]

PRESION INTERNA		
FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES		
P = Presión de diseño o presión máxima permitida de trabajo, lb/pulg² S = Valor de esfuerzo del material, lb/pulg², página 159 E = Eficiencia de la junta, página 142 R = Radio exterior, pulgadas D = Diámetro exterior, pulgadas t = Espesor de pared, pulgadas C.A. = Margen por corrosión, pulgadas		
A 	CASCO CILINDRICO (COSTURA LONG.)¹	
	$t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$	$P = \frac{SEt}{R - 0.4t}$
	1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal. Ver la página 7. 2. Cuando el espesor de pared excede de la mitad del radio interior o P excede de 0.385 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice de las normas, 1-2.	
B 	ESFERA Y CABEZA HEMISFERICA	
	$t = \frac{PR}{2SE + 0.8P}$	$P = \frac{2SEt}{R - 0.8t}$
	1. Para cabezas sin brida recta, use la eficiencia de la junta de la cabeza al casco si es menor que la eficiencia de las costuras de la cabeza. 2. Cuando el espesor de pared excede de 0.356 R, o P excede de 0.665 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice de las normas, 1-3.	
C 	CABEZA ELIPSOIDAL 2:1	
	$t = \frac{PD}{2SE + 1.8P}$	$P = \frac{2SEt}{D - 1.8t}$
	1. Para cabezas elipsoidales en las que la relación del eje mayor al menor sea diferente de 2:1, véase el Apéndice de las normas 1-4(c).	

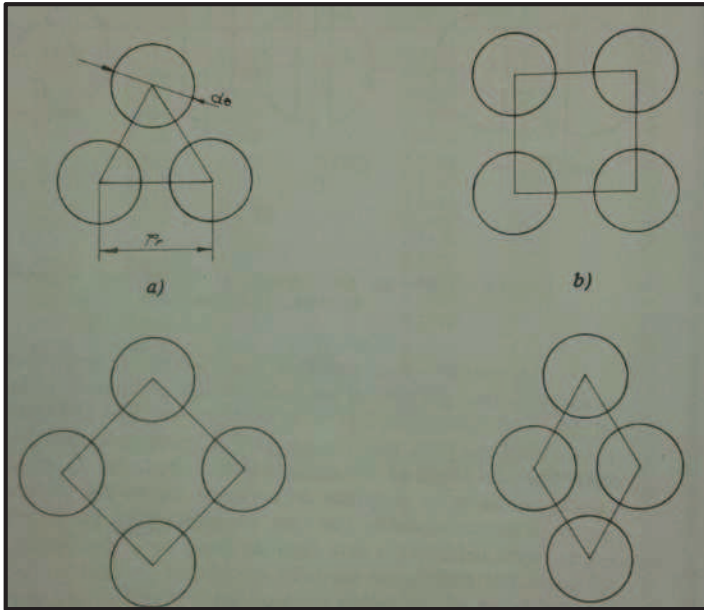
2.3 Gráficas

Gráfica 1. Cambiadores tipo TEMA [6]

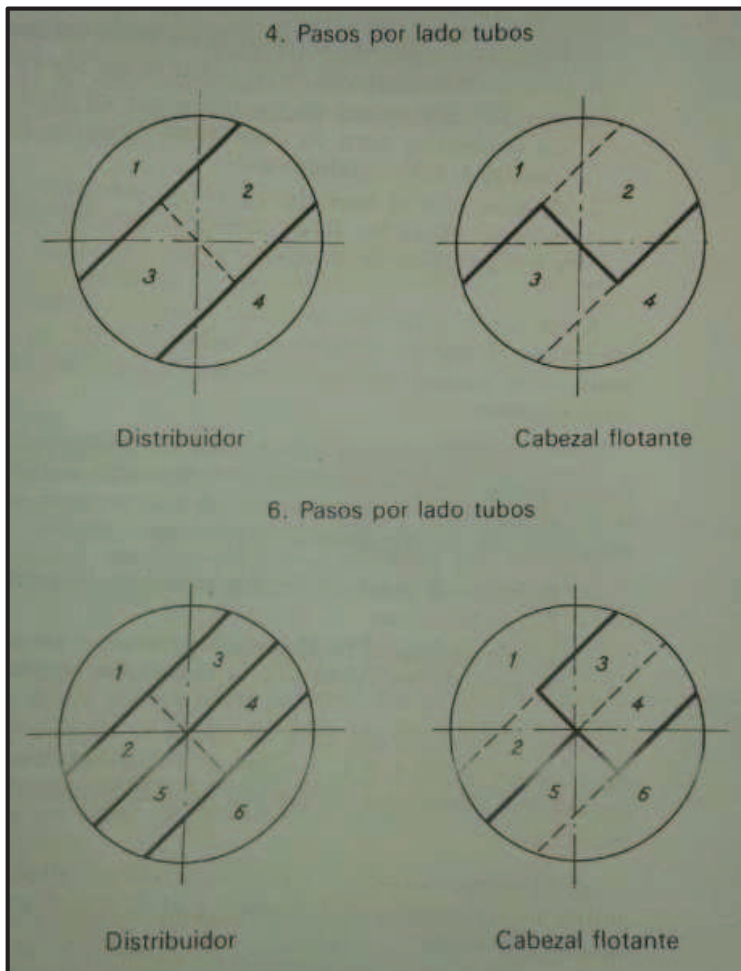
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A		E		L	
	CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE		CORAZA DE UN PASO		DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B		F		M	
	CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)		CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL		DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C		G		N	
	SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE		DE FLUJO PARTIDO		DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N		H		P	
	CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE		DE FLUJO PARTIDO DOBLE		CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D		J		S	
	CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN		DE FLUJO DIVIDIDO		CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
K		K		T	
X		X		U	
W		W		W	

Grafica 2. Disposición de los tubos. [6]

a) Triangular; b) Cuadrada; c) Cuadrada girada 45°; d) Rómbica.



Grafica 3 Disposición de las particiones en un intercambiador. [6]



Gráfica 4. Tipos de diafragmas [6]

a) Segmental; b) Doble segmental; c) Anillo-disco.

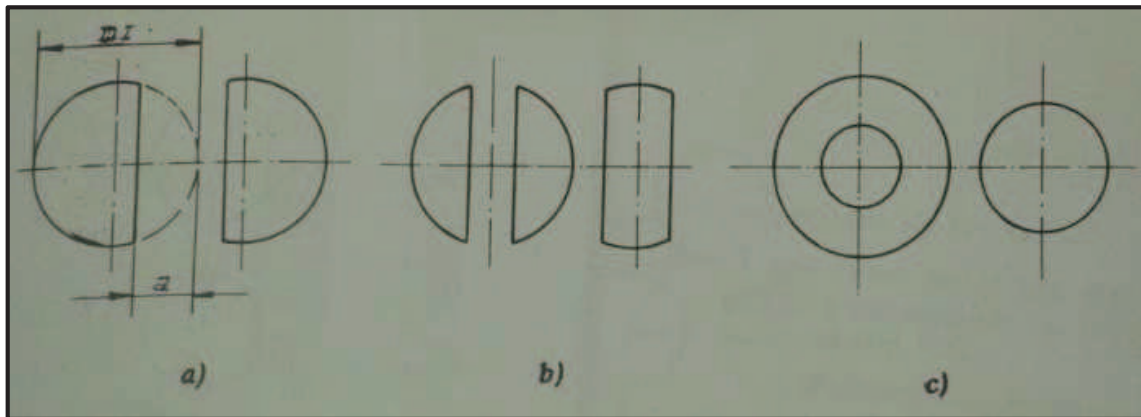


Tabla 5. Determinación del factor F_t [6]

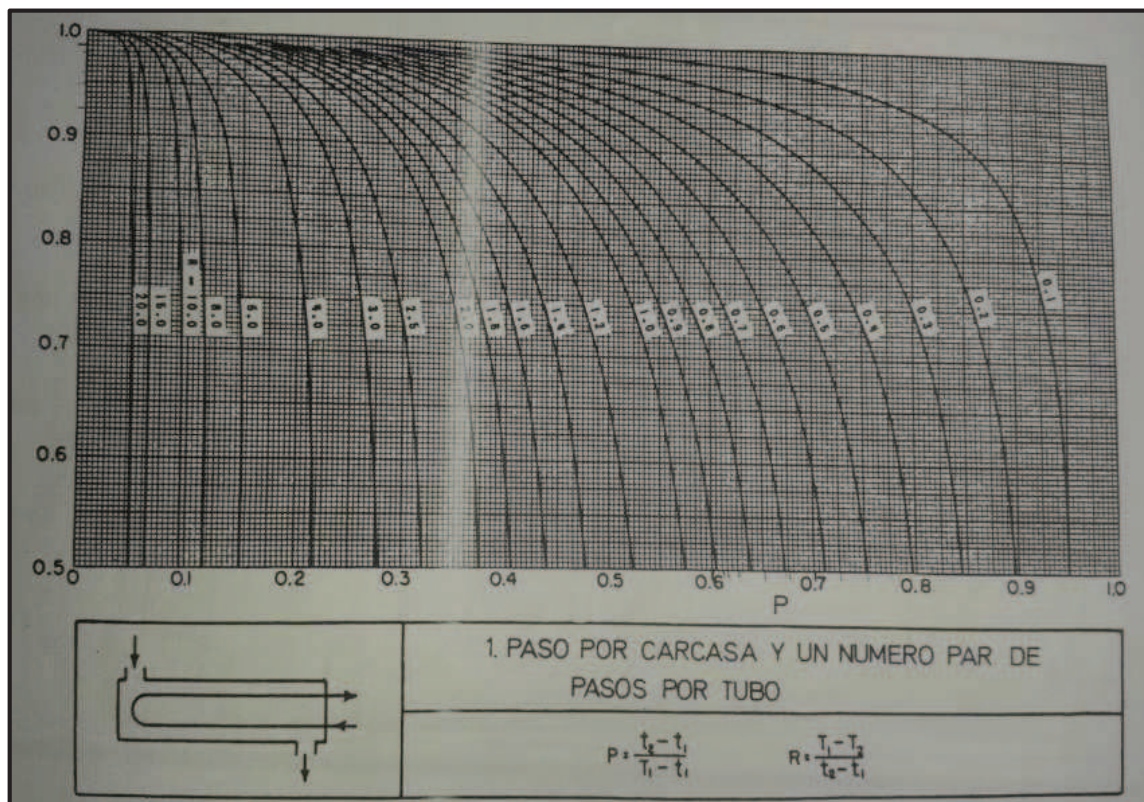


Tabla 5. Determinación del factor F_t (Continuación) [6]

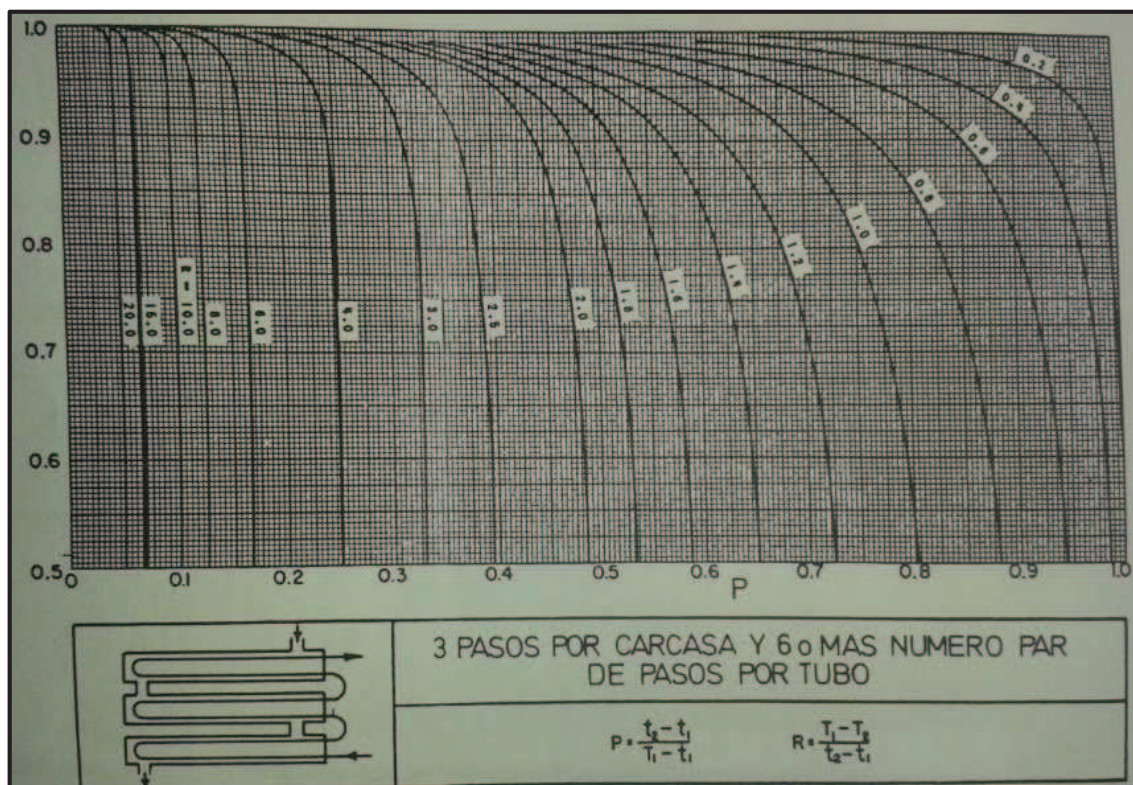
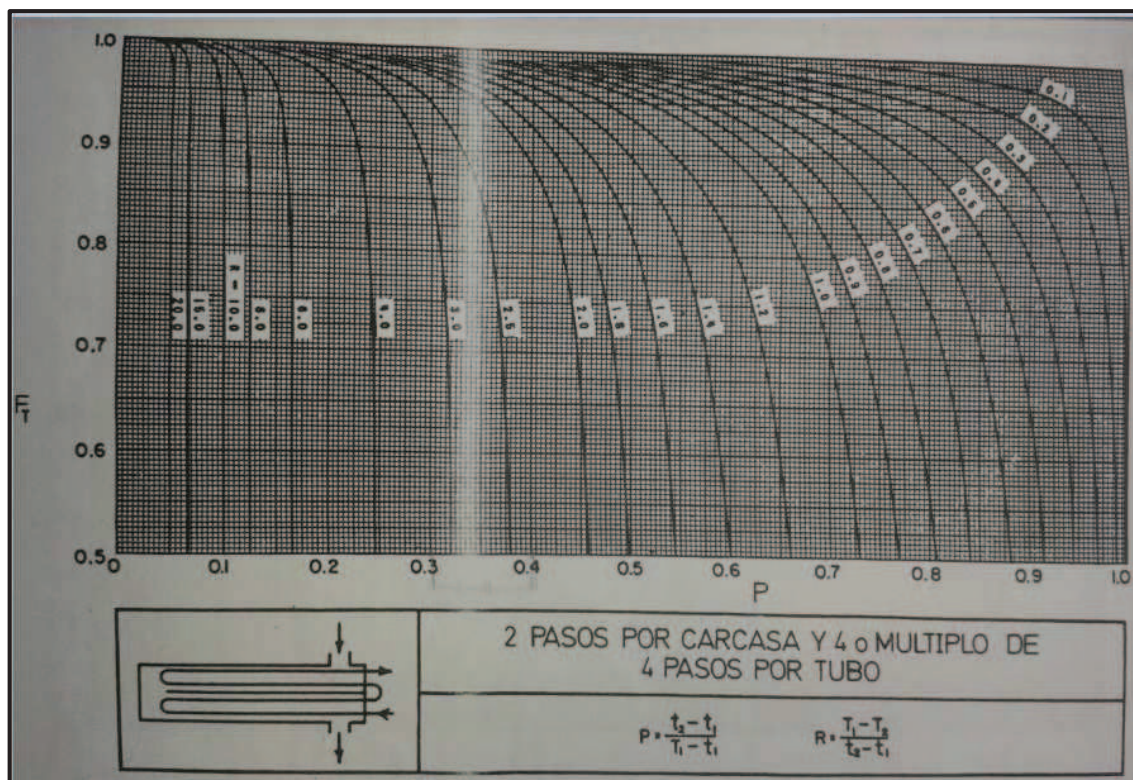
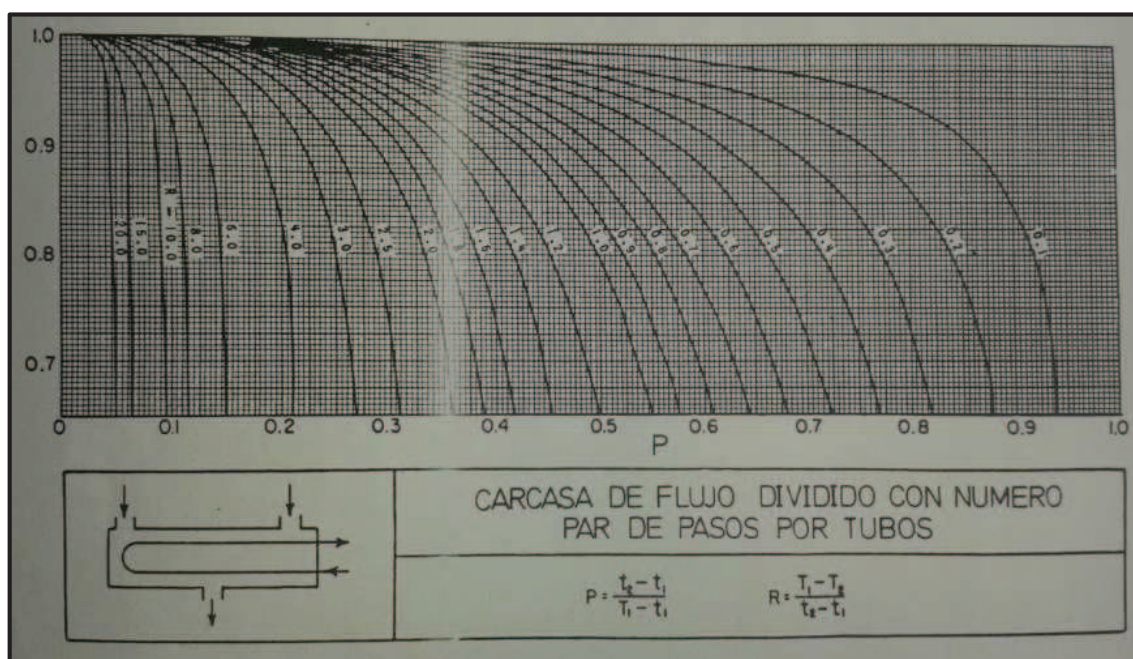
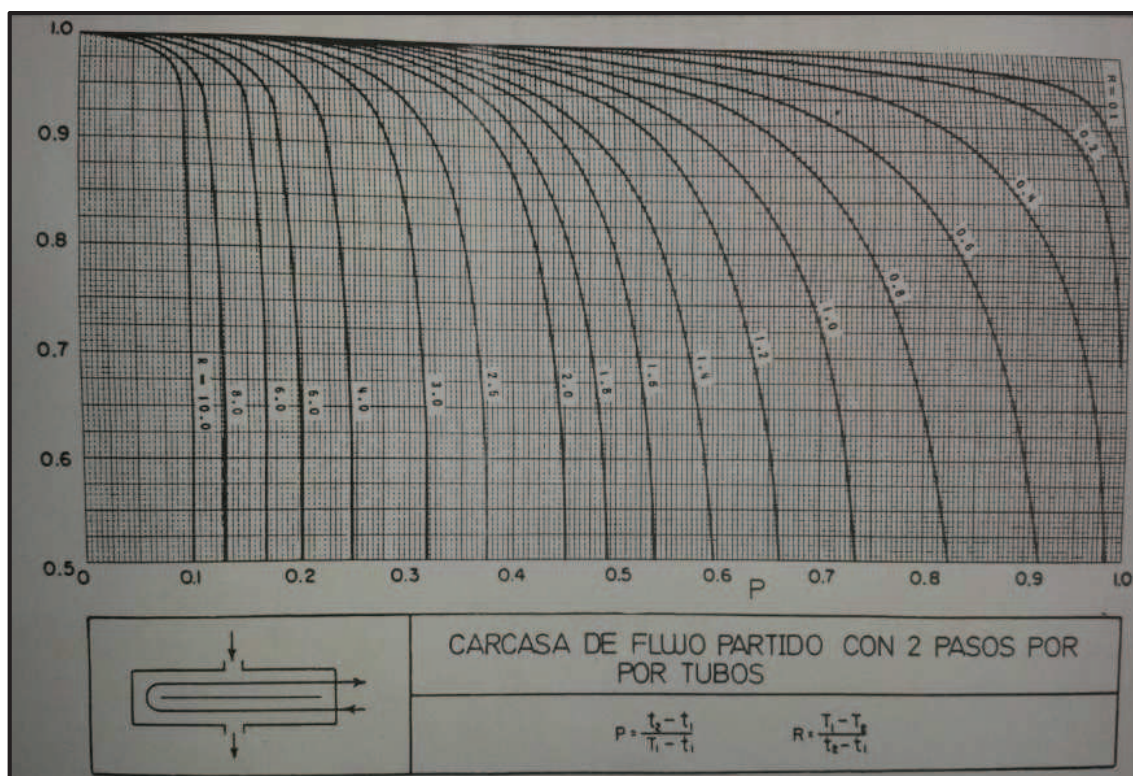
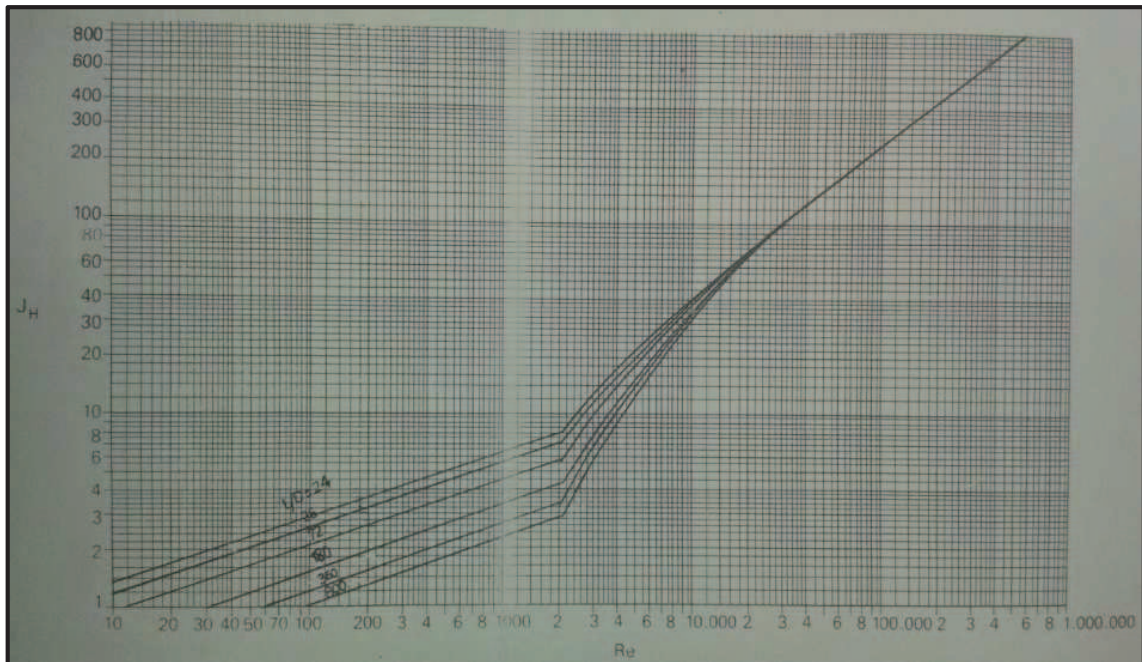


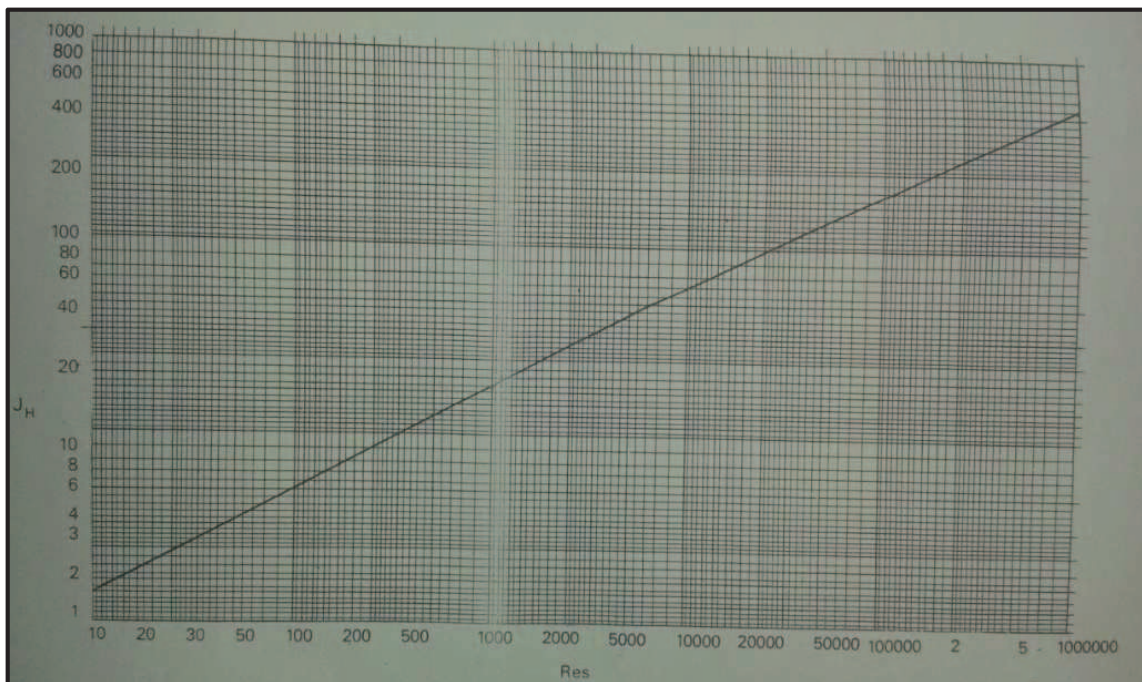
Tabla 5. Determinación del factor F_t (Continuación) [6]



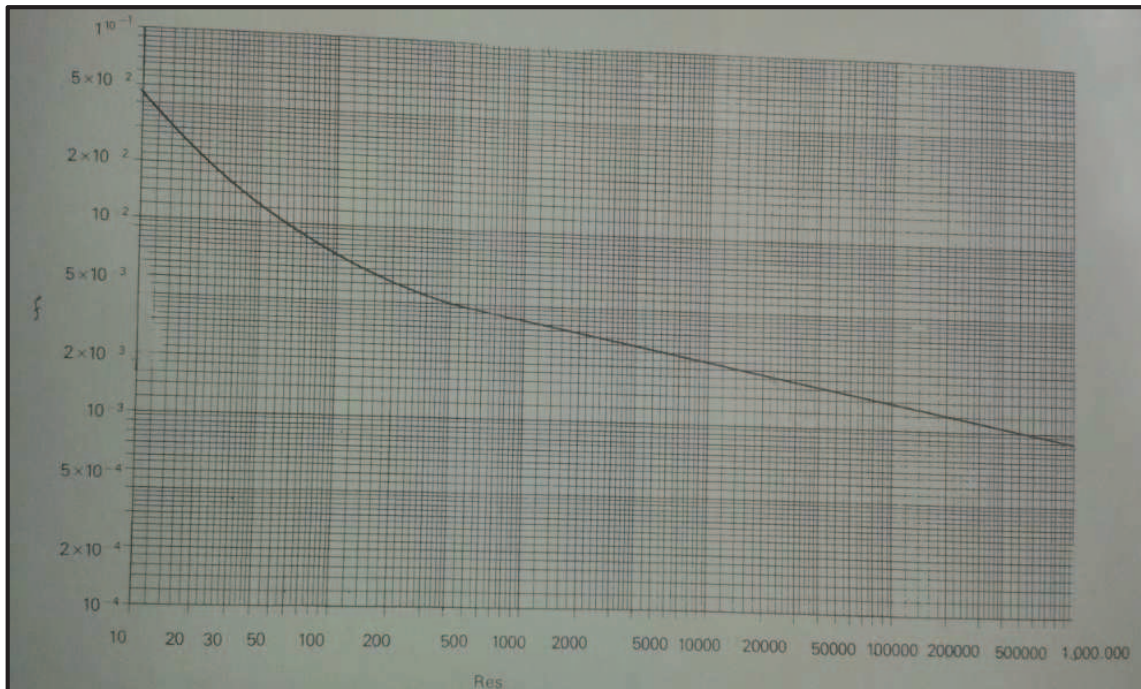
Grafica 6. Curvas de transferencia de calor lado tubos, cálculo de J_h [6]



Grafica 7. Curvas de transferencia de calor lado carcasa, cálculo de J_h [6]



Grafica 8. Factores de fricción lado carcasa, calculo f. [6]



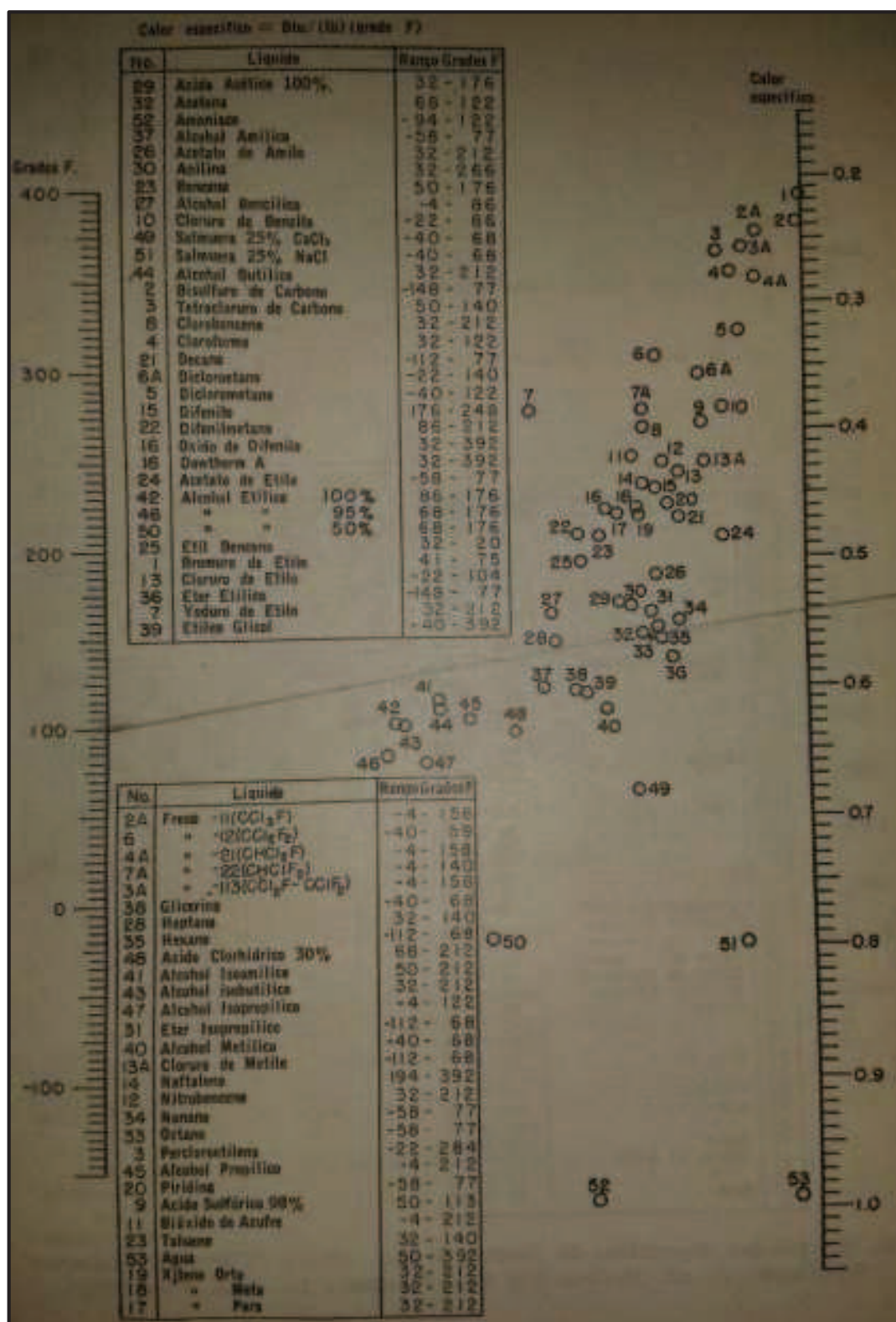
Gráfica 9. Calor específico de líquidos [10]

Tabla

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
	212	0.100	Bióxido de azufre	5	0.128
Oliva	68	0.097		86	0.111
	212	0.095	Bisulfuro de carbono	86	0.093
Acetato de etilo	68	0.101		167	0.088
Alcohol 100%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
80%	68	0.137		154	0.094
60%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
40%	68	0.224	15%	86	0.34
20%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
100%	122	0.087	12.5%	86	0.34
Benceno	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Bromuro	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Eter	86	0.080		140	0.079
	167	0.078	Decano (n-)	86	0.085
Yoduro	104	0.064		140	0.083
	167	0.063	Diclorodifluorometano	20	0.057
Acetato de amilo	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	86	0.094		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088		180	0.038
	167	0.087	Dicloroetano	122	0.082
Acetato butílico (n-)	77-86	0.085		5	0.111
Alcohol (n-)	86	0.097	Diclorometano	86	0.096
	167	0.095	Eter de petróleo	86	0.075
(iso-)	50	0.091		167	0.073
Acetona	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
	167	0.095	Gasolina	86	0.078
Acido acético 100%	68	0.089	Glicerina 100%	68	0.164
50%	68	0.20	80%	68	0.189
Acido esteárico	212	0.0786	60%	68	0.220
Acido láurico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido oleico	212	0.0925	20%	68	0.278
Acido palmítico	212	0.0835	100%	212	0.164
Acido sulfúrico 90%	86	0.21	Heptano (n-)	86	0.081
60%	86	0.25		140	0.079
30%	86	0.30	Hexano (n-)	86	0.080
Agua	32	0.330		140	0.078
	86	0.356	Kerosena	68	0.086
	140	0.381		167	0.081
	176	0.398	Mercurio	82	4.83
Alcohol alílico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
	86	0.093		140	0.120
Alcohol hexílico (n-)	167	0.090	Nonano (n-)	86	0.084
	68	0.124		140	0.082
Alcohol metílico 100%	68	0.154	Octano (n-)	86	0.083
80%	68	0.190		140	0.081
60%	68	0.234	Paraldehído	86	0.084
40%	68	0.284		212	0.078
20%	122	0.114	Pentano (n-)	86	0.078
100%	5	0.111		167	0.074
Cloruro	86	0.089	Percloroetileno	122	0.092
	86	0.099		212	49
Alcohol propílico (n-)	167	0.095	Sodio	410	46
	86	0.091		86	0.086
Alcohol (iso-)	140	0.090	Tolueno	167	0.084
	5-86	0.29		122	0.077
Amoniaco	68	0.261	β-tricloroetano	122	0.080
Amoniaco, acuoso, 26%	140	0.29	Tricloroetileno	59	0.074
	32-68	0.100	Turpentina (aguarrás)	59	0.106
Anilina	86	0.092	Vaselina	68	0.090
Benceno	140	0.087	Xileno (orto-)	68	0.090
			Xileno (meta-)	68	0.090

Gráfica 9. Calor específico de líquidos (Continuación) [10]

Nomograma

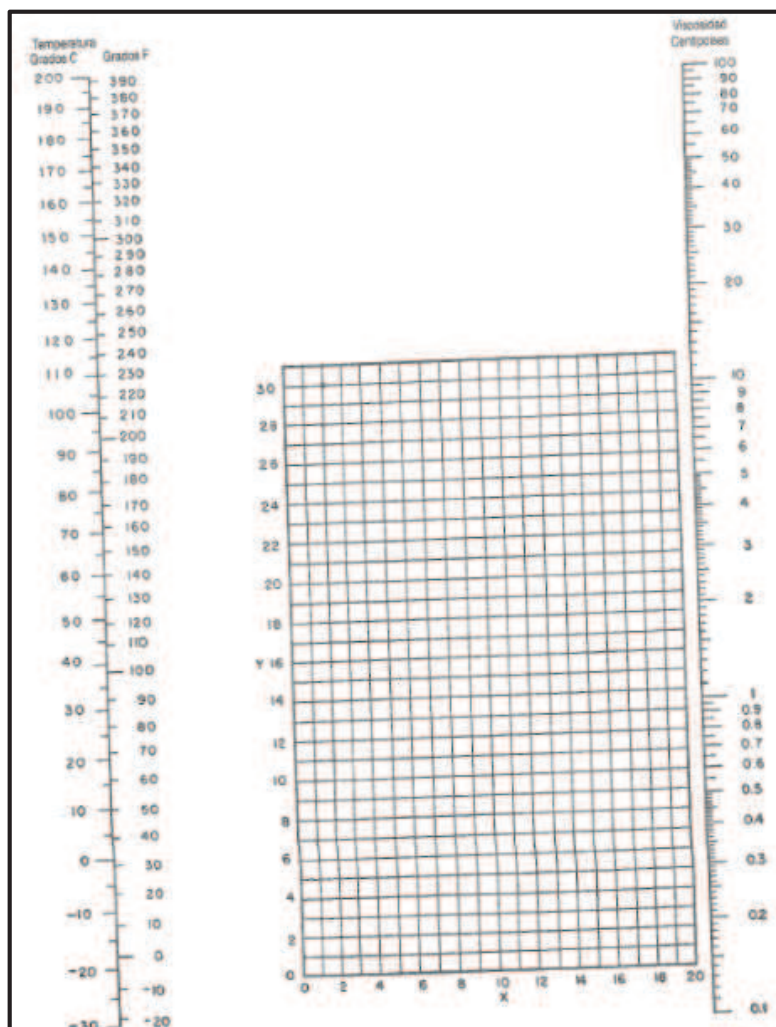


Gráfica 10. Viscosidad de líquidos. [10]

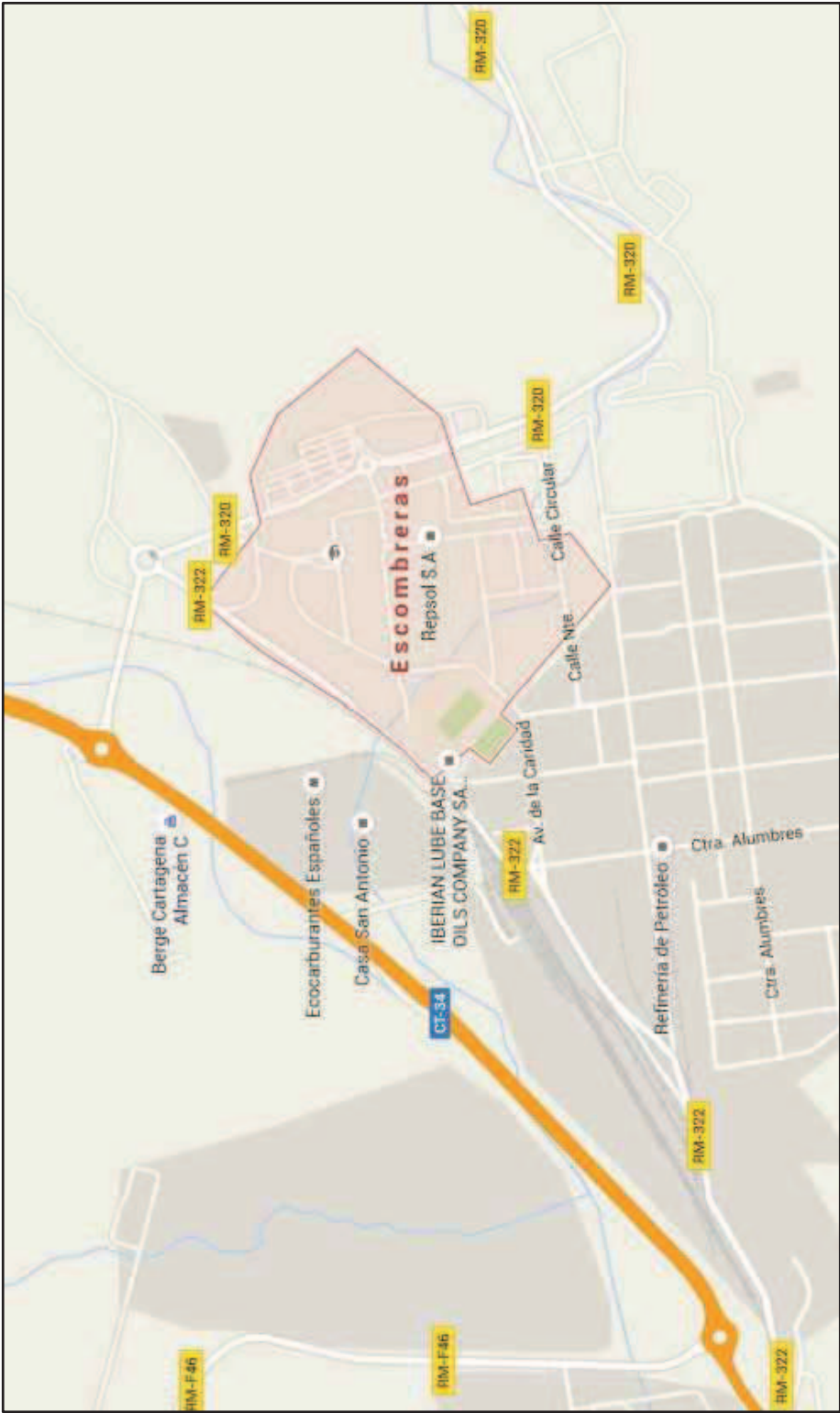
Tabla

Líquido	X	Y
Aceite de linaza, crudo	7,5	27,2
Acetaldehído	15,2	4,8
Acético, ácido al 100 %	12,1	14,2
Acético, ácido al 70 %	9,5	17,0
Acético, anhídrido	12,7	12,8
Acetona, al 100 %	14,5	7,2
Acetona, al 35 %	7,9	15,0
Acetonitrilo	14,4	7,4
Acrílico, ácido	12,3	13,9
Agua	10,2	12,0
Alílico, alcohol	10,2	14,3
Alilo, bromuro	14,4	9,6
Alilo, yoduro	14,0	11,7
Alílico, alcohol	7,5	18,4
Alílico, acetato	11,8	12,5
Amónico, 100 %	12,6	2,0
Amónico, al 26 %	10,1	13,9
Anilina	8,1	18,7
Anisol	12,3	13,5
Antémico, tricloruro	13,9	14,5
Azufre, dióxido	15,2	7,1
Benceno	12,5	10,9

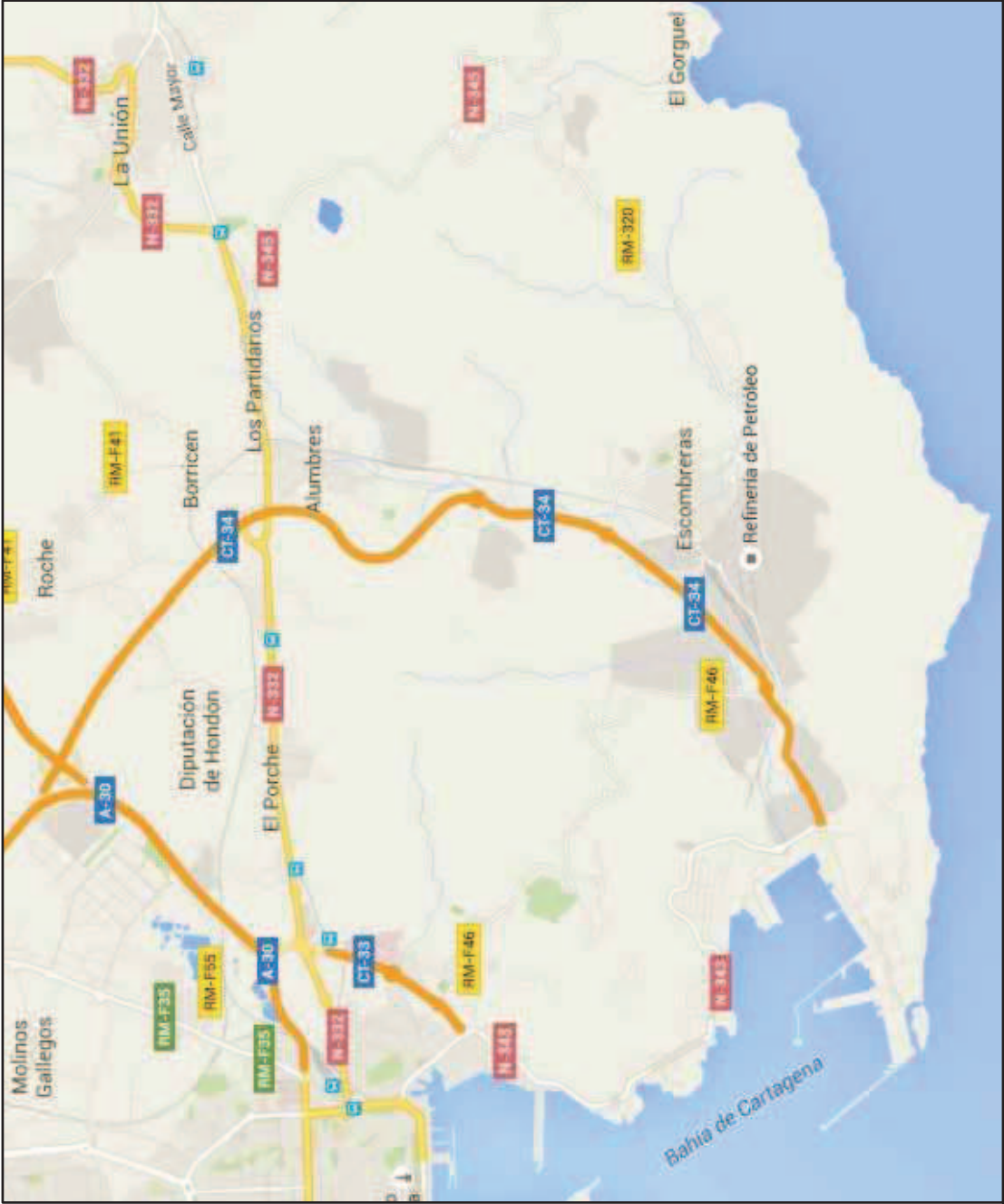
Nomograma



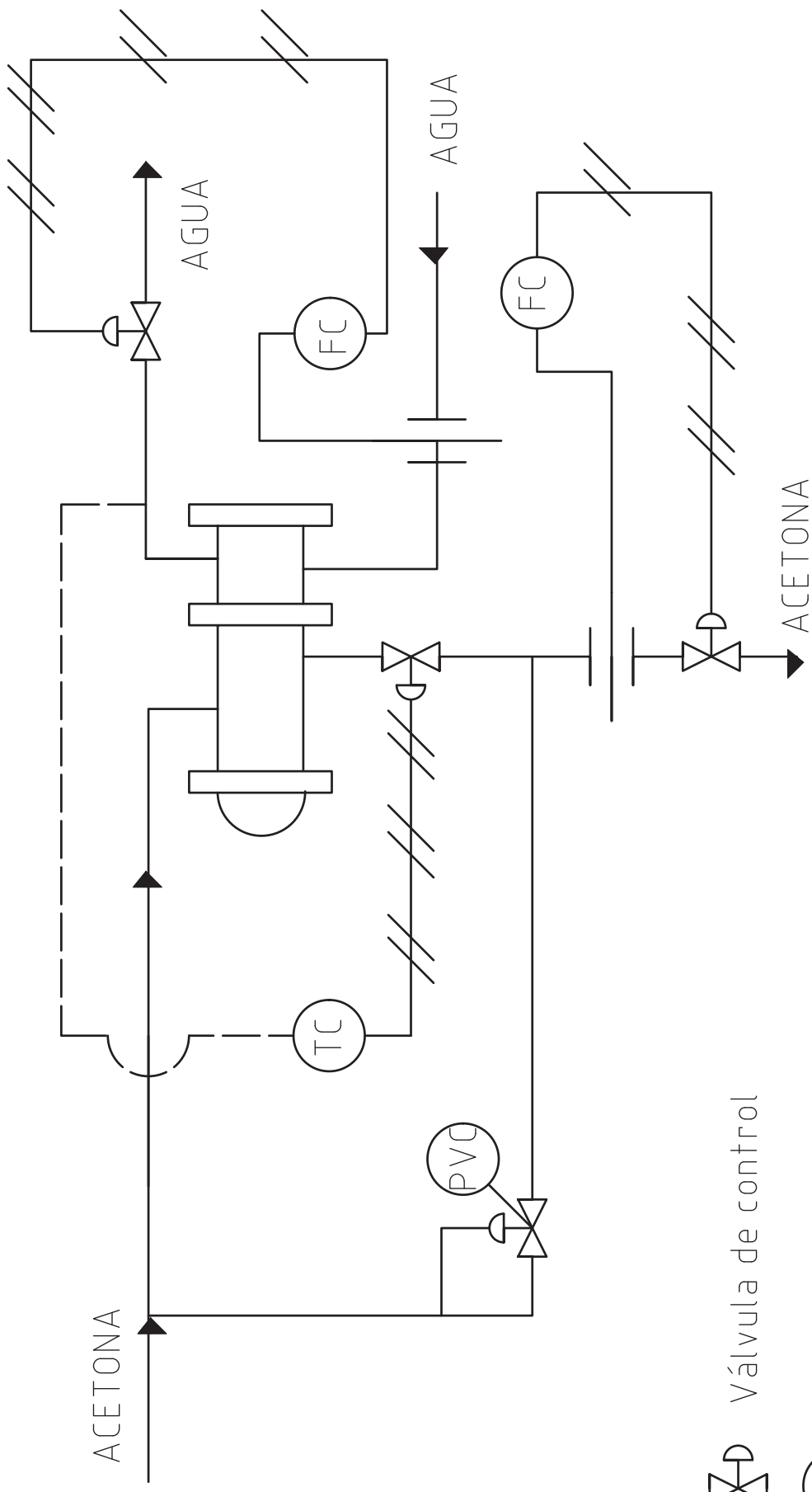
3. PLANOS



					ESCALA: Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona Ubicación Escombreras Nº PLANO 1/9 SUSTITUYE A: SUSTITUIDO POR:
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA		
	12/01/16	ESTELA			
		SAMANIEGO			
		NEBRERA			
ESCUOLA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES					



		FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUOLA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO COMPROBADO		12/01/16	ESTELA		
			SAMANIEGO		
			NEBRERA		
ESCALA:	Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona				Nº PLANO 2/9
	Ubicación Planta				SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR:



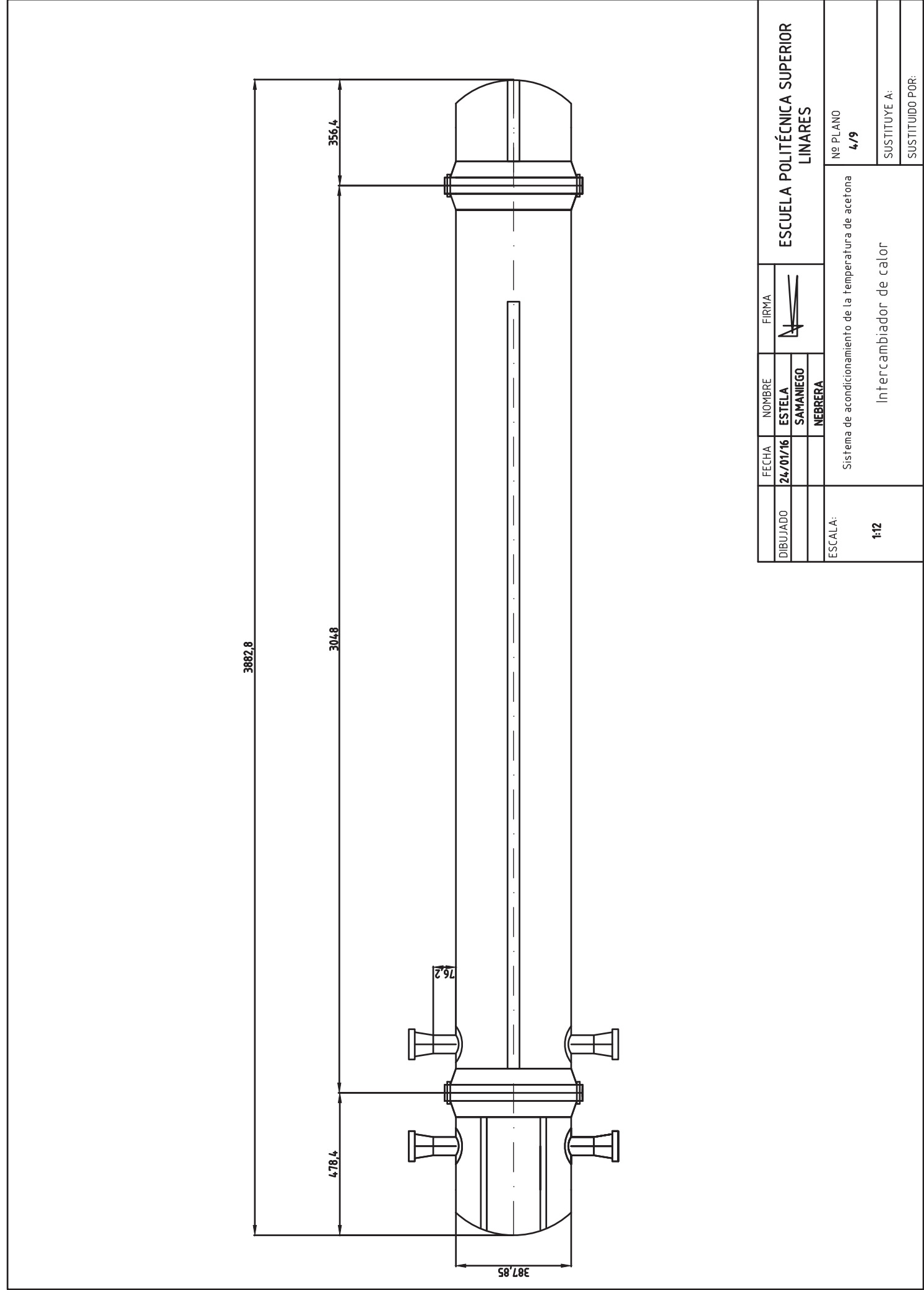
XD Válvula de control

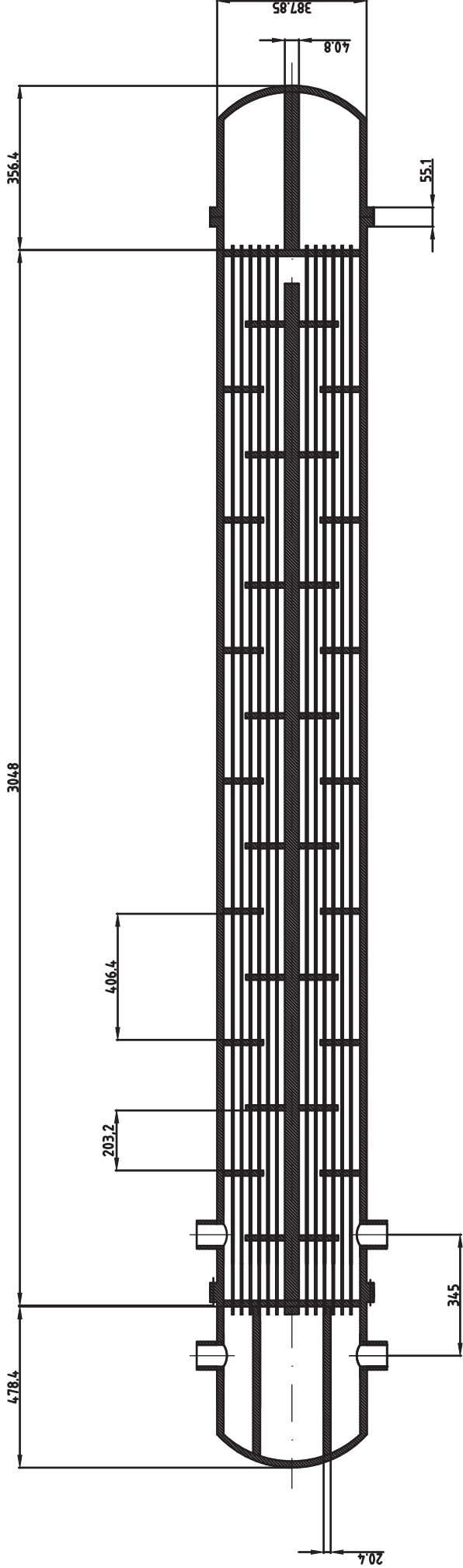
PVC Control válvula de presión

TC Control de temperatura

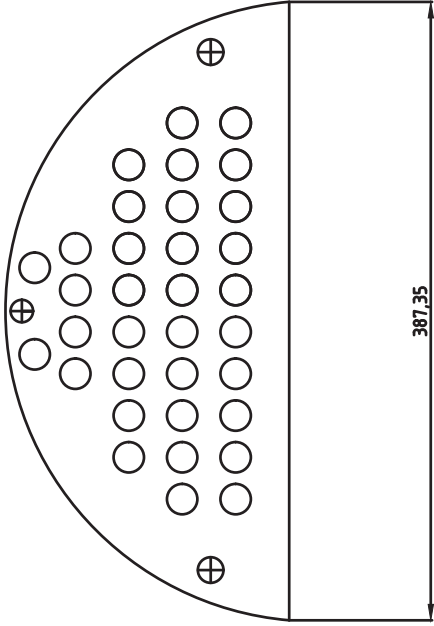
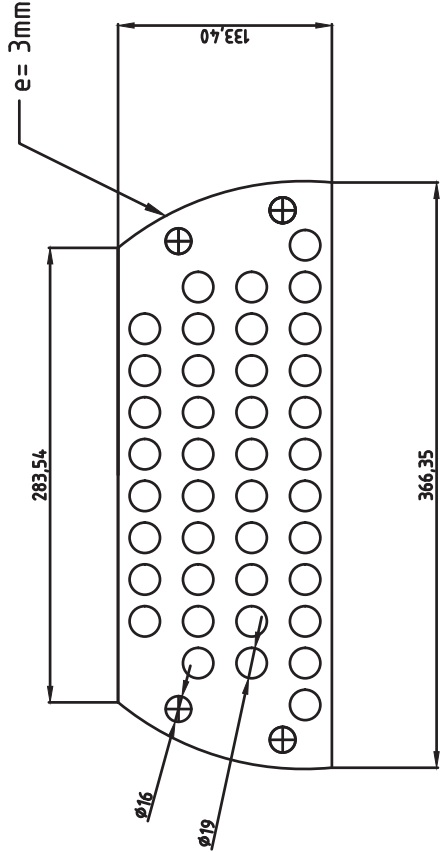
FC Control de caudal

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	14/01/16	ESTELA		
COMPROBADO		SAMANEGO		
		NEBRERA		
ESCALA:				Nº PLANO 3/9
Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona				
Esquema de instrumentación				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

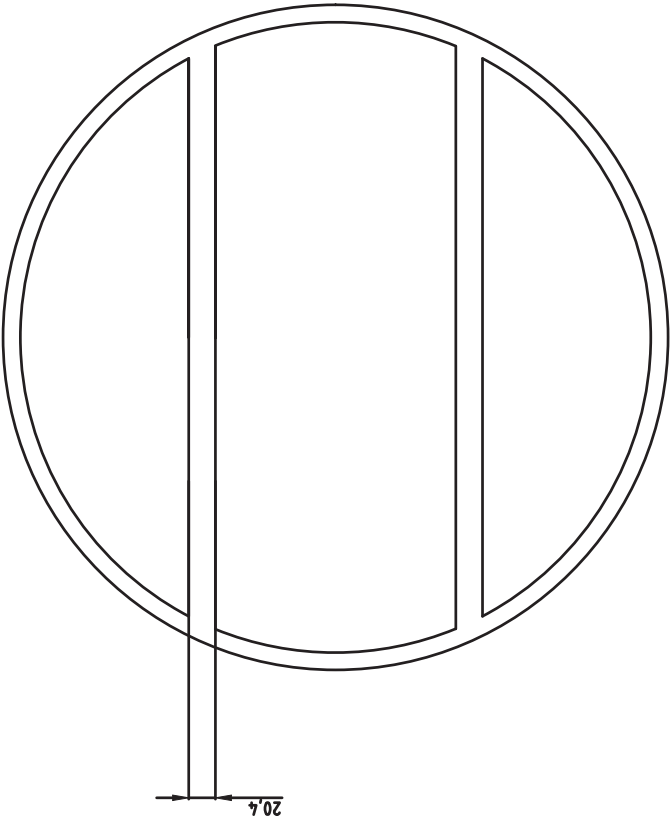
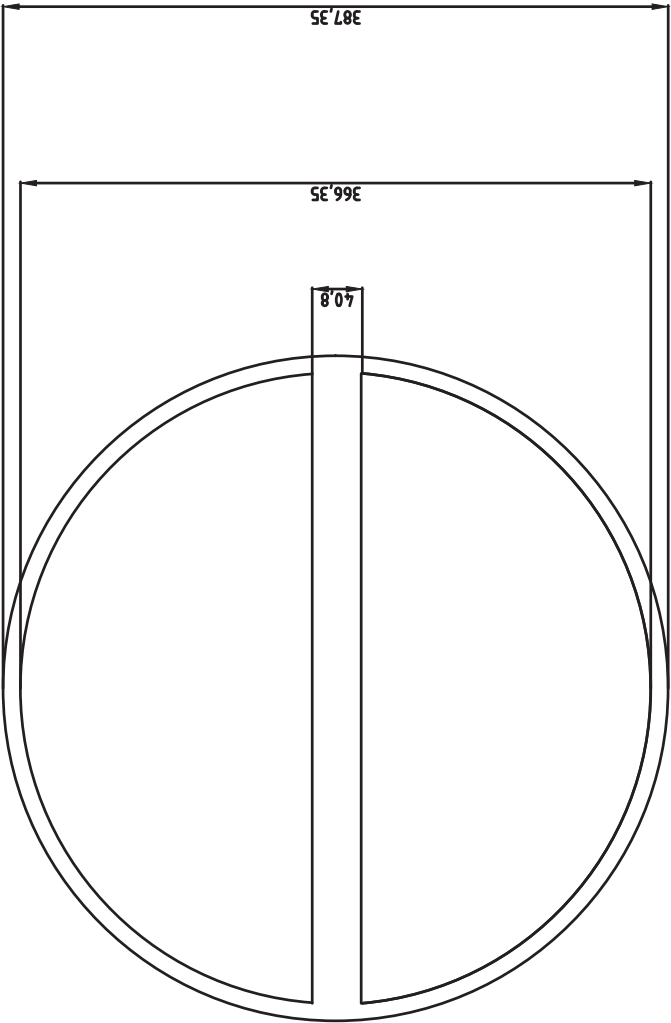




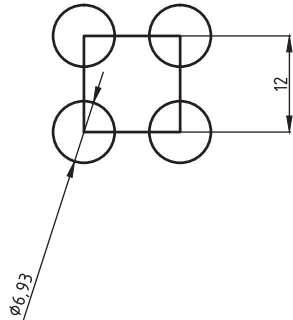
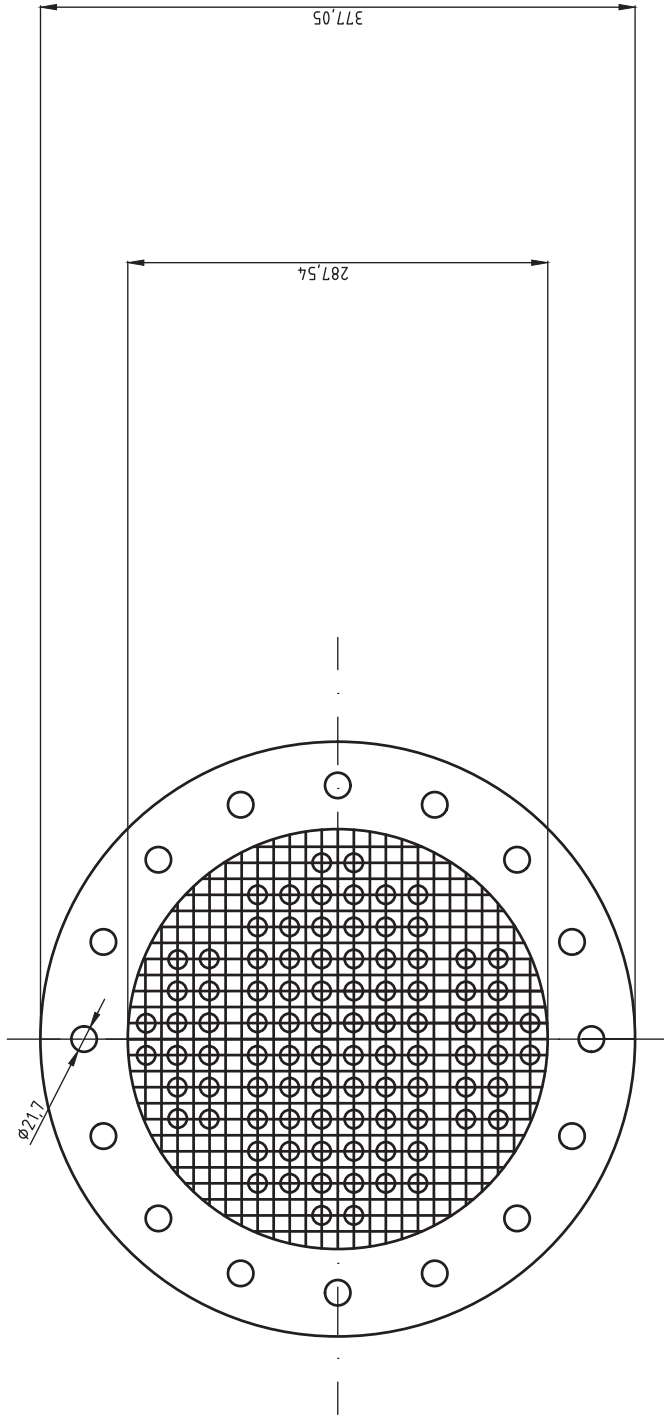
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES				
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE		
	24/01/16	ESTELA		
		SAMANIEGO		
			NEBRERA	
ESCALA:	Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona			
1:12	Corte longitudinal Intercambiador de calor			
	Nº PLANO 5/9			
	SUSTITUYE A:			
	SUSTITUIDO POR:			



		FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		23/01/16	ESTELA		
			SAMANIEGO		
			NEBRERA		
ESCALA:		Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona			Nº PLANO 6/9
1:4		Placas deflectoras			SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR:



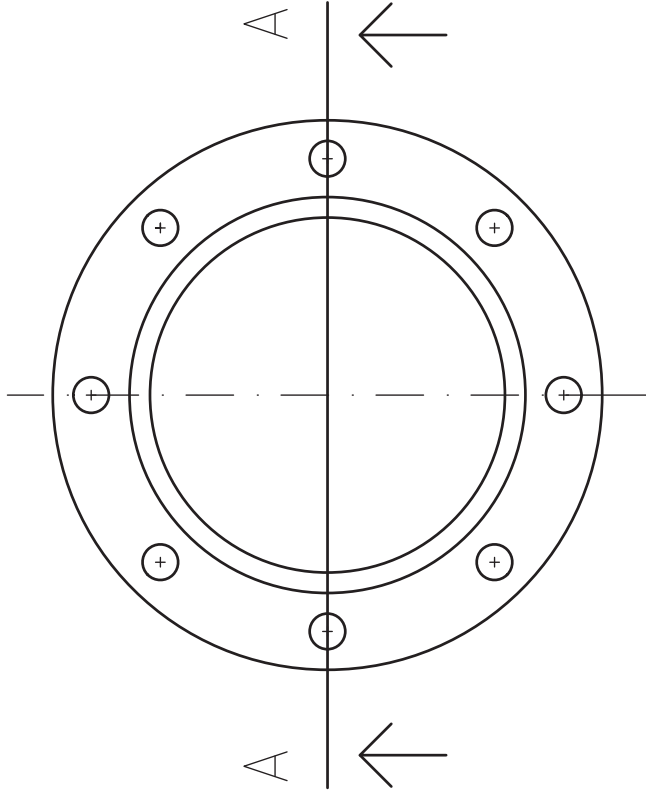
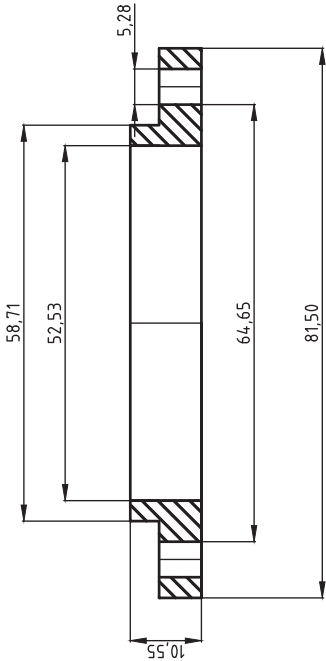
						ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA			
	24/01/16	ESTELA				
		SAMANIEGO				
		NEBRERA				
ESCALA:	Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona					Nº PLANO 7/9
1:4	Juntas de carcasa y distribuidor					SUSTITUYE A:
						SUSTITUIDO POR:



ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES			
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	
COMPROBADO	24/01/16	ESTELA	
		SAMANIEGO	
		NEBRERA	
ESCALA:	Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona		
1:6	Detalle placa tubular		
	Nº PLANO 8/9		
	SUSTITUYE A:		
	SUSTITUIDO POR:		

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
LINARES

CORTE
AA



		FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	30/01/16	ESTELA			
COMPROBADO		SAMANIEGO			
			NEBRERA		
ESCALA:	Sistema de acondicionamiento de la temperatura de acetona				
1:5	Brida del agua				
	Nº PLANO 9/9				
	SUSTITUYE A:				
SUSTITUIDO POR:					

4. PLIEGO DE CONDICIONES

4.1. Condiciones técnicas

4.1.1. Montaje de los equipos

Especificaciones de montaje: la empresa de montaje pedirá toda la información necesaria que le permita conocer con exactitud el plazo de entrega del equipo para, de esta forma, hacer una evaluación del total de trabajos a ejecutar.

Los retrasos, inconvenientes producidos por falta de información, inclemencias del tiempo, etc., para ser tenidos en consideración, se deberán anotar en el día que se produzcan en el diario de obra el cual el supervisor de montaje tendrá a su disposición.

Todos los cambios o modificaciones que se produzcan respecto a los planos o normas establecidas deberán ser aprobados con anterioridad y por escrito por el supervisor del montaje. El montaje tendrá especial cuidado con no almacenar ni situar materiales o maquinaria al de los tajos, accesos o zonas distintas del área para ello asignada, con objeto de no interrumpir el paso o el trabajo de otro contratista o de la actividad de la fábrica.

El montador no comenzará ningún trabajo sin la previa autorización por escrito del supervisor del montaje.

Las instalaciones eléctricas aéreas o subterráneas que instale el montador, cumplirá todas las normas vigentes de seguridad en el trabajo. Independientemente, todas las líneas subterráneas irán debidamente protegidas y señalizadas.

Por otro lado, si lo creyera conveniente el supervisor del montaje deberá exigir al montador más personal, así como un aumento en el número de turnos.

El montador deberá disponer de un libro de diario, donde anotará: los ajustes efectuados, tolerancias, diferencias apreciadas en nivelaciones, alineación, etc., modificaciones efectuadas o cualquier incidencia digna de ser tenida en cuenta.

Dicho libro estará a disposición del supervisor del montaje en cualquier momento.

El responsable por parte de la empresa del montaje, deberá tener previa autorización del supervisor del montaje. En caso excepcional, podrá delegar en otra persona previa autorización del supervisor del montaje.

Las tareas a realizar por el montador son las que se definen a continuación:

- Descarga de los equipos recibidos.
- Desembalaje y verificación a la llegada del material. Dicha verificación se limitara a una inspección visual del material, en el que cual si existiera algún tipo de deterioro o daño por transporte se deberá anotar en los albares correspondientes.
- Almacenamiento interior o exterior, según material.
- Conducción a pie de obra, colocación, nivelación y fijación de los equipos.
- Limpieza interior de los equipos, previa prueba hidráulica.
- Llenado de aire y primer engrase de las partes mecánica, según le indique el supervisor de montaje.
- Prueba en vacío y/o en carga del equipo para la recepción provisiona, siguiendo las pautas definidas por el supervisor del montaje.

- Ajuste final previo a la puesta en marcha del equipo. El equipo deberá tener todas las juntas necesarias para conexiones, válvulas, tapas, etc.,

Por otro lado en cuanto a los seguros correspondientes al montaje, éstos serán por cuenta del montador, siendo estos: seguros de transporte de sus propios equipos y del material del montaje, descarga de materiales, seguros sociales de su personal, responsabilidad civil y daños a terceros.

Por último el montador se compromete a adaptarse a las condiciones existentes en la zona de trabajo y cumplir con las debidas normas de seguridad, siendo eximida la propiedad de cualquier responsabilidad que por incumplimientos de las normas de seguridad e higiene se origine.

4.1.2. Tanques de almacenamiento

Para el diseño, fabricación, inspección y pruebas de los tanques de almacenamiento se harán de acuerdo a la norma API Standard 650; especificaciones ASTM y normas ANSI B-1.1.

Se tendrán en cuenta para el diseño, las cargas debidas a vientos, de acuerdo con la velocidad que se especifique para el diseño y la norma MV-101.

Así mismo, se tendrá en cuenta para el diseño de techo, una sobrecarga mínima de 122 Kg/m^2 de nieve y posible vacío interno, si no se especifica lo contrario en la norma MV-101 con una sobrecarga superior a la indicada, en cuyo caso se tomara la marcada por la norma y se le sumara el vacío del tanque.

Los depósitos irán provisto de indicadores de nivel. Estos serán de tipo flotador, con indicación en escala exterior vertical de la altura del tanque. La escala será de aluminio y estará graduada en unidades métricas. Estos indicadores se suministran montados con todos sus accesorios,

incluyendo guías, sistemas de poleas, etc. El flotador será de acero inoxidable.

Las escaleras serán helicoidales y dispondrán de descansillos intermedios cuando la altura del tanque sea superior a 6 metros (al menos un descansillo por cada tramo de 6 metros). El tanque ira provisto de barandillas en techos, plataformas y escaleras, también se tendrán una o varias tomas a tierra.

El dimensionado y distribución de las virolas se hará de forma que el tanque presente el menor número de costuras posibles. Los cordones de soldadura se situaran de forma que no tengas interferencias con tabuladores, soportes, refuerzos, etc. Todas las soldaduras verticales y horizontales serán a penetración y fusión completa.

El fabricante deberá realizar pruebas de calificación del procedimiento de soldadura y soldadores de acuerdo con la norma API 650.

4.1.3. Estructuras metálicas

Se dispondrán accesos y plataformas a todos los equipos principales que requieres inspección, mantenimiento, vigilancia o ajuste frecuente. El suelo de las plataformas y pasarelas será de chapa estriada y rejilla galvanizada. La rejilla se proyectará desmontable.

Las escaleras verticales tendrán un ancho mínimo de 500 milímetros y se construirán con barras de 20 milímetros de diámetro soldadas a largueros de pletinas angulares, y separadas 300 milímetros. Las escaleras de más de 3.5 metros sobre el nivel del suelo o en situación peligrosa, se construirán con una jaula de seguridad. Las escaleras inclinadas si las hubiese, no presentarán una pendiente mayor a 45°, y el ancho mínimo útil no será inferior a 700 milímetros.

Todas las plataformas de elevación superior a 1.2 metros estarán provistas de barandillas con pasamanos y barra intermedia. Las que sean mayores de 1.8 metros, llevarán también un rodapié. Las pinturas utilizadas serán productos autorizados para la protección de la estructura del acero contra la corrosión.

4.1.4. Soporte de tuberías

Se consideran comprendidos dentro de esta especificación, no solo los elementos auxiliares para evitar esfuerzos sino también todos los anclajes, guías o restricciones localizados dentro del sistema, necesarios para mantener los esfuerzos de las tuberías y conexiones a equipos.

En general, la situación y diseño de los soportes, estará basada en los cálculos y el juicio del responsable que los realice. En casos de sistemas críticos, sometidos a vibraciones, altas presiones, etc., se hará un análisis lo más preciso posible.

Para el diseño de los soportes se tendrá en cuenta todas las cargas, tales como peso, dilataciones térmicas, acciones externas y vibraciones transmitidas a los factores de flexibilidad y de intensificación de esfuerzo dados por ANSI-B-31.1. Los soportes deslizantes deberán soportar los esfuerzos de fricción, junto con los esfuerzos de apoyo. Serán proyectados de forma que permitan el libre movimiento de la tubería causada por la contracción y dilatación térmica. Los soportes serán fabricados de materiales, según las condiciones del servicio y compatible con el material de la tubería.

4.1.5. Cuadros y paneles eléctricos

Serán de aplicación las normas UNE 20451:1997 Requisitos generales para envolventes de accesorios para instalaciones eléctricas fijas de usos domésticos y análogos; UNE-EN 60439:1994 Conjuntos de

aparamenta de baja tensión; Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para baja tensión.

Los armarios, cuadros y paneles, bien serán para colocación sobre el suelo o bien para colocar suspendidos sobre pared o soporte, estando fabricados en metal, de chapa de acero, concretamente, y con el grado de protección que en ningún caso será inferior a IP-444. Estos irán provistos de una toma a tierra para conexión a la red general de tierras en dos puntos, a ser posibles los extremos. Todos los componentes, que se encuentren en los armarios, estarán situados de forma fácilmente accesible desde las puertas del mismo. Los elementos o equipos situados en los cuadros deberán ser identificados por medio de rótulos no deformables, tanto interior como exteriormente.

En todos los armarios se preverán resistencias de calefacción, accionadas por termostato, para evitar la acumulación de agua por condensación, en el caso de que los equipos estén fuera de servicio o simplemente por variación de la temperatura exterior que puede provocar estas condensaciones.

Las bancadas deberán fabricarse con perfiles normalizados, protegidos con pintura antioxidante, debiendo llevar los correspondientes anclajes de fijación y los elementos necesarios para fijar posteriormente los cuadros o armarios en los paneles situados sobre el suelo.

Los armarios y cuadros se construirán con chapa de acero, perfectamente lisa y plana, de espesor no menor de 2.5 milímetros y armadura de refuerzo interior. Los conjuntos tendrán la rigidez necesaria para soportar sin riesgo los esfuerzos accidentales que se puedan producir en el transporte e instalación en obra. Si los armarios y cuadros con bisagras disponen de puertas en el frente y/o parte posterior, éstas se construirán con bisagras de tipo oculto, diseñadas y construidas de tal forma que la puerta no pueda descolgarse o agarrotarse de alguna forma debido a las operaciones normales.

Los cuadros o armarios llevarán en la parte anterior y posterior una placa indicadora con la designación propia del mismo, además de las placas correspondiente para la identificación de los equipos. Las placas serán de plástico laminado en negro, con letras grabadas en blanco y se fijarán a la cabina mediante tornillos. En ningún caso, la fijación se hará con remaches.

La barra de tierra para los cuadros y armarios no deberá ser de sección inferior a 35 mm^2 ni superior a 100 mm^2 , debiendo llevar en sus extremos un terminal del tipo compresión para cable, de sección igual como mínimo, al de la barra de tierra. Todas las partes metálicas, no portadoras de corriente, deberán conectarse a la barra general de tierra citada.

Todos los cuadros y armarios deberán suministrarse completamente cableados hasta las regletas de bornes terminales donde se harán las conexiones externas.

Todos los contactos de relés estarán cableados hasta la regleta de bornes terminales, sean o no utilizados. Todo el cableado deberá hacerse en el interior de las canaletas y serán un 25% superior, como mínimo, a lo necesario para realizar el cableado interno.

Todos los conductores de cableado interno tendrán sus dos extremos identificados de forma inequívoca y llevarán terminales de compresión, tipo clavija, preaislados. No se admitirán rotulaciones sobre cintas adhesivas. Los cableados internos de mando, señalizaciones y control, serán realizados con conductores de aislamiento PVC, formación de cuerda, con aislamiento para 75CV, especiales para cableado de cuadro. Las secciones mínimas a emplear son 6 mm^2 para circuitos de intensidad, 2.5 mm^2 para circuitos de tensión y 1.5 mm^2 para el resto. En el caso de equipos electrónicos podrán utilizarse cables de diámetro 0.7 mm.

Todos los interruptores automáticos para las diversas alimentaciones auxiliares llevarán protección térmica y magnética adecuada a la intensidad nominal y de cortocircuito.

4.2. Condiciones de aparatos y equipos a presión

Se seguirá el Reglamento de Aparatos a Presión, aprobado por el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril, en el cual se regularon todos los aspectos a tener en cuenta en relación con el diseño, fabricación, reparación, modificación e inspecciones periódicas de los aparatos sometidos a presión. El Real Decreto 2060/2008, de 12 de diciembre, aprueba el Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias.

Las instalaciones de los equipos a presión dispondrán de los dispositivos y medios apropiados de protección necesarios para que su funcionamiento se realice de forma segura.

Los equipos a presión se instalarán en condiciones que permitan la realización posterior de las operaciones de mantenimiento y control previstas en las instrucciones del fabricante y la realización de las inspecciones periódicas indicadas en este reglamento.

Las uniones permanentes que deban realizarse en las instalaciones deberán ser realizadas con procedimientos de soldadura adecuados y por profesionales acreditados.

La descarga de las válvulas de seguridad o discos de rotura deberán evacuar a lugar seguro.

Por otro lado, antes de la puesta en servicio deberán realizarse las pruebas en el lugar del emplazamiento, para comprobar su buen funcionamiento y que dispone de condiciones de utilización seguras.

En caso de que el equipo a presión haya sufrido alguna anomalía durante el transporte o manipulación que pueda haber afectado a la resistencia del mismo, o en las comprobaciones se detecte algún fallo real o aparente, se realizarán los ensayos y pruebas necesarios que garanticen su seguridad, antes de proceder a su puesta en servicio. Los ensayos y pruebas que se realicen deberán ser certificados por un organismo de control autorizado, o por el fabricante.

El órgano competente de la comunidad autónoma correspondiente podrá requerir que las pruebas en el lugar del emplazamiento sean supervisadas por un organismo de control autorizado.

Por otro lado, los usuarios de todos los equipos a presión contemplados en este reglamento, deberán conocer y aplicar las disposiciones e instrucciones del fabricante en lo referente a la utilización, medidas de seguridad y mantenimiento.

No poner en servicio la instalación o impedir el funcionamiento de los equipos a presión si no se cumplen los requisitos del reglamento de aplicación.

Disponer de al menos la siguiente documentación de los equipos a presión mientras estén instalados: declaración de conformidad, en su caso, instrucciones del fabricante, y si procede, certificado de la instalación, junto con otra documentación acreditativa (en su caso, proyecto de la instalación, acta de la última inspección periódica, certificaciones de reparaciones o modificaciones de los equipos.

Utilizar los equipos a presión dentro de los límites de funcionamiento previstos por el fabricante y retirarlos del servicio si dejan de disponer de los requisitos de seguridad necesarios.

Realizar el mantenimiento de las instalaciones, equipos a presión, accesorios de seguridad y dispositivos de control de acuerdo con las

condiciones de operación y las instrucciones del fabricante, debiendo examinarlos al menos una vez al año.

Ordenar la realización de las inspecciones periódicas que les correspondan.

Para la puesta en servicio se requerirá la presentación de al menos la siguiente documentación:

a) Certificado de dirección técnica emitido por técnico titulado competente y visado por el correspondiente colegio oficial, en caso de instalaciones que requieran proyecto de instalación.

b) Certificado de instalación suscrito tanto por empresa instaladora de equipos a presión inscrita como por su responsable técnico, en el que se haga constar que los equipos cumplen con los requisitos requeridos, que disponen de las instrucciones de todos los equipos, que se han realizado las pruebas requeridas, incluyendo en su caso, la correspondiente prueba hidrostática de resistencia de los elementos no probados y que el funcionamiento es correcto.

Cuando sea necesario realizar la prueba hidrostática de resistencia indicada en el párrafo anterior, se efectuará a una presión de prueba que como mínimo será el valor más elevado de los dos siguientes:

- La presión P_{ms} de la instalación multiplicada por 1,43.
- La presión P_{ms} de la instalación multiplicada por un factor que tenga en cuenta la mayor resistencia de los materiales a la temperatura de prueba respecto a la temperatura T_{ms} y multiplicada así mismo por 1,25.

No obstante lo anterior, en ningún caso podrá superarse la presión de prueba que corresponda a cada equipo a presión.

El certificado de instalación será emitido y firmado por el técnico titulado competente de la empresa y visado por el correspondiente colegio oficial.

Todos los equipos a presión de las instalación que estén sujetos a inspecciones periódicas deberán disponer de una placa realizada con materiales duraderos, en la que se indique el número de identificación otorgado por el órgano competente de la comunidad autónoma, la presión máxima de servicio de la instalación, la presión de prueba del equipo o conjunto, su categoría y grupo, así como las fechas de realización de las inspecciones, el nivel de inspección realizado y el sello de la entidad responsable de la inspección.

Las placas serán legibles e irán colocadas en un lugar visible del equipo o conjunto. Éstas serán facilitadas por el órgano competente de la comunidad autónoma, tras la presentación de la correspondiente documentación.

5. ESTADO DE LAS MEDICIONES

5.1. Mediciones intercambiador de carcasa y tubos

DESIGNACIÓN	No. De partes iguales	DIMENSIONES LINEALES		UNIDADES	
		Longitud (m)	Altura (m)	Parciales (m)	Totales (m)
Carcasa	1	3.048	$\emptyset = 0.38735$		
Cabezal	2		$\emptyset = 0.38735$		
Tapa cabezal	1				
Separador carcasa	1				
Separador cabezal	1				
Brida agua	2		$\emptyset = 0.0815$		
Brida acetona	2		$\emptyset = 0.0815$		
Deflector	30				
SopORTE	2				
Tubo	92	3.048		3.048	280.45
Silleta de apoyo	2				

6. PRESUPUESTO

6.1. Presupuesto parcial intercambiador de calor

Designación	UDS	P. unitario (€)	Importe (€)
Tubos ¾" BWG 10 L=10"	92	29.48	2712,53
Diafragmas (deflectores)	30	136.08	4082,40
Separador de cabezal	2	283.50	567.00
Separador de pasos de la carcasa	1	1701.00	1701.00
Bridas conducciones agua	2	528.44	1056.88
Bridas conducciones acetona	2	641.84	1283.68
Silletas de apoyo	2	487.62	975.24
Carcasa tipo F (TEMA)	1	15082.20	15082.20
Cabezal tipo A (TEMA)	1	3651.48	3651.48
Tapa cabezal tipo A (TEMA)	1	340.20	340.20
Cabezal tipo S (TEMA)	1	3084.48	3084.48
SUBTOTAL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....			34537,10 €

6.2. Presupuesto parcial mano de obra y montaje

Designación	Horas	Precio/hora (€)	Importe (€)
Supervisor	40	16.75	670.00
Soldador	32	14.89	476.48
Montador 1	40	12.05	482.00
Montador 2	40	12.05	482.00
SUBTOTAL MANO DE OBRA.....			2110.48 €

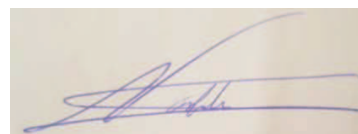
6.3. Presupuesto total

Subtotal Intercambiador de calor.....	34537.10 €
Subtotal Mano de obra.....	2110.48 €
TOTAL PROYECTO.....	36647.58 €
I.V.A.	7695.99 €
TOTAL PROYECTO +I.V.A	44343.57 €

El presupuesto total suma del presupuesto previsto para el intercambiador de calor diseñado y para la mano de obra es de CUARENTA Y CUATRO MIL TRESCIENTOS CUARENTA Y TRES EUROS CON CINCUENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

5 de Febrero de 2016

Fdo. Ingeniero Industrial



Estela Samaniego Nebrera