

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y
CORAZA PARA FLUIDOS LÍQUIDO – LÍQUIDO”**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO QUÍMICO

CARLOS EDUARDO DELGADO ARANDA

CALLAO, JUNIO, 2014

PERÚ

DEDICATORIA

A MI FAMILIA, POR SU
CONSTANTE APOYO Y
CONFIANZA

AGRADECIMIENTO :

A DIOS POR TODAS LAS BENDICIONES QUE ME HA ENTREGADO DÍA A DÍA, A MIS PADRES POR SU AMOR INCONDICIONAL EN TODO MOMENTO Y POR HABERME FORMADO COMO PERSONA, A MI HERMANO POR SU ALIENTO Y CONFIANZA, A MIS TÍOS POR BRINDARME SU APOYO EN CADA MOMENTO, A MIS AMIGOS POR SUS PALABRAS DE ALIENTO, A MIS PROFESORES POR FORMARME ACADÉMICAMENTE, A MI ASESOR POR BRINDARME SU APOYO EN FORMA CONSTANTE.

PRÓLOGO DEL JURADO

El presente Informe fue Expuesto por la Bachiller **DELGADO ARANDA CARLOS EDUARDO** ante el **JURADO DE SUSTENTACIÓN DE TESIS** conformado por los siguientes Profesores Ordinarios :

ING° PABLO BELIZARIO DÍAZ BRAVO	PRESIDENTE
ING° ESTANISLAO BELLODAS ARBOLEDA	SECRETARIO
ING° ROBERTO LAZO CAMPOSANO	VOCAL
ING° ALBERTO EMILIO PANANA GIRIO	ASESOR

Tal como está asentado en el Libro de Actas N° 2 de Tesis Folio N° 60 y Acta N° 243 de fecha **DIEZ DE JUNIO DE 2014**, para optar el Título Profesional de Ingeniero Químico en la Modalidad de Titulación de Informe, de conformidad establecido por el Reglamento de Grados y Títulos aprobado por Resolución N° 082-2011-CU de fecha 29 de abril de 2011 y Resolución N° 221-2012-CU de fecha 19 de setiembre de 2012

INDICE

	Pag.
RESUMEN	5
ABSTRACT	6
I. PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN	7
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	7
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	8
1.2.1 PROBLEMA GENERAL	8
1.2.2 PROBLEMA ESPECÍFICO	8
1.3 OBJETIVO DE LA INVESTIGACIÓN	8
1.3.1 OBJETIVO GENERAL	8
1.3.2 OBJETIVO ESPECÍFICO	9
1.4 JUSTIFICACIÓN	9
1.5 IMPORTANCIA	10
II. MARCO TEÓRICO	11
2.1 ANTECEDENTES	11
2.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR	14
2.2.1 DEFINICIÓN	14
2.2.2 CLASIFICACIÓN	15
2.2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS	16
2.2.4 INTERCAMBIADORES DE FLUJO CRUZADO	17
2.2.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CARCASA 1- 6, (EN CORRIENTE PARALELAS Y CONTRACORRIENTES	19
2.2.6 INTERCAMBIADOR DE MARCOS Y PLACAS E INTERCAMBIADOR EN ESPIRAL	21
2.2.7 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS	22
2.2.8 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	23
2.2.9 FACTOR DE SUCIEDAD	25
2.2.10 TRASMISIÓN DE CALOR ENTRE FLUIDOS CON TEMPERATURAS VARIABLES A TRAVÉS DE UNA PARED	28

	Pag.
2.2.11 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURAS (LTDM)	30
III. VARIABLES E HIPÓTESIS	33
3.1 VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN	33
3.1.1 VARIABLES DEPENDIENTES	33
3.1.2 VARIABLES INDEPENDIENTES	34
3.2 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	35
3.3 HIPÓTESIS	35
3.3.1 HIPÓTESIS GENERAL	35
3.3.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	36
IV. METODOLOGÍA	37
4.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN	37
4.2 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA	37
4.2.1 DATOS PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR	37
4.2.2 ECUACIONES PARA EVALUAR LAS VARIABLES DEL DISEÑO	38
4.3 PLANTEAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR A DISEÑAR	47
4.3.1 DIAGRAMA DE FLUJO A DISEÑAR	48
4.3.2 ARREGLO TRIANGULAR (EQUILATERO) DE LOS TUBOS	49
4.3.3 DATOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA (1- 6) PARA FLUIDOS GASOIL - ACEITE CRUDO	50
4.3.4 DETERMINACIÓN DE LA CANTIDAD DE CALOR	51
4.3.5 DETERMINACIÓN DEL FLUJO MÁSSICO DE GASOIL	53
4.3.6 DETERMINACIÓN DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA Y EL FACTOR DE CORRECCIÓN DE TEMPERATURA	53
4.3.7 DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS CALÓRICAS	54
4.3.8 CALCULO EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS: FLUIDO FRÍO (ACEITE CRUDO)	56
4.3.8.1 ÁREA DE FLUJO	56
4.3.8.2 EVALUACIÓN DE LA VELOCIDAD MÁSSICA	57
4.3.8.3 CALCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS	57
4.3.9 CALCULOS EN EL LADO DE LA CORAZA FLUIDO CALIENTE (GASOIL)	60

	Pag.
4.3.10 COEFICIENTE DE DISEÑO LIMPIO Y SUCIO	65
4.3.11 FACTOR DE ENSUCIAMIENTO O DE SUCIEDAD	66
4.3.12 CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN	66
4.3.12.1 CAIDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS	66
4.3.12.2 CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LA CORAZA	69
4.3.12.3 DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	70
4.4 PROGRAMA EN EXCEL PARA EL CALCULO DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA (1- 6) PARA FLUIDOS LÍQUIDO – LÍQUIDO	71
V. RESULTADOS	76
VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS	78
VII. CONCLUSIONES	79
VIII. RECOMENDACIONES	80
IX. REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA	81
ANEXOS	82
• MATRIZ DE CONSISTENCIA	82
• FIGURAS Y TABLAS	84
APÉNDICE	99

TABLAS DE CONTENIDO

INDICE

FIGURAS

	Pag.
Fig. 2.1 Intercambiador de Calor simple de tubos concéntricos	16
Fig. 2.2 Intercambiador de Calor de flujo cruzado	19
Fig. 2.3 Intercambiador de Calor de tubos y coraza	20
Fig. 2.4 Distribución de temperaturas	22
Fig. 2.5 Distribución de temperaturas en un intercambiador de calor (1-2) en función de la disposición de las tuberías	22
Fig. 2.6 Transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de una caldera con incrustaciones calcárea	26
Fig. 4.1 Intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6)	48
Fig. 4.2 Arreglo triangular de los tubos	49
Anexo 1 Calores específicos de hidrocarburos líquidos	84
Anexo 2 Conductividad térmica de hidrocarburos líquidos	85
Anexo 3 Gravedad específica de hidrocarburos	86
Anexo 4 Factor F de temperatura calórica	87
Anexo 5 Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1 – 6	88
Anexo 6 Factores de fricción para el lado de los tubos	89
Anexo 7 Pérdida de presión por retorno, lado de los tubos	90
Anexo 8 Curva de transferencia de calor lado de los tubos	91
Anexo 9 Curva de transferencia de calor para el lado de la coraza con haz de tubos	92
Anexo 10 Factor de fricción por el lado de la coraza	93
Anexo 11 Viscosidades de líquidos	94
Anexo 13 Valores de $k(c/\mu)^{1/3}$ para hidrocarburos	96

TABLAS

ÍNDICE

Tabla 4.1 Valores de diseño utilizando el Programa de Excel	72
Tabla 4.2 Tabla de Matriz de Consistencia	82
Anexo 12 Viscosidades de fracciones de petróleo	95
Anexo 14 Factores de Obstrucción	97
Anexo 15 Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor	98

RESUMEN

El presente proyecto de tesis denominado "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza (1 – 6) para fluidos líquido – líquido", busca desarrollar los aspectos fundamentales sobre el diseño de un intercambiador de calor. Con el fin de poder cumplir con los objetivos y metas trazadas, en este trabajo se plantea una metodología adecuada para el cálculo de las variables del diseño correspondiente, las cuales están correlacionadas con los datos que se obtiene de las tablas y gráficas de la literatura a fin.

Dentro de las determinaciones y cálculo de las variables en el intercambiador de calor de tubos y coraza se tienen: Cálculo de la cantidad de calor, determinación de la diferencia media logarítmica de temperatura, la eficiencia, el factor de obstrucción y la caída de presión del lado de los tubos y de la coraza. Los cálculos del conjunto de variables, se realizó en Excel.

En una instalación de Petróleo se dispone de un flujo másico de aceite crudo de 149 000 lb/h el cual es precalentado en condiciones de 34 °API y se tiene una diferencia de temperatura de 115 °F, para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza (1–6) se obtuvieron los siguientes resultados:

- a) Calor transferido: $Q = 9252900 \text{ Btu/h}$
- b) Eficiencia: $\eta = 63,88\%$
- c) Factor de ensuciamiento $R_D = 0,00557 \text{ h.pie}^2 \cdot \text{°F/Btu}$
- d) Caída de presión de lado de los tubos: $\Delta P_t = 10,926 \text{ lbf/pulg}^2$
- e) Caída de presión de lado de la coraza: $\Delta P_s = 1,0214 \text{ lbf/pulg}^2$

Los resultados obtenidos son concordantes con lo indicado en las referencias y que están dentro del límite permisible, el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza cumple con las condiciones de operación dada para su aplicación en los procesos de transferencia de calor.

ABSTRACT

The present thesis work project called of a heat exchanger Shell and tubes (1 – 6) fluids for liquid – liquid, seeks to developed the fundamental aspect of the design of a heat exchanger. In order to comply with he objectives and goals, in this job for the design raises a suitable methodology for the calculation of the variables of the corresponding design, with the data obtained from the tables and graphs from the literature in order.

Within the determinations and calculation of the variables in the intercooler of shell and tubes you have: calculation of the amount of heat, determination of the mean difference logarithmic, the efficiency, the factor of obstruction and the pressure drop of the side of the tubes and the shell. The calculations of variables set was made in Excel.

In an oil installation there is a mass flow of crude oil 149 000 lb/h which is prehead at conditions of 34° API and has a temperature difference of 115 °F, for the design of shell and tube heat exchange (1 – 6) we obtained the next results.

- a) Heat transferred: $Q = 9252900 \text{ Btu/h}$
- b) Efficiency: $n = 63,88 \%$
- c) Fouling factor: $R_D = 0,00557 \text{ h.pie}^2.\text{°F/Btu}$
- d) The side of the tubes pressure drop: $\Delta P_t = 10,926 \text{ lbf/pulg}^2$
- e) The side of the shell side pressure drop: $\Delta P_s = 1,0214 \text{ lbf/pulg}^2$

The obtained results are consistent with the ones indicated in the permissible limits, the design of heat exchanger tube and breast fulfill the conditions of operation given by the application in the heat transfer processes.

I. PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Identificación del problema

En la Industria de la Petroquímica se cuenta con diversos procesos y líneas de fluidos calientes y fríos en la cual se quiere recuperar y aprovechar la energía (calor) de los fluidos que se encuentran a una mayor temperatura, tal es el caso de una línea gasoil que pasa cerca de una torre de fraccionamiento y se encuentra a 33 °API y a una temperatura de 530 °F, su calor se recupera usando un fluido a menor temperatura como el aceite crudo que se encuentra a 34 °API y a una temperatura de 170 °F, este crudo proviene de una torre de fraccionamiento, es así que se plantea el "DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA PARA FLUIDOS LÍQUIDO – LÍQUIDO".

Los tipos de arreglos de intercambiadores de calor de tubos y coraza muestran resultados que se reflejan en la eficiencia del intercambiador.

Se concluirá, que la metodología propuesta es una buena alternativa de diseño y caracterización del intercambiador de calor seleccionado donde los resultados obtenidos, coincidirán con los reportados en la literatura.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema General

¿Cuál deberá ser el diseño más adecuado del intercambiador de calor de Tubos y coraza para fluidos líquido – líquido?

1.2.2 Problemas Específicos

- 1) ¿La información seleccionada permitirá contar con los fundamentos teóricos necesarios para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6)?
- 2) ¿Las ecuaciones especificadas para el diseño del intercambiador de calor (1 – 6) permitirá calcular: el flujo de calor, la eficiencia, la caída de presión y el factor de ensuciamiento?
- 3) ¿Se puede realizar los cálculos de diseño del intercambiador de calor (1 – 6), en Excel?

1.3 Objetivos de la Investigación

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido – líquido, realizando los cálculos de diseño usando el Excel.

1.3.2 Objetivo Específicos

- 1) Seleccionar la información necesaria que permiten diseñar el intercambiador de calor de Tubos y Coraza de acuerdo al arreglo 1 – 6.
- 2) Especificar las ecuaciones de diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido – líquido, para calcular las variables de diseño, como flujo de calor, eficiencia, caída de presión, factor de incrustación.
- 3) Realizar los cálculos respectivos para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza, para lo cual se realizara en Excel.

1.4 Justificación

En estos tipos de intercambiadores de calor de tubos y coraza permite obtener altos niveles de recuperación de energía.

Mediante este trabajo de investigación se pretende realizar un método más adecuado para los cálculos del diseño de un intercambiador de calor tubos y coraza.

La función de los intercambiadores de calor es importante debido a la creciente necesidad de ahorrar energía, en consecuencia se desea obtener equipos eficientes, no solo en función de un análisis térmico sino también en función del aprovechamiento energético del fluido caliente.

Este estudio sirve como aporte a los estudiantes para que complementen sus conocimientos sobre transferencia de calor, en lo que respecta al diseño de intercambiadores de calor.

1.5 Importancia

La investigación a realizar “Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza, para fluidos líquido – líquido”, constituye un complemento respecto a los conocimientos que se tiene sobre los intercambiadores de calor, equipos recuperadores de energía.

Para obtener el intercambiador de calor de tubos y coraza seleccionado, se plantea una metodología para la realización de los cálculos de diseño, debido al gran número de variables con que se tiene que operar y en casos específicos se realizan cálculos iterativos para obtener los parámetros de diseño correspondiente, además se planteara usando el Excel para realizar los cálculos a diseñar, con el objeto de simplificar y obtener los resultados en forma rápida.

Este trabajo puede ser tomado como ejemplo, para cualquier otro diseño de intercambiador de calor que se pretenda realizar, inclusive será información para cualquier otro equipo de transferencia de calor.

II. MARCO TEÓRICO

En la presente tesis se diseñara un intercambiador de calor de tubos y coraza 1 – 6, para fluidos líquido – líquido.

2.1 Antecedentes

En la industria existe la necesidad de aprovechar mejor la energía, recuperarla de los procesos o desarrollar nuevas fuentes de energía lo que ha impulsado a desarrollar tecnologías para la fabricación de los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor se encuentran presente en la mayoría de las industrias en los cuales se realizan procesos térmicos y en los que existen fluidos calientes y fríos, la cantidad de energía que pasa se realiza en los intercambiadores de calor. (Yunus A. Cengel, 2004)

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza son equipos térmicos ampliamente utilizados en la industria por su gran variedad de construcción y por la aplicación que tienen en los procesos de transferencia de calor, tales como en la recuperación de energía de los fluidos de alta temperatura al igual que los condensadores, evaporadores, calentadores o enfriadores de agua y generadores de vapor. Su aceptación se debe a que proporcionan grandes superficies de transferencia de calor. (Yunus A. Cengel, 2004)

Por ser uno de los intercambiadores de calor de mayor antigüedad se encuentran en gran parte de la industria peruana. Se les puede encontrar en la Industria de procesos químicos, generación de energía, petroquímica, papel y pulpa, petrolera, farmacéutica, por mencionar algunas de las más importantes.

En cuanto a los estudios realizados en diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza se tiene:

- a) Se da a conocer los criterios de diseño de construcción para este tipo de intercambiador de calor y se señala las variables de diseño que sirven de base para su validación. (Flores González, 2007).
- b) Así mismo se da a conocer los factores de corrección de algunas variables de diseño y el empleo de las tablas para los cálculos a realizar. (Frank L. Rubin, 1992)
- c) Se realiza todo un análisis en cuanto a las variables de diseño y llega a establecer un cuadro comparativo entre los intercambiadores de calor mostrando además su aplicación. (Eleazar Remigio, 2007)
- d) Así mismo la tecnologías aplicada a los intercambiadores de calor se pone de manifiesto en los nuevos modelos y diseños que se fabrican por ejemplo encontramos que la empresa Alfa Laval entre sus diversos rubros fabrica diversos tipos de intercambiadores de calor para la Industria de Procesos, tal es el caso de los intercambiadores de calor de Tubos y Coraza de aceite/agua, que son convenientes para los flujos de aceite de $0,64 \text{ pie}^3/\text{min}$ y $17,40 \text{ pie}^3/\text{min}$.

(<http://www.directindustry.es/prod/alfa-laval/intercambiadores-calor-coraza-tubos-industria-farmaceutica-16602-427150.html>)

- e) La empresa Bowman fabrica Intercambiadores de calor de tubos y coraza y están diseñados para calentar o enfriar fluidos de proceso, por ejemplo, son adecuados para el enfriamiento en circuito cerrado de equipos eléctricos usando agua desmineralizada y para enfriar soluciones de agua en aceite en depósitos de temple.

(<http://www.directindustry.es/prod/bowman/intercambiadores-calor-coraza-tubos-14017-39357.html>)

- f) Otro alcance es la empresa Komax Sistem que fabrica intercambiadores de calor de Tubos y coraza para la industria plástica y de goma.

(<http://www.directindustry.es/prod/komax-systems/intercambiadores-calor-coraza-tubos-17220-135088.html>)

- g) Todos estos y otros antecedentes señalados líneas arriba me sirven de base para poder realizar el tema de tesis planteado en cuanto al “Diseño de Intercambiador calor de Tubos y Coraza (1 – 6) para fluidos líquido – Líquido”.

2.2 Intercambiadores de Calor

2.2.1 Definición

Un intercambiador de calor es un sistema mecánico, construido para transferir calor entre dos fluidos a diferente temperatura estando separados por una pared metálica. (Yunus A. Cengel, 2004)

Un aspecto importante de la aplicación de los intercambiadores de calor es la recuperación del calor de procesos, o la recuperación del calor de los fluidos, estando a temperaturas superiores al ambiente transporta calor, que al recuperarlo tiene un valor energético (recuperación de energía) y un valor económico.

Cuando la diferencia de temperaturas es pequeña la transferencia de calor por radiación y el intercambiador de calor se calcula aplicando las correlaciones de transferencia de calor por conducción y convección. (Yunus A. Cengel, 2004)

La utilización de los intercambiadores de calor, contribuyen a la conservación del medio ambiente, al ahorro de energía, el cual se traduce en un ahorro de combustible, y disminución de masa contaminante como dióxido de carbono y otros gases, si estos emiten a la atmósfera. (Yunus A. Cengel, 2004)

2.2.2 Clasificación

Los cambiadores de calor, de acuerdo a sus características constructivas y funcionalidad, se les pueden realizar la siguiente clasificación (Yunus A. Cengel, 2004):

a) Según el proceso de transferencia de calor

- 1) Recuperadores de calor o de transferencia de calor directa.
- 2) Regeneradores o de almacenamiento
- 3) Con combustión o generadores de calor (hornos y calderas)

b) Según sus características constructivas

- 1) **Tubular:** doble tubo, carcasa y tubos
- 2) **Placas:** paralelas, espiral
- 3) **Compactos:** placas – aletas

c) Según la disposición de los fluidos

- 1) Paralelo
- 2) Contracorriente
- 3) Cruzado

d) **Dependiendo de su función**

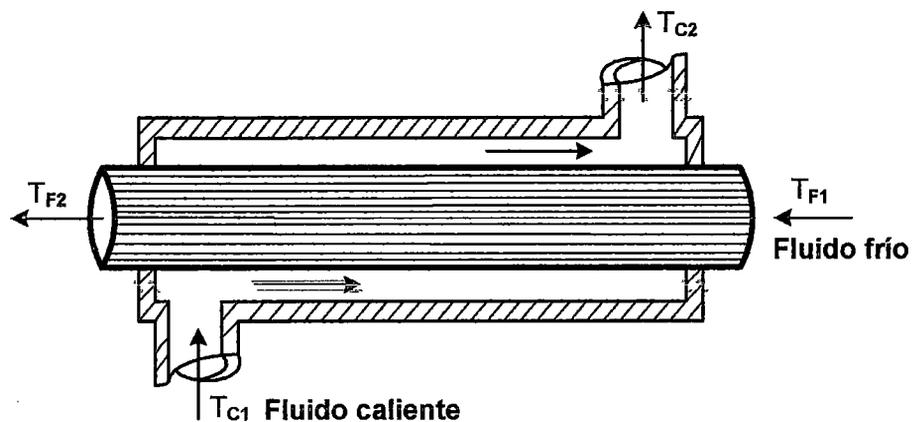
- 1) Intercambiador
- 2) Calentador y enfriador
- 3) Refrigerador
- 4) Evaporador y condensador
- 5) Generador de vapor

2.2.3 Intercambiadores de Calor de tubos concéntricos

Los intercambiadores que por construcción son de tubos concéntricos y por el sentido en que se mueven los fluidos, son denominados de flujo paralelo y de flujo en contracorriente (Ver Figura N° 2.1)

FIGURA N° 2.1

INTERCAMBIADOR DE CALOR SIMPLÉ DE TUBOS CONCÉNTRICOS



Fuente : Elaboración propia – Carlos Delgado Aranda

- a) **Intercambiador de calor de flujo paralelos.**- En el intercambiador de calor de flujos paralelos, el fluido caliente intercambia calor con el fluido frío a lo largo del intercambiador. Al comienzo, la transferencia de calor es mayor debida a que la diferencia de temperatura es máxima, pero a lo largo del intercambiador esa diferencia disminuye con rapidez y las temperaturas de las dos corrientes se aproximan asintóticamente y con gran lentitud. (Yunus A. Cengel, 2004)
- b) **Intercambiador de calor de flujos en contracorriente.**- Estos intercambiadores de calor permiten establecer una diferencia de temperatura, casi constante a lo largo del intercambiador.

En el flujo en contracorriente la temperatura de salida del fluido más frío (el que se calienta), puede superar la temperatura de salida del fluido más caliente (el que se enfría), puesto que existe un gradiente de temperatura favorable a todo lo largo del intercambiador de calor. En un intercambiador en contracorriente, los coeficientes de transmisión de calor del lado de la carcasa y del lado de los tubos deben ser del mismo orden de magnitud y ser grandes para obtener un coeficiente global satisfactorio. (Yunus A. Cengel, 2004)

2.2.4 Intercambiadores de flujo cruzado

En el enfriamiento o calentamiento de gases se utiliza un intercambiador de calor de flujo cruzado (Ver Figura N° 2.2, pag.19) uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido (gaseoso) se lo obliga a

circular perpendicularmente al haz de tubos. Estos intercambiadores de calor pueden ser:

- a) Tubulares con o sin aletas (placas), además los fluidos pueden ser mezclados y sin mezclar, la transferencia de calor aumenta como consecuencia de la mezcla de fluido exterior.

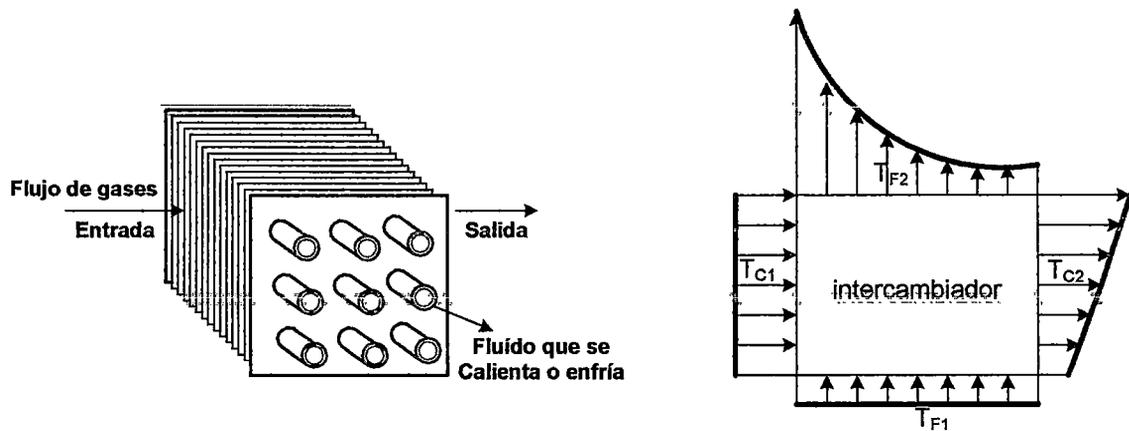
El flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre; el gas que circula por el exterior de los tubos, se considera de tipo de mezcla, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera sin mezclar. El flujo del gas exterior es con mezcla porque se mueven libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el intercambio de calor. (Yunus A. Cengel, 2004)

En un diseño de intercambiador de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar.

Es importante también equilibrar los gradientes de temperatura mediante la obtención de coeficiente de transmisión de calor aproximadamente iguales en el interior y en el exterior de los tubos, sino una de las resistencias térmicas puede ser grande, lo que provocara una caída de temperatura global también grande para una transferencia de calor por unidad de tiempo determinada, lo que exige un equipo mayor. (Yunus A. Cengel, 2004)

FIGURA N° 2.2

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE FLUJO CRUZADO



Fuente : Elaboración propia – Carlos Delgado Aranda

2.2.5 Intercambiadores de calor de tubos y coraza 1–6 (En corriente paralela y contracorriente)

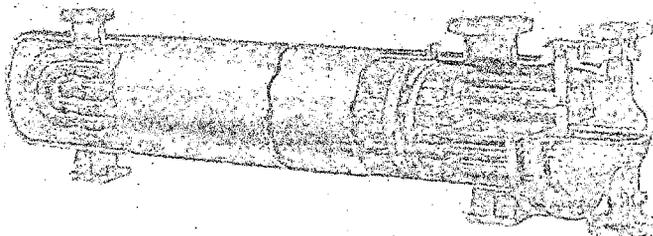
Se tienen intercambiadores de calor de carcasa y tubos, los cuales se utilizan para la transferencia de calor entre líquidos, uno de los fluidos circula por el interior de los tubos y el otro por el exterior de los tubos. El flujo de un intercambiador de calor (1 – 2) es generalmente en contracorriente y parcialmente en corriente paralelas.

La carcasa envuelve el conjunto de tubos. En estos intercambiadores de calor se usan deflectores (BAFFLES), instalados en el exterior de los tubos, cumplen la función de desviar el flujo exterior con el objeto de generar un proceso de mezcla que genera turbulencia para aumentar la transferencia de calor, (Ver Figura N° 2.3, pag. 20) se puede visualizar este tipo de intercambiador de calor, este es un intercambiador de calor de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos, en este caso el fluido que circula por el interior de los tubos intercambia calor con el fluido exterior, primero y

después en contracorriente. Existen otros intercambiadores de calor de carcasa y tubos, construidos con dos pasos por la carcasa y cuatro pasos por los tubos, etc. (Yunus A. Cengel, 2004)

FIGURA N° 2.3

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA



Fuente : Operaciones Unitarias II, por María Isabel Briceño. Dimensionamiento del intercambiador de calor

(Ver Figura N° 2.5, pag. 22) ahí se puede ver, el conjunto de curvas de temperatura que corresponde con un intercambiador de corrientes paralelas y también son para un intercambiador en contracorriente.

En los intercambiadores de paso múltiple, se pueden utilizar las velocidades más elevadas, tubos más cortos y resolver fácilmente el problema de las expansiones y dilataciones. En estos intercambiadores disminuye la sección libre para el flujo, con el cual aumenta la velocidad, dando lugar a un incremento de transmisión de calor por convección.

2.2.6 Intercambiador de placas y marcos e intercambiador en espiral

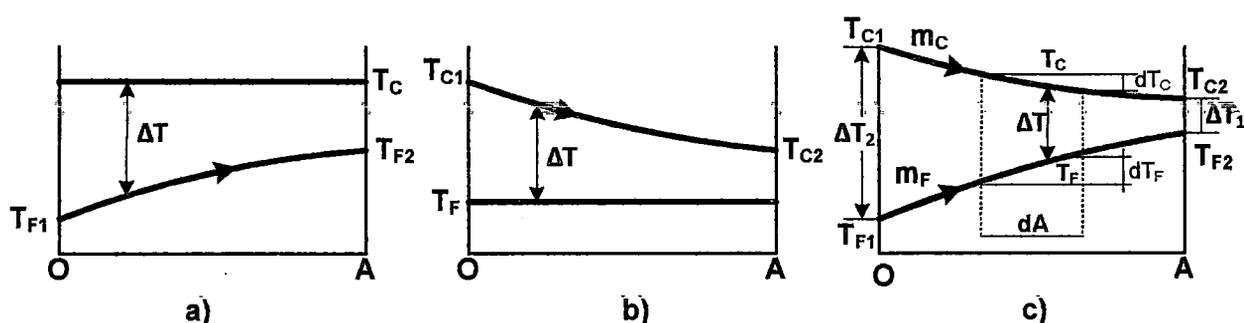
- a) Existen intercambiadores de tipo de placa en varias formas: en espiral, de placa (y de armazón) de aleta con placa soldada y de aleta con placa y tubo.
- b) El intercambiador de placa en espiral se hace con un par de placas laminadas para proporcionar dos pasos rectangulares relativamente largos para los fluidos en flujo en contracorriente. La trayectoria continua elimina la inversión del flujo (y la caída consiguiente de la presión), las desviaciones y problemas de dilataciones.
- c) Los intercambiadores de placa y armazón consiste en placas estándares, que sirven como superficies de transferencia de calor y un armazón para su apoyo. La caída de presión es baja y resulta imposible que haya fugas de fluidos.
- d) Los intercambiadores de aleta y placa de aluminio se emplean en la industria de elaboración, sobre todo en servicios por debajo de $- 50,8$ °F. La superficie de transferencia de calor de aleta y placa se compone de una pila de placas, cada una de las cuales en una aleta corrugada entre láminas metálicas planas, selladas en los dos lados mediante canales o barras.

2.2.7 Distribución de temperaturas

(Ver Figura N° 2.4, pag. 22) donde se presenta la distribución de temperatura de varios intercambiadores típicos, de flujo paralelos, contracorriente y de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos, de un condensador de un paso de tubos, vaporizadores de un paso de tubos, en la Figura N° 2.5 de la pag. 22, se visualiza la distribución de temperatura para un intercambiador de calor de carcasa y tubos (1 – 2). (J.R. Welty)

FIGURA N° 2.4

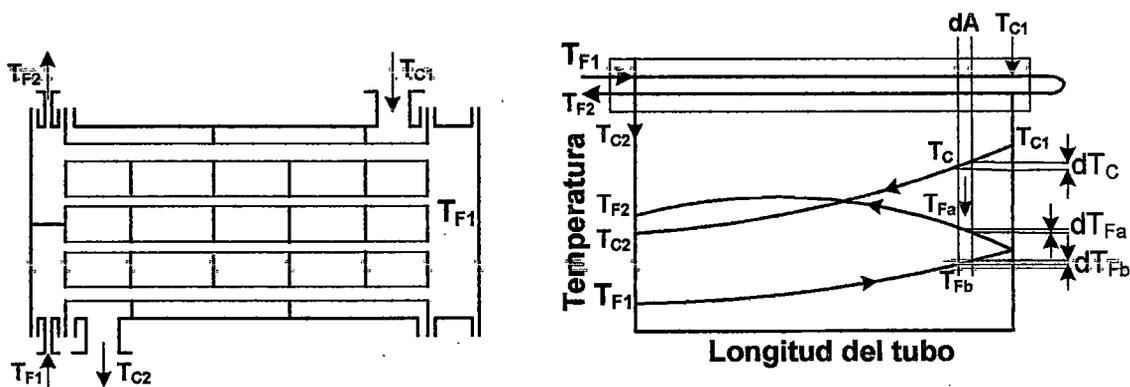
DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS



Fuente : Elaboración propia – Carlos Delgado Aranda

FIGURA N° 2.5

DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR (1-2) EN FUNCIÓN DE LA DISPOSICIÓN DE LAS TUBERÍAS



Fuente : Elaboración propia – Carlos Delgado Aranda

- a) Condesadores de un solo paso en los tubos,
- b) Vaporizadores de un solo paso por los tubos,
- c) Intercambiador de calor de flujo en equicorriente y de un solo paso por los tubos.

2.2.8 Coeficiente Total de transferencia de calor

El coeficiente total de transferencia de calor (U), es un factor que para una configuración geométrica o hidrodinámica dada, el valor del calor total transferido (Q), se determina al multiplicarlo por el área del intercambio (A), por la diferencia total de temperaturas (ΔT) y el coeficiente total de transferencia de calor. (J. P. Holman, 1998).

$$Q = U \cdot A \cdot (\Delta T)_{Total} \quad (1)$$

Donde :

- Q : Calor transferido, Btu/h
- U : Coeficiente total de transferencia de calor, Btu/h.pie².°F
- A : Superficie de transferencia de calor, pie²
- ΔT : Diferencia total de temperaturas, °F

El coeficiente total (U), depende de la geometría de la pared, de sus propiedades térmicas y de los coeficientes de transferencia de calor por convección en las dos caras de la superficie que separa los fluidos interior (h_i) y exterior (h_o), el factor de incrustación.

- a) Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de carcasa y tubos consiste en evaluar el coeficiente de transferencia térmica total entre las dos corrientes fluidas. Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica total entre un fluido caliente a temperatura T_C y otro frío a temperatura T_F separados por una pared plana se define mediante la siguiente ecuación :

$$Q = U.A. (T_C - T_F)_{Total} \quad (2)$$

$$U.A = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 Ri} = \frac{1}{\frac{1}{h_C A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_F A}} \quad (3)$$

Donde :

R_i : es la resistencia térmica por conducción o convección

- b) En el caso de un intercambiador de calor formado por tubos concéntricos, en la **Figura N° 2.1** de la pag. 16, el área de la superficie de intercambio térmico es :

$$\text{Área interior: } A_i = 2\pi r_i L \text{ (pie}^2\text{)} \quad (4)$$

$$\text{Área exterior: } A_e = 2\pi r_e L \text{ (pie}^2\text{)} \quad (5)$$

De forma que, en general :

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ci}A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{Fe}A_e}} \quad (6)$$

- c) Si el coeficiente de transferencia térmica total viene referido a la superficie A_e el valor de U_e será :

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{h_{Ci}A_i} + \frac{A_e \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{Fe}}} \quad (7)$$

- d) Mientras que si bien referido a la superficie interior A_i será :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ci}} + \frac{A_i \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_e h_{Fe}}} \quad (8)$$

2.2.9 Factor de suciedad (R_D)

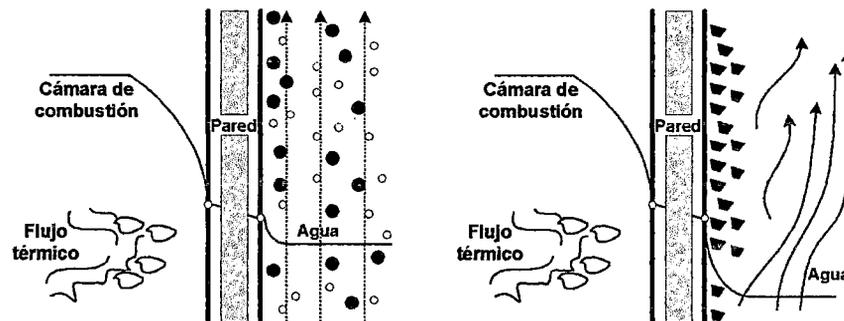
Con frecuencia resulta imposible predecir, el coeficiente de transferencia de calor global (U), de un intercambiador de calor al cabo de un cierto tiempo de funcionamiento, teniendo solo en cuenta el análisis térmico.

Durante el funcionamiento, con la mayoría de los líquidos y con algunos gases, se van produciendo gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, estos pueden ser de óxidos, incrustaciones

calizas procedentes de la caldera, lodos, carbonilla u otros precipitados, (Ver Figura N° 2.6, pag.26). (J. P. Holman, 1998)

FIGURA N° 2.6

TRANSMISIÓN DE CALOR ENTRE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y EL AGUA DE UNA CALDERA CON INCRUSTACIONES CALCÁREAS



Fuente : Elaboración propia – Carlos delgado Aranda

El efecto que esta suciedad que se origina, se conoce con el nombre de **incrustaciones**, y provoca un aumento de la resistencia térmica del sistema; normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de suciedad o la velocidad de crecimiento de las incrustaciones, limitándose únicamente a garantizar la eficiencia de los intercambiadores limpios. (J. P. Holman, 1998)

La resistencia térmica del depósito se puede determinar, generalmente a partir de ensayos reales o de la experiencia. Si se realizan ensayos de rendimientos en un intercambiador limpio y se repiten después de que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede determinar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación), (R_{Suc}), mediante la relación :

$$R_{Suc} = R_{Func} - R_{Limpio} = \frac{1}{U_{Func}} - \frac{1}{U_{Limpio}}$$

$$\rightarrow U_{Func} = \frac{1}{R_{Suc} + \frac{1}{U_{Limpio}}} \quad (9)$$

Siendo :

$$R_{Sucio} = R_e + R_i \frac{A_e}{A_i} ; \quad U_{Limpio} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ce}} + R_{equiv} + \frac{1}{h_{ci} \frac{A_e}{A_i}}} \quad (10)$$

La expresión del coeficiente total de transmisión de calor U_{Func} en funcionamiento al cabo de un tiempo, referida a la sección exterior A_e es :

$$U_{fun} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ce}} + R_e + R_{equiv} + \frac{R_i A_e}{A_i} + \frac{A_e}{h_{ci} A_i}} \quad (11)$$

En las expresiones se tiene:

U_{limpio} : Es el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador limpio, respecto a la sección circular (Btu/h.pie².°F)

U_{suc} : Es el coeficiente total de transmisión de calor del intercambiador después de producirse el depósito (Btu/h.pie².°F)

h_{ce} : Es el coeficiente de convección del medio del fluido en el exterior del tubo (Btu/h.pie².°F)

h_{ci} : Es el coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo (Btu/h.pie².°F)

- R_e** : Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior de los tubos
- R_i** : Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior de los tubos.
- R_{equiv}** : Es la resistencia unitaria del tubo, en la que no se han considerado los depósitos de suciedad en el interior y exterior, y el material del tubo en pie².°F.h/Btu, basada en el área de la superficie exterior del tubo, A_e/A_i es la relación entre la superficie exterior la interior del tubo.

2.2.10 Transmisión de calor entre fluidos con temperaturas variables, a través de una pared

Para determinar la transferencia de calor por unidad de tiempo, y admitiendo que el calor cedido por un fluido es totalmente absorbido por el otro fluido, (no hay pérdidas térmicas), se puede realizar: (José Manrique, 2002)

a) El balance de energía :

$$Q = m_c C_{P_c} (T_{C_1} - T_{C_2}) = m_f C_{P_f} (T_{F_2} - T_{F_1}) \quad (12)$$

Donde :

C : caliente y F = frío; 1 = entrada y 2 = salida

- b) Si se toma a ambos lados de pared, un elemento de superficie (dA), es una misma sección transversal se puede suponer que ambos fluidos toman las temperaturas T_C y T_F en estos elementos diferenciales, haciendo, $\Delta T = T_C - T_F$ es equivalente que la cantidad de calor que pasará del fluido caliente al fluido frío, por unidad de tiempo es :

$$dQ = UdA\Delta T = m_C C_{P_C} dT_C = m_F C_{P_F} dT_F \quad (13)$$

- c) Definiendo el parámetro adimensional (Φ), de la forma :

$$\Phi = \frac{m_C C_{P_C}}{m_F C_{P_F}} = \frac{dT_F}{dT_C} \quad (14)$$

- d) Parámetro que interviene directamente a lo largo del proceso, y teniendo en cuenta que :

$$d(\Delta T) = dT_C - dT_F; \quad \frac{d(\Delta T)}{dT_C} = 1 - \frac{dT_F}{dT_C} = 1 - \Phi; \quad dT_C = \frac{d(\Delta T)}{1 - \Phi}$$

Se obtiene :

$$UdA\Delta T = m_C C_{P_C} dT_C = m_C C_{P_C} \frac{d(\Delta T)}{1 - \Phi}; \quad m_C C_{P_C} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = UdA(1 - \Phi) \quad (15)$$

e) Integrando :

$$m_c C_{Pc} \ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = U(1 - \phi)A = \left| \begin{array}{l} \Delta T_2 = T_{C_1} - T_{F_2}; \Delta T_1 = T_{C_2} - T_{F_1} \\ 1 - \phi = \frac{d(\Delta T)}{dT_c} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{T_{C_1} - T_{C_2}} \end{array} \right| =$$

$$UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{T_{C_1} - T_{C_2}} \quad (16)$$

$$Q = m_c C_{Pc} (T_{C_1} - T_{C_2}) = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = UA(LMTD) \quad (17)$$

f) De la última ecuación (ΔT_{ML}) o ($LMTD$), se denomina diferencia temperatura media logarítmica, que corresponde para flujos a contracorriente :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{C_1} - T_{F_2}) - (T_{C_2} - T_{F_1})}{\ln\left(\frac{T_{C_1} - T_{F_1}}{T_{C_2} - T_{F_2}}\right)} \quad (18)$$

2.2.11 Factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura (LTDM)

Cuando se tiene intercambiadores muy complejos, como los montajes en carcasa y tubos, con varios pasos por los tubos, o más de un paso por la carcasa, y también en el caso de intercambiadores de flujo cruzado, la deducción analítica de una expresión para la diferencia media de temperatura resulta muy compleja. (Yunus A. Cengel, 2004)

Para estos tipos de intercambiadores de calor es conveniente relacionar la diferencia de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica de

temperatura para el caso de intercambiador de calor en contracorriente multiplicado por el factor de corrección de temperaturas (F_T).

$$\Delta T = F_T \Delta_{ML} \quad (19)$$

Donde :

F_T : Es el factor de corrección de temperatura

ΔT_{ML} : Es la diferencia media logarítmica de temperatura evaluado como si fuera un intercambiador a contra flujo.

El factor de corrección de temperatura F_T para un intercambiador de calor es una medida de desviación de la ΔT_{ML} , con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo y se determina en función de los parámetros P y R.

a) P = Razón de la eficacia de calentamiento o enfriamiento, que puede variar desde cero (0) hasta la unidad (1)

$$\text{Sí :} \quad P = \frac{t_{salida} - t_{entrada}}{T_{entrada} - t_{entrada}} \quad (20)$$

Donde :

T : Temperatura de entrada o salida del fluido por el casco

t : Temperatura se refiere al fluido que fluye por el tubo.

b) $R =$ Este parámetro es la razón de capacidad calorífica de ambos fluidos. Esta relación también es igual al cambio de temperatura del fluido que fluye por el casco dividido entre el cambio de temperatura del fluido que fluye en los tubos.

$$R = \frac{T_{entrada} - T_{salida}}{t_{salida} - t_{entrada}} \quad (21)$$

III. VARIABLES E HIPÓTESIS

3.1 Variables de la Investigación

Para la tesis: Diseño de un Intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos líquido – líquido y en concordancia con el problema de investigación, objetivos e hipótesis, se han definido las siguientes variables e indicadores.

3.1.1 Variables dependientes

A continuación se detallan la variable dependiente y sus indicadores :

X : Diseño de intercambiador de calor de tubos y coraza (1- 6) para fluidos líquido – líquido.

Indicadores :

X1 : Cantidad de calor intercambiado por los fluidos.

X2 : Eficiencia del intercambiador de calor.

X3 : Caída de presión por el lado de los tubos y de la coraza.

X4 : Factor de incrustación por ensuciamiento.

3.1.2 Variables Independientes

A continuación se detallan la variable independiente y sus indicadores:

Y : Determinación de las cantidades de las variables

Indicadores :

Y1 : Flujo másico de los fluidos caliente y frío

Y2 : Característica de intercambiadores de calor de tubos y coraza

Y3 : Determinación del área de transferencia de calor

Y4 : Coeficientes totales de transferencia de calor limpio (U_c) y de ensuciamiento o seco (U_D).

Z : Determinación, controles y medición de variables

Indicadores :

Z1 : Control de temperatura de los fluidos a la entrada y salida del intercambiador.

Z2 : Determinación de las propiedades físicas de los fluidos

Z3 : Número de tubos, pasos, arreglo de los tubos y coraza

Z4 : Determinación de coeficientes individuales por convección (h_i) y (h_o)

3.2 Operacionalización de variables

La operacionalización de las variables queda definida mediante la siguiente expresión :

$$X = (Y, Z)$$

Donde :

- X : Diseño de intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos líquido–líquido
- Y : Determinación de las cantidades de las variables
- Z : Determinación, controles y medición de variables.

3.3 Hipótesis

3.3.1 Hipótesis General

El intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos líquido – líquido, diseñado responderá en cuanto a sus características de diseño, configuración, forma, tamaño, para su aplicación industrial.

3.3.2 Hipótesis Específicas

- 1)** La información seleccionada tiene los fundamentos teóricos necesarios para el diseño del intercambiador (1 – 6) de tubos y coraza.

- 2)** Con las ecuaciones formuladas se calculara el flujo de calor, transferencia de los fluidos, la eficiencia, la caída de presión

- 3)** En el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) los cálculos se realizara en Excel.

IV. METODOLOGÍA

4.1 Tipo de Investigación

El diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza para fluido líquido – líquido, es del tipo de investigación aplicada que corresponde al área de ingeniería, donde se hace una descripción tecnológica de este tipo de intercambiador de calor.

4.2 Procedimiento de cálculo para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza

A continuación se detalla el procedimiento de los cálculos que se realizan en el diseño del intercambiador de calor (Donald Q. Kern, 1996)

4.2.1 Datos para el diseño del intercambiador

Fluido Caliente : T_{C1} ; T_{C2} ; m_C ; c ; s ; μ ; k ; R_d ; ΔP

Fluido frío : T_{F1} ; T_{F2} ; m_F ; c ; s ; μ ; k ; R_d ; ΔP

Datos para el lado de la Coraza :

Diámetro Interno : DI (pulg)

Espaciado de los deflectores : B

Número de pasos : N_p

Datos por el lado de los Tubos :

Diámetro exterior : DE

Número de pasos : N_p

Longitud de tubos : L_t

Número de tubos : N_t

Tipo de arreglo

Espaciado de los tubos desde su centro : P_t

Espaciado entre tubos adyacentes : C'

4.2.2 Ecuaciones para evaluar las variables de diseño

1) Cantidad de calor intercambiado por los fluidos, balance de calor:

$$Q = m_c C (T_{C1} - T_{C2}) = m_F C (T_{F2} - T_{F1}) = UA \Delta T_{total}$$

2) Diferencia de temperatura ΔT_{total} :

1) Diferencia media logarítmica de temperatura:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{\ln\left(\frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C2} - T_{F2}}\right)}$$

$$\Delta T = F_T \Delta_{ML}$$

2) Razón de eficacia :

$$P = \frac{t_{\text{salida}} - t_{\text{entrada}}}{T_{\text{entrada}} - t_{\text{entrada}}}$$

$$P = \frac{(T_{F2} - T_{F1})}{(T_{C1} - T_{F1})}$$

3) Razón de capacidad :

$$R = \frac{T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}}}{t_{\text{salida}} - t_{\text{entrada}}}$$

$$R = \frac{(T_{C1} - T_{C2})}{(T_{F2} - T_{F1})}$$

4) Calculo de las temperatura calórica por los fluidos :

caliente (T_{C_c}) y frío (T_{C_f})

5) Ecuaciones para el fluido caliente: lado de la coraza

a) Área de flujo : a_s

$$a_s = \frac{D I x C' x B}{P_T x 144}$$

Donde :

a_s : Área de flujo del lado de la coraza, pies²

DI : Diámetro interno de la coraza, pulg

C' : Espaciado adyacente entre tubos, pulg

B : Espaciado con deflectores, pulg

P_T : Espaciado de los tubos desde sus centros, pulg

b) Velocidad másica : G_s

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

Donde :

G_s : Es la velocidad másica por la coraza, lb/h.pies²

m_c : Flujo másico del fluido caliente, lb/h

a_s : Área de flujo del lado de la coraza, pies²

c) Diámetro equivalente : D_e

El D_e se puede obtener de la figura que se muestra en el anexo 9 o cálculo de la ecuación :

Para un arreglo triangular :

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P_t \cdot 0,86 \cdot P_t - \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (DE)^2 \cdot \frac{1}{4}\right)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (DE)}$$

Donde :

- D_e : Es el diámetro equivalente, pulg
- P_T : Espaciado de los tubos desde sus centros, pulg
- DE : Diámetro exterior del tubo, pulg

Obtención de μ (viscosidad en centipoises, cp) a T_{Cc} (temperatura calórica del fluido caliente), lb/pie.h = cp x 2,42

$$\text{Reynolds para la coraza } (Re_s): Re_s = \frac{D_e \times G_s}{\mu}$$

d) Factor de transferencia de calor: j_H (véase en el anexo 9)

e) A la T_{Cc} (temperatura calórica del fluido caliente, °F) obtener c (calor específico del fluido, Btu/lb.°F) y k (conductividad térmica, Btu/h.pie².(°F/pie)

Evalúese :

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \text{ Número de Prandtl}$$

- f) **Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido exterior:** h_o (Btu/h.pie².°F)

$$h_o = \left(\frac{j_H \cdot k}{D_e} \right) \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \phi_s, \quad \text{donde } \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

ϕ_s : es la razón de viscosidad

- g) **Temperatura de la pared del tubo :** T_p

$$T_p \cong T_{Fc} + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_{Cc} - T_{Fc})$$

- h) **Cálculo de la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo,**

$\mu_p = \text{centipoises} \times 2,42$ (lb/pie.h) y $\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$, donde ϕ_s : es la razón de viscosidad

- i) **Determinación del coeficiente de transferencia corregido :** h_o

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s$$

ϕ_s : es la razón de viscosidad de lado de la coraza

$$R = \frac{(T_{F2} - T_{F1})}{(T_{c1} - T_{F1})}$$

3) Ecuaciones del fluido frío : lado de los tubos

a) Área de flujo : a_t

$$a_t = \frac{N_t \times a'_t}{N_p} = \frac{N_t \times a'_t}{144 N_p}; \text{ pies}^2$$

Donde :

a_t : Área de flujo, pie²

a'_t : Área de flujo/tubo, se determina en el anexo 15

N_t : Número de tubos

N_p : Número de pasos de los tubos

b) Velocidad másica : G_t

$$G_t = \frac{m_F}{a_t}$$

Donde :

G_t : E la velocidad másica por los tubos, lb/h.pies²

m_F : Flujo másico del fluido frío, lb/h

a_t : Área de flujo del lado de los tubos, pies²

c) **Diámetro interior de los tubos : D(pies)**

El D se puede obtener de la tabla en el anexo 15, en pies.

Obtención de μ (viscosidad en centipoises, cp) a T_{CF} (temperatura calórica del fluido frío), lb/pie.h = cp x 2,42

Reynolds para la coraza (Re_t): $Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu}$

d) **Obtener el factor de transferencia de calor: j_H (ver anexo 8)**

e) A la T_{CF} (temperatura calórico del fluido frío, °F) obtener c (calor específico del fluido, Btu/lb.°F) y k (conductividad térmica, Btu/h.pie².(°F/pie).

Evalúese :

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$$

f) **Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido interior: h_i (Btu/h.pie².°F)**

$$h_i = \left(\frac{j_H \cdot k}{D}\right) \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \cdot \phi_t, \text{ donde } \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

g) Temperatura de la pared del tubo : T_p

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{DI}{DE}$$

h) Cálculo de la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, μ_p en centipoises x 2,42 (lb/pie.h) y $\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}}\right)^{0,14}$, donde ϕ_s : es la razón de viscosidad

i) Determinación del coeficiente de transferencia corregido : h_o

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s$$

ϕ_s : es la razón de viscosidad de lado de la coraza

4) Determinación del coeficiente total de transferencia de calor limpio (U_c) y de diseño o sucio (U_D):

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$U_D = \frac{Q}{A_t F_T \Delta T_{ML}}$$

5) Determinación del factor de obstrucción o de suciedad :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D}$$

6) Caída de presión :

a) Por el lado de los tubos (ΔP_t):

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_v$$

Donde :

ΔP_t : Caída de presión por el tubo recto de longitud (L)

ΔP_v : Caída de presión por cambio de velocidad

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot N_p}{5,22 \times 10^{10} D_i \cdot s \cdot \Phi_t} \quad \left(\frac{lbf}{pie^2} \right)$$

$$\Delta P_v = \frac{4 \times N_p \times V^2}{s \times 2 \times g'} \quad lbf/pulg^2$$

b) Por el lado de la coraza (ΔP_s):

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N + 1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \Phi_s} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} \times D_e \cdot s \cdot \Phi_s} \quad lbf/pie^2$$

7) Determinación de la eficiencia (n) :

$$n = \frac{Q}{Q_{max}}$$

4.3 Planteamiento del Intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) a diseñar

Se quiere diseñar un intercambiador de calor de Tubos y Coraza para fluidos aceite crudo – gasoil (1 – 6) en una instalación de Petróleo, para el cual se requiere precalentar 149 000 lb/h de aceite crudo en las condiciones de 34 °API de 170 °F a 285 °F, este crudo proviene de una torre fraccionamiento.

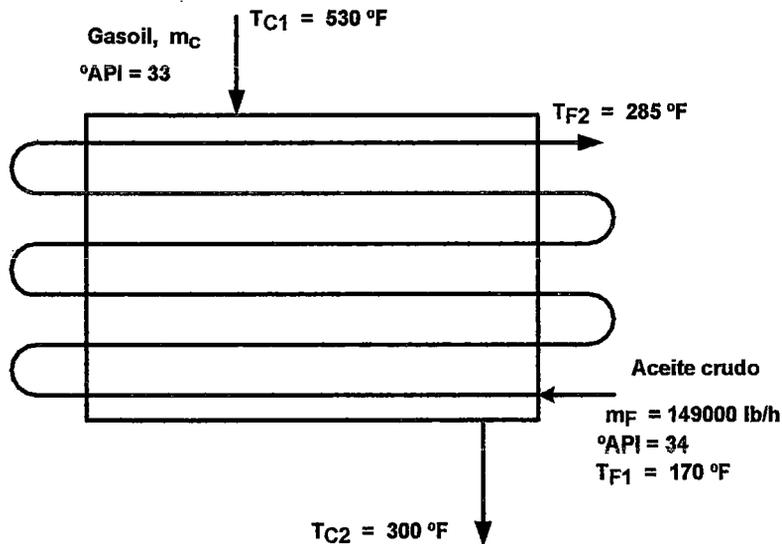
Se dispone de otra línea de gasoil de 33 °API que pasará cerca de la torre a 530 °F, se tendrá en consideración que la temperatura del gasoil del intercambiador de regreso no deberá ser menor que 300 °F. El intercambiador (1 – 6) de Tubos y Coraza para fluidos aceite crudo – gasoil a diseñar tendrá las siguientes características: 25 pulg de diámetro interno (DI) con 252 tubos de 1 pulg de diámetro externo (DE), 13 de BWG y 16' 0" largo, arreglado en seis pasos en arreglo triangular de 1 ¼ de pulg de paso. Los deflectores de la coraza están espaciados a 5 pulg de los centros, se permite una caída de presión de 10 lb/pulg² en el gasoil y de 15 lb/pulg² en la línea de alimentación. Se tendrá para el gasoil las viscosidades de 0,4 centipoises a 530 °F y 0,7centipoisea 300°F y para el aceite crudo las viscosidades son 0,9 centipoises a 285°F y 2,1 centipoises a 170 °F. Se determinara el calor transferido, el factor de ensuciamiento, la caída de presión de lado de los tubos y de la coraza y la eficiencia del intercambiador de calor.

4.3.1 Diagrama de Flujo a Diseñar

En la **figura 4.1** (véase en la página 48) se observa el intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) a diseñar, en la cual por el lado de los tubos circula el aceite crudo el cual proviene de una torre de fraccionamiento y por el lado de la coraza circula el gasoil proveniente de otra línea, así mismo se indica las temperaturas de entrada y salida.

FIGURA N° 4.1

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA (1 – 6)

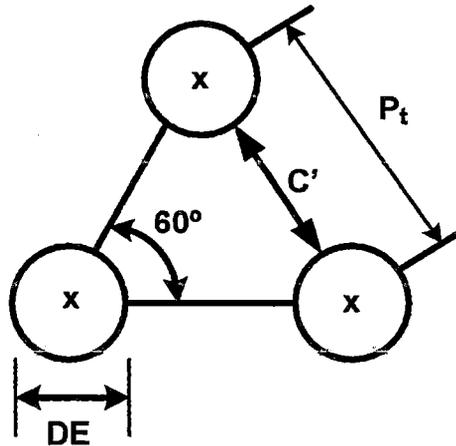


Fuente : Elaboración propia – Carlos Delgado Aranda

4.3.2 Arreglo triangular (equilátero) de los tubos:

FIGURA N° 4.2

ARREGLO TRIANGULAR DE LOS TUBOS



Fuente : Elaboración Propia – Carlos Delgado Aranda

De la figura 4.2 se observa :

$$P_t = 1,25 \text{ pulg} \quad DE = 1 \text{ pulg}$$

$$C' = P_t - D = 1,25 - 1 = 0,25 \text{ pulg}$$

Donde :

P_t : representa el espacio de los tubos desde sus centros, en pulg

DE : representa el diámetro exterior de los tubos, en pulg

C' : representa el espaciado entre tubos adyacentes, en pulg

**4.3.3 Datos de Diseño del Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza
(1 – 6) para fluidos aceite crudo – gasoil a determinar.**

a) Datos de la Coraza

- 1) Diámetro interno (DI) = 25 pulg
- 2) Espaciado con deflectores (B) = 5 pulg
- 3) Número de pasos (Np) = 1

b) Por el lado de los Tubos (13 BWG : Birmingham Wire Gauge)

- 1) Diámetro exterior (DE) : 1 pulg
- 2) Números de pasos (Np) : 6
- 3) Longitud de Tubos (L_t) : 16 pies
- 4) Número de Tubos (N_t) : 252
- 5) Arreglo triangular (Equilátero)
- 6) Espaciado de los tubos desde sus centros (P_t): $1\frac{1}{4}$ pulg.
- 7) Espaciado entre tubos adyacentes (C'): 0,25 pulg.

4.3.4 Determinación de la cantidad de calor (Balance de Calor)

$$Q = m_c \times C_{p_c} (T_{C_1} - T_{C_2}) = m_F \times C_{p_F} (T_{F_2} - T_{F_1}) \quad (1)$$

Donde :

a) Fluido caliente : Gasoil (C)

Q : Flujo de calor (Btu/h)

m_c : Flujo másico de gasoil (lb/h)

C_{p_c} : Calor específico del fluido caliente gasoil (Btu/lb° F)

$(T_{C_1} - T_{C_2})$: Diferencia de temperaturas del fluido gasoil (°F)

b) Fluido frío : Aceite crudo (F)

m_F : Flujo másico del aceite crudo (lb/h)

C_{p_F} : Calor específico del fluido frío aceite crudo (Btu/lb.° F)

$(T_{C_2} - T_{C_1})$: Diferencia de temperaturas del fluido aceite crudo (°F)

c) Determinación de las temperaturas promedios de los fluidos

$$T_{C, promedio} = \left(\frac{530^{\circ}F + 300^{\circ}F}{2} \right) = 415^{\circ}F \text{ (Gasoil)}$$

$$T_{F, promedio} = \left(\frac{170^{\circ}F + 285^{\circ}F}{2} \right) = 227,5^{\circ}F \text{ (Aceite crudo)}$$

d) **Determinación de los calores específicos de los fluidos.**- Para la determinación de los calores específicos de los fluidos se tomara como referencia la figura del **Anexo N° 1**, interceptando las temperaturas promedios de los fluidos con los grados °API, a continuación se muestran los resultados :

$$C_{PC} = 0,64 \frac{Btu}{Lb. ^\circ F} \left[\begin{array}{l} T_{c,prom} = 415^\circ F \\ ^\circ API = 33 \end{array} \right]$$

$$C_{PF} = 0,54 \frac{Btu}{Lb. ^\circ F} \left[\begin{array}{l} T_{F,prom} = 227,5^\circ F \\ ^\circ API = 34 \end{array} \right]$$

e) **Reemplazando en la ecuación (1) para el cálculo del calor transferido, del balance de energía para el fluido frío (aceite crudo)**

$$Q = m_F \times C_{pF} (T_{F_2} - T_{F_1})$$

$$Q = 149000 \frac{lb}{h} \times 0,54 \frac{Btu}{lb. ^\circ F} \times (285^\circ F - 170 ^\circ F)$$

$$Q = 9252900 \frac{Btu}{h}$$

4.3.5 Determinación del flujo másico de gasoil (m_C)

$$m_C = \frac{Q}{C_{PC}(T_{C1} - T_{C2})} = \frac{9252900 \text{ Btu/h}}{0,64 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} (530 - 300)^\circ\text{F}}$$

$$m_C = 62859,375 \text{ lb/h}$$

4.3.6 Determinación de la diferencia media logarítmica y factor de corrección de temperatura para intercambiador de calor

$$\Delta T_m = F_T \cdot \Delta T_{ML}$$

- a) Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperatura, considerando que el flujo de los fluidos es a contracorriente

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(530 - 285) - (300 - 170)}{\ln\left(\frac{530-285}{300-170}\right)}$$

$$\Delta T_{ML} = 181,467 \text{ }^\circ\text{F}$$

- 1) Cálculo del factor de corrección de temperaturas (F_T), para intercambiador de calor de Calor de Tubos y coraza (1 – 6), con los parámetros R y P, el cual se muestra en el **Anexo N° 5**

b) Determinación de la razón de capacidad (R)

$$R = \frac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = \frac{530 - 300}{285 - 170} = 2$$

c) Determinación de la razón de efectividad (P)

$$P = \frac{T_{F_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_1}} = \frac{285 - 170}{530 - 170} = 0,32$$

1) De esta manera el valor de $F_T = 0,845$

2) Reemplazando los valores en la ecuación:

$$\Delta T_m = F_T \cdot \Delta T_{ML}$$

$$\Delta T_m = 0,845 \times 181,467 = 153,339 \text{ } ^\circ F$$

4.3.7 Determinación de las temperaturas calóricas, T_{C_c} y T_{F_c} mediante las ecuaciones

$$T_{C_c} = T_{C_2} + F_C(T_{C_1} - T_{C_2})$$

$$T_{F_c} = T_{F_1} + F_C(T_{F_2} - T_{F_1})$$

a) Determinaciones de K_c (constante calórica) y F_c (fracción calórica) para los fluidos(ver anexo N° 4) :

1) Para el fluido caliente: gasoil

$$K_C = 0,52 \left\{ \begin{array}{l} \text{°API} = 33 \\ T_{C_1} - T_{C_2} = 530 - 300 = 230 \text{ °F} \end{array} \right\}$$

2) Para el fluido frío, aceite crudo

$$K_C = 0,38 \left\{ \begin{array}{l} \text{°API} = 34 \\ T_{F_2} - T_{F_1} = 285 - 170 = 115 \text{ °F} \end{array} \right\}$$

b) El mayor valor de K_c corresponde al coeficiente de transferencia de calor controlante, que supone establece la variación de U (coeficiente total de transferencia de calor) con la temperatura)

$$\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_F} = \frac{T_{C_2} - T_{F_1}}{T_{C_1} - T_{F_2}} = \frac{300 - 170}{530 - 285} = 0,53$$

c) Por tanto F_c será :

$$F_C = 0,41 \left\{ \begin{array}{l} \frac{\Delta T_F}{\Delta T_C} = 0,53 \\ K_C = 0,52 \end{array} \right\}$$

d) Reemplazando en las ecuaciones calóricas tenemos :

$$T_{Cc} = 300 + 0,41(530 - 300) = 394,3 \text{ } ^\circ F$$

$$T_{Fc} = 170 + 0,41(285 - 170) = 217,15 \text{ } ^\circ F$$

3) En el diseño se tendrá en consideración que el área de flujo tanto del lado de la coraza como del lado de los tubos son casi iguales, se tendrá en cuenta que la corriente de mayor flujo fluya por los tubos, por lo tanto se empezará a realizar los cálculos en el lado de los tubos por donde circula el fluido frío es decir el aceite crudo.

4.3.8 Cálculo en el interior de los Tubos: fluido frío (aceite crudo)

4.3.8.1 Área de flujo (a_t)

$$a_t = \frac{N_t \times a'_t}{N_p} = \frac{N_t \times a'_t}{144N_p}; \text{ pies}^2$$

Donde :

a_t : Área de flujo, pie^2

a'_t : Área de flujo/tubo (ver **anexo N° 15**)

a'_t : 0,515 $\text{pulg}^2/\text{tubo}$ (para tubo de 1 pulg, BWG 13)

N_t : Número de tubos: 252 tubos

N_p : Número de pasos de los tubos: 6

Reemplazando en la ecuación :

$$a_t = \frac{N_t \times a'_t}{144 \times N_p} = \frac{252 \times 0,515}{144 \times 6} = 0,1502 \text{ pie}^2$$

4.3.8.2 Evaluación de la velocidad másica (G_t)

$$G_t = \frac{m_F}{a_t}$$

$$G_t = \frac{149000 \text{ lb/h}}{0,1502 \text{ pie}^2} = 992010,65 \frac{\text{lb}}{\text{h} \times \text{pie}^2}$$

4.3.8.3 Calculo del número de Reynolds (Re_t)

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu \cdot 2,42}$$

Donde :

- Re_t : Número de Reynolds para transferencia de calor
- D : Diámetro interno de los tubos, pies
- G_t : Flujo másico de los tubos, $\text{lb/h} \times \text{pie}^2$
- μ : Viscosidad, centipoises $\times 2,42$; $\text{lb/pie} \cdot \text{h}$

- 1) A la temperatura calórico $T_{FC} = 217,15 \text{ } ^\circ F$ (Ver Anexo N° 11), se determina la viscosidad $\mu = 1,5$ centipoises (para las coordenadas $X = 10,3$, $Y = 21,3$ se intercepta con T_{FC}).
- 2) El diámetro interno (D) para tubos de 1 pulg, BWG 13 (Ver Anexo N° 15), $D = 0,81$ pulg = $0,0675$ pies.
- 3) Reemplazando en la ecuación :

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu \cdot 2,42}$$

Tenemos :

$$Re_t = \frac{0,0675 \times 992010,65}{1,5 \times 2,42} = 18446,479 \text{ flujo turbulento}$$

- 4) Calculo de la relación $L_t/D = (16/0,0675) = 237$
 - a) (Ver Anexo N° 8), con el número de Reynolds y L/D se determina el factor de calor j_H (Factor para transferencia de calor) :

$$j_H = \left(\frac{h_i D_i}{k} \right) \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,14} = 60$$

b) A la temperatura calórico $T_{F_c} = 217,15 \text{ } ^\circ F$, calcular C_p , μ , k

– Ver Anexo N° 1, $C_p = 0,54 \text{ Btu/lb.}^\circ F$

– Véase en el Anexo N° 2, $k = 0,074 \text{ Btu/h.pie}^2 \cdot (^\circ F/\text{pie})$

– Véase en el Anexo N° 11, $\mu = 1,5 \text{ cp} = 1,5 \times 2,42 = 3,63 \text{ lb/h.pie}$

5) Considerando, $\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$

6) Cálculo del número de Prandtl (Pr)

$$Pr = \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0,54 \times 3,63}{0,074}\right)^{1/3} = 2,97$$

7) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

$$h_i = \left(\frac{j_H \cdot k}{D}\right) \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \cdot \phi_t, \text{ donde } \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 60 \times \frac{0,074}{0,0675} \times 2,97 = 195,36$$

8) Corrección del coeficiente (h_i) a (h_{io}), mediante la relación :

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{D}{DE} = 195,36 \times \frac{0,81}{1} = 158,24$$

4.3.9 Cálculos en el lado de la coraza: fluido caliente (gasoil)

a) Área de flujo (a_s) :

$$a_s = \frac{DI \times C' \times B}{P_t \times 144}$$

Donde :

a_s : Área de flujo del lado de la coraza, pies²

DI : Diámetro interno de la coraza: 25 pulg

C' : Espaciado adyacente entre tubos: 0,25 pulg

B : Espaciado con deflectores: 5 pulg

P_t : Espaciado de los tubos desde sus centros: 1,25 pulg

Reemplazando en la ecuación :

$$a_s = \frac{DI \times C' \times B}{P_t \times 144} = \frac{25 \text{pulg} \times 0,25 \text{pulg} \times 5 \text{pulg}}{1,25 \text{pulg} \times 144 \left(\frac{\text{pulg}}{\text{pie}}\right)^2} = 0,1736 \text{ pie}^2$$

b) **Calculo de la velocidad másica (Gs) :**

$$G_s = \frac{m_c}{a_s} = \frac{62859,375}{0,1736} = 362093,174 \frac{lb}{h \times pie^2}$$

c) **A la temperatura calórico $T_{c_c} = 394,3 \text{ } ^\circ F$ cálculo de la viscosidad μ para el fluido caliente.-** En el **Anexo N° 11**, se determina la viscosidad, con los parámetros, $x = 10$; $y = 23,6$ $^\circ API = 28$, para el gasoil $\mu = 0,71 \text{ cp} = 0,71 \times 2,42 = 1,7182 \text{ lb/pie.h}$

d) **Determinación del diámetro equivalente (D_e) del lado de la coraza:** Véase en el **Anexo N° 9**, para tubos de 1 pulg., con arreglo triangular de 1 $\frac{1}{4}$ pulg. De paso, el diámetro equivalente es, $D_e = 0,72 \text{ pulg.} = 0,06 \text{ pie.}$

El diámetro equivalente (D_e), por el lado de la coraza se determina también mediante las relaciones siguientes, como cuatro veces el radio hidráulico, obtenido por arreglo dispuesto en el cabezal.

Para un arreglo cuadrado :

$$De = \frac{4 \times \text{área libre}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4x \left(P_T^2 - \frac{\pi(DE)^2}{4} \right)}{\pi(DE)} \text{ pulg}$$

Para un **arreglo triangular**, el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo :

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot P_t \cdot 0,86 \cdot P_t - \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (DE)^2 \cdot \frac{1}{4} \right)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (DE)}, \text{ pulg}$$

$$D_e = \frac{4x(1/2(1,25)x0,86(1,25) - \left(\frac{1}{2}x\frac{\pi(1)^2}{4}\right)}{1/2(\pi(1))} = 0,719 \text{ pulg}$$

e) **Cálculo del número de Reynolds para la coraza Re_s :**

$$Re_s = \frac{D_e x G_s}{\mu} = \frac{0,06x362093,174}{1,7182} = 12644,38 \text{ flujo turbulento}$$

f) **Determinación del factor j_H .**- Véase en el **Anexo N° 9** con el número de Reynolds, se obtiene el factor de calor (j_H) :

$$j_H = \left(\frac{h_0 \cdot D_e}{k} \right) \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0,14} = 62$$

g) **A la temperatura calórico $T_{c_c} = 394$ °F, y los grados°API = 33, calcular : C_p , μ , k para el fluido caliente (gasoi)**

1) Véase en el **Anexo N° 1**, $C_p = 0,64$ Btu/lb.°F

2) Véase en el **Anexo N° 2**, $k = 0,07$ Btu/h.pies.°F

h) Cálculo del número de Prandtl (Pr)

$$Pr = \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} = \left(\frac{0,64 \times 1,7182}{0,07} \right)^{1/3} = 2,49$$

i) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externo, despejando (h_o), de la ecuación :

$$h_o = \left(\frac{j_H \cdot k}{D_e} \right) \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \phi_s, \quad \text{donde } \phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 62 \times \frac{0,07}{0,06} \times 2,49 = 180,2131$$

9) Cálculo de la temperatura de la pared (T_p)

j) Cuando el fluido caliente está dentro de los tubos, la temperatura de la pared se determina, mediante la expresión :

$$T_p = T_{Fc} + \frac{h_{i0}}{h_{i0} + h_o} (T_{Cc} - T_{Fc})$$

$$T_p = T_{Cc} - \frac{h_o}{h_{i0} + h_o} (T_{Cc} - T_{Fc})$$

k) Para el problema la temperatura de la pared, será :

$$T_p = T_{FC} + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_{CC} - T_{FC})$$

$$T_p = 217,15 + \frac{180,2113}{158,24 + 180,2113} (394,3 - 217,15)$$

$$T_p = 311,3637 \text{ } ^\circ F$$

l) A la temperatura de la pared (T_p), determinar la viscosidad, véase en el **Anexo N° 11**, para el gasoil, con los parámetros $x = 10$, $y = 23,6$, la viscosidad $\mu_p = 1,4$ centipoise, por tanto :

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} = \left(\frac{0,71}{1,4} \right)^{0,14} = 0,90$$

10) El coeficiente de transferencia de calor corregido (h_o)

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s = 180,2113 \times 0,90 = 162,19 \text{ Btu/h. pie}^2 \cdot ^\circ F$$

11) El coeficiente de transferencia de calor corregido (h_{io})

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} = \left(\frac{1,5}{0,77} \right)^{0,14} = 1,0979$$

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\Phi_t} x \Phi_t = 158,24 x 1,0979 = 173,73 \text{ Btu/h. pie}^2. ^\circ\text{F}$$

La viscosidad para el aceite de motor (μ_p), determinado a la temperatura de la pared, Ver el Anexo N° 11, con los parámetros, $x = 10$, $y = 21,3$ siendo $\mu_p = 0,77$ centipoises.

12) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio (U_c) :

$$U_c = \frac{h_{io} x h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{173,73 x 162,19}{173,73 + 162,19} = 83,88 \text{ Btu/h. pie}^2. ^\circ\text{F}$$

13) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor de diseño o sucio (U_D)-

Véase en el Anexo N° 15, para tubos de 1 pulg. (DE), la superficie por pie lineal de tubería es: $a'' = 0,2618 \text{ pie}^2/\text{pie lineal}$.

Por tanto la superficie total (A_t) es :

$$A_t = 252 x 16 \text{ pies} x 0,2618 \text{ pie}^2/\text{pie lineal} = 1055,57 \text{ pie}^2$$

4.3.10 Entonces el coeficiente de diseño (U_d), se obtiene de la ecuación de diseño

$$Q = U_D A_t F_T \Delta T_{ML}$$

$$U_D = \frac{Q}{A_t F_T \Delta T_{ML}} = \frac{9252900 \text{ Btu/h}}{1055,57 \text{ pie}^2 x 0,845 x 181,4739} = 57,1637 \text{ Btu/h. pie}^2. ^\circ\text{F}$$

4.3.11 El factor de obstrucción o de suciedad R_d es

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \times U_D} = \frac{83,88 - 57,1637}{83,88 \times 57,1637} = 0,00557 \text{ h. pie}^2 \cdot \text{°F/Btu}$$

4.3.12 Cálculo de la caída de presión (ΔP) :

4.3.12.1 Caída de presión por el lado de los tubos $\Delta P_T(\text{lb-f/pulg}^2)$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_v$$

Donde :

ΔP_t : Caída de presión por el tubo recto de longitud (L)

ΔP_v : Caída de presión por cambio de velocidad

a) Para determinar (ΔP_t), se puede usar la ecuación :

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot N_p}{5,22 \times 10^{10} D_i \cdot s \cdot \Phi_t}$$

Donde :

ΔP_t : Caída de presión del lado de tubo recto de longitud (L): lb/pulg²

N_p : Número de pasos por los tubos = 6

L : Longitud del tubo = 16 pies

D_i : 0,81/12 = 0,0675 pies

G_t : 992010,65 lb/h.pie²

Φ_t : 1,0979

s : Gravedad específica

f : Factor de fricción

Para el número de Reynolds, $Re = 18446,47$, véase en el **Anexo N° 6**,
 $f = 0,00024 \text{ pie}^2/\text{pulg}^2$

Ver el anexo N° 3 para el aceite crudo, la gravedad específica, $s = 0,8$
reemplazando en la ecuación :

$$\Delta P_t = \frac{0,00024 \times (992010,65)^2 \times 16 \times 6}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0675 \times 0,8 \times 1,0979} = 7,326 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

b) Cálculo de la caída de presión por cambios de velocidad (ΔP_v).- Se puede determinar utilizando la siguiente expresión :

$$\Delta P_v = \frac{4 \times N_p \times V^2}{s \times 2 \times g'} \text{ lbf/pulg}^2$$

Donde :

g' : Aceleración de la gravedad = 32,2 pie/s²

N_p : Número de pasos por los tubos = 6

V : Velocidad (pps), pies/s

s : Gravedad específica

La cabeza de velocidad se puede determinar (**ver el anexo N° 7**), como función de G_t (velocidad másica) = 992010,65 lb/h.pie², es decir: $\frac{v^2}{2g} \left(\frac{62,5}{144} \right) = 0,12 \frac{lb}{pulg^2}$

Por tanto la caída de presión es :

$$\Delta P_v = \frac{4 \times 6 \times 0,12}{0,8} = 3,6 \text{ lbf/pulg}^2$$

c) La caída de presión total por el lado de los tubos será :

$$\Delta P_T = 7,326 + 3,6 = 10,926 \text{ lbf/pulg}^2$$

4.3.12.2 Cálculo de la caída de presión por el lado de la coraza (ΔP_s)

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N + 1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \Phi_s} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \Phi_s}$$

Donde :

- D_s : Diámetro interior de la coraza = $25/12 = 2,0833$ pies
- $(N + 1)$: Número de veces que el haz se cruza.
- $(N + 1)$: Longitud del tubo/espaciado de los deflectores = $12 \times L/B$
- $(N + 1)$: $12 \times (16/5) = 38,4$
- L : Longitud del tubo en pies
- N : Número de deflectores
- D_e : Diámetro equivalente = $0,72/12 = 0,06$ pies

m) Para el gasoil : $G = 362093,174 \text{ lb/h.pie}^2$,

$$Re = 12644,38$$

n) Véase en el Anexo N° 10, se determina el factor de fricción, para el lado de la coraza : $f = 0,0002 \text{ pie}^2/\text{pulg}^2$

o) Véase en el Anexo N° 3, con °API = 33 y la temperatura calórico :

$$T_{CC} = 394.3 \text{ } ^\circ F, \quad \text{tenemos: } s = 0,74 \text{ y } \Phi_s = 0,9$$

a) Reemplazando en la ecuación tenemos :

$$\Delta P_s = \frac{0,0002x(362083,174)^2x2,0833x38,4}{5,22x10^{10}x0,06x0,74x0,9} = 1,0214 \frac{lb_f}{pulg^2}$$

4.3.13 Determinación de la eficiencia del Intercambiador de calor (n)

La determinación de la eficiencia del intercambiador queda determinado por la siguiente expresión :

$$n = \frac{Q}{Q_{\text{máximo}}} \quad (1)$$

El calor máximo será evaluado de la siguiente manera :

$$Q_{\text{máx}} = (mc_p)_{\text{min}} (T_{C_1} - T_{f_1})$$

a) Cálculo de $(mc_p)_{\text{min}}$:

$$1) m_c c_{p_c} = \left(62859,375 \frac{lb}{h}\right) \cdot \left(0,64 \frac{Btu}{Lb.^{\circ}F}\right) = 40230 \frac{Btu}{h.^{\circ}F}$$

$$2) m_f c_{p_f} = \left(149000 \frac{lb}{h}\right) \cdot \left(0,54 \frac{Btu}{Lb.^{\circ}F}\right) = 80460 \frac{Btu}{h.^{\circ}F}$$

El menor valor obtenido corresponde al mínimo:

$$3) (mc_p)_{\text{min}} = 40230 \text{ Btu}/(h.^{\circ}F)$$

b) Reemplazando en la ecuación de calor máximo :

$$Q_{m\acute{a}x} = \left(40230 \frac{Btu}{h \cdot ^\circ F} \right) \cdot (530 ^\circ F - 170 ^\circ F)$$

$$Q_{m\acute{a}x} = 14482800 \text{ Btu/h}$$

c) Con los valores obtenidos y reemplazando en la ecuación 1, se determina el valor de la eficiencia :

$$Q = 9252900 \frac{Btu}{h}$$

$$Q_{m\acute{a}x} = 14482800 \frac{Btu}{h}$$

$$n = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{9252900 \text{ Btu/h}}{14482800 \text{ Btu/h}} = 0,6388 = 63,88\%$$

4.4 Programa en Excel para cálculo de diseño del Intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos líquido – líquido

El propósito de utilizar el Excel, es con el fin de ilustrar el procedimiento de cálculo utilizando un computador, que para este caso se aplicaría al diseño de intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos aceite crudo – gasoil.

Empleando el Excel permitirá calcular las principales variables de diseño en el intercambiador propuesto.

A continuación se muestran los resultados obtenidos en la **Tabla 4.1**.

TABLA 4.1

VALORES DE DISEÑO UTILIZANDO EL PROGRAMA EN EXCEL

I. DATOS PARA LOS CALCULOS DE DISEÑO	
1. Aceite crudo de 34 °API, fluido frío, (f)	
- Flujo másico, mf (lb/hr)	149000
- Tf1 entrada (°F)	170
- Tf2 salida (°F)	285
2. Gasoil de 33°API, fluido caliente (c)	
- Flujo másico, mc (lb/hr)	
- Tc1 entrada (°F)	530
- Tc2 salida (°F)	300
3. Datos de los tubos, 13BWG	
- Diámetro externo, DE (plg)	1
- Número de tubos, Nt	252
- Longitud de los tubos (pies), L	16
- Numero de pasos, Np (arreglo triangular)	6
- Espaciado de centro, (P), pulg	1,25
- Espaciado entre tubos, C´ pulg	0,25
4. Datos para la carcaza	
	25
- Diámetro interno, DI (pie)	2,08333
- Número de pasos	6
- Deflectores espaciado (plg), B	5
5. Caída de presión permisible	
- Gasoil, (lbf/plg ²)	10
- Aceite crudo, (lbf/plg ²)	15
6. Viscosidad del Gasoil	
- T a 530°F (centipoises)	0,4
- T a 300°F (centipoises)	0,7
7. Viscosidad del Aceite crudo	
- T a 285°F (centipoises)	0,9
- T a 170°F (centipoises)	2,1

Van..

..Viene

II. Cálculo de la transferencia de calor, (Q) Btu/h	
- $Q = mc \cdot Cp \cdot (Tc1 - Tc2) = mf \cdot Cpf \cdot (Tf2 - Tf1)$	
- Temperatura promedio de los fluidos	
- Tc prom, °F	415,00
- Tfprom, °F	227,50
- Capacidades caloríficas, del anexo 1	
- Cpc, Btu/lb. °F	0,64

CPf, Btu/lb °F	0,54
- Cálculo de calor transferido $Q = mf \cdot Cpf \cdot (Tf2 - Tf1)$	9252900,00
- Flujo másico, gasoil, mc (lb/h)	62859,38
- Cálculo de $\Delta Tt = FT \cdot \Delta Tml$	
$\Delta T2 = Tc1 - Tf2$	245
$\Delta T1 = Tc2 - Tf1$	130
$\Delta Tml = (\Delta T2 - \Delta T1) / Ln(\Delta T2 / \Delta T1)$	181
$R = (Tc1 - Tc2) / (Tf2 - Tf1)$	2
$P = (Tf2 - Tf1) / (Tc1 - Tf1)$	0,319444444
- Por gráfica del anexo 5, evaluamos Ft	0,845
- $\Delta Tt = FT \cdot \Delta Tml$	153,3396822
- Cálculo de temperaturas caloricas	
- Por gráfica del anexo 5, se tiene, Fc	0,410
- $Tcc = Tc2 + Fc(Tc1 - Tc2)$	394,300
- $Tfc = Tf2 + Fc(Tf2 - Tf1)$	217,150

III. Cálculos en los tubos aceite crudo, fluido frio	
- Área de flujo/tubo, a' pul ² /tubo	5,1500E - 01
- Área de flujo, atpie ²	1,5021E - 01
- Velocidad másica Gt (lb/h.pie ²)	9,9196E+05
- Diámetro interno, Di (pie)	0,0675
- Viscosidad, μ centipoise	1,50000000
$Re = DixGt/\mu$	18445,45569170
- Cálculo, (L/Di)	237,03703704
Cálculo, $Jh = (hi \cdot Di / k) \cdot (Cpu / k) \cdot \frac{1}{2} (u / up) - 0,14$	-
- factor Jh, del anexo8, con Re y L/D	60,00000000
- A la temperatura calórica, Tfc (°F)	217,150000
- Cp (Btu/lb °F), mediante fig. 4	0,540000

Van..

..Viene

- k (Btu/h.pie °F), mediante fig.1	0,074000
- $h/\phi = (j_h.k/D_i) (C_p.u/k)^{1/3}$	
- Considerando, $\phi=(u/u_p)^{0,14}$	
- Del anexo 11, $u = 1,5 \times 2,42 =$ lb/h.pie	3,63
- Prandlt, $Pr=(C_p.u/k)^{1/3}$	2,948578262
- Cálculo de, $(J_h.k/D_i)$	65,77777778
- Cálculo de, h/ϕ	193,950926
- Correc, hio, $(h_{io}/\phi)=(h_i/\phi). (D_i/D_o)$	157,10024982
IV. Calculo en la coraza, gasoil,	fluido caliente
- Área, as (pie ²) = DI.C.B / Pt.144	0,17361111
- Velocidad másica, Gs	362070,00000000
- A Temperatura calórica, Tcc (°F)	394,30000000
- Del anexo 1, Cp (Btu/lb.°F)	0,64000000
- Del anexo 2, k Btu/h.pie.°F	0,07
- Viscosidad (0,71 x 2,42), lb/h.pie	1,71820000
- Del anexo 9, Diámequiv, Deq (pie)	0,06000000
- Num Reynolds, Res=(Gs.Deq)/u	12643,580491
- Cálc, $J_h=(h_o.Deq/k)(C_p u/k)^{1/3}$ $1/3(u/u_p)^{0,14}$	
- FactJh, mediante el anexo 9, con Re	62,000000
- Cálculo N° Pr=(Cp.u/k) ^{1/3}	2,504485661
- Cálculo de, $(J_h.k/Deq)$	72,33333333
- Considerando, $\phi=(u/u_p)^{0,14}$	
- Cálculo de, h_o/ϕ_s	181
- Cálculo de Temperatura pared TP	
- $TP=T_{fc}+((h_o/\phi_s)/(h_{io}/\phi_t+h_o/\phi_s))(T_{cc} - T_{fc})$	312,024620
- Con Tp y anexo 11, $\mu_p =$ 1,4centp*2,42	3,388
- Como $\phi_s = (u/u_p)^{0,14}$	0,909323142
- Corrigiendo $h_o=h_o/\phi_s \times \phi_s$	164,7309764
- Corrigiendo hio	
- Visc μ_p aceite crudo, a Tp	0,77
- Como $\phi_t = (u/u_p)^{0,14}$	1,10
- Corrigiendo $h_{io}= h_{io}/\phi_s \times \phi_s$	172,5
V. Cálculo de coeficientes Ud, Uc	
- Cálculo Uc, limpio (Btu/h.pie ² .°F)	84,257
- D = 1 pul, por tabla 10, a"=pie ² /pie	0,262
- Area total, At = L x Nt x a", (pie ²)	1056

Van..

..Viene

- Cálculo Ud, sucio	
- $Ud = Q/A.Ft.\Delta T_{ml}$	57,165
- Factor suciedad, $Rd=h.pie^2.^{\circ}F/Btu$	
- $Rd = (Uc - Ud) / Uc \times Ud$	0,00562459
VI. Caída de presión, tubos y corasa	
- Caída de presión en los tubos	
$\Delta Pt = \Delta PI + \Delta Pv$	
- $\Delta PI=f.G2.L.Np/5.22x10^{10}.Dt.s.^{\circ}t$	
- f mediante la figura del anexo 6	0,00024
- gravedad específica, (s) fig. N°6	0,8
- ΔPI . en tubo recto, lbf/plg^2	7,326E+00
- $\Delta Pv=(4.Np.v^2)/2.s.g$	
- g, aceleración de gravedad, pie/s^2	32,2000
- Cabeza de veloc, $v^2/2g$ ver anexo 7	0,1200
- ΔPv , por cambio de veloc. Lbf/plg^2	3,60000000
- ΔPt (lbf/plg^2)	1,093E+01
- Caída de presión, corasa, ΔPs	

- $\Delta Ps=f.(Gs)^2.Ds.(N+1)/5.22x10^{10}.De.s.^{\circ}t$	
- $N+1=L/B$	38,4000
- f mediante el anexo 10	0,00020000
- Fig. 6, con $^{\circ}API$ y Tcc , (s) es	0,74000000
- Reemplazando en, ΔPs (lbf/plg^2)	0,995251
VII. Cálculo de la eficiencia, (ϵ)	
- $\epsilon = Q / Q_{m\acute{a}x}$	
- $Q_{m\acute{a}x}=(m.Cp)_{min} \times (Tc1 - Tf1)$	
- $M_c \times C_{pc}$	40230,000000
- $M_f \times C_{pf}$	80460,00000000
- Por tanto, $Q_{m\acute{a}x}$	14482800,0000
- Eficiencia (ϵ)	0,6389

De los cálculos realizados en el diseño se obtienen los siguientes resultados :

Calor intercambiado (Btu/h)	9252900,00
Area de transferencia de calor, m^2	1056
Caída de presión en tubos, Lbf/pul^2	1,093E+01
Caída de presión, corasa, lbf/pul^2	0,995251
Coef. total limpio, Uc ($Btu/h.pie^2.^{\circ}F$)	84,256540
Coef. total sucio. UD ($Btu/h.pie^2.^{\circ}F$)	57,165
Resistencia por incrustación, Rd	0,00562459
Eficiencia, (ϵ)	0,6389

V. RESULTADOS

De acuerdo al diseño propuesto del Intercambiador de calor de Tubos y Coraza (1 – 6) para fluidos aceite crudo y gasoil, los resultados obtenidos de acuerdo a las variables de diseño tanto para el lado de los tubos y de la coraza están dentro de los rangos permitidos así como también el porcentaje de eficiencia obtenido a continuación se muestran los resultados como resumen de las variables de diseño:

1) Calor transferido del Balance de energía :

$$Q = 9252900 \frac{Btu}{h}$$

2) Diferencia media logarítmica :

$$\Delta T_{ML} = 181,467 \text{ } ^\circ F$$

3) Factor de Corrección de temperatura :

$$F_T = 0,845$$

4) Cálculo de diferencia de temperatura total :

$$\Delta T_t = 0,845 \times 181,467 = 153,339 \text{ } ^\circ F$$

De lado de los tubos :

La caída de Presión :

$$\Delta P_T = 10,926 \text{ lbf/pulg}^2$$

5) De la Coraza :

La caída de presión :

$$\Delta P_S = 1,0214 \text{ lbf/pulg}^2$$

6) El coeficiente de transferencia de calor limpio :

$$U_c = 83,88 \frac{\text{Btu}}{\text{h. pie}^2. ^\circ\text{F}}$$

7) El coeficiente de transferencia de calor sucio :

$$U_D = 57,1637 \frac{\text{Btu}}{\text{h. pie}^2. ^\circ\text{F}}$$

8) El factor de obstrucción o de suciedad :

$$R_d = 0,00557 \frac{\text{h. pie}^2. ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

9) La eficiencia del intercambiador :

$$n = 63,88 \%$$

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

- 1) De acuerdo a los resultados obtenidos se tiene un calor transferido de los fluidos de

$$Q = 9252900 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

- 2) Se observa que factor de ensuciamiento u obstrucción es de $0,00557 \text{ h.pie}^2 \cdot \text{°F/Btu}$ a un cuando solamente la permitida es de $0,006 \text{ h.pie}^2 \cdot \text{°F/Btu}$ (Ver anexo 14), esto es para lograr un período de mantenimiento más prolongado.
- 3) Las caídas de presión por el lado de los tubos es de $10,926 \text{ lbf/pulg}^2$ y la permitida es de 15 lbf/pulg^2 .
- 4) La caída de presión por el lado de la coraza es de $1,0214 \text{ lbf/pulg}^2$ y la permitida es de 10 lbf/pulg^2 .
- 5) Se observa que el coeficiente de transferencia de calor limpio $U_C = 83,88 \frac{\text{Btu}}{\text{h.pie}^2 \cdot \text{°F}}$ es mayor que el coeficiente de transferencia de calor sucio $U_D = 57,1637 \frac{\text{Btu}}{\text{h.pie}^2 \cdot \text{°F}}$
- 6) El valor de la eficiencia para el intercambiador de calor es de 63,88%

De estos resultados se concluye que el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para los fluidos gasoil – aceite crudo está operando en condiciones satisfactoria para su aplicación dada en los procesos de transferencia de calor.

VII. CONCLUSIONES

- 1) De acuerdo a los valores de las variables de diseño obtenido para el intercambiador propuesto de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos gasoil – aceite crudo, se encuentran dentro de los valores permitidos y que lo hace adecuado en su aplicación para los procesos en donde interviene la transferencia de calor entre los fluidos.
- 2) Este diseño planteado de intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6) para fluidos gasoil – aceite crudo, puede servir de base o aplicación para cualquier otro diseño de intercambiador de calor.
- 3) Todas las ecuaciones empleadas en el diseño del intercambiador propuesto están correlacionadas por tablas y figuras, las cuales están en los anexos y que han permitido evaluar las variables de diseño.
- 4) Se puede concluir que los valores obtenidos para el diseño del intercambiador de tubos y coraza (1 – 6) para los fluidos gasoil – aceite crudo guardan relación con los obtenidos empleando el Excel, lo cual permite recalcular los valores de diseño para cualquier modificación de los valores de operación del proceso propuesto.

VIII. RECOMENDACIONES

- 1) Se recomienda que este proyecto de tesis pueda ser usado por los estudiantes de Pregrado de Ingeniería Química o afines, para que puedan ampliar sus conocimientos sobre lo relacionado con el análisis o diseño de los equipos térmicos.
- 2) En el presente proyecto de tesis se podrá encontrar todas las variables y ecuaciones que permiten entender el diseño de intercambiadores de tubos y coraza (1 – 6) para los fluidos propuestos así como también las correlaciones de tablas, gráficas y figuras, que se encuentran en los anexos.
- 3) Se recomienda emplear el Excel u otros programas de cómputo para la obtención de los valores de las variables de diseño y que permite a través de sus fórmulas simular diversos valores para la obtención de los mismos.
- 4) Se recomienda que para la lectura de las variables del diseño que se han de determinar mediante las figuras o gráficas debe ser lo más precisos a fin de que los valores que se obtengan se han las correctas y no modifique las variables de diseño.
- 5) En los diseños de equipos térmicos se recomienda también realizarlos mediante otro procedimiento de cálculo a fin de comparar con el que se propone en este trabajo de tesis.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Yunus A. Cengel, Cap. 13. Transferencia de calor. Editorial McGraw – Hill/Interamericana. Segunda edición. Impreso en México. 2004.
2. J.P. Holman, Cap. 10. Transferencia de Calor. Editorial McGraw – Hill/Interamerica de España S.A.U. Octava Edición, Impreso en España. 1998.
3. Donald Q. Kern, Cap. 7. Procesos de Transferencia de Calor. Editorial Continental. S.A. de C.V. Edición Décimo Novena. México. 1996
4. Frank Kreith, Mark S. Bohn, Cap. 9. Principios de Transferencia de Calor. Editorial Thomson Learninh. Sexta Edición. Impreso en México. 2001
5. José Ángel Manrique Valadez, Cap. 8. Transferencia de Calor. Editorial Oxford UniversityPress. Segunda Edición. Impreso en México. 2002
6. <http://www.directindustry.es/prod/alfa-laval/intercambiadores-calor-coraza-tubos-industria-farmaceutica-16602-427150.html>
7. <http://www.directindustry.es/prod/komax-systems/intercambiadores-calor-coraza-tubos-17220-135088.html>
8. <http://www.directindustry.es/prod/bowman/intercambiadores-calor-coraza-tubos-14017-39357.html>
9. Murria R. Spigel, Fórmulas y tablas de Matemáticas Aplicada. Editorial McGraw Hill/Interamericana de España S.A.U. Segunda Edición, Impreso en España, 2005
10. J.R. Welty, C.E. Wicks, R.E. Wilson, Cap. 10. Fundamentos de transferencia de momentos, calor y masa. Editorial Limusa S. A de C.V. Primera Edición Impreso en México, 1982

ANEXOS

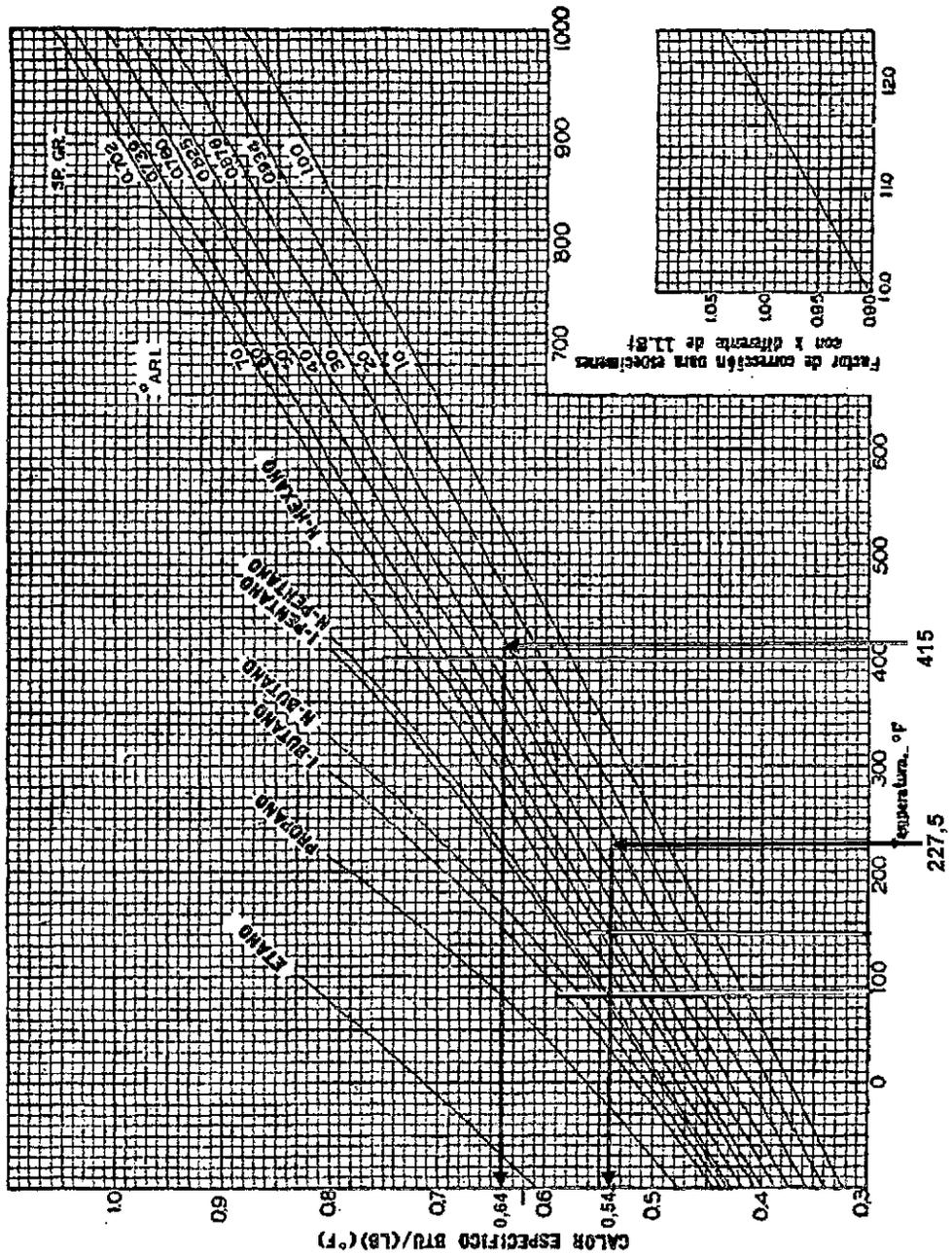
Tabla 4.2 Matriz de Consistencia

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	METODOLOGÍA
<p>Problema general</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ ¿Cuál deberá ser el diseño más adecuado del intercambiador de calor de Tubos y coraza para fluidos líquido – líquido? 	<p>Objetivo general</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Diseñar un intercambiador de calor de Tubos y Coraza para fluidos líquido – líquido, realizando los cálculos para el diseño de forma manual así como la elaboración de un programa en Excel. 	<p>Hipótesis general</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ El intercambiador de calor de tubos y coraza (1-6) para fluidos líquido – líquido, diseñado responderá en cuanto a sus características de diseño, configuración, forma, tamaño, para su aplicación industrial. 	<p>La tesis desarrollada: "Diseño del Intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido – líquido es una investigación aplicada, tecnológica en el campo de la Ingeniería química que responde a las operaciones unitarias.</p>
<p>Problema específico</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ ¿La información seleccionada permitirá contar con los fundamentos teóricos necesarios para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza (1 – 6)? ➤ ¿Las ecuaciones especificadas para el diseño del intercambiador de calor (1-6) permitirá calcular: el flujo de calor, 	<p>Objetivo específico</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Seleccionar la información necesaria que permiten diseñar el intercambiador de calor de Tubos y Coraza de acuerdo al arreglo 1 – 6. ➤ Especificar las ecuaciones de diseño de un intercambiador de tubo y coraza para fluidos líquido – líquido, para calcular las variables de diseño, como flujo de calor, eficiencia, caída 	<p>Hipótesis específica</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ La información seleccionada tiene los fundamentos teóricos necesarios para el diseño del intercambiador (1-6) de tubos y coraza. ➤ Con las ecuaciones formuladas se calculara el flujo de calor, transferencia de los fluidos, la eficiencia, la caída de presión. 	<p>Operacionalización de las variables: $X = (Y, Z)$</p> <p>$X =$ Diseño del Intercambiador de tubos y coraza (1 – 6) para líquido – líquido.</p> <p>$Y =$ Determinación de la cantidad de las variables.</p>

<p>eficiencia, caída de presión y factor de ensuciamiento?</p> <p>➤ ¿Se puede realizar los cálculos de diseño del intercambiador de calor (1 – 6), en forma manual y también mediante un programa de cómputo como en Excel?</p>	<p>de presión, factor de incrustación.</p> <p>➤ Realizar los cálculos respectivos en forma manual, así como asistido por un programa de cómputo para el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza, para lo cual se pretende desarrollar un programa en Excel.</p>	<p>➤ El diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza (1-6) se realizara en forma manual, se puede realizar también a través de un programa de cómputo (Excel)</p>	<p>Z = Determinación de variables, controles y mediciones.</p>
---	--	---	--

ANEXO Nº 1

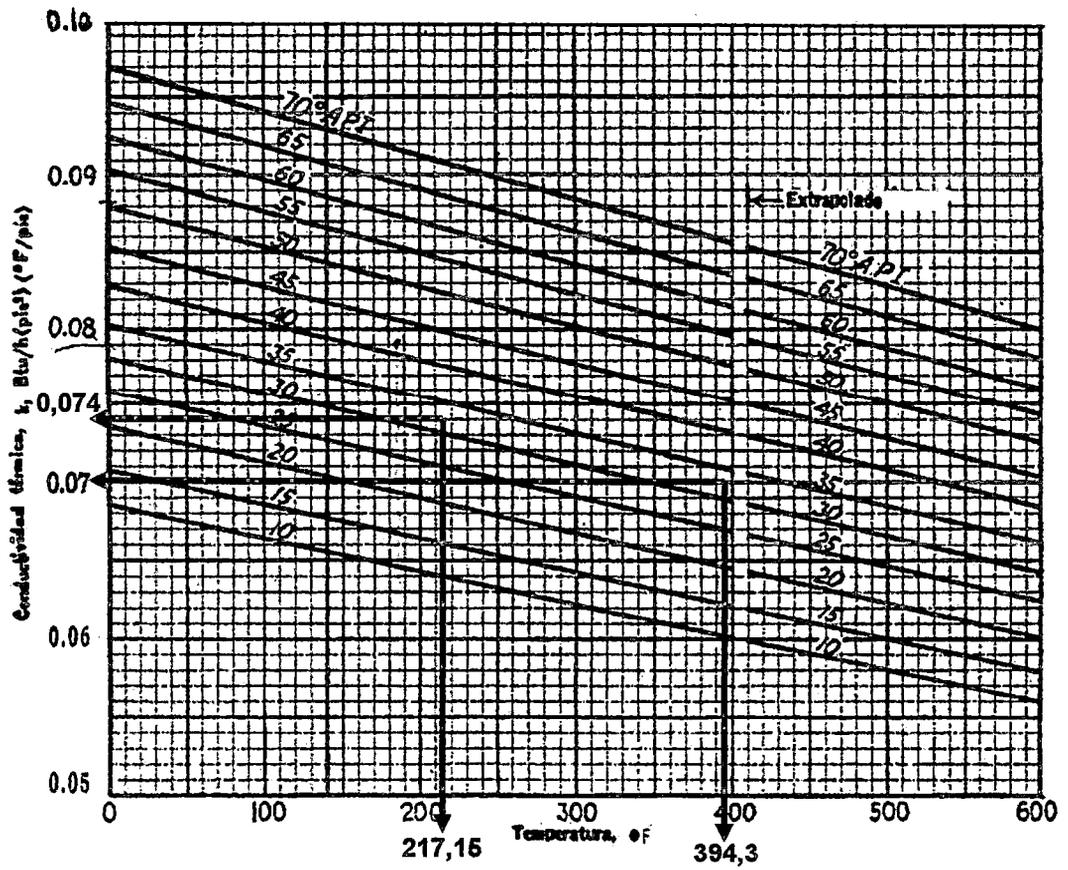
CALORES ESPECÍFICOS DE HIDROCARBUROS LÍQUIDOS



Fuente : Holcomb and Brown, Ind. Eng. Chem.34, 505 (1942) – (Ver página 911, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 2

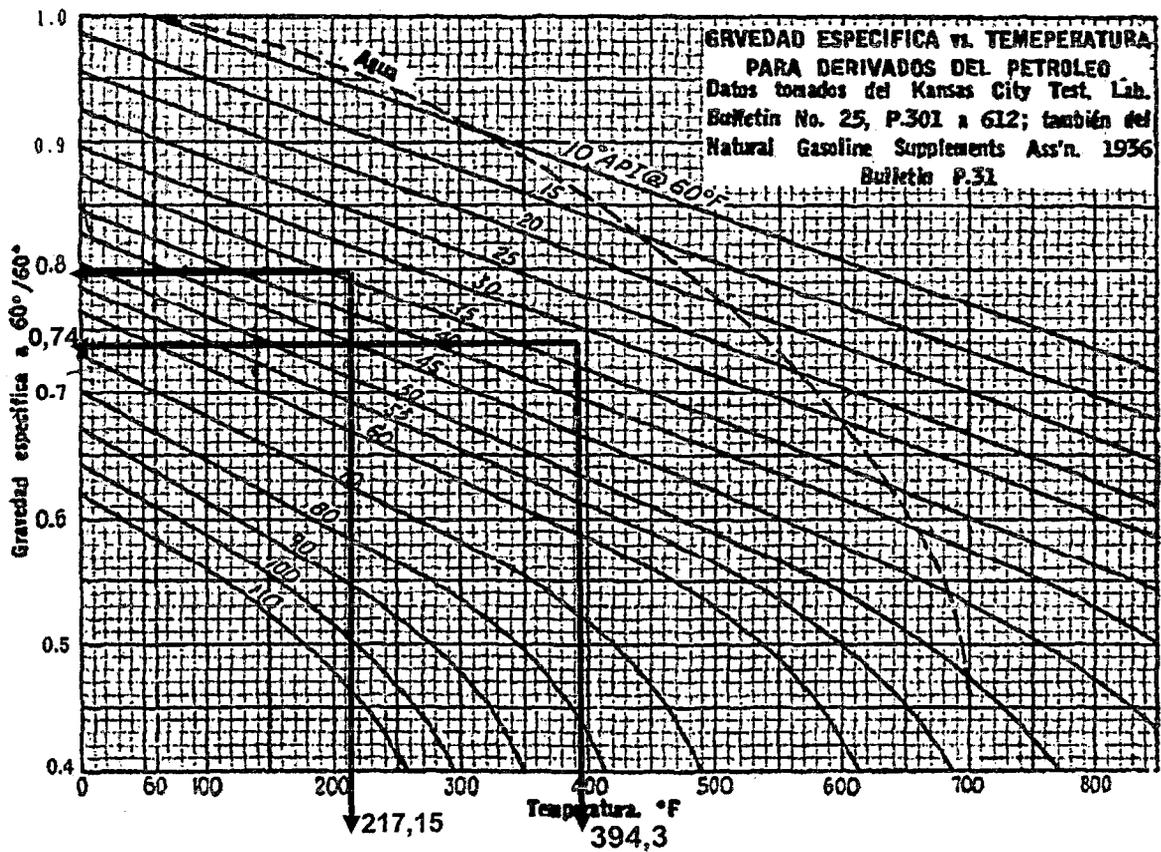
CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE HIDROCARBUROS LÍQUIDOS



Fuente : Natl. Bur. Standars Misc. Pub. 97. – (Ver página 908, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 3

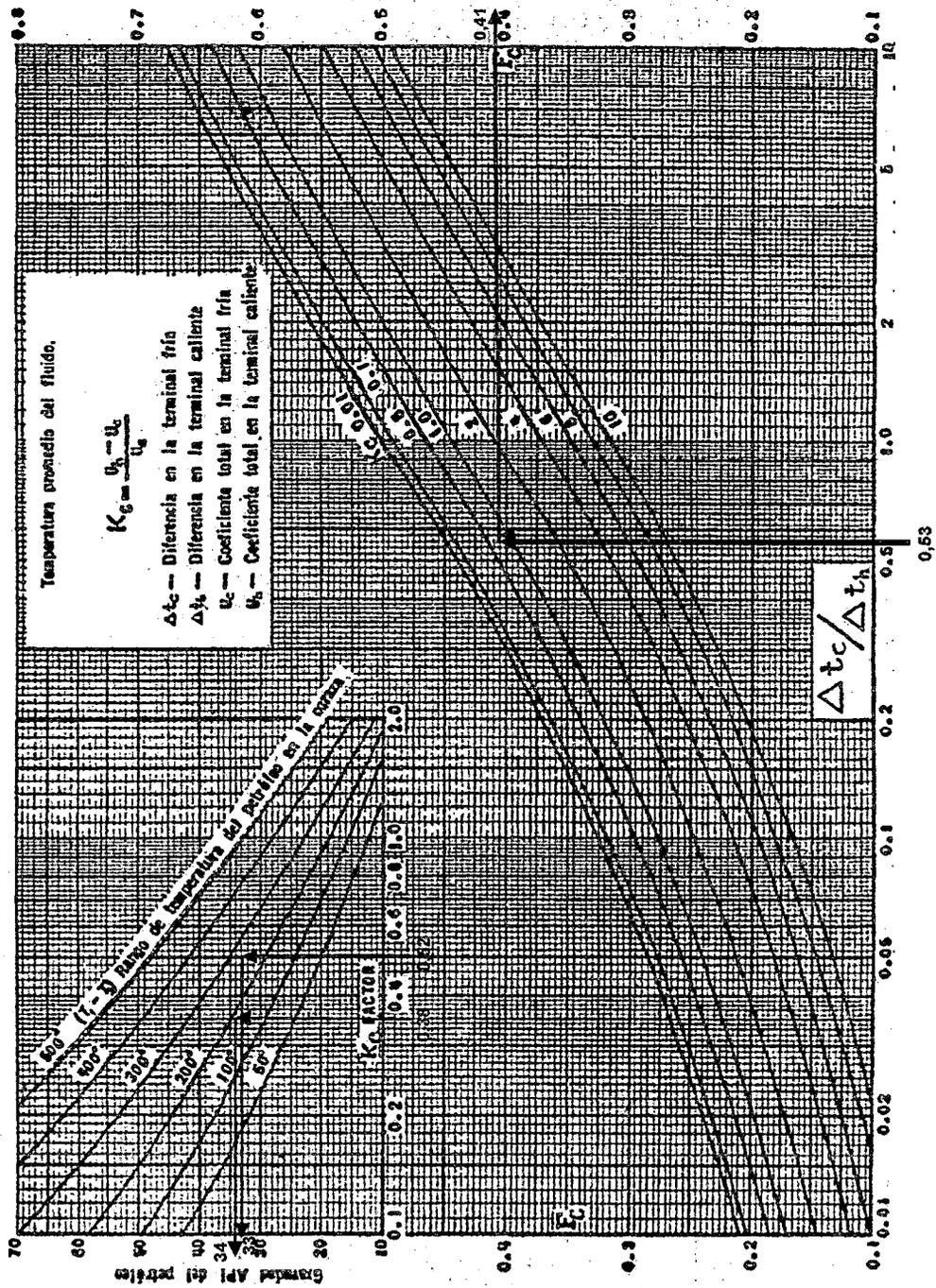
GRAVEDADES ESPECÍFICAS DE HIDROCARBUROS



Fuente : Del libro Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 914, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 4

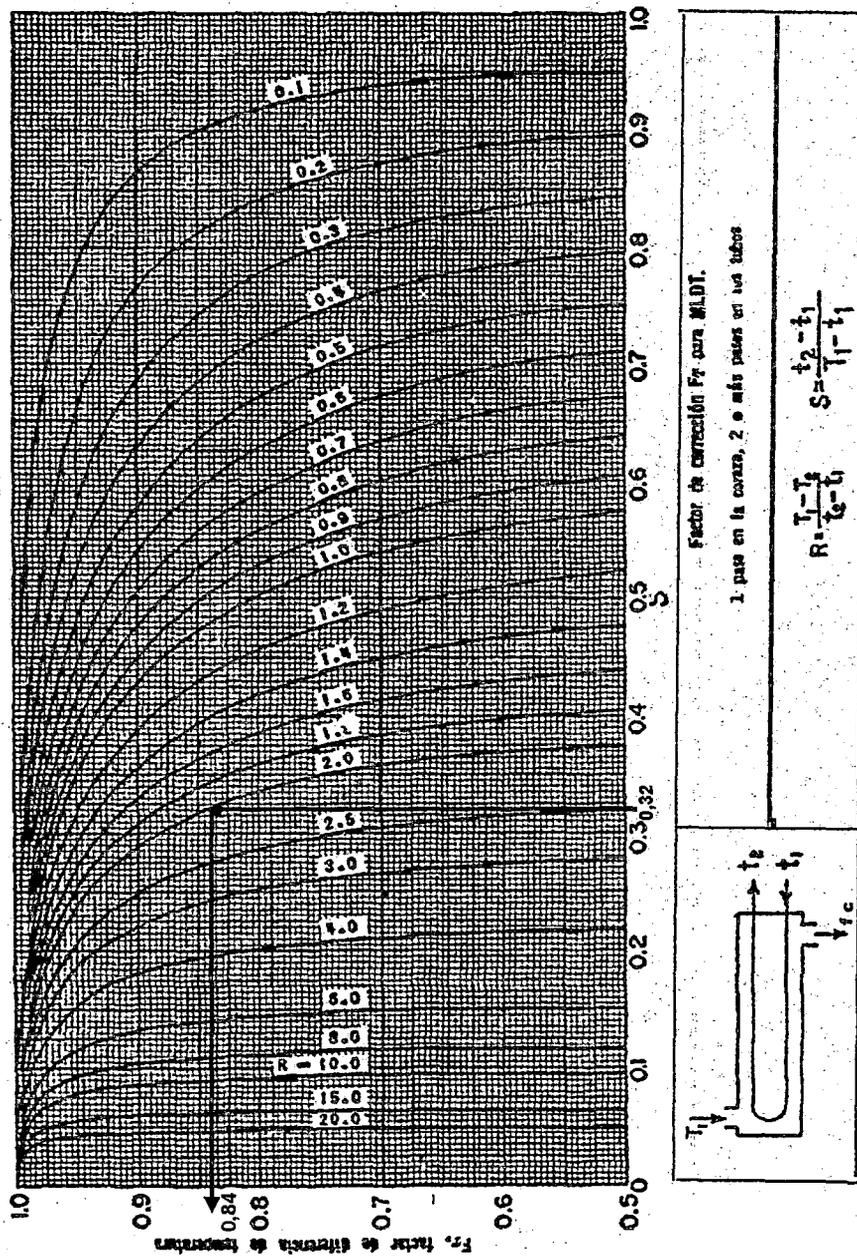
FACTOR F DE TEMPERATURA CALÓRICA



Fuente : Del libro Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 932, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO Nº 5

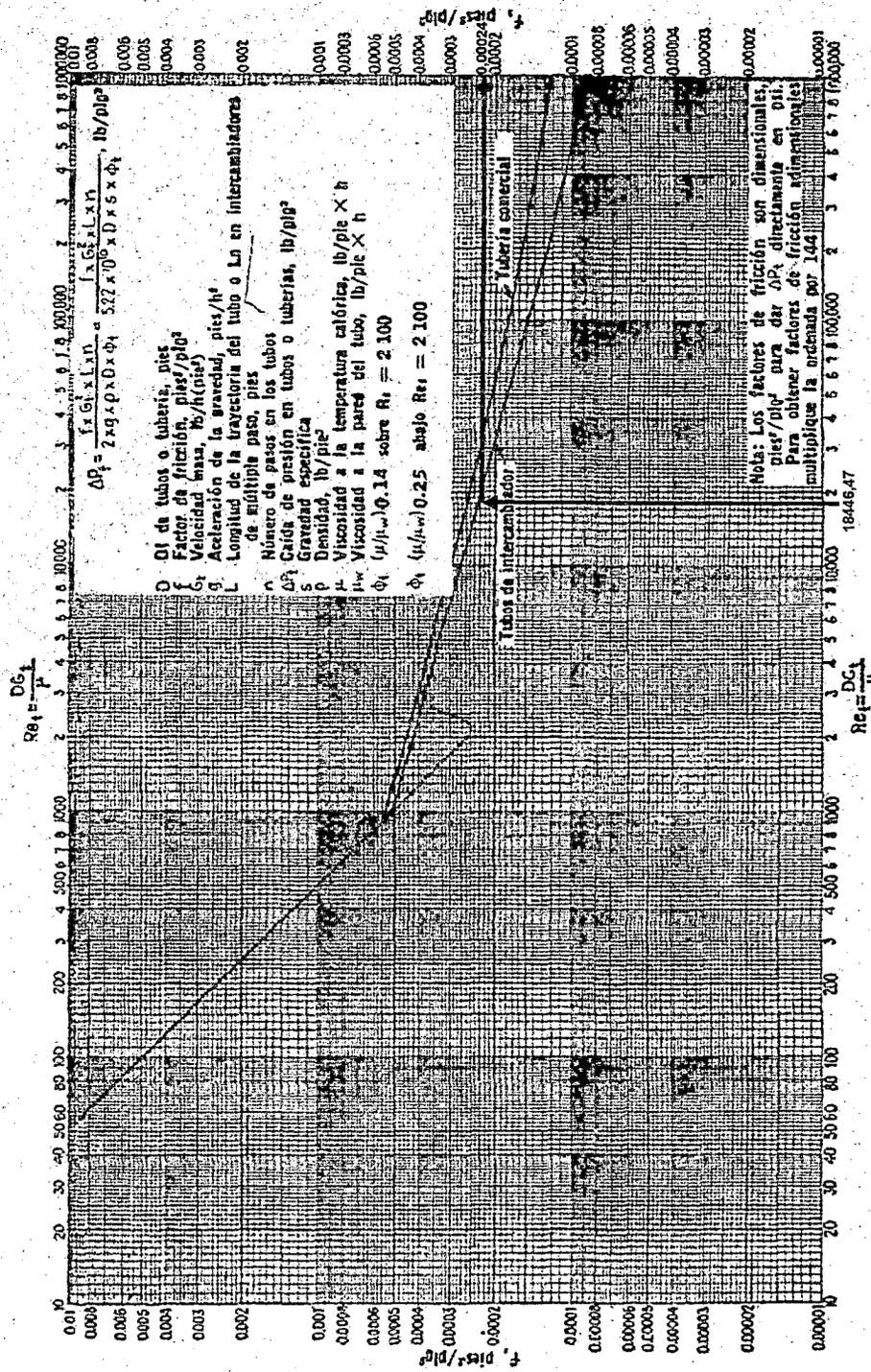
FACTORES DE CORRECCIÓN MLDT



Fuente : Standars Exchanger Manufacturers Association, 2ª. Ed, New York -- (Ver página 933, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO Nº 6

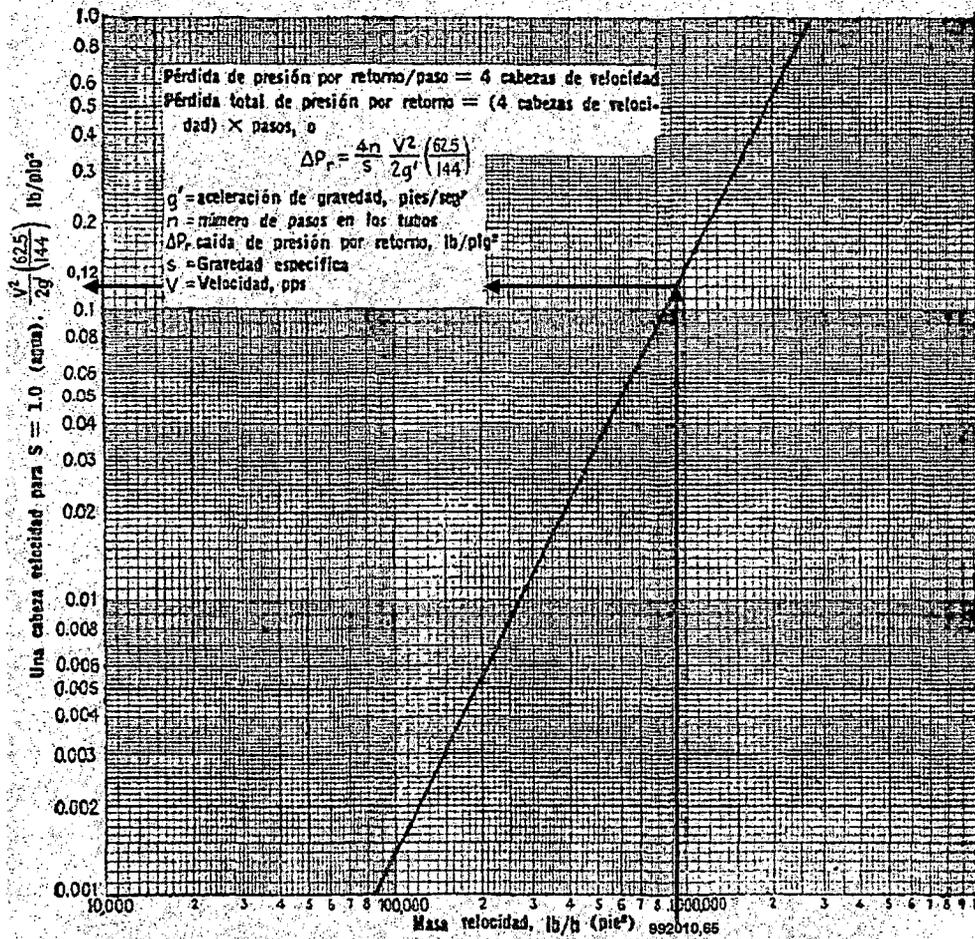
FACTORES DE FRICCIÓN, PARA LADO DE TUBO



Fuente : StandarsExchanger Manufacturers Association, 2ª, Ed, New York -- (Ver página 939, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 7

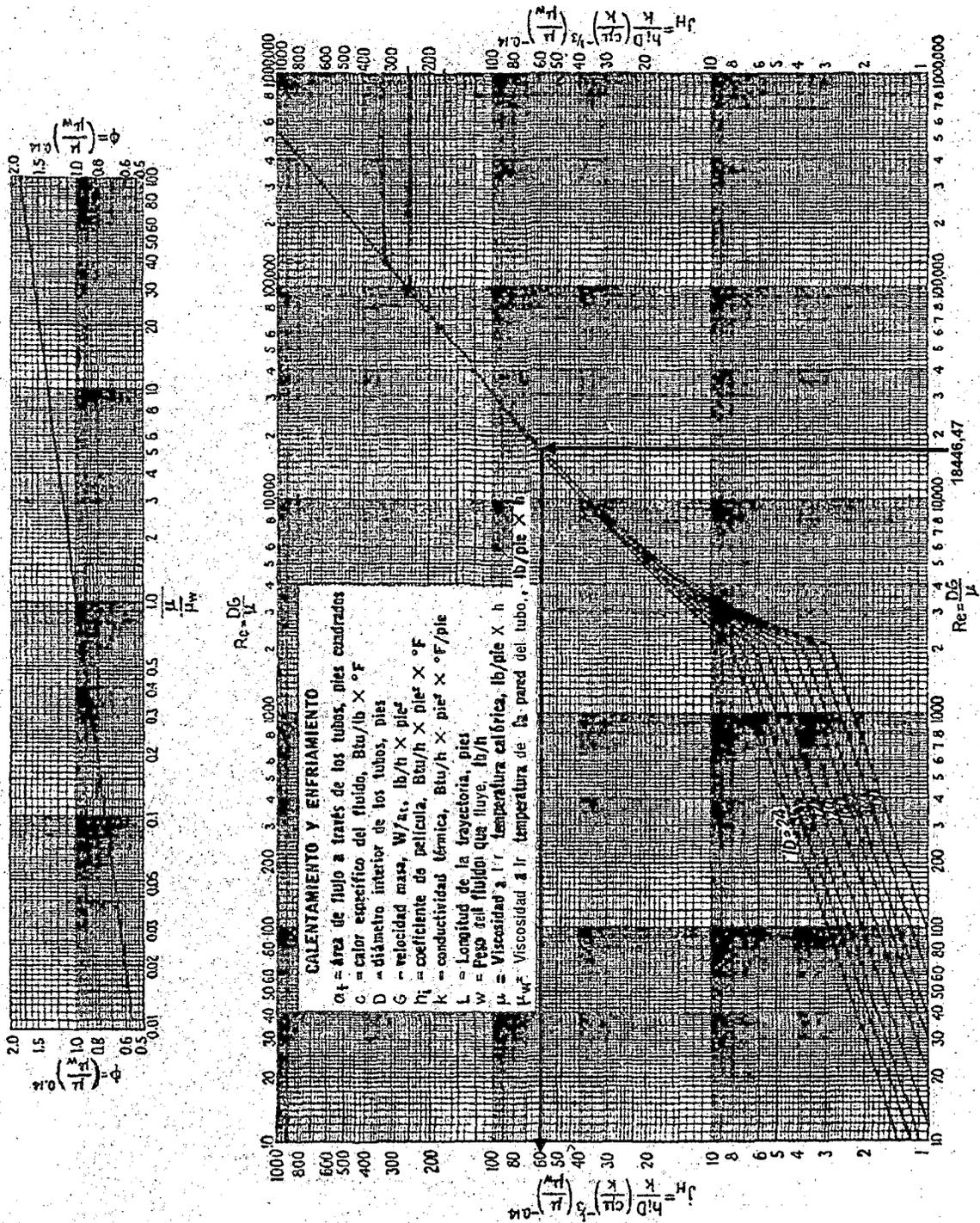
PÉRDIDA DE PRESIÓN POR RETORNO, LADO DE TUBOS



Fuente : Del libro Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 942, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO Nº 8

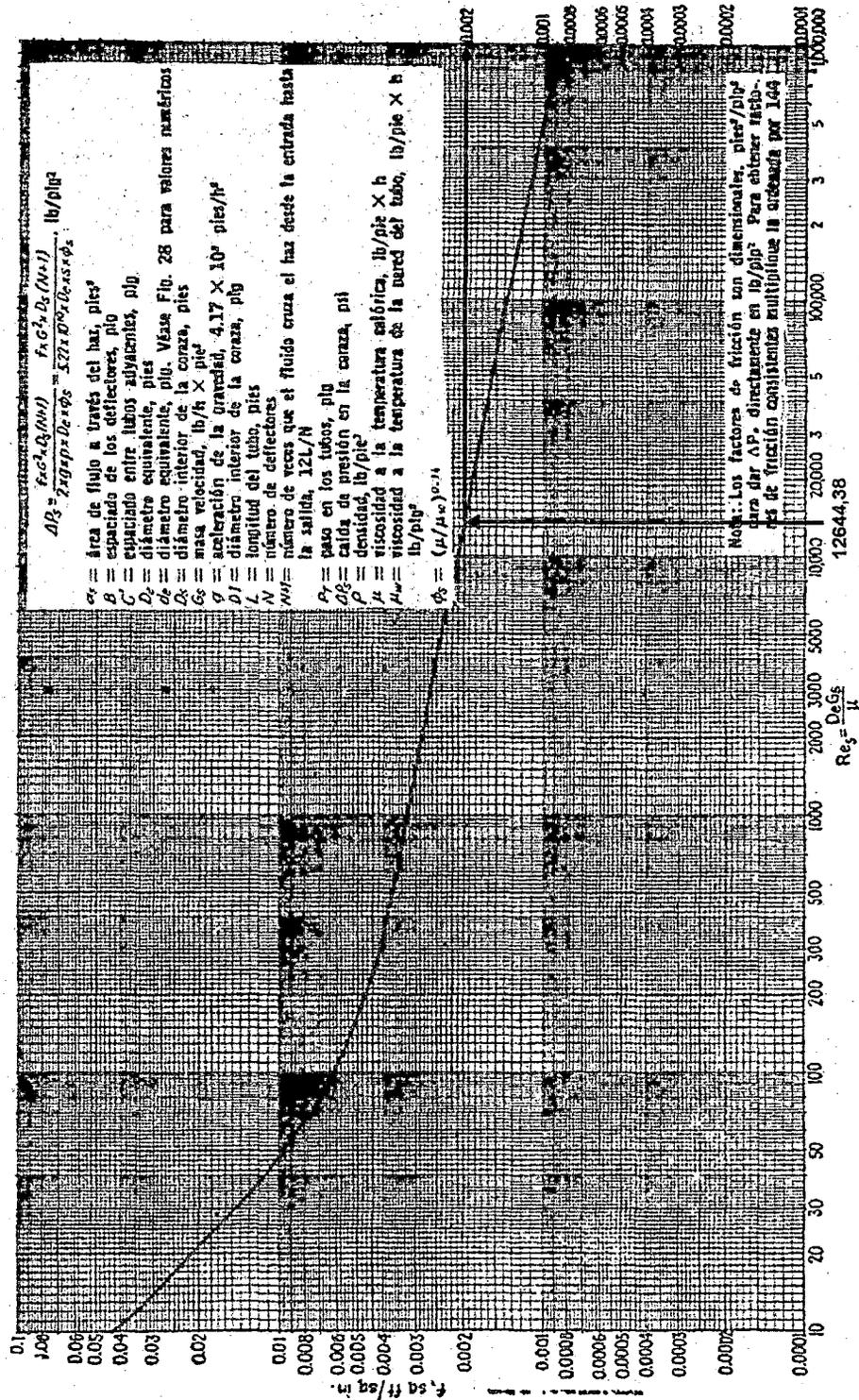
CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR LADO DE TUBOS



Fuente : Del libro Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 939, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 10

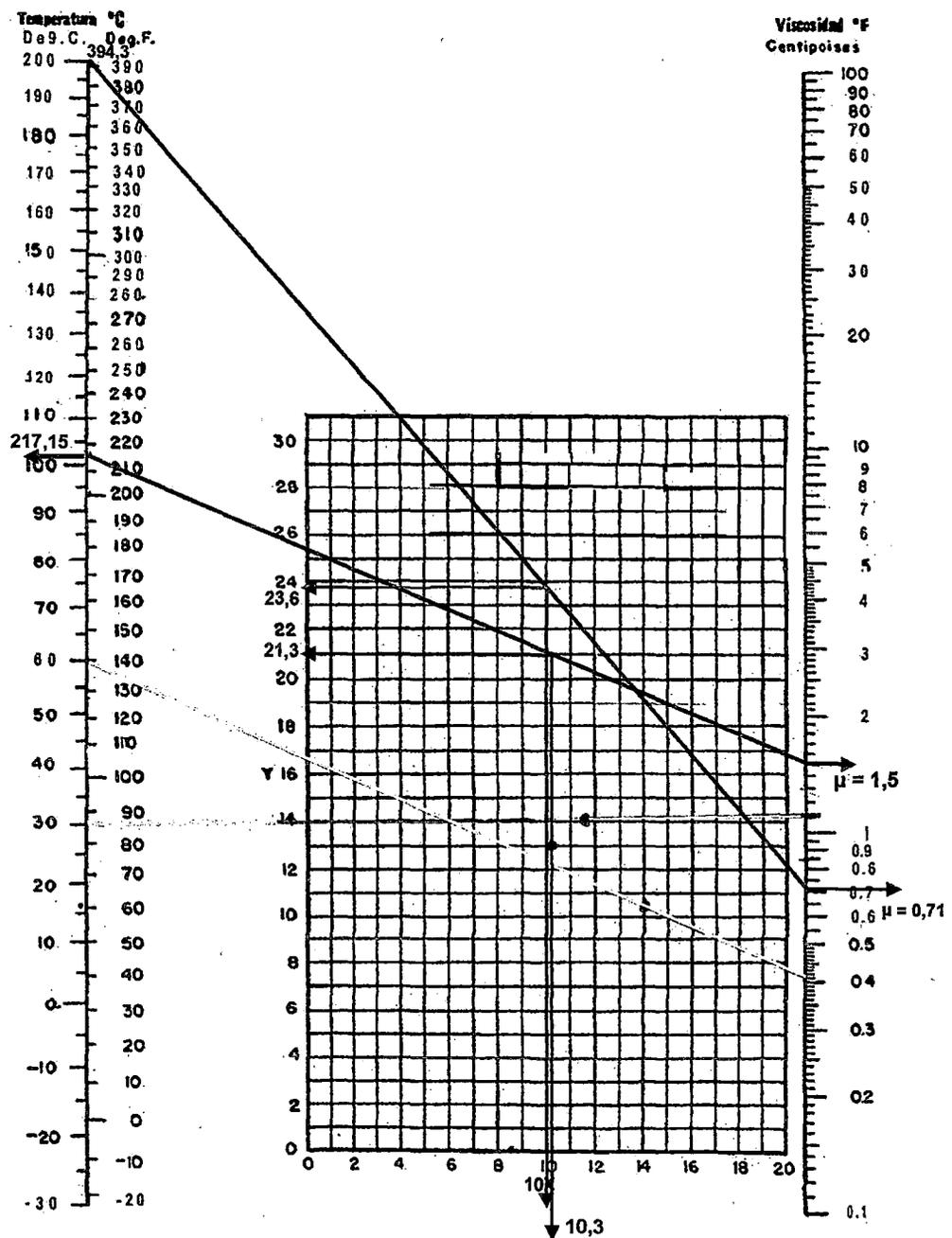
FACTORES DE FRICCIÓN LADO DE LA CORAZA



Fuente : Del libro Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 944, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO Nº 11

VISCOSIDADES DE LÍQUIDOS



Fuente : Perry, "Chemical Engineers' Handbook" 3ra ed. McGraw-Hill. -- (Ver página 928, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 12

VISCOSIDADES DE FRACCIONES DE PETROLEO

VISCOSIDADES DE FRACCIONES DE PETROLEO
Para rangos de temperatura empleados en el texto
las Coordenadas deberán usarse con la Fig. 14

	X	Y
76°API gasolina natural	14.4	6.4
56°API gasolina	14.0	10.5
42°API kerosén	11.6	16.0
35°API destilado	10.0	20.0
✓ 34°API crudo continental	10.3	21.3
28°API gas-oil	10.0	23.6

VISCOSIDADES DE ACEITES ANIMALES Y VEGETALES*

	Acido no.	Grav. Esp 20/4°C	X	Y
Almendra	2.85	0.9188	6.9	28.2
coco	0.01	0.9226	6.9	26.9
Hígado de bacalao	0.9138	7.7	27.7
Algodón	14.24	0.9187	7.0	28.0
Lardo	3.39	0.9138	7.0	28.2
Linaza	3.42	0.9297	6.8	27.5
Mostaza	0.9237	7.0	28.5
Aceite de manitas	13.35	0.9158	6.5	28.0
Oliva	0.9158	6.6	28.3
Aceite de palma	9.0	0.9190	7.0	26.9
Perilla, crudo	1.36	0.9297	8.1	27.2
Nabo	0.34	0.9114	7.0	28.8
Sardina	0.57	0.9384	7.7	27.3
Soya	3.50	0.9228	8.3	27.5
Esperma	0.80	0.8829	7.7	26.3
Girasol	2.76	0.9207	7.5	27.6
Ballena, refinado	0.73	0.9227	7.5	27.5

* Basada en datos de 100 y 210°F de A. R. Rescorla y F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 12121213 (1936).

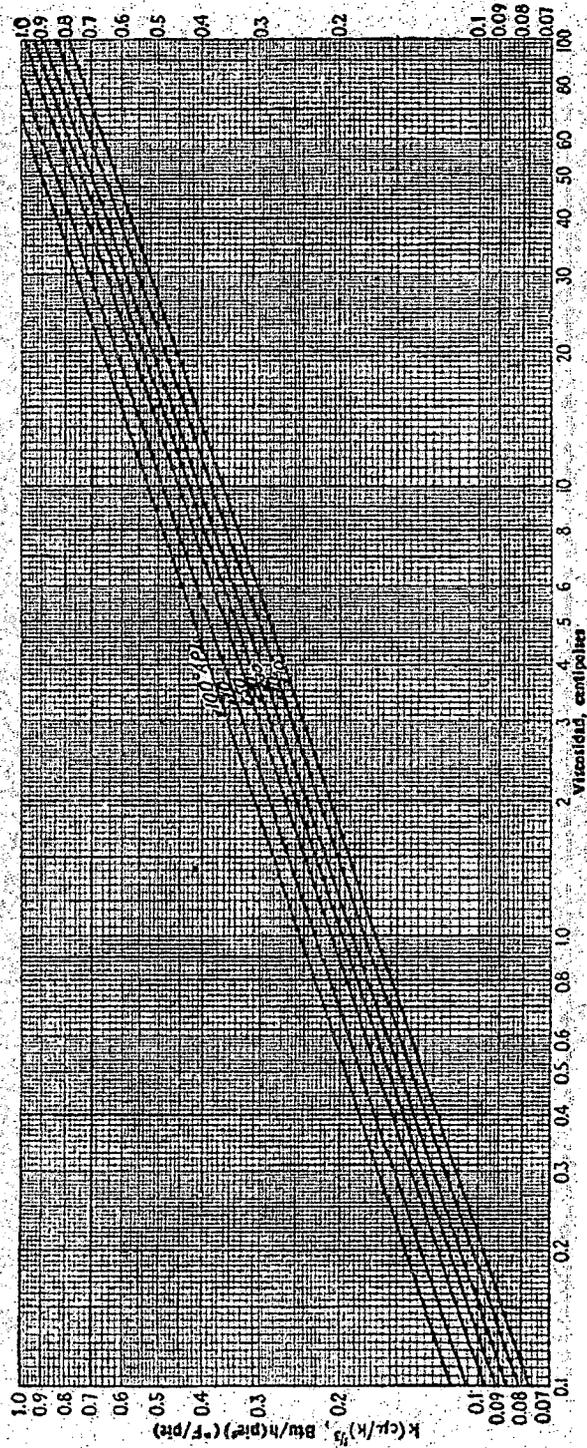
VISCOSIDADES DE ACIDOS GRASOS COMERCIALES* 250 a 400°F

	Grav. Esp a 300°F	X	Y
Láurico	0.792	10.1	23.1
Oléico	0.799	10.0	25.2
Palmitico	0.786	9.2	25.9
Estéarico	0.789	10.5	25.5

Fuente : Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 926, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 13

VALORES DE $K\left(\frac{C}{\mu}\right)^{1/3}$ PARA HIDROCARBUROS



Fuente : Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 931, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 14

FACTORES DE OBSTRUCCIÓN

Aceite refinado	0.001	Unidades para eliminar ceras :
Aceite refinado enfriado		Aceite lubricante
por agua	0.003	Solvente
Vapores de la torre de bur-		Calentamiento de mezcla
bujeo	0.002	aceite-cera
Residuo	0.010	Enfriamiento de mezcla
Unidades de absorción:		aceite-cera †
Gas	0.002	
Aceite graso	0.002	

CORRIENTES DE, ACEITE CRUDO

	0-199°F			200-299°F			300-499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies o más	4 pies o más									
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

Fuente : Standars ExchangerManufacturersAssociation, 2ª. Ed, New York – (Ver página 952, del apéndice del libro de Kern)

ANEXO N° 15

DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	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
¾	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
	18	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
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
17	0.058	0.884	0.613	0.2314	0.639		
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	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		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	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		

Fuente : Procesos de Transferencia de Calor – (Ver página 948, del apéndice del libro de Kern)

APENDICE

NOMENCLATURA

Símbolo	Cantidad	Unidad
A	Área de Transferencia de Calor	pies ²
a _s	Área de flujo del lado de la coraza	pies ²
a _t	Área de flujo del lado de los tubos	pies ²
a' _t	Área de flujo/tubo	pies ²
a''	superficie externa por pie lineal	pie
B	Espaciado de los deflectores	pulg
C _{p_c}	Calor específico del fluido caliente	Btu/lb.°F
C _{p_F}	Calor específico del fluido frío	Btu/lb.°F
C'	Espaciado entre tubos adyacentes	pulg
DI	Diámetro interior de la coraza	pulg
DE	Diámetro exterior de los tubos	pulg
D	Diámetro interno de los tubos	pulg
D _e	Diámetro equivalente	pulg
f	Factor de fricción, adimensional	
F _T	Factor de diferencia de temperatura (adimensional)	
F _c	Fracción calórica (adimensional)	
G _t	Flujo másico de los tubos	lb/h. pies ²
G _s	Flujo másico de la coraza	lb/h. pies ²
g'	Aceleración de gravedad	pie/s ²

h	Coeficiente de transferencia de calor	Btu/h. pies ² .°F
h_i, h_o	Coeficiente de transferencia de calor interno y externo respectivamente	Btu/h. pies ² .°F
h_{io}	Coeficiente de transferencia de calor corregido	Btu/h. pies ² .°F
j_H	Factor de transferencia e calor (adimensional)	
K_c	Constante calórica (adimensional)	
k	Conductividad térmica	Btu/(h)(pie ²)(°F/pie)
L_t	Longitud de tubos	pie
MLTD	Media logarítmica de la diferencia de temperatura	°F
m_c	Flujo másico del fluido caliente	lb/h
m_F	Flujo másico del fluido frío	lb/h
N	Número de deflectores	
$(N + 1)$	Número de veces que el haz cruza	
N_t	Número de tubos	
N_p	Número de pasos	
P_t	Espaciado de los tubos desde su centro	pulg
ΔP_T	Caída de presión total	lb/pulg ²
ΔP_t	Caída de presión en los tubos	lb/pulg ²
ΔP_v	Caída de presión por cambio de velocidad	lb/pulg ²
Q	Flujo de calor	Btu/h
R	Razón de capacidad	

	(adimensional)	
P	Razón de efectividad (adimensional)	
P_r	Número de Prandtl (adimensional)	
Re_s	Número de Reynolds de lado de la coraza (adimensional)	
Re_t	Número de Reynolds de lado de los tubos (adimensional)	
R_d, R_i, R_o	Factor de obstrucción o de suciedad Interior y exterior	$h \cdot \text{pie}^2(^{\circ}\text{F})/\text{Btu}$
R, S	Grupos de temperatura (adimensional)	
s	Gravedad específica (adimensional)	
T_{C1}	Temperatura del fluido caliente a la Entrada	$^{\circ}\text{F}$
T_{C2}	Temperatura del fluido caliente a la Salida	$^{\circ}\text{F}$
T_{F1}	Temperatura del fluido frío a la Entrada	$^{\circ}\text{F}$
T_{F2}	Temperatura del fluido frío a la Salida	$^{\circ}\text{F}$
T_{CC}	Temperatura calórica del fluido	

	Caliente	°F
T_{Fc}	Temperatura calórica del fluido	
	Frío	°F
$T_{C, promedio}$	Temperatura promedio del fluido	
	Caliente	°F
$T_{F, promedio}$	Temperatura promedio del fluido	
	Frío	°F
T_p	Temperatura de la pared	°F
ΔT_{ML}	Diferencia media logarítmica	°F
$\Delta T_2, \Delta T_1$	Diferencia de temperatura en las terminales	
	Frías y calientes	°F
U	Coeficiente total de transferencia de calor	Btu/h.pie ² .°F
U_c	Coeficiente total de transferencia de calor	
	Limpio	Btu/h.pie ² .°F
U_D	Coeficiente total de transferencia de calor	
	de Diseño	Btu/h.pie ² .°F
V	Velocidad, pps	pies/s
μ	Viscosidad, centipoises x 2,42	lb/pie.h
ϕ_s, ϕ_t	Razón de viscosidad de lado de la coraza y de los tubos (adimensional)	
μ_p	Viscosidad a la temperatura de la pared	
	Del tubo, centipoises x 2,42	lb/pie.h

GLOSARIO DE TERMINOS

Arreglo de tubos	Los tubos proporcionan el área de transferencia de calor
Calor	Es la energía que fluye en virtud de una diferencia de temperatura.
Calor específico	Cantidad de calor absorbido para conseguir un aumento de temperatura de un grado (considerando la unidad de masa.
Coraza	Es la envolvente cilíndrica que contiene al arreglo de los tubos y a través de ella circula un fluido.
Deflectores	Usualmente se instalan de lado de la carcasa, bien sea transversal o longitudinal.
Espejos Fijos	Son elementos circulares que sirven para soportar los tubos y separar los fluidos que circulan a través de los tubos y coraza.
Fluido	Es una sustancia que se deforma continuamente cuando se le sujeta a un esfuerzo cortante.
Tema	"Tubular Exchangers Manufacturers Association". Asociación de fabricantes de intercambiadores
Temperatura	Es un índice de la energía interna relativa de la masa.
Transferencia de calor	Parte de la ciencia que trata de la energía y sus transformaciones.