

**Universidad Nacional de Ingeniería**

**Programa Académico de Ingeniería Química Manufacturera**



**« Estudio Técnico Económico en el Diseño  
del Sistema de Pre-Calentamiento de la  
Alimentación de una Torre de Destilación  
de Gasolina Natural »**

**TESIS DE GRADO**

**Julio Alejandro Zambrano Burga**

**LIMA - PERU**

**1974**

## INDICE

	<u>Pág.</u>
I .- Introducción	1
II .- Descripción del Proceso	6
III.- Introducción al Diseño	12
IV .- Diseño de la Sección de Recuperación del Calor Contenido en los Fondos de la Torre de Destilación	14
4.1. Selección del Equipo a Usar.	15
4.2. Costos de los Equipos	32
4.3. Diseño Preliminar	35
a. Selección de los Tubos y del Tipo de Arreglo de los mismos	40
b. Selección de los Deflectores	43
c. Selección del Tipo de Flujo	45
d. Cálculo de la Temperatura intermedia Provisional	47
e. Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura	57
f. Establecimiento del Número de Pasos	60
g. Elección del Tamaño de Casco Provi- sional	64
h. Cálculo de la Resistencia Global a la Transferencia de Calor	66

	<u>Pág.</u>
h.1. Resistencia de la Película Interior	69
h.2. Resistencia de la Pared Metálica	78
h.3. Resistencia de la Película Exterior	79
i. Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor	87
j. Caída de Presión en el Sistema	89
j.1. Caída de Presión en el Lado de los Tubos	90
j.2. Caída de Presión en el Lado del Casco	97
k. Distribución de los Flujos	109
l. Cálculo del Area de Transferencia	115
4.4. Selección del Tamaño de Unidad Adecuado	118
4.5. Cálculo del Acercamiento Económico	129
4.6. Diseño Final de la Sección de Recuperación del Calor contenido en los Fondos de la Torre de Destilación	140
a. Balance de Calor	140
b. Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura	142
c. Resistencia Global a la Transferencia de Calor	142

	<u>Pág.</u>
c.1. Resistencia de la Película Interior	143
c.2. Resistencia de la Pared Metálica	144
c.3. Resistencia de la Película Exterior	144
d. Resistencias de Ensuciamiento	145
e. Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor.	151
f. Cálculo del Area de Transferencia	151
g. Establecimiento del Numero de Unidades Necesarias	152
h. Caída de Presión en el Sistema	153
h.1. Caída de Presión en el Lado de los Tubos	153
h.2. Caída de Presión en el Lado del Casco	155
i. Resumen de Resultados	156
V .- Diseño de la Sección a Vapor	158
5.1. Selección del Equipo	159
5.2. Diseño Preliminar	160
a. Selección de los Tubos y del Tipo de Arreglo de los mismos	160
b. Selección de los Deflectores	161
c. Selección del Tipo de Flujo	161

	<u>Pág.</u>
d. Balances Entálpicos	161
e. Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura	168
f. Cálculo de la Resistencia Global a la Transferencia de Calor	169
f.1. Resistencia de la Película In- terior	169
f.2. Resistencia de la Pared Metálica	171
f.3. Resistencia de la Película Exte- rior	171.
g. Elección del Tamaño de Casco	177
h. Establecimiento del Número de Pasos	185
5.3. Diseño Final de la Sección a Vapor	189
a. Factor de Seguridad	189
b. Caída de Presión	191
c. Resumen	193
VI .- Disposición de los Equipos	195
6.1. Estimación del Area de Terreno Necesaria	195
6.2. Diagramación de Tuberías y Accesorios	199
6.3. Estimación de las necesidades de Tube- rías y Accesorios	200
VII.- Selección de la Tubería	208
7.1. Selección del Material constitutivo de la Tubería	208

	<u>Pág.</u>
7.2. Selección del Diámetro de Tubería Ade- cuado	209
VIII.- Caida de Presión en Tuberías	211
8.1. Caida de Presión en el Sistema de Acei- te Rico	213
8.2. Caida de Presión en el Sistema de Acei- te Pobre.	219
IX.- Caida de Presión Total en el Sistema	223
9.1. Caida de Presión Total del Aceite Rico	223
9.2. Caida de Presión Total del Aceite Pobre	224
X .- Estimación del Costo de Tuberías y Accesorios	226
XI .- Selección y Estimación de la Inversión en Aislamiento	232
11.1. Aislamiento para Tuberías	237
11.2. Aislamiento para Equipos	235
XII,- Referencias al Sistema de Control del Proceso	239
12.1. Discusión de las Necesidades de Control	239
12.2. Estimación de la Inversión en Instru- mentos	247
XIII.- Estimación de la Inversión Total	250
XIV.- Resumen de Resultados y Conclusiones	255

## I.- INTRODUCCION

Los Procesos Industriales, en general, están constituidos por una serie de etapas concatenadas, en cada una de las cuales se operan cambios en las propiedades físicas y/o químicas de los materiales que se manejan.

Al considerar el diseño del equipo necesario para la implementación de un proceso particular, es recomendable dividir el problema general en etapas bien definidas y proceder al diseño de cada una de ellas. De ello resultará, que para cada sección del proceso existirán varias soluciones posibles, debiéndose elegir aquellas que ofrezcan mayores ventajas tanto desde el punto de vista de la etapa individual de que se trate como desde el punto de vista de su integración en el proceso global.

De lo dicho anteriormente, resulta que el diseño de todo proceso industrial comprenderá fundamentalmente dos aspectos definidos perfectamente y que son:

- a).- Determinación de las soluciones posibles, y
- b).- Selección, entre todas las alternativas, de aquella que resulte más ventajosa.

La primera parte del diseño comprenderá pues, una labor de estudio e investigación a fin de encontrar los diferentes caminos a través de los cuales será posible llevar

a los materiales desde un estado inicial a otro final, caracterizados ambos por propiedades físicas y químicas determinadas.

Cuando se hayan estudiado detenidamente cada una de las alternativas posibles, se procederá a la selección de aquella que resulte más recomendable. Aquí se hará uso fundamentalmente del análisis económico, procediendo a la evaluación de cada una de las alternativas. Finalmente la evaluación económica se complementará con un análisis de las posibilidades de implementación de la etapa considerada, dentro del proceso total.

Teniendo en mente lo expuesto líneas arriba es que he procedido a realizar el presente estudio el cual consiste, fundamentalmente, en una ampliación y complementación de aquél con el cual obtuve el Bachillerato en Ciencias y que se titulaba: "Diseño del Sistema de Pre-calentamiento de la Alimentación de una Torre de Destilación de Gasoline Natural".

Dicho estudio comprendía inicialmente el establecimiento de un método para el diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos, método que se ejemplificaba con el diseño del sistema de pre-calentamiento antes mencionado.

El método consideraba tanto los aspectos relacionados con el intercambio de calor en sí (establecimiento de



temperaturas, cálculo de las resistencias al flujo de calor etc.), como también aquellos relacionados con el flujo de los fluidos (caída de presión en las corrientes, etc.).

El estudio se completaba con una descripción de los diversos tipos de intercambiadores de calor de casco y tubos y la selección, entre todos ellos, de un tipo de intercambiador de acuerdo a las necesidades del proceso particular allí considerado.

Refiriéndonos a lo expuesto en la primera parte de esta introducción, podemos decir que el estudio antes mencionado puede equipararse al primer aspecto de un diseño del cual hemos hablado, esto es: La realización de una "Labor de estudio e investigación a fin de encontrar los diferentes caminos a través de los cuales será posible llevar a los materiales desde un estado inicial a otro final, caracterizados ambos por propiedades físicas y químicas determinadas".

A partir de aquí, el presente trabajo pretende completar el estudio anterior en dos aspectos:

- a).- Primeramente se introduciré el aspecto económico en el diseño. Con ello se dispondrá de una herramienta que nos facilitará la selección correcta de los equipos, complementándose con los criterios de selección eminentemente

mente técnicos y empleados. Además el análisis económico será introducido en el diseño mismo ayudando a fijar correctamente las temperaturas de los fluidos. (Ver la parte relacionada con el Cálculo del Acercamiento Económico).

b).- Finalmente se procederá a completar el diseño particular considerado, tratando de establecer la disposición de los equipos en el terreno, el sistema de tuberías necesario, los instrumentos de control requeridos y el costo total estimado del sistema. También se tocará someramente lo referente a las necesidades de aislamiento térmico y a las caídas de presión en el sistema total.

Como dije al presentar el primer estudio, no se trata aquí de establecer la mejor solución para el sistema de pre-calentamiento considerado, pues entiendo que para ello se requiere una amplia experiencia y un estudio más detallado y profundo. Se trata más bien, de intentar establecer un método de diseño a partir de datos y experiencias que aparecen en la literatura técnica de una manera dispersa y que recopilados y ordenados han dado como resultado el estudio que aquí expongo.

Los datos que han hecho posible este estudio fueron recopilados por el suscrito en las prácticas realizadas en las instalaciones de Petróleos del Perú O.N.O. y algunos aspectos del estudio son fruto de la experiencia allí obtenida.

Finalmente, quiero reiterar mi agradecimiento a los profesionales, técnicos y obreros que me han orientado durante los años de estudio, tanto en la Universidad como en el terreno mismo de la Industria.

## II.- DESCRIPCION DEL PROCESO

En los reservorios de petróleo, generalmente se encuentran, confinados a una alta presión, tres tipos de productos: Agua, petróleo crudo o aceite y gas. Estos forman tres capas superpuestas ordenadas según sus gravedades específicas, estando el agua al fondo, sobre ésta el crudo y en la parte superior el gas.

Durante el proceso de extracción del petróleo y como una consecuencia de la caída de presión que tiene lugar, parte del aceite se vaporiza y se asocia con la fase gaseosa ya existente, pasando a formar parte de lo que se denomina gas natural. Este no es más que una mezcla de hidrocarburos livianos que contiene desde metano hasta heptano o más y cuya composición es como sigue:

COMPONENTE	% EN VOLUMEN	RANGO
C <sub>1</sub>	85.10	70-98
C <sub>2</sub>	6.58	3-10
C <sub>3</sub>	4.09	1-8
iC <sub>4</sub>	1.09	0-3.0
nC <sub>4</sub>	1.66	0-3.0
iC <sub>5</sub>	0.62	0-2.0
nC <sub>5</sub>	0.42	0-1.0
C <sub>6</sub> y mayores	0.44	0-2.0

En algunos casos se presentan pequeñas cantidades de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ , nafténicos, aromáticos, nitrógeno,  $\text{H}_2$ ,  $\text{O}_2$ , y He. Los menos deseables son el nitrógeno, que diluye el gas, y el  $\text{H}_2\text{S}$  por sus propiedades corrosivas.

El gas natural es separado del aceite y del agua en las baterías inmediatas a los pozos y en este estado es transportado a las diferentes instalaciones donde se lo utiliza para:

- Obtención de gasolina natural
- Como combustible
- Como materia prima en petroquímica.

El proceso de obtención de gasolina natural, que es el que nos interesa a nosotros, comprende sucintamente las siguientes etapas:

a.- El gas natural, llamado también gas rico o gas húmedo, es llevado mediante tuberías a las plantas de compresión y absorción, en donde se separan los componentes más pesados por medio de su absorción en un kerosene de  $42^\circ\text{API}$ . La absorción se puede realizar por medio de dos sistemas:

- Absorción a temperatura ambiente y alta presión y
- Absorción a baja temperatura.

En estas plantas se trata de extraer el 100% de los hidrocarburos mayores que  $\text{C}_4$ , gran parte del propano y

también acompañen un 30-40% del etano y un 5-10% del metano.

b.- El kerosene con los productos absorbidos, que en adelante llamaremos Aceite Rico, es enviado a la planta de destilación en donde tienen lugar las operaciones siguientes:

- Separación del aceite de absorción de los productos mediante una destilación en alambiques o torres de destilación. Para ello, el aceite rico que viene del campo es bombeado a través de un sistema de precalentamiento y luego se alimenta a la torre, de la cual se obtienen como productos: En el tope la gasolina natural cruda o sin estabilizar, y en el fondo el aceite de absorción puro, que en adelante llamaremos Aceite Pobre.

La gasolina es enviada a la zona de estabilización y el aceite pobre es recirculado a las plantas de absorción.

- En la zona de estabilización se separa primeramente el etano en un fraccionante, luego, mediante sucesivas destilaciones se pueden obtener propano, butano, pentano y hexano puros así como en mezclas de los mismos que constituyen la gasolina natural estabilizada.

En los diagramas que aparecen en las páginas si-

guientes se ilustran las diferentes etapas del proceso. En el primero aparece representado el proceso general de una manera simplificada; y en el segundo se muestra la parte del proceso que tiene que ver directamente con el desarrollo del presente trabajo.

Tal como aparece en el segundo gráfico, el aceite rico procedente de las plantas de absorción debe ser precalentado hasta la temperatura de  $320^{\circ}\text{F}$  antes de alimentar los alambiques.

Para conseguir este propósito se puede hacer uso de la corriente de aceite pobre que abandona la torre por el fondo a una temperatura de  $320^{\circ}\text{F}$  y también del vapor disponible en la planta.

En el presente trabajo se tratará de diseñar el sistema de precalentamiento descrito y a la vez, se intentará desarrollar un método de trabajo que sea aplicable al diseño de sistemas de intercambiadores de calor del tipo de casco y tubos; método que tenga en consideración no solo los aspectos técnicos de la transferencia de calor sino también factores económicos y de Ingeniería en general.

Los datos de que disponemos para la solución del problema son los siguientes:

DIAGRAMA GENERAL SIMPLIFICADO DE LA OBTENCION DE GASOLINA NATURAL.

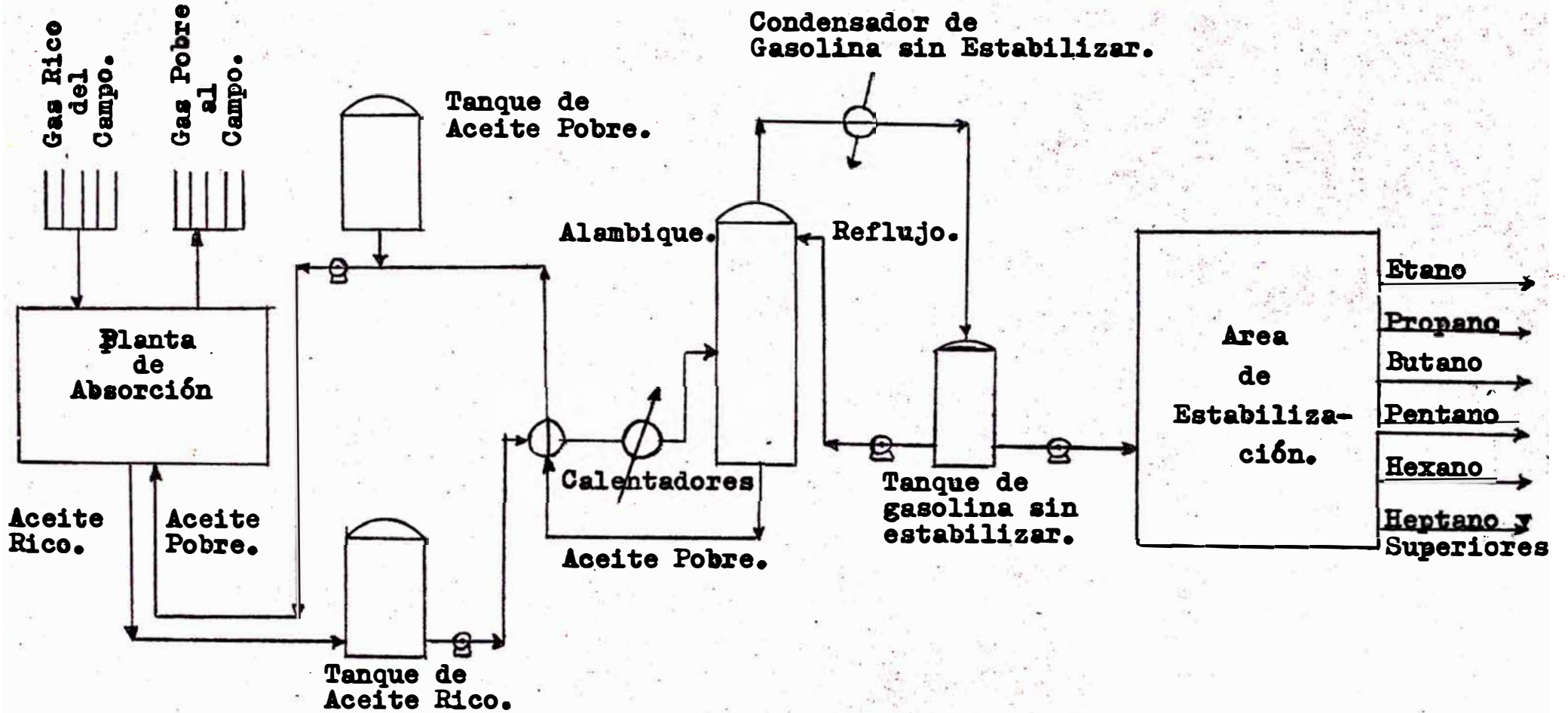
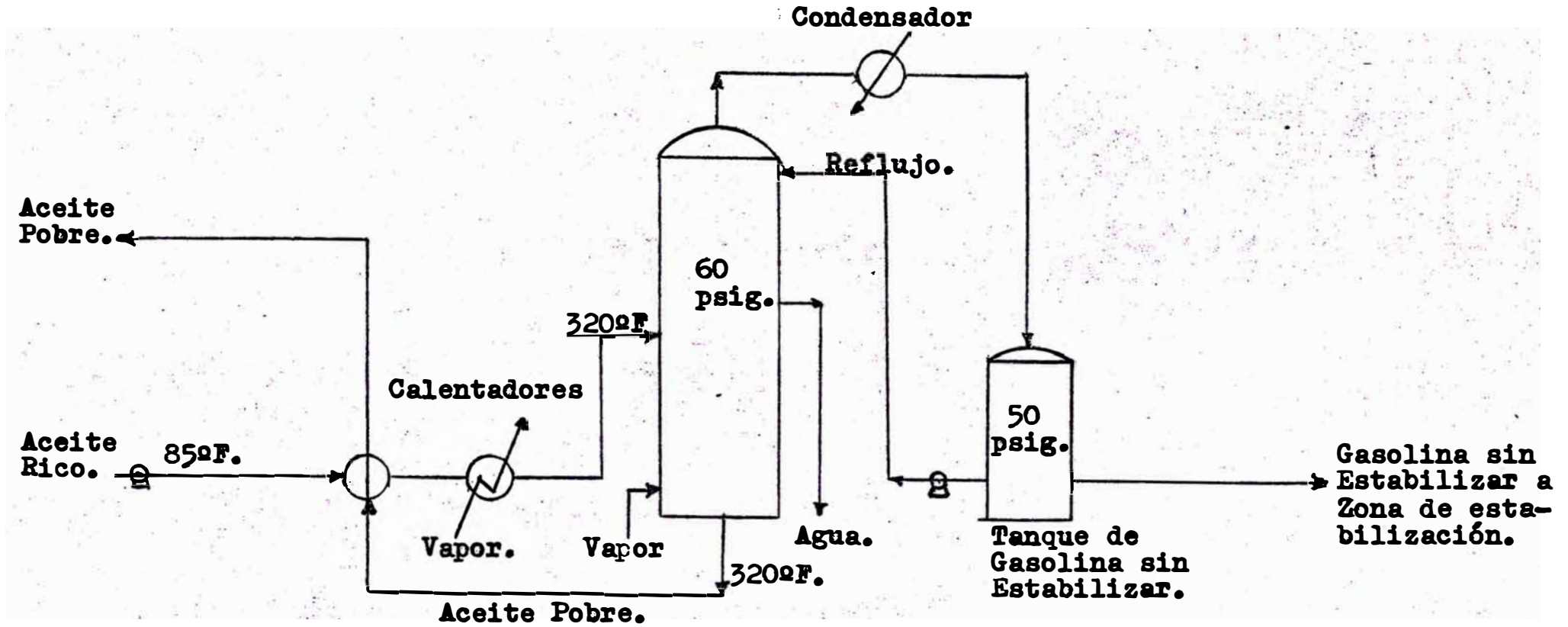




DIAGRAMA DE LAS PARTES ADYACENTES A LA TORRE DE DESTILACION.



PROPIEDADES	ACEITE RICO	ACEITE POBRE
Flujo	28,800 Bls/día	24,300 Bls/día
Densidad	46°API	42°API
Factor de Caracterización	11.6	11.83
Peso Molecular	135	180
Temperatura al entrar al sistema	85°F	
Temperatura de entrada a la torre	320°F	
Temperatura en el fondo de la torre		320°F

En la planta se dispone de vapor saturado de 100 psig.

### III.- INTRODUCCION AL DISEÑO

Haciendo un análisis de los datos del problema observamos que éste consiste en calentar la alimentación de la torre de destilación hasta la temperatura de  $320^{\circ}\text{F}$ ; disponiendo para ello de los fondos de la misma torre que tienen una temperatura de salida de  $320^{\circ}\text{F}$ . Es obvio que no se podrá lograr el objetivo propuesto haciendo uso únicamente de los fondos de la torre, ya que en este caso se tendría que disponer de un área de transferencia infinita.

Es necesario pues, hacer uso de otra fuente de calor, que en este caso vendría a ser el vapor de 100 psig. que tenemos a nuestra disposición.

El diseño constará por lo tanto de dos secciones, a saber:

- a.- Una primera sección, en la cual se precalentará la alimentación desde  $85^{\circ}\text{F}$  hasta una temperatura intermedia, empleando para ello el calor contenido en los fondos de la torre, y
- b.- Una segunda sección, en la cual mediante vapor saturado de 100 psig, se elevará la temperatura de la alimentación hasta los  $320^{\circ}\text{F}$  fijados.

La temperatura intermedia será fijada más adelante mediante un balance de carácter económico.

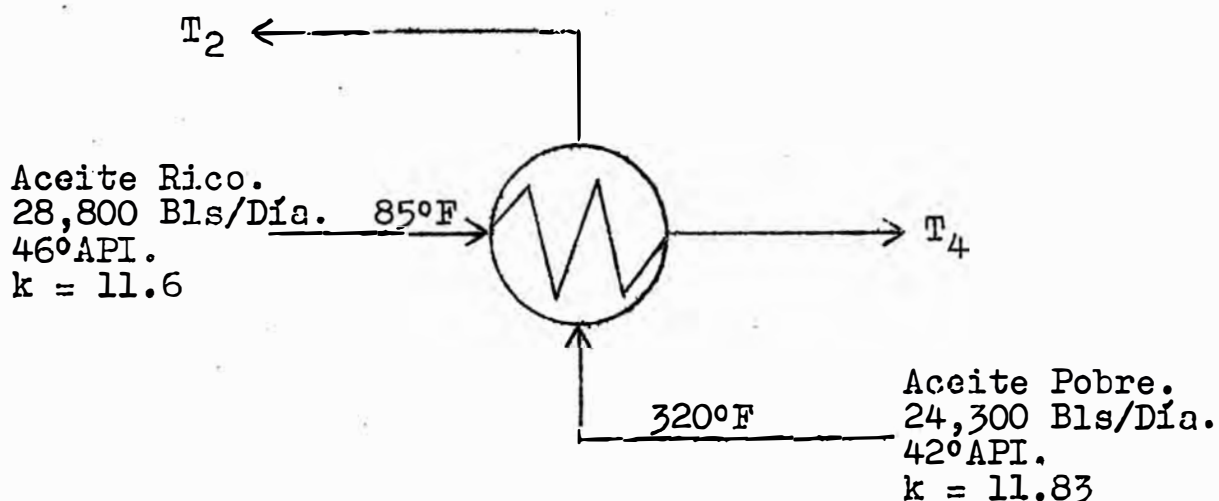
El diseño comprenderá la selección de los equipos de intercambio más adecuados, el establecimiento del área de transferencia necesaria, consideraciones acerca de los costos de los equipos, tipo de aislamiento necesario y otros factores de ingeniería.

A continuación se procede al desarrollo del diseño el cual constará fundamentalmente de las partes siguientes:

- Diseño de la sección de recuperación del calor contenido en los fondos de la torre.
- Diseño de la sección a vapor.  
Disposición de los equipos en el área.
- Selección de las tuberías.  
Cálculo de la caída de presión total en el sistema.
- Selección y estimación de la inversión en aislamiento, sistema de control y estimación de la inversión total.

IV.- DISEÑO DE LA SECCION DE RECUPERACION DEL CALOR  
CONTENIDO EN LOS FONDOS DE LA TORRE DE DESTILACION

Como ya ha quedado establecido, la primera sección hará uso de los fondos de la torre a fin de elevar la temperatura de la alimentación hasta un punto intermedio. A continuación se hace un resumen gráfico de esta parte del problema:



El orden en que será presentado el diseño de esta sección es el siguiente:

- 4.1.- Selección del equipo a usar
- 4.2.- Costos de los equipos
- 4.3.- Diseño preliminar
- 4.4.- Selección del tamaño adecuado

4.5.- Cálculo del acercamiento económico

4.6.- Diseño final de la primera sección.

Procedemos a continuación al desarrollo de cada uno de estos seis puntos.

#### 4.1.- SELECCION DEL EQUIPO A USAR

Es práctica común, tanto en la industria del petróleo como en la industria química en general, el empleo de equipo tubular de intercambio de calor para operaciones como las del caso que nos ocupa. Los tipos de intercambiadores más usados son los de casco y tubos y los de doble tubo concéntrico. Los primeros son usados generalmente cuando se necesitan grandes áreas de transferencia mientras que el diseño de intercambiadores de doble tubo concéntrico se usa cuando no se requieren áreas apreciables y los volúmenes de los fluidos son de baja escala.

En el problema planteado observamos que los volúmenes de los fluidos son apreciables; esto nos hace pensar que el área de transferencia necesaria será igualmente grande, lo cual descarta de hecho al diseño de doble tubo concéntrico. Con esta consideración, nuestra atención se fija ahora en el diseño y selección de intercambiadores de calor del tipo de casco y tubos.

En la actualidad existen en el mercado una gran

variedad de tipos de intercambiadores de casco y tubos. Las normas o standards para su fabricación han sido fijadas por la A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineer) y complementadas por la T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association) en publicaciones periódicas conocidas como "TEMA standards". Entre los diseños estandarizados por TEMA, tenemos:

- Clase R: Diseño para los requerimientos generalmente severos de las aplicaciones en procesos de la industria química y del petróleo. Los equipos fabricados de acuerdo a estas normas están diseñados para ofrecer seguridad y durabilidad bajo las rigurosas condiciones de mantenimiento y servicio en esas aplicaciones.
- Clase C: Este diseño es para los requerimientos generalmente moderados de las aplicaciones comerciales y de procesos en general. El equipo fabricado de acuerdo a estas normas está diseñado para la máxima economía y sobre todo la solidez consistente con la seguridad y los requerimientos de servicio en esas aplicaciones.

Entre los tópicos que abarca "TEMA standards" están la nomenclatura, tolerancias de fabricación, inspección, garantías, tubos, cascos, deflectores, soportes, cabezales, etc. Muchas compañías en los campos de procesamiento de petróleo y de la química tienen sus propias normas

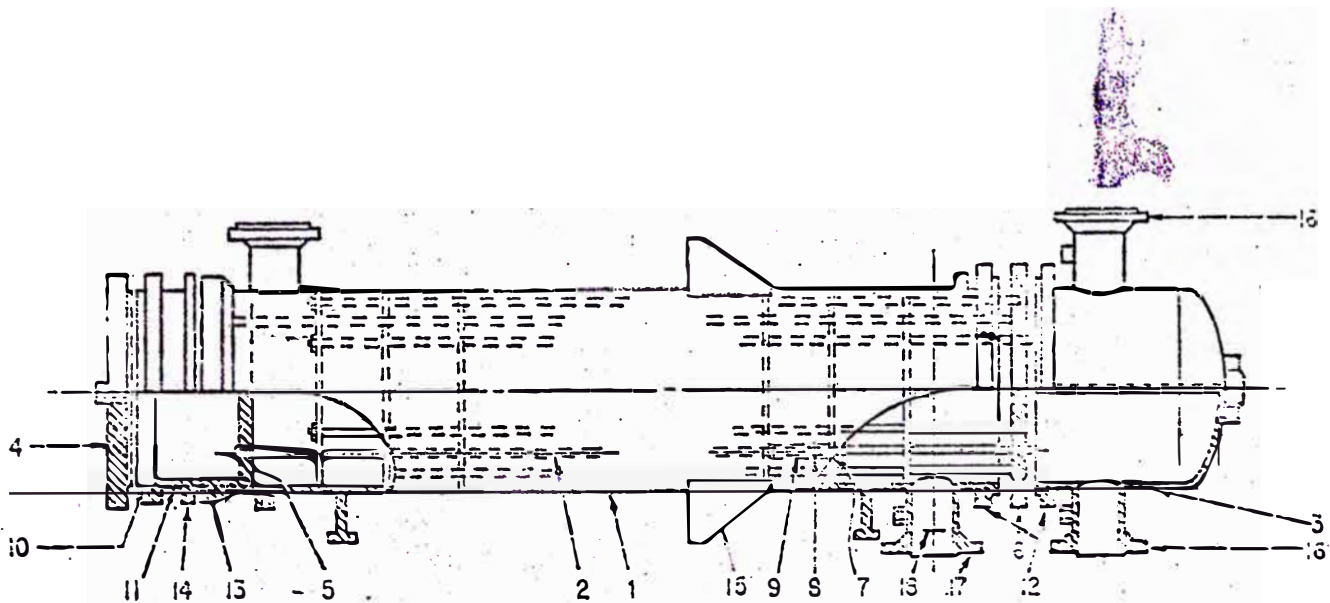
que sirven de complemento a las de TEMA.

La nomenclatura así como los tipos de designación aparecen en las páginas siguientes.

La designación de una unidad cualquiera debe hacerse en la forma siguiente:

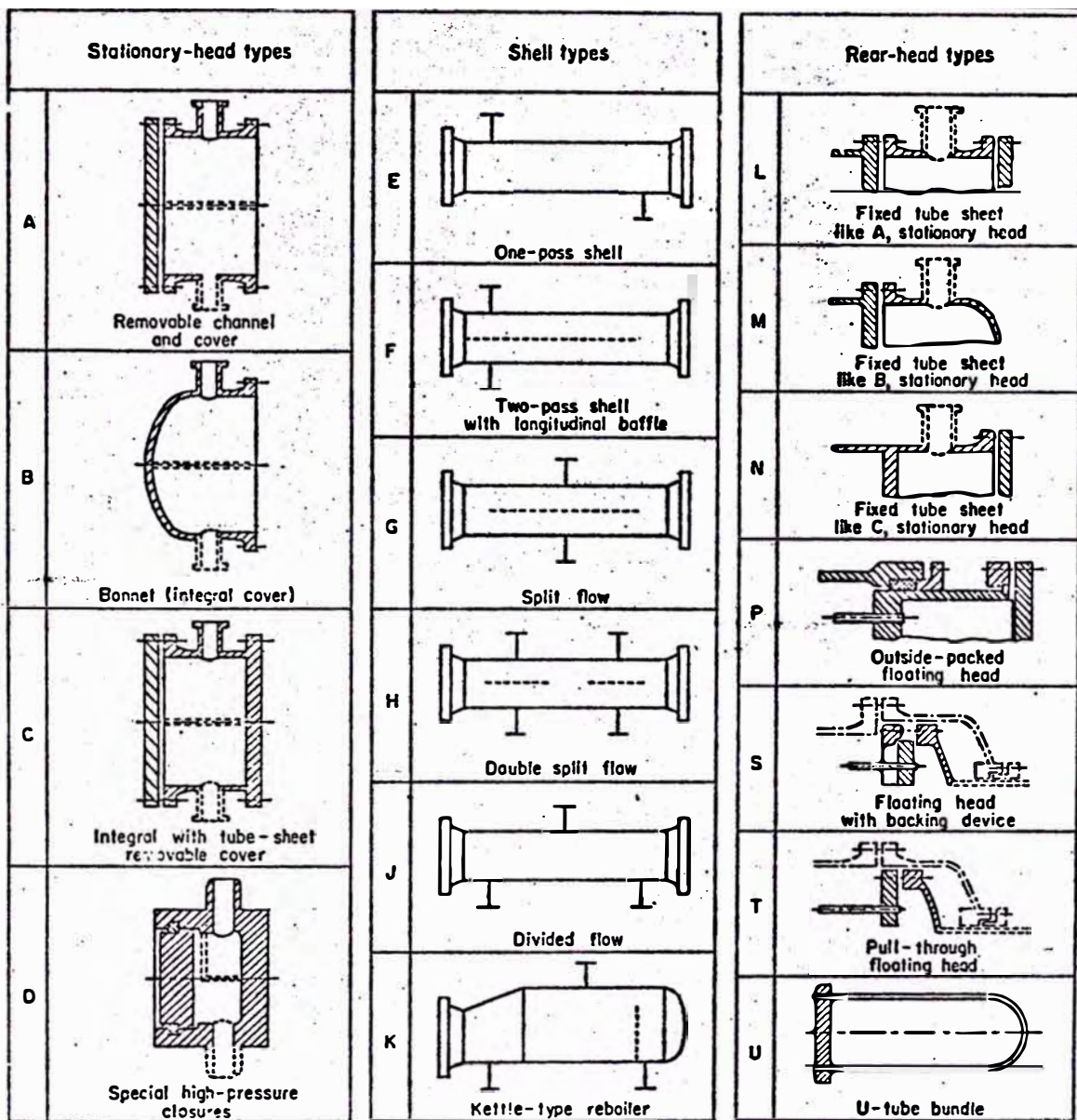
TAMAÑO diámetro del casco-long. de tubos en pulg. TIPO .....





**PRINCIPALES PARTES DE UNA UNIDAD DE INTERCAMBIO DE CALOR.**

- 1.-Casco
- 2.-Tubos.
- 3.-Canal.
- 4.-Cubierta de la cabeza flotante.
- 5.-Lámina de tubos flotante.
- 6.-Lámina de tubos estacionaria.
- 7.-Deflectores.
- 8.-Espaciadores.
- 9.-Filas de cola.
- 10.-Empalme de la cabeza flotante.
- 11.-Orilla de la lámina de tubos flotante.
- 12.-Bridas.
- 13.-Brida de la caja de relleno.
- 14.-Seguidor.
- 15.-Soportes.
- 16.-Entradas del lado de los tubos.
- 17.-Entrada del lado del casco.
- 18.-Plato de impedimiento.



**Tipos principales de Cabezales y de Cascos para las Unidades de Intercambio de Calor.**—Las letras que aparecen a la izquierda de cada dibujo es la que se usa en la nomenclatura oficial de TEMA, para identificar ya sea el tipo de cabezal que se desea o el tipo de casco.—Generalmente en la nomenclatura se usan tres letras. La primera corresponde al cabezal fijo; la segunda al casco y la tercera para el cabezal posterior.

A continuación y a fin de tener una buena base para la selección del equipo se dan algunas definiciones consideradas de importancia fundamental:

El equipo de transferencia de calor puede ser designado por el tipo (ejemplo: lámina de tubos fijos, de cabeza flotante, etc.), o por la función que realiza (Chiller, condensador, etc.)

De acuerdo a la función que realiza un equipo dado puede ser denominado como:

- a.- Chiller: enfría a un fluido a una temperatura inferior a la que se puede obtener usando agua como medio de enfriamiento. Se usa un refrigerante como amoníaco, freon, propano, etc.
- b.- Condensador: condensa un vapor o una mezcla de vapores ya sea solo o en la presencia de gases no condensables.
- c.- Condensador Parcial: condensa un vapor en un punto lo suficientemente alto como para proveer una diferencia de temperatura suficiente para precalentar una corriente de fluido frío. Esto ahorra calor y elimina la necesidad de utilizar un precalentador separado.
- d.- Condensador Final: condensa el vapor a una temperatura final de almacenamiento cercana a los 100°F. Usa agua como medio de enfriamiento, lo cual significa que el ca

lor transferido se pierde.

- e.- Enfriadores: enfrían gases o líquidos por medio de agua.
- f.- Intercambiador: realiza una doble función: calienta un fluido frío usando un fluido caliente que a la vez se enfría. No se pierde nada del calor transferido.
- g.- Calentador: da calor sensible a un líquido o a un gas mediante la condensación de vapor.
- h.- Rehervidor: va conectado al fondo de una torre de fraccionamiento y provee el calor de rehervido necesario para la destilación. El medio de calentamiento puede ser vapor de agua o un fluido caliente.
- i.- Rehervidor de Termosifón: la circulación natural del medio hirviente es obtenida manteniendo la altura de líquido suficiente para hacer posible la circulación.
- j.- Rehervidor de circulación forzada: es necesario el uso de una bomba para forzar el paso del líquido a través del rehervidor.
- k.- Generador de Vapor: genera vapor para su uso en la planta por medio de calor de alto nivel en la breña o aceite pesado.
- l.- Supercalentador: calienta el vapor por encima de la temperatura de saturación.
- m.- Vaporizador: un calentador que vaporiza parte del lí-

quido.

n.- Hervidor de calor perdido: produce vapor, similar al generador de vapor, excepto que el medio de calentamiento es un gas o líquido caliente producido en una reacción química.

Casi todos los tipos de unidades existentes pueden ser usados para realizar algunas o todas las funciones antes mencionadas.

Entre los tipos principales tenemos:

1.- Intercambiadores de Lámina de Tubos Fija.- En este tipo de diseño los tubos rectos están asegurados en ambos lados en láminas de tubos soldadas al casco. Usualmente las láminas de tubos se extienden más allá del casco y sirven como bases para empernar los cabezales del lado de los tubos. Puesto que no hay juntas de ningún tipo en el lado del casco, este tipo de unidades dan una máxima protección contra la filtración del fluido del lado del casco hacia el exterior. Por la misma razón, el haz de tubos no puede ser removido para inspección o limpieza. Desde que la luz entre los tubos más exteriores y el casco es solo la mínima requerida para la fabricación, los tubos pueden llenar completamente el casco del intercambiador.

Cuando sea necesario, una unión de expansión, incorporada en el casco, provee seguridad para la expansión

térmica diferencial. La necesidad de esta unión debe ser considerada teniendo en cuenta la magnitud de la expansión diferencial y las condiciones cíclicas que se esperan en la operación.

Los cabezales del lado de los tubos, las cubiertas de canal, etc., son accesibles para el mantenimiento y reemplazo. Los tubos pueden ser reemplazados y limpiados internamente. El lado del casco puede ser limpiado solamente por medio de la circulación de un fluido limpiador. Los intercambiadores de lámina de tubos fija tienen aplicación principalmente en servicios donde los fluidos que circulan por el lado del casco no producen mayor ensuciamiento, tales como vapor, refrigerantes, gases, algunas aguas de enfriamiento y corrientes de proceso limpias.

2.- Intercambiadores de Tubo en U.- En este tipo de unidades, ambos extremos de los tubos en U están sujetos a una simple lámina de tubos, de esta manera se elimina el problema de la expansión térmica diferencial porque los tubos tienen libertad para expandirse o contraerse. Los haces de tubos pueden ser removidos para inspección o limpieza, pero también existen unidades en que esto no es posible debido a que las láminas de tubos están soldadas al casco.

Para las unidades con haces de tubos removibles,

se da más o menos la misma mínima luz entre los tubos exteriores y el casco que en el caso de las unidades de lámina de tubos fija. El número de agujeros para tubos en la lámina para cualquier casco dado, sin embargo, es menor que en el caso de lámina fija debido a las limitaciones al dar forma a los tubos. El número de pasos por los tubos debe ser siempre par. El máximo está limitado solamente por el número de curvas de retorno.

Los cabezales de los tubos, canales, etc., son accesibles para el reemplazo y mantenimiento y el haz de tubos puede ser extraído, limpiado y reemplazado. Aunque el reemplazo de los tubos en las filas exteriores no presenta problemas, los otros pueden ser reemplazados solo cuando se usa soportes de tubos especiales, los cuales permiten a los tubos en U ser llevados aparte de tal manera que se consiga acceso a los tubos que estén dentro del haz.

El interior de los tubos puede ser limpiado solamente con herramientas especiales y en este caso solo cuando la curvatura de los tubos es generosa como para permitirlo. Debido a esto, este tipo de unidades se las encuentra en servicios donde no existe mayor ensuciamiento, o donde la limpieza química es efectiva. La construcción en forma de U es ampliamente usada para aplicaciones de alta presión.

3.- Intercambiadores de Lámina de Tubos Flotante.- Estas unidades tienen tubos rectos asegurados en sus dos extremos en láminas de tubos. Una de las láminas es libre de moverse, de ese modo ofrece solución a la expansión térmica diferencial entre el haz de tubos y el casco. El haz de tubos puede ser extraído para inspección, reemplazo y limpieza externa de los tubos. Así mismo, los cabezales del lado de los tubos, canales de cubierta, etc., son accesibles para el mantenimiento y reemplazo, y los tubos pueden ser limpiados internamente.

Los tipos básicos en este diseño son:

a.- Caja de Relleno empaçada exteriormente. (Outside-Packed Stuffing Box).- En este intercambiador, el fluido que va por el lado del casco es sellado por anillos de empaque comprimido en una caja de relleno por un anillo seguidor de empaque. El empaque permite a la lámina de tubos flotante moverse hacia atrás o hacia adelante. Desde que la caja de relleno tiene contacto solo con el fluido del lado del casco, éste y el fluido que circula por los tubos no se mezclan, las filtraciones ocurrirán a través del empaque. El número de pasos por los tubos está limitado solo por el número de tubos en el haz. Ya que el límite exterior de los tubos se acerca al borde de la lámina de tubos flotante, la luz entre los tubos



más externos y el casco está dada por el grosor del borde.

Son usados para servicios en el lado del casco por encima de los 600 psig y 600°F, pero no son aplicables cuando las filtraciones del fluido en el casco hacia el exterior no pueden ser toleradas.

b.- Anillo-Linterna Empacado Exteriormente. (Outside Packed Lantern Ring).- Aquí los fluidos del casco y de los tubos están cada cual, sellados por anillos de empaque separados por un anillo linterna con agujeros de goteo, de tal manera que las filtraciones a través de cualquier empaque vayan al exterior. El ancho de la lámina de tubos debe ser suficiente para abarcar los dos empaques, el anillo linterna y permitir la expansión térmica diferencial. Una pequeña faldita o borde es acoplada a veces a la lámina flotante para proveer así una superficie de soporte para los empaques y el anillo linterna. Ya que no puede haber partición de paso en el extremo flotante, el número de pasos por los tubos está limitado a uno o dos. Ligeramente mayor que la requerida para las unidades de tubos en U, la luz entre los tu bos del exterior y el interior del casco debe prevenir la distorsión de los agujeros de los tubos durante el enrollamiento cerca del borde exterior de la lámina de

tubos. Estas unidades están generalmente limitadas a 150 psi y 500<sup>o</sup>F. Esta construcción no puede ser usada cuando la filtración de cualquier fluido al exterior no es aceptable, o cuando la mezcla de ambos fluidos no puede ser tolerada.

c.- Haz Estirado. (Pull Through Bundle).- Este tipo de intercambiador tiene una cabeza separada empernada directamente a la lámina de tubos flotante. Ambos, la lámina de tubos y la cabeza ensamblada son lo suficientemente pequeños como para deslizarse por el casco, y el haz de tubos puede ser extraído sin romper ninguna unión en el extremo flotante. Aunque este rasgo puede reducir el mantenimiento en los tubos en su exterior y en el casco, al mismo tiempo aumenta el mantenimiento en los tubos. Los requerimientos de luz (la mayor de todos los tipos de intercambiadores) entre los tubos externos y el interior del casco debe ser suficiente como para permitir la unión en la lámina flotante.

El número de pasos por los tubos está limitado solamente por el número de estos. Con un número de pasos impar, una conexión debe extenderse de la cabeza flotante a través de la cubierta del casco. La provisión para la expansión térmica diferencial y para la extracción del haz de tubos debe ser hecha por métodos tales como

uniones empacadas o fuelles internos. Debido a que este tipo de intercambiadores requiere una unión entre la lámina flotante y su cabeza las aplicaciones están restringidas usualmente a servicios donde las nunca visibles fallas de la unión no sean intolerables.

d.- Anillo de Respaldo con Hendidura Interna. (Inside S/ Split Backing-Ring).- En este diseño la cobertura flotante está asegurada contra la lámina flotante de tubos, empernándola a un fuerte y bien asegurado anillo de respaldo con hendiduras. Este recinto ubicado más allá del final del casco está rodeado por una cobertura de casco de diámetro mayor. Esta última, el anillo de respaldo y la cobertura de la cabeza flotante deben ser extraídos para que el haz de tubos se desplace por el casco. La luz entre los tubos exteriores y el interior del casco (que es más o menos la misma que la de las unidades de caja de relleno) se aproxima al borde de la junta en el lado flotante. Esta construcción tiene las mismas limitaciones que la anterior en lo que se refiere al número de pasos pero es más recomendable o apropiante para altas presiones o temperaturas en el lado del casco. Son ampliamente usados en las refinerías de petróleo.

En la página siguiente se presenta un cuadro en

el cual aparecen los detalles de diseño fundamentales de cada uno de los tipos de intercambiadores descritos.

Selección.- Con todo lo expuesto anteriormente se tiene una base más o menos sólida como para realizar la selección del tipo de equipo a usar en esta primera sección.

Procedamos pues a realizar la selección del tipo de intercambiador que se va a usar, discutiendo previamente los factores que están en juego para la selección. Dichos factores son:

a.- El kerosene de 42<sup>o</sup>API que es usado como medio absorbente de los hidrocarburos livianos, tiene que realizar largos recorridos a través de tuberías hasta las plantas de absorción. Estos recorridos llegan a veces hasta sesenta kilómetros (ida y vuelta). Este hecho nos hace pensar que es muy probable que el kerosene o aceite de absorción no será una sustancia limpia, sino que estará sometida a un continuo ensuciamiento con partículas extrañas que proceden de todo el sistema. Esto significa que nuestro sistema de intercambio de calor tendrá que ser sometido regularmente a operaciones de mantenimiento y limpieza a fin de conservar un buen coeficiente de transferencia. La limpieza tendrá que realizarse tanto en el lado interior de los tubos como en el exterior de los mismos. Será pues necesario que de al-

guna forma el haz de tubos pueda ser removido para su limpieza exterior.

Este solo factor elimina ya de nuestras posibilidades el diseño de lámina de tubos fija (L en la nomenclatura oficial que aparece en la tabla de la página siguiente). Será necesario un diseño con haz de tubos removibles. Quedan entonces aptos los diseños de cabeza flotante.

b.- Consideremos ahora la naturaleza de los fluidos que estamos manejando. Una de las principales normas de seguridad en la industria del petróleo es la referente a la previsión de incendios. A fin de que estos no se produzcan se debe evitar en lo posible escapes o filtraciones de los fluidos en proceso hacia el exterior dada su naturaleza inflamable.

Las filtraciones al exterior son indeseables en una instalación de este tipo y su eliminación juega un papel determinante en el diseño.

Debemos entonces seleccionar un equipo que ofrezca un buen margen de seguridad en este aspecto, aún a expensas de una inversión relativamente mayor.

Dentro de los tipos disponibles, los diseños de tipo S (split ring) y T (pull-through bundle) son los que mayor seguridad ofrecen al respecto aún cuando sean los

DETALLES DE DISEÑO DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS

TIPO DE DISEÑO	LÁMINA DE TUBOS FIJA	TUBO EN U	ANILLO LINTERNA EMPA.	ANILLO DE RESPALDO	CAJA DE RE-LLENO EMPA.	HAZ ESTIRADO
TEMA. (TIPO DE CABEZAL POSTERIOR)	L, M o N	U	W	S	P	T
COSTO RELATIVO	2	1	3	5	4	5
PROVISIÓN PARA EXPANSIÓN	UNIÓN DE Ex. EN EL CASCO	TUBOS INDIV. CON LIBERTAD	CABEZA FLO-TANTE	CABEZA FLO-TANTE	CABEZA FLO-TANTE	CABEZA FLO-TANTE
HAZ DE TUBOS REMOVIBLE	No	SI	SI	SI	SI	SI
REEMPLAZO DEL HAZ POSIBLE	No	SI	SI	SI	SI	SI
TUBOS INDIVIDUALES REEMPLAZABLES	SI	SOLO LOS DE FILAS EXTER.	SI	SI	SI	SI
LIMPIEZA QUÍMICA EXTERIOR E INTERIOR	SI	SI	SI	SI	SI	SI
LIMPIEZA INTERNA DE TUBOS MECÁNICAMENTE	SI	HERRAMIENTAS ESPECIALES	SI	SI	SI	SI
LIMPIEZA MECÁNICA EXTERIOR: PASO TRIANGULAR	No	No	No	No	No	No
IDEM: PASO CUADRADO	No	SI	SI	SI	SI	SI
LIMPIEZA HIDRÁULICA TIPO JET-INTERIOR TUBOS	SI	HERRAMIENTA ESPECIAL	SI	SI	SI	SI
IDEM: EXTERIOR DE TUBOS	No	SI	SI	SI	SI	SI
DOBLE LÁMINA DE TUBOS PRACTICABLE	SI	SI	No	No	SI	No
NÚMERO DE PASOS POR LOS TUBOS	SIN LIMITACIÓN PRÁC.	CUALQUIER NÚMERO POSI.	LIMITADO A 1 ó 2 PASOS	SIN LIMITACIÓN PRÁC.	SIN LIMITACIÓN PRÁC.	SIN LIMITACIÓN PRÁC.
JUNTURAS INTERNAS ELIMINADAS (GASKETS)	SI	SI	SI	No	SI	No

de mayor costo.

c.- Mientras mayor sea el área por unidad, menor será el número de unidades que se requieran y por lo tanto el costo inicial será menor. De los dos diseños elegidos (S y T), el de tipo T posee menor número de tubos (y por lo tanto menor área) para un mismo diámetro de casco. Por este motivo, y ya que todas las demás características son iguales, debemos inclinarnos por el diseño de tipo S (split-ring) como el más apropiado para el caso presente.

Resumiendo, nuestro tipo de unidad elegido presenta las siguientes características:

- Facilidad para la limpieza de los tubos y del casco.
- Todas sus partes son reemplazables.
- Evita filtraciones al exterior.
- Prevee la expansión térmica diferencial.

Es adaptable a cualquier otro servicio en la refinería.

- Su costo inicial más alto se justifica debido a la seguridad que garantiza.
- Su vida útil es relativamente mayor que los diseños de lámina de tubos fija.

#### 4.2.- COSTOS DE LOS EQUIPOS

En la sección anterior hemos podido apreciar que existe una gran variedad de diseños de equipos de intercambio de calor. Debido a ello, los costos de intercambiadores varían grandemente según los detalles especiales que pueda tener un diseño dado.

En realidad cuando el usuario desee adquirir un tipo especial de diseño debe, en última instancia, ir donde el fabricante y acordar con éste un precio que reflejará los numerosos detalles variables tanto del diseño como de las condiciones presentes del mercado.

Para los propósitos del presente trabajo, se han tomado los datos presentados por Frank L. Rubin, en la revista Chemical Engineering de Mayo de 1953; debidamente actualizados mediante el uso de los índices de costos para equipos de Marshall y Stevens. Los costos que se mostrarán incluyen solamente el costo inicial en los Estados Unidos y no tienen en cuenta los costos de instalación ni los fletes por transporte.

Al considerar los costos del equipo debemos tener en mente varios factores. Así, dos unidades que compiten en el mercado no siempre se venden al mismo precio. Los fabricantes que tienen cierta reputación y que ofrecen garantías mecánicas o de proceso, a menudo cargan más sus pro



ductos que los competidores que no ofrecen esas garantías. Las facilidades de venta y los procedimientos varían tanto, que cierto fabricante puede ser directamente competitivo para un diseño particular y un amplio rango de tamaños y materiales. Fuera de este rango sus costos pueden ser no comparables.

Dos intercambiadores con idénticas superficies no necesariamente producirán la misma cantidad de calor transferido en un servicio dado. Los detalles de diseño interno son de vital importancia. No todos los fabricantes tienen la experiencia ingenieril y el "know how" para producir una máxima transferencia.

Los precios de venta de los intercambiadores están determinados por los costos de materiales, cargas de fabricación y la utilidad de los fabricantes. Los precios no son una función del servicio del intercambiador, pero mas bien están basados sobre el tipo de construcción.

En lo que atañe a los costos de instalación, se puede decir que un intercambiador de casco y tubos generalmente tiene un costo de instalación mínimo desde que se necesita solamente conectar tuberías a las dos entradas y a las dos salidas y empernar las bases o soportes a pedestales.

Aquí podríamos hacer mención también al tamaño y

peso. Estos son de poca importancia en el diseño de plantas nuevas. Sin embargo, en plantas ya existentes, el espacio disponible y las facilidades de carga y soporte pueden estar limitadas. En unidades móviles, particularmente aéreas, el tamaño y el peso son de mayor significación. Los fletes y las cargas de instalación son función del peso y del tamaño.

#### Costos de Intercambiadores de Cabeza Flotante. (Split-ring)

Como ya vimos anteriormente, en este tipo de diseño el extremo flotante puede moverse independientemente del casco. Un anillo de soporte con hendidura, piezas de conexión y pernos sostienen la cubierta a la lámina de tubos. Los costos y pesos de intercambiadores de este tipo, con todas sus partes de acero o con tubos de bronce, se muestran en las curvas que siguen.

Las dimensiones de diseño, pesos y superficies también se muestran en tablas aparte. Las curvas de costos representan valores promedios de varios fabricantes. Deberá notarse que los competidores generalmente no tienen costos graficables en curvas paralelas. En lugar de esto se encuentra que ciertos fabricantes pueden vender intercambiadores pequeños a precios por debajo de las curvas, mientras que sus unidades mayores son más caras. En cambio sus com-

pectidores pueden vender solamente las unidades grandes a precios más bajos, mientras que las pequeñas tienen precios por sobre el promedio. Los estándares de construcción y las prácticas de cálculo difieren. Como resultado, las diferencias de precio entre los intercambiadores de 150 libras y los de 300 libras pueden ser mayor o menor que el factor promedio de 1.12.

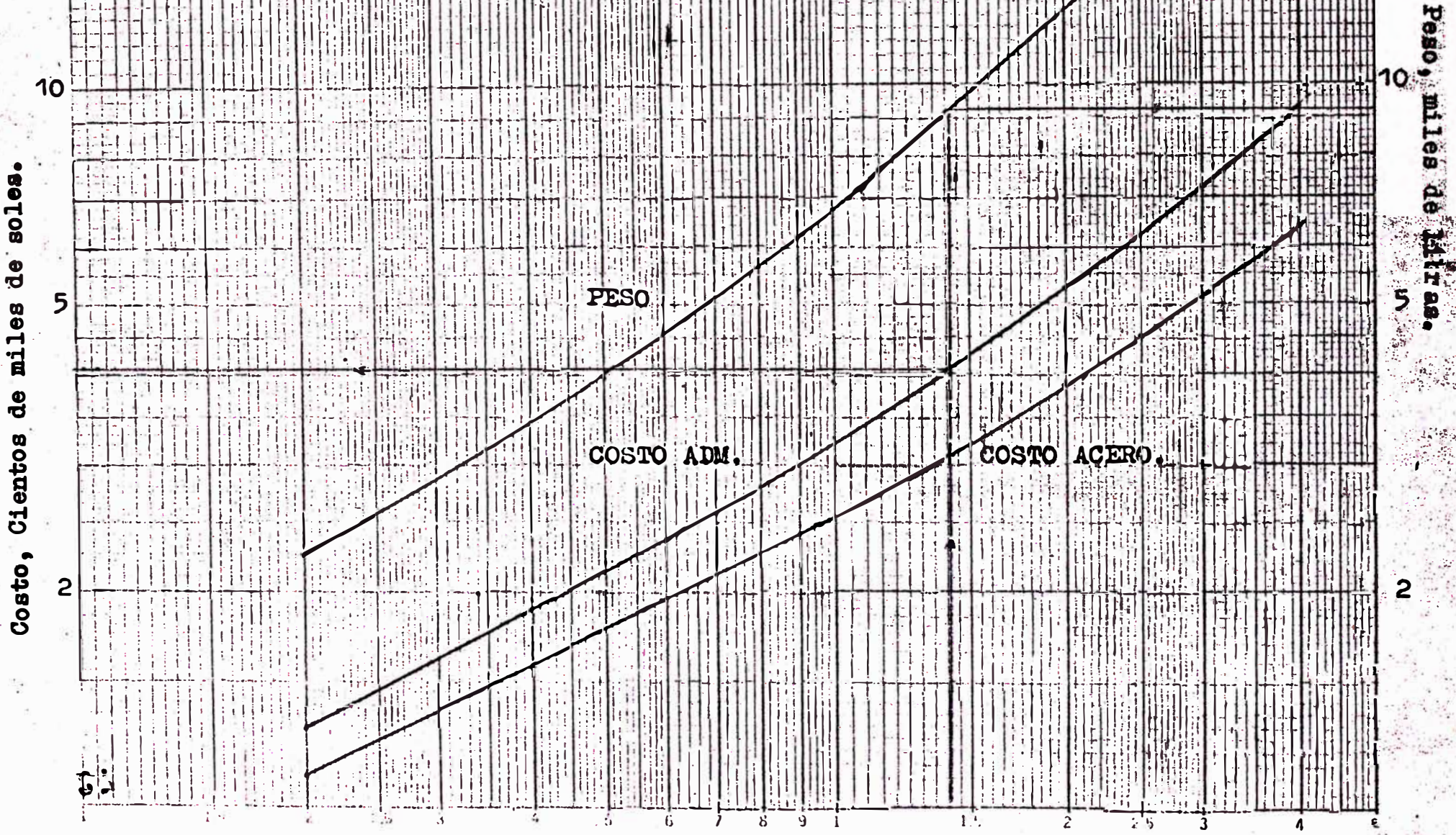
Debe notarse que estos costos son para intercambiadores que cumplen con los estándares de la Clase R de TEMA. Sin embargo, los requerimientos de ciertas compañías para detalles especiales como un canal de bronce, asignación extra por corrosión, etc., pueden incrementar los costos en un veinte o treinta por ciento. En las páginas siguientes aparecen las gráficas y tablas correspondientes.

#### 4.3.- DISEÑO PRELIMINAR

Hasta este momento toda la discusión ha estado centrada en la descripción de los equipos de intercambio de calor, la selección del tipo de unidades que vamos a emplear y el establecimiento del costo de las mismas.

Iniciamos ahora la discusión acerca de las operaciones de transferencia de calor propiamente dichas. En esta sección realizaremos cálculos preliminares que servirán de base para que en las secciones que siguen se establezca

Costos de Intercambiadores de Calor.



Costo, Cientos de miles de soles.

Peso, miles de libras.

Superficie de transferencia por casco, cientos de pie<sup>2</sup>

NUMERO DE TUBOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR.

PASO TRIANGULAR:

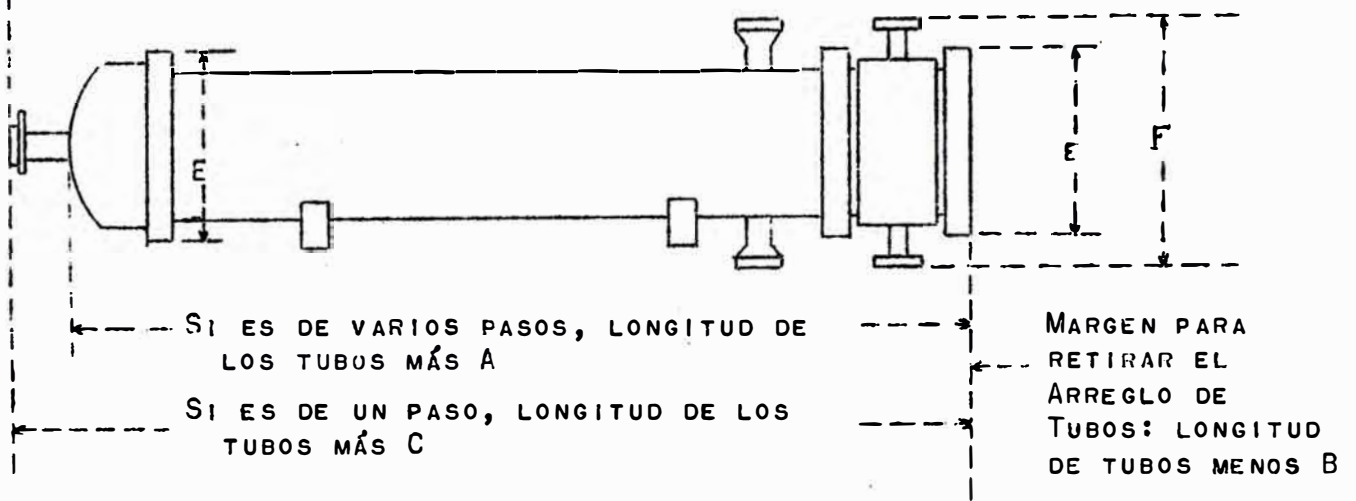
D	TUBOS 3/4"-15/16" PASO				3/4" D.E. 1" PASO				1" D.E. 1 1/4" PASO				1 1/4" D.E. 1 9/16" PASO			
	1-P	2-P	4-P	6-P	1-P	2-P	4-P	6-P	1-P	2-P	4-P	6-P	1-P	2-P	4-P	6-P
8	36	32	26	24	37	30	24	24	21	16	16	14				
10	62	56	47	42	61	52	40	36	32	32	26	24	20	18	14	
12	109	98	86	82	92	82	76	74	55	52	48	46	32	30	26	22
14	127	114	96	90	109	106	86	82	68	66	58	54	38	36	32	28
16	170	160	140	136	151	138	122	118	91	86	80	74	54	51	45	42
18	239	224	194	188	203	196	178	172	131	118	106	104	69	66	62	58
20	301	282	252	244	262	250	226	216	163	152	140	136	95	91	86	78
22	361	342	314	306	316	302	278	272	199	188	170	164	117	112	105	101
24	442	420	386	378	384	376	352	342	241	232	212	212	140	136	130	123
26	532	506	468	446	470	452	422	394	294	282	256	252	170	164	155	150
28	637	602	550	536	559	534	488	474	349	334	302	296	202	196	185	179
30	721	692	640	620	630	604	556	538	397	376	338	334	235	228	217	212

PASO CUADRADO:

D	TUBOS 3/4" D.E. 1" PASO				1" D.E. 1 1/4" PASO				1 1/4" D.E. 1 9/16" PASO				1 1/2" D.E. 1 7/8" PASO			
	1-P	2-P	4-P	6-P	1-P	2-P	4-P	6-P	1-P	2-P	4-P	6-P	1-P	2-P	4-P	6-P
8	32	26	20	20	21	16	14									
10	52	52	40	36	32	32	26	24	16	12	10					
12	81	76	68	68	48	45	40	38	30	24	22	16	16	16	12	12
14	97	90	82	76	61	56	52	48	32	30	30	22	22	22	16	16
16	137	124	116	108	81	76	68	68	44	40	37	35	29	29	25	24
18	177	166	158	150	112	112	96	90	56	53	51	48	39	39	34	32
20	224	220	204	192	138	132	128	122	78	73	71	64	50	48	45	43
22	277	270	246	240	177	166	158	152	96	90	86	82	62	60	57	54
24	341	324	308	302	213	208	192	184	127	112	106	102	78	74	70	66
26	413	394	370	356	260	252	238	226	140	135	127	123	94	90	86	84
28	481	460	432	420	300	288	278	268	166	160	151	146	112	108	102	98
30	553	526	480	468	341	326	300	294	193	188	178	174	131	127	120	116

DIMENSIONES DE LAS UNIDADES DE INTERCAMBIO DE CALOR

← H = MARGEN REQUERIDO  
PARA QUITAR LA CUBIERTA.



D	A	B	C	E	F	H
8	20	8	43	11 7/8	24 1/2	10
10	22	9	47	14 1/8	26 1/2	11
12	24	10	49	16 1/8	29	11
14	24	10	50	17 3/8	30 1/2	12
16	27	12	53	19 5/8	33 1/2	12
18	30	14	56	21 7/8	36	13
20	30	14	57	23 3/4	37 1/2	15
22	31	14	58	26	40	15
24	34	18	62	28 1/2	43 1/2	15
27	37	18	66	31 5/8	46 1/2	16
30	37	18	66	34 3/4	49 1/2	17

NOTA: TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN PULGADAS.  
D : DIÁMETRO NOMINAL DEL CASCO DEL INTERCAMBIADOR.

la temperatura intermedia más adecuada y posteriormente se realicen los cálculos definitivos. .

El orden que seguiremos en la presente sección será el siguiente:

- a.- Selección de los tubos y del tipo de arreglo de los mismos.
- b.- Selección de los deflectores.
- c.- Selección del tipo de flujo.
- d.- Cálculo de la temperatura intermedia provisional.
- e.- Cálculo de la diferencia media de temperatura.
- f.- Establecimiento del número de pasos.
- g.- Elección del tamaño de casco provisional.
- h.- Cálculo de la resistencia global a la transferencia de calor.
  - h.1.- Resistencia de la película interior.
  - h.2.- Resistencia de la pared metálica.
  - h.3.- Resistencia de la película exterior.
- i.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.
- j.- Caída de presión en el sistema.
  - j.1.- Caída de presión en el lado de los tubos.
  - j.2.- Caída de presión en el lado del casco.
- k.- Distribución de los flujos.
- l.- Cálculo del área de transferencia necesaria.

Procedemos a continuación al desarrollo de cada uno de los acápites enumerados.

a.- Selección de los Tubos y del Tipo de Arreglo de los mismos

La tubería estándar en equipos de intercambio de calor tiene un diámetro exterior que varía entre 1/4 a 1 1/2 pulgadas y tubos dentro de este rango son usados en la industria en general. En lo que se refiere a la industria del petróleo, anteriormente se usaban tubos de 1/2 - 5/8 de pulgada de diámetro exterior, pero a menudo aparecían atorados y el exterior no podía ser limpiado fácilmente. Por este motivo el uso de tubos de 3/4 - 1" de diámetro es ahora práctica común, excepto los diámetros de 1 1/4" o más que son usados con stocks sucios.

Los diseños con tubos de menor diámetro son más compactos y más económicos que aquellos con tubos de gran diámetro, sin embargo estos últimos pueden ser necesarios cuando la caída de presión disponible en el lado de los tubos es pequeña.

En lo referente al espesor de los tubos el rango es de 12 a 18 BWG. Debido a los métodos más vigorosos de limpieza que son ahora empleados la demanda de tubos gruesos es mayor.



Las longitudes estándares de los tubos son de 8, 10, 12, 16 y 20 pies. Los tubos de 16 pies son ampliamente usados, probablemente porque los intercambiadores de esta longitud son más baratos relativamente. Desde que la inversión por unidad de área de un servicio es menor para intercambiadores largos con diámetros de casco relativamente pequeños, deben observarse mínimas restricciones en cuanto al tamaño.

Dentro del casco los tubos pueden ser agrupados en tres formas: Paso triangular, paso cuadrado y paso cuadrado girado. Las disposiciones triangulares dan lugar a mayores coeficientes en el lado del casco y también proporcionan mayor área en un diámetro de casco dado. Por su parte, las disposiciones cuadradas se usan cuando la limpieza mecánica del exterior de los tubos es necesaria. Algunas veces, disposiciones triangulares ampliamente espaciadas facilitan el lavado.

Ambos arreglos cuadrados ofrecen menores caídas de presión pero también menores coeficientes en el lado del casco que una disposición triangular.

El espaciamiento entre tubos es usualmente 1.25 veces el diámetro del tubo con 1/4" como mínima luz entre los tubos. Los intercambiadores contruidos con menores espaciamientos entre tubos no son accesibles para la limpieza.

Para realizar la selección de la tubería, debemos considerar que los fluidos que vamos a procesar no son muy pesados (en realidad se trata de fluidos livianos) y no contienen grandes suciedades como para producir atoros frecuentemente, y por este mismo motivo las limpiezas que se realicen no requerirán métodos mecánicos muy rigurosos. Por otro lado, debemos pensar en la facilidad de reemplazar esta tubería en caso de ruptura, es decir, la tubería seleccionada debe ser común a la otra usada en las demás instalaciones, siendo más fácilmente ubicada en los stocks de mantenimiento.

Por todo lo expuesto, la tubería de  $3/4$  de pulgada de diámetro exterior y de 18 BWG parece ser la más apropiada para nuestro servicio. En cuanto a la longitud lo más adecuado parece ser tubos de 16' o 20' de largo. En todo caso la dimensión definitiva será fijada posteriormente mediante una justificación económica.

Queda ahora por determinar el tipo de arreglo a usar. Es de hacer notar que la caída de presión disponible para el aceite pobre es de sesenta psi, por lo cual ésta no es factor determinante en la selección del arreglo. Hemos visto que el arreglo triangular es el que ofrece más área y mejor coeficiente de transferencia para un diámetro de casco dado, por lo tanto seleccionamos este tipo de arreglo .

como el más apropiado para nuestro caso. En cuanto al espaciamiento entre los tubos, éste será 1.25 veces el diámetro, o sea:

$$1.25 \times 3/4 = 15/16 \text{ de pulgada.}$$

El espaciamiento de 15/16" es aparente y no debe presentar mayores dificultades en el momento de realizar la limpieza en el exterior de los tubos. Resumiendo, nuestra selección es la siguiente:

- Diámetro exterior de los tubos	3/4"
- Espesor de Pared	18 BWG
- Tipo de arreglo	Paso triangular
- Espaciamiento entre tubos (Paso)	15/16"
- Longitud de los tubos	16 o 20', por determinar.

#### b.- Selección de los Deflectores

El camino que sigue el fluido en el lado del casco depende del tipo y de la disposición de los deflectores. En algunos casos, el modelo de flujo afecta grandemente el desenvolvimiento de un intercambiador, mientras que en otros el modelo es de poca importancia como cuando condensa un vapor o cuando el coeficiente del lado del casco es mucho mayor que el del lado de los tubos.

La mayoría de los deflectores sirven para dos pro

pósitos:

- Para dirigir el fluido del lado del casco por un camino predeterminado y disminuir de este modo la resistencia a la transferencia de calor, y  
Para servir de sostén a los tubos y prevenir la vibración.

Los tres tipos más comunes de deflectores son:

- 1.- Deflectores segmentados.- Imparten un flujo cruzado y transversal a los tubos. Obviamente, los espacios muertos no pueden desaparecer pero las caídas de presión son relativamente bajas con este tipo de deflector. Los cortes del deflector se expresan como un porcentaje del diámetro. Un corte de un 20% es óptimo debido a que da mayor transferencia de calor para una caída de presión dada.
- 2.- Deflectores de Orificio.- Construidos como una tolerancia en los agujeros de las láminas de tubos, el fluido es forzado a seguir por la pared del tubo. Está probado que este tipo es el que más aumenta la eficiencia en la película, pero como desventaja causa una alta caída de presión y produce atoros.
- 3.- Deflectores de flujo espiral.- Este tipo imparte un flujo espiral al fluido, de tal manera que cruce los tubos viajando longitudinalmente, el líquido es dirigido en un flujo circular.

Mientras más cercanos estén los deflectores mayor es la turbulencia y también mayor la transferencia de calor. La caída de presión se incrementa con espaciamientos pequeños pero no en proporción al incremento de velocidad de transferencia. Sin embargo, espacios menores de seis pulgadas son usados raramente debido a la dificultad en la limpieza exterior de los tubos. Las unidades actualmente en uso tienen espaciamientos de 3 a 18".

Para los efectos del presente diseño considero que los deflectores segmentados son los que ofrecen mayores ventajas. Un corte de 20% del diámetro del casco deberá ser usado y el espaciamiento entre ellos será discutido más adelante.

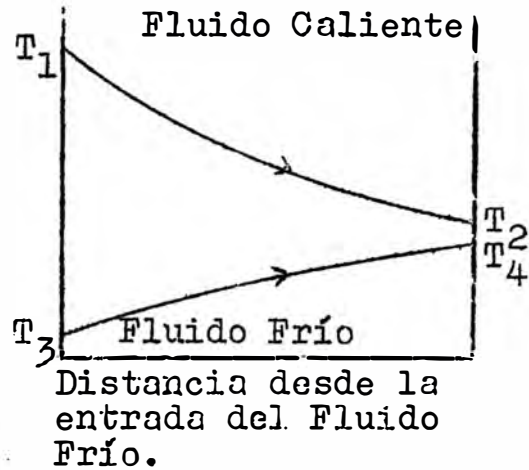
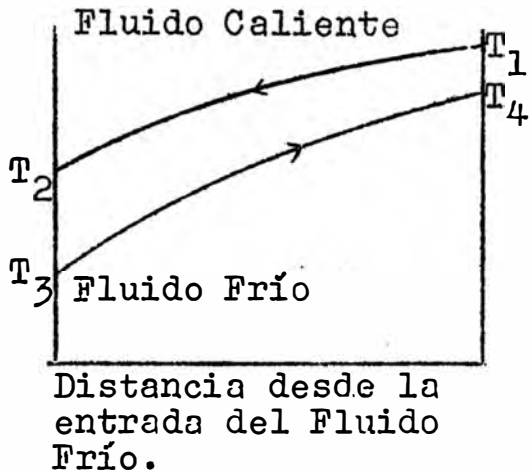
#### c.- Selección del Tipo de Flujo

En un intercambiador de calor por el cual circulan dos fluidos, se pueden obtener dos tipos de flujo:

- Flujo en Contracorriente: Cuando los fluidos entran por extremos distintos y circulan a través de la unidad en sentidos contrarios.
- Flujo en Corrientes Paralelas.- Cuando los fluidos entran por el mismo extremo del cambiador de calor y circulan en el mismo sentido hacia el otro extremo.

Las curvas representativas de estos dos tipos de

flujo se muestran a continuación:



en donde:

- $T_1$ : Temperatura del fluido caliente a la entrada
- $T_2$ : Temperatura del fluido caliente a la salida
- $T_3$ : Temperatura del fluido frío a la entrada
- $T_4$ : Temperatura del fluido frío a la salida.

La dirección relativa de los fluidos afecta el valor de la diferencia media de temperatura. Este es la media logarítmica en cada caso, pero hay una ventaja térmica adicional para el flujo en contracorriente, excepto cuando un fluido es isotérmico: en el flujo en corrientes paralelas, el fluido caliente no puede ser enfriado por debajo de la temperatura de salida del fluido frío. Por lo tanto la habilidad de este tipo de flujo para recuperar calor es li-

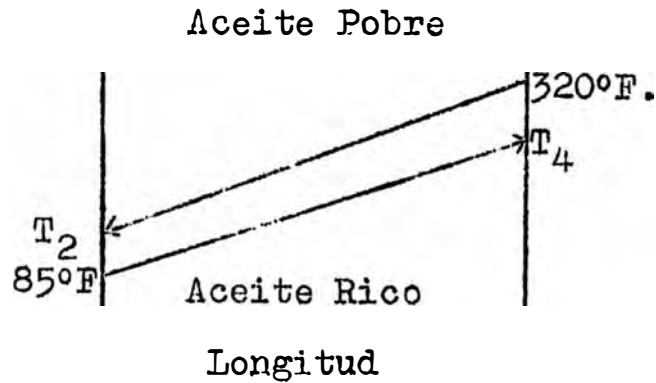
mitada. Sin embargo, hay casos en que el flujo en paralelo trabaja mejor, como cuando se enfría fluidos viscosos, porque se puede obtener un mayor coeficiente de transferencia.

El flujo en paralelo puede también ser preferido cuando existe la posibilidad de que el fluido caliente alcance su temperatura de congelación.

Actualmente nuestro objetivo principal es tratar de recuperar la mayor cantidad posible de calor de la corriente que sale por el fondo. Ya que el flujo en contracorriente es el que más se presta a nuestro deseo, seleccionemos este tipo de flujo para la presente etapa del diseño. Como razones adicionales podemos decir que ambos fluidos tienen baja viscosidad y que nuestro fluido frío deberá calentarse lo más posible y su temperatura de salida debe ser mayor que la temperatura de salida del fluido caliente y esto solo se puede conseguir con el flujo en contracorriente.

#### d.- Cálculo de la Temperatura Intermedia Provisional

En esta sección iniciamos los cálculos matemáticos involucrados en el diseño de la primera sección de nuestro problema. A continuación aparece una gráfica temperatura vs. longitud de lo que ocurre en esta primera sección:



En resumen podemos decir: Un aceite de  $46^{\circ}\text{API}$ , rico en gasolina natural, es calentado desde  $85^{\circ}\text{F}$  hasta una temperatura  $T_4$  utilizando el calor contenido en un aceite de  $42^{\circ}\text{API}$  que a la vez se enfría desde  $320^{\circ}\text{F}$  hasta una temperatura  $T_2$ . Las temperaturas  $T_2$  y  $T_4$  aún no han sido fijadas.

En teoría, la temperatura de salida del aceite rico ( $T_4$ ), podría llegar a ser hasta de  $320^{\circ}\text{F}$ . Para ello se necesitaría un área de transferencia infinita lo cual resulta por tanto irrealizable. Lo que si podemos lograr es que  $T_4$  se acerque a  $320^{\circ}\text{F}$  tanto como sea posible y en la medida en que este acercamiento se justifique económicamente.

Definamos ahora como acercamientos ( $\Delta T$ ), a las diferencias de temperatura en los extremos del intercambiador. Así llamaremos:



$$\Delta T_2 = T_1 - T_4$$

$$\Delta T_1 = T_2 - T_3$$

Si nosotros fijamos uno de los acercamientos, el otro queda también fijado mediante un balance de calor.

En realidad, el valor de los acercamientos varía en un rango muy amplio y para adoptar un valor definitivo se necesita un estudio económico que considere factores tales como el calor ahorrado, costos de operación, inversión, etc. Este estudio económico será realizado en secciones posteriores.

En la presente sección daremos arbitrariamente un valor a uno de los acercamientos y calcularemos las temperaturas de salida resultantes. Estos cálculos servirán de base para la selección del tamaño de unidad más adecuado y luego para el cálculo del acercamiento económicamente más aceptable.

Los datos que tenemos a la mano son:

PROPIEDAD	ACEITE RICO	ACEITE POBRE
Flujo	28,800 Bls/día	24,300 Bls/día.
Densidad	46°API	42°API
Factor de Caracterización	11.60	11.80
Temperatura de entrada	85°F	320°F
Temperatura de Salida	T <sub>4</sub>	T <sub>2</sub>

Fijemos ahora arbitrariamente el valor de  $T_2$ , en  $130^{\circ}\text{F}$ . Mediante un balance de calor encontraremos el valor de  $T_4$ . Esto es lo que procederemos a hacer a continuación. Para una corriente cualquiera que atraviese el cambiador:

$$q = m ( H_b - H_a ) \quad (1)$$

siendo:

$m$  = velocidad de flujo de la corriente, Lbs/Hora

$q$  = flujo de calor que entra en la corriente, BTU/Hora

$H_a, H_b$  = entalpías de la corriente al entrar y salir, respectivamente, BTU/Libra.

La ecuación (1) se puede escribir para cada una de las corrientes que circulan por el intercambiador. Suponiendo que no existen pérdidas de calor a los alrededores la ecuación (1) se puede escribir:

$$q_c = m_c ( H_{cb} - H_{ca} ) \quad (4.2)$$

$$q_f = m_f ( H_{fb} - H_{fa} ) \quad (4.3)$$

en donde:

$q_c$  = calor ganado por el fluido caliente, BTU/Hora

$q_f$  = calor ganado por el fluido frío, BTU/Hora.

Los términos en  $m$  y  $H$  tienen la misma significación anterior y los sub-índices  $c$  y  $f$  se aplican para el fluido caliente y para el fluido frío, respectivamente.

El calor ganado por el fluido frío es igual al calor perdido por el fluido caliente, de forma que:

$$q_f = -q_c \quad (4.4)$$

y de acuerdo con las ecuaciones 4.2 y 4.3 se tendrá:

$$m_c (H_{ca} - H_{cb}) = m_f (H_{fb} - H_{fa}) \quad (4.5)$$

Si suponemos que los calores específicos son constantes, el balance global toma la forma siguiente:

$$m_c C_{pc} (T_1 - T_2) = m_f c_{pf} (T_4 - T_3) \quad (4.6)$$

donde:

$c_{pc}$  = calor específico del fluido caliente BTU/Lb-°F

$c_{pf}$  = calor específico del fluido frío, BTU/Lb-°F

$T_1, T_2, T_3, T_4$ , son las temperaturas indicadas en el gráfico al inicio de esta sección.

Mediante la ecuación (4.6) podemos hallar el valor de  $T_4$  ya que los otros valores pueden ser conocidos. Procedamos a dar valores numéricos a cada uno de los términos:

$$m_c = 24,300 \text{ Bls/día} \cdot \frac{1}{24} \text{ día/Hora} \cdot \frac{42}{1} \text{ gal/Bl} \cdot \frac{1}{7.48}$$

$$\text{pie}^3/\text{gal} \cdot 62.4 \text{ Lbs/pie}^3 \cdot 0.8159$$

$$m_c = 290,000 \text{ Lbs/Hora}.$$

Iguálmente para la corriente fría:

$$m_f = (28,800 \times \frac{1}{24} \times \frac{42}{1} \times \frac{1}{7.48} \times 62.4 \times 0.7979)$$

Lbs/Hora

$$m_f = 335,000 \text{ Lbs/Hora.}$$

En el caso de compuestos puros, los calores específicos están disponibles en forma de tablas. Sin embargo la composición de los líquidos en una refinería, en términos de compuestos puros, se la conoce sólo en muy raras ocasiones. Afortunadamente los calores específicos de los líquidos del petróleo pueden ser correlacionados en base a propiedades físicas que se pueden medir y que comunmente se conocen. Estos datos son razonablemente aproximados y proporcionan un medio conveniente para determinar los calores específicos de los crudos, vapores y cortes varios.

Los calores específicos de líquidos de petróleo de gravedad API variable se muestran en la carta N<sup>o</sup>1, que se parece en la página siguiente. Las gravedades API que se muestran en la carta estén corregidas a 60<sup>o</sup>F. Dado que para una densidad dada, el calor específico aumenta como una función lineal con la temperatura, el calor específico medio puede ser leído en el punto medio o a la temperatura promedio.

Aunque esta carta es aplicable solo a un stock de Mid Continent con un factor de caracterización de 11.8, los calores específicos para líquidos con otros factores de caracterización pueden obtenerse mediante una corrección como se indica en la carta. Todos los calores específicos que se muestran son aplicables a líquidos a la presión atmosférica. Los calores específicos de los líquidos no son mayormente afectados por la presión.

Las temperaturas de la corrientes son:

$$T_1 = 320^{\circ}\text{F}$$

$$T_2 = 130^{\circ}\text{F}$$

$$T_3 = 85^{\circ}\text{F}$$

$$T_4 = \text{aún por fijar.}$$

Procedamos ahora a leer los valores de los calores específicos.

La temperatura media del aceite pobre es de:

$$\text{Temperatura media}_c = \frac{320 + 130}{2} = 225^{\circ}\text{F}$$

Como el factor de caracterización del aceite pobre es de 11.8 no necesitamos corregir el valor leído en las tablas que es:

$$c_{pc} = 0.555 \text{ BTU}/^{\circ}\text{F} - \text{Lb.}$$

Para el caso del aceite rico (Factor de caracterización 11.6), el factor de corrección del valor leído en la carta es de 0.988. Ya que no conocemos la temperatura final del aceite rico, se hace necesario un método de tanteos. Asumimos primero un valor para el calor específico y la temperatura final la obtenemos por un balance de calor. Enseguida acudimos a la gráfica y leemos el calor específico correspondiente al promedio de la temperatura inicial y del valor calculado. Luego se compara con el calor específico asumido.

El cambio de temperatura del aceite pobre es de:

$$\Delta T \text{ aceite pobre} = 320 - 130 = 190^{\circ}\text{F}$$

Teniendo en consideración que las propiedades de ambos aceites son parecidas, el cambio de temperatura del aceite rico será:

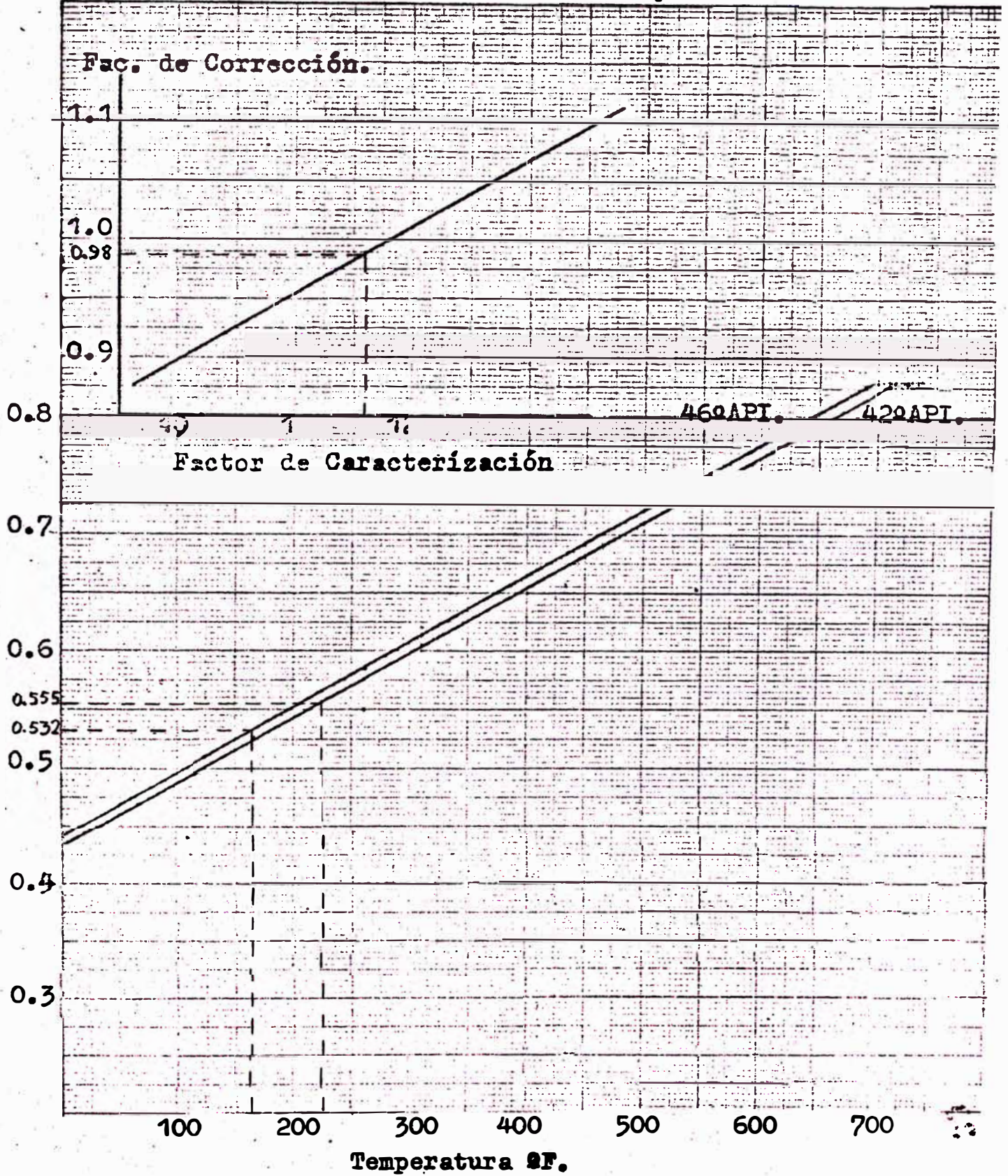
$$\Delta T \text{ aceite rico} = 190 \times \frac{290,000}{335,000} = 165^{\circ}\text{F}$$

La temperatura promedio estimada del aceite rico será:

$$\text{Temperatura media}_f = 85 + \frac{165}{2} = 167.5^{\circ}\text{F}$$

Primer tanteo: Leamos el valor del calor especí-

**CARTA Nº 1 : CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDOS DE PETROLEO.**



(P. Bathod y B. Whiteley: Heat Transfer, pag 40)

fico a  $167.5^{\circ}\text{F}$

Es igual a:

$$c_{pf} = 0.53 \text{ BTU/Lb-}^{\circ}\text{F}$$

apliquemos el factor de corrección:

$$c_{pf} = 0.53 \times 0.988 = 0.524 \text{ BTU/Lb-}^{\circ}\text{F}$$

Realicemos ahora el balance de calor según la ecuación (4.6)

$$290,000 \times 0.555 \times (320 - 130) = 335,000 \times 0.524 \times (T_4 - 85)$$

despejando  $T_4$  se obtiene:

$$T_4 = \frac{290,000 \times 0.555 \times 190}{335,000 \times 0.524} + 85$$

$$T_4 = 259^{\circ}\text{F}$$

Entonces la temperatura promedio del aceite rico sería:

$$\text{Temperatura media}_f = \frac{259 + 85}{2} = 172^{\circ}\text{F}$$

Chequeo: De la carta N<sup>o</sup>1 leemos que el calor específico correspondiente a  $172^{\circ}\text{F}$  es  $0.532 \text{ BTU/Lb-}^{\circ}\text{F}$  que corregido con el factor adecuado resulta igual a  $0.525 \text{ BTU/Lb-}^{\circ}\text{F}$ , que para propósitos prácticos es una buena aproximación al valor asumido de  $0.524 \text{ BTU/Lb-}^{\circ}\text{F}$  y no se requie

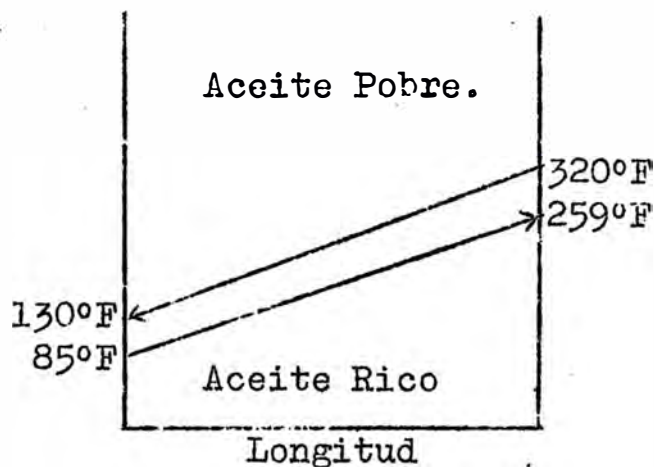


re un nuevo tanteo.

Por lo tanto la temperatura intermedia provisional del aceite rico será:

$$T_4 = 259^{\circ}\text{F}$$

Completando el gráfico L vs T tenemos:



e.- Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura

La base para el cálculo del calor transferido en un intercambiador es la ecuación fundamental de velocidad de transferencia:

$$\frac{dq}{dA} = U \Delta T = U (T_c - T_f) \quad (4.7)$$

donde:

q = velocidad de transferencia de calor en BTU/Hora

A = área de contacto en pie<sup>2</sup>

U = coeficiente global de transferencia de calor

BTU/Hora-°F pie<sup>2</sup>

$T_c$  = temperatura del fluido caliente en un punto dado  
en  $^{\circ}\text{F}$

$T_f$  = temperatura del fluido frío en un punto dado, en  
 $^{\circ}\text{F}$ .

La solución de problemas que envuelven fenómenos de transferencia de calor consisten esencialmente de métodos para la evaluación correcta del coeficiente global  $U$  y de la diferencia media de temperatura  $\Delta T$ . Si las temperaturas del fluido caliente y del fluido frío permanecen constantes a través del cambiador,  $\Delta T$  debería ser simplemente la diferencia entre estas dos temperaturas. Los casos que tienen que ver con la transferencia de calor en equipos comerciales no son tan simples como este, ya que la temperatura del fluido frío aumenta a medida que atraviesa el cambiador mientras que la del fluido caliente disminuye. Esto naturalmente nos mueve a preguntarnos cuál es el valor correcto de  $\Delta T$  que se debe usar en la ecuación (4.7). Debe darse énfasis al hecho que el valor de  $\Delta T$  usado en esta sección debe tener en cuenta todas las variaciones de temperatura en la longitud del aparato.

Para aplicar la ecuación (4.7) a toda el área de un cambiador de calor es preciso integrarla, lo cual puede realizarse fácilmente si se admiten algunas suposiciones con el fin de simplificar. Estas suposiciones son:

- El coeficiente global  $U$  es constante
- Los calores específicos de los fluidos caliente y frío son constantes.
- El intercambio de calor con el ambiente es despreciable.
- El flujo es estacionario y tiene lugar en corrientes paralelas o en contracorriente.

La más dudosa de estas suposiciones es la de constancia del coeficiente global. De hecho el coeficiente varía con las temperaturas de los fluidos, pero este cambio con la temperatura es gradual, de forma que, cuando los intervalos de temperatura son moderados, la suposición de que  $U$  permanece constante no conduce a un error importante.

Con las suposiciones anteriores la ecuación (4.7) se puede integrar dando como resultado:

$$q = U A_t \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} = U A_t \overline{\Delta T}_L \quad (4.8)$$

siendo:

$$\overline{\Delta T}_L = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (4.9)$$

donde  $\Delta T_2$  y  $\Delta T_1$  son los acercamientos en las entradas y salidas del cambiador tal como ya fue anteriormente definido.

$A_t$  es el área total de transferencia y el valor

de  $\overline{\Delta T}_L$  se le conoce como diferencia media logarítmica de temperatura.

Los acercamientos para el caso que nos ocupa son:

$$\Delta T_2 = 320 - 259 = 61^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_1 = 130 - 85 = 45^{\circ}\text{F}$$

La diferencia media logarítmica de temperatura será por tanto:

$$\overline{\Delta T}_L = \frac{61 - 45}{2.303 \log (61/45)} = 52.7^{\circ}\text{F}$$

$$\overline{\Delta T}_L = 52.7^{\circ}\text{F}$$

#### f.- Establecimiento del Número de Pasos

A fin de obtener una alta velocidad, es usualmente necesario distribuir o dirigir el flujo del lado de los tubos de tal manera que vaya por una sección de tubos y regrese por la otra. Se han usado a veces hasta 16 pasos. El mismo efecto es producido en el exterior de los tubos usando deflectores longitudinales. En el pasado, los intercambiadores han sido construidos hasta con seis pasos por el exterior de los tubos. Hoy en día existe la tendencia a utilizar solamente 1 ó 2 pasos debido a dificultades mecáni-

cas, filtraciones y a las dificultades que ocurren un número grande de veces de tubos al momento de limpiar los intercambiadores de varios pasos.

En el caso de cambiadores de paso múltiple el valor correcto de la diferencia media de temperatura se obtiene multiplicando el valor de la diferencia media logarítmica original por un factor de corrección. Para estos efectos, los factores de corrección han sido dados por Bowman, Mueller y Negle y aparecen en la Carta N<sup>o</sup> 2 que se muestra en la página siguiente.

La corrección depende del número de pasos y de las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos. Sin tomar en cuenta la dirección actual del flujo, el factor de corrección se aplica a la diferencia media logarítmica calculada como si tratara de flujo en contracorriente. Los factores de corrección están dados en función de los parámetros R y P definidos a continuación:

$$R = \frac{T_{ca} - T_{cb}}{T_{fb} - T_{fa}} \quad (4.10)$$

$$P = \frac{T_{fb} - T_{fa}}{T_{ca} - T_{fa}} \quad (4.11)$$

donde los subíndices tienen el mismo significado acordado anteriormente.

Queda establecido, pues, que cuando se usen varios pasos, las condiciones del flujo en contracorriente no pueden ser mantenidas y el valor de la diferencia media de temperatura, y por lo tanto el calor total transferido, pueden decrecer aunque se mantengan altas velocidades de flujo en los tubos o en el casco.

Bowman, Mueller y Nagle cuestionan la economía de un cambiador cuyo diseño dé un factor de corrección menor que 0.8 para la  $\bar{\Delta T}_L$  como excepciones, los pasos múltiples son una ventaja en el caso de condensadores de vapor. Calculemos ahora el valor de los parámetros R y P para el caso que nos ocupa:

$$R = \frac{320 - 130.0}{259 - 85} = 1.090$$

$$P = \frac{259 - 85}{320 - 85} = 0.740$$

Yendo a las cartas de la página siguiente vemos que para estos valores el factor de corrección para los casos A, B, y C de la carta, está por debajo de 0.8. Para los casos D y E el factor presenta valores por encima de 0.8 pero son arreglos con 4-6 pasos por el casco y 8-12 ó más por los tubos. Por lo tanto elegimos para esta sección los intercambiadores 1-1, puesto que desde el punto de vis-

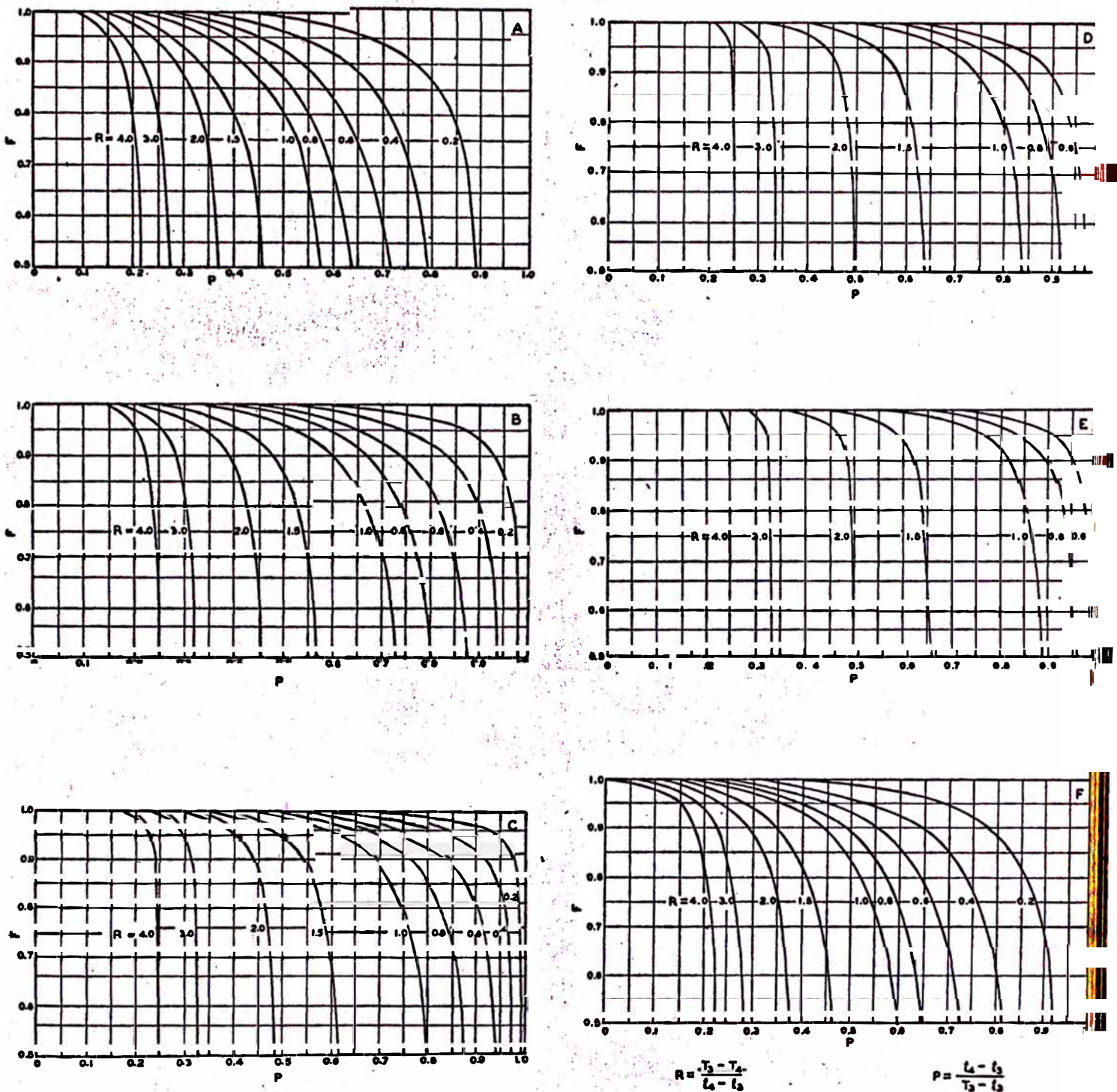


Fig. 2: Correction factors for shell and tube exchangers. (R. A. Bowman, A. C. Mueller and W. M. Nagle, Trans, A.S.M.E., 62, 283, 194) (a) One shell pass and 2, 4 or any multiple of tube passes. (b) Two shell passes and 4, 8 or any multiple of tube passes. (c) Three shell passes and 6, 12 or any multiple of tube passes. (d) Four shell passes, and 8, 16 or any multiple of tube passes. (e) Six shell passes and 12, 24 or any multiple of tube passes. (f) One shell pass and 3, 6 or any multiple of tube passes; majority of tube pass in countercurrent flow

6  
**CARTA Nº2: Factores de Corrección de la IMTD.**

**Factores de corrección para Intercambiadores de Casco y Tubos.**

(R.A. Bowman, A.C.Mueller y W.M.Nagle)

- (a) Un paso por el casco y 2, 4 o un múltiplo de pasos por los tubos.
- (b) Dos pasos por el casco y 4, 8 o un múltiplo de pasos por los tubos.
- (c) Tres pasos por el casco y seis, 12 o más por los tubos.
- (d) Cuatro pasos por el casco y 8, 16 por los tubos.
- (e) Seis pasos por el casco y 12, 24 o más por los tubos.
- (f) Un paso por el casco y 3, 6 o un múltiplo por los tubos.

ta operativo tienen las siguientes ventajas:

Se consigue flujo en contracorriente

Se facilita la limpieza, porque una unidad por vez puede ser removida del sistema y pimpiada sin interrumpir la operación continua o cambiar las condiciones de operación.

- Por la misma razón la reparación de filtraciones es más fácil.
- Haces pequeños de tubos pueden ser removidos y limpiados más fácilmente.
- Grandes unidades de peso múltiple son de gran tamaño y no pueden ser fácilmente instaladas o removidas.

En el caso de condensadores parciales al vacío, el peso de varias unidades del condensador a menudo es de cincuenta toneladas o más. Este gran peso a una altura de más de cuarenta pies es peligroso.

#### g.- Elección del Tamaño de Casco Provisional

Es sabido que cuando el flujo en el interior de los tubos es turbulento, el coeficiente global de transferencia de calor es mayor, de allí que la turbulencia sea deseada.

A fin de tener una base para cálculos posteriores, seleccionaremos aquí el número de tubos máximo que podemos usar y conservar aún el flujo turbulento. Luego iremos a



la Tabla N<sup>o</sup> 1 y seleccionaremos el tamaño de casco adecuado.

Una relación conveniente para este efecto y que asegura un flujo turbulento es:

$$n = \frac{W_i}{2 d_i Z_i} \quad (4.12)$$

donde:

$W_i$  = velocidad de flujo Lbs/hora/1,000

$d_i$  = diámetro interior de los tubos, pulgadas

$Z_i$  = viscosidad del fluido que va por los tubos.

Supongamos que es el aceite rico el que va por los tubos. Los valores son:

$W_i = 335$  (Lbs/Hora)/ 1,000

$Z_i = 0.495$  cp. (de la Carta N<sup>o</sup> 6)

$d_i = 0.652$  pulg. (de la tabla N<sup>o</sup> 10)

Por lo tanto:

$$n = \frac{335}{2 \times 0.495 \times 0.652} = 518 \text{ tubos.}$$

Cualquier número de tubos menor que 518 nos dará un flujo turbulento con un número de Reynolds igual o mayor que 12,600.

Para los efectos de nuestro diseño preliminar, usaremos un casco de 20" de diámetro que, según las especi-

ficaciones de la página 37, tiene 301 tubos.

#### h.- Cálculo de la Resistencia Global a la Transferencia de Calor

En muchos aspectos, la transmisión de calor es análoga al flujo de la electricidad. La cantidad de corriente que pase a través de un circuito en un periodo dado depende de la fuerza electromotriz y de la resistencia del sistema. La ecuación fundamental de la transferencia de calor es:

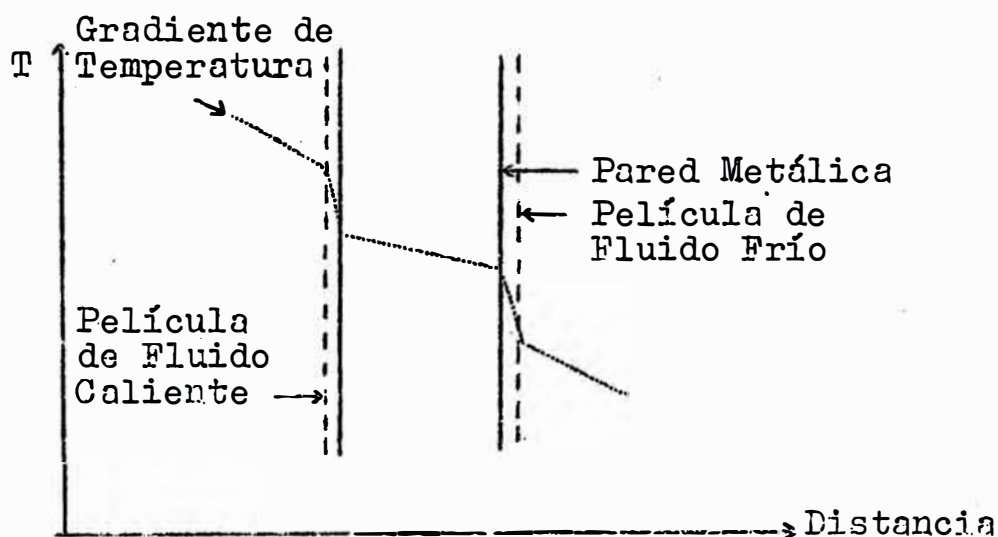
$$q = U A_t \overline{\Delta T}_L \quad (4.8)$$

donde "q" exprese la velocidad de flujo de calor; "U", la conductancia del material por unidad de área; "A" el área de contacto y  $\overline{\Delta T}_L$ , la fuerza directriz que cause el flujo de calor. La recíproca de la conductancia es la resistencia térmica. En cualquier tipo de operación de intercambio de calor, existen varias resistencias en serie que dificultan el flujo del calor y ya que las resistencias son aditivas, la ecuación anterior se transforma en:

$$q = \frac{A_t \overline{\Delta T}_1}{R_1 + R_2 + \dots} \quad (4.13)$$

donde  $R_1, R_2 \dots$  son las resistencias en serie. El caso más

simple de transmisión de calor de un fluido caliente a un fluido frío a través de una pared metálica se muestra en la figura siguiente:



Si los dos fluidos están circulando, la transmisión de calor en el fluido caliente ocurre principalmente por convección. Cerca a la pared metálica sin embargo, el calor encuentra una película de fluido estancada a través de la cual debe fluir por conducción. El gradiente de temperatura para estos trayectos se nota en la figura anterior. Conforme el calor pasa a través de la película de fluido, encuentra una resistencia adicional (usualmente de menor importancia) en la pared metálica. El flujo de calor es restringido posteriormente por la película estacionaria de fluido frío.

En términos simples, los cálculos de transferencia de calor consisten mayormente en la computación de es-

tas resistencias térmicas y de la verdadera diferencia de temperatura que hace que el calor fluya. Las resistencias térmicas de la película estacionaria y del corazón del fluido a un lado de la pared metálica son agrupados en un solo factor para propósitos prácticos y calculados como una sola resistencia. Esta resistencia térmica ofrecida por el fluido depende de propiedades tales como la velocidad, densidad, viscosidad, calor específico y conductividad térmica y también del área de la sección transversal de flujo. La evaluación de estas propiedades físicas en los cálculos de transferencia de calor es a menudo confusa debido al hecho que la velocidad de flujo del fluido puede estar dada en barriles por hora o galones por minuto, mientras que las fórmulas para evaluar las resistencias filmicas requieren velocidades lineales en pies por segundo. Las viscosidades, calores específicos y conductividades térmicas que aparecen en los libros de texto pueden estar tabuladas en unidades métricas y como resultado neto, un proceso global de conversión es necesario para obtener una respuesta.

Cualquier cambio en la temperatura o en la presión pueden causar un cambio en la velocidad o densidad del fluido a lo largo del aparato. Esta dificultad es obviada usando un término llamado velocidad másica que viene a ser el producto de la velocidad del fluido por su densidad.

Sus unidades son libras por hora por pie cuadrado y este término permanece constante en toda la extensión del aparato.

En la página siguiente se ofrece una carta que nos permite calcular la velocidad másica a partir de una serie de unidades para el flujo.

En nuestro caso, el flujo de aceite rico es de 335,000 Lbs/Hora y el número de tubos elegido es de 301. Por lo tanto el flujo por tubo será de:

$$\text{Flujo por Tubo:} = \frac{335,000}{301} = 1,112 \text{ Lbs/Hora Tubo.}$$

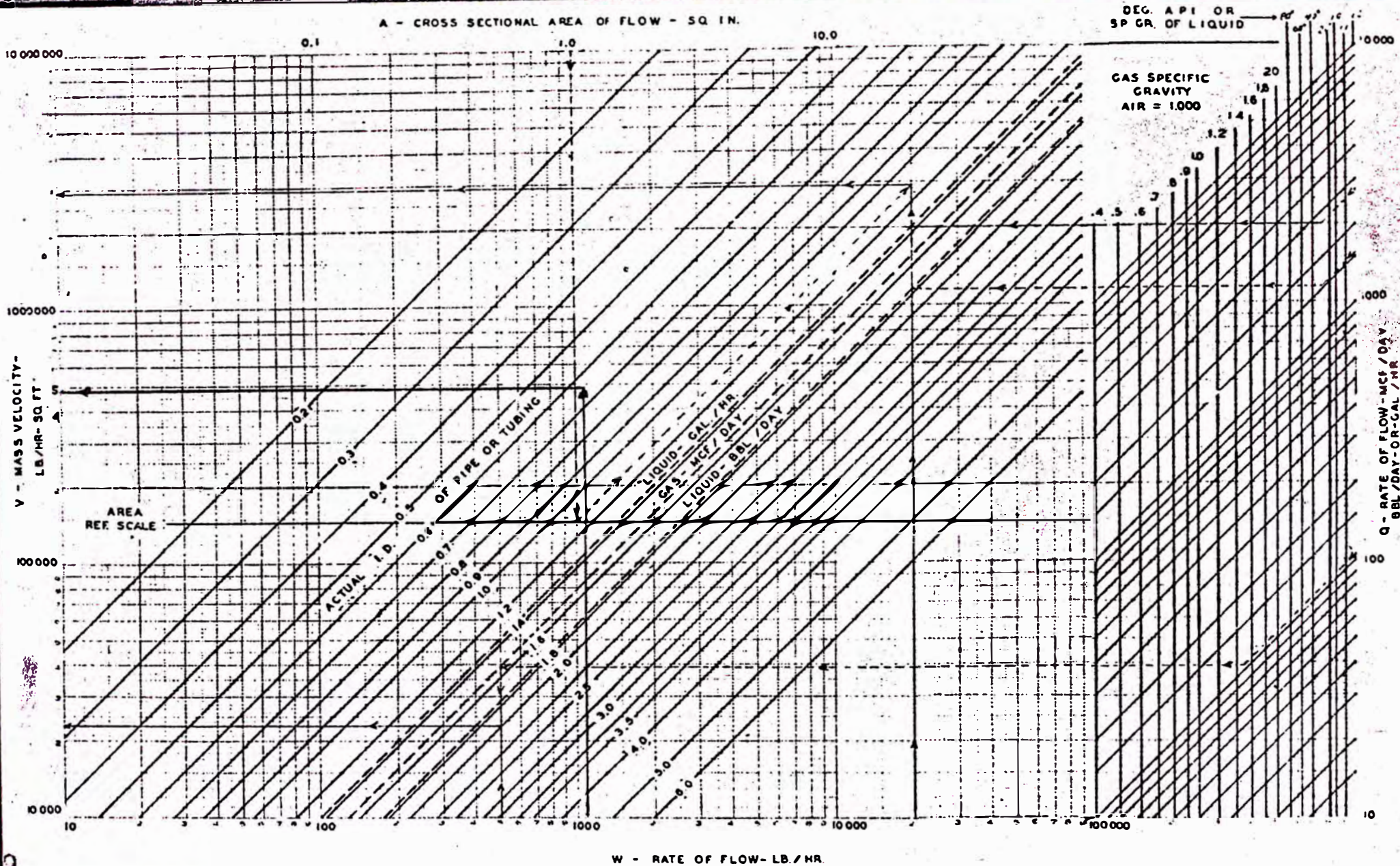
Entrando en la parte inferior de la carta N° 3, en 1,112 Lbs/Hora, subimos verticalmente hasta la diagonal correspondiente a un diámetro interior de 0.652", y de este punto nos movemos hacia la izquierda y leemos la velocidad másica igual a:

$$\text{Velocidad Másica} = 490,000 \text{ Lbs/Hora pie}^2$$

#### h.1.- Resistencia de la Película Interior

La habilidad de un fluido en circulación para transmitir calor, generalmente se computa en términos de un coeficiente fílmico "h", el cual toma en cuenta la acción del cuerpo del fluido y también la de la película estaciona

CARTA N°3: Cálculo de la Velocidad Másica. (Butthod: Heat Transfer, pag 8)



3

1000

ria en la pared metálica. La resistencia térmica "R", es la recíproca del coeficiente de película. En la ecuación fundamental de velocidad

$$q = \frac{A_t \overline{\Delta T}_L}{R_1 + R_2 + R_3 + \dots} \quad (4.13)$$

las resistencias térmicas son computadas separadamente para cada fluido, para la pared metálica y para cualquier escama o ensuciamiento.

Por los principios del análisis dimensional, puede mostrarse que para la convección forzada se cumple:

$$\frac{hD}{K} = \Phi \left( \frac{Du^f}{\mu} \right) \Phi \left( \frac{c \mu}{k} \right) \quad (4.14)$$

en donde:

$h$  = coeficiente de película, BTU/Hr. pie<sup>2</sup> °F

$D$  = diámetro interior del tubo, pulgadas.

$K$  = conductividad térmica, BTU/Hr. pie<sup>2</sup> °F

$u$  = velocidad, pies/segundo

$c$  = calor específico, BTU/Lb °F

$\mu$  = viscosidad, centipoises

$\rho$  = densidad, Lb/pie<sup>3</sup>.

El primer término del lado izquierdo de la ecuación es conocido como el número de Nusselt y las dos expresiones entre paréntesis en el lado derecho son conocidas co

mo el número de Reynolds y el número de Prandtl, respectivamente. La mayor porción de datos experimentales dados en la literatura son presentados en forma gráfica planteando estos tres grupos adimensionales.

Para computer los coeficientes fílmicos para líquidos de petróleo en convección forzada dentro de tuberías se usa comunmente los datos de Morris y Whitman. La expresión matemática para estos datos es:

$$y = \frac{hD/12 K}{\left(\frac{2.42c}{K}\right)^{0.4}} \quad (4.15)$$

Donde todos los términos tienen la misma significación que en la ecuación anterior y el término "y" es una función del número de Reynolds, que debe ser determinada de un ploteo gráfico de los datos de Morris y Whitman. Todas las propiedades físicas del aceite deben ser evaluadas a la temperatura promedio.

Las cartas N° 4 y N° 5, que aparecen en las páginas siguientes pueden ser usadas para evaluar el coeficiente de película de aceites de petróleo. En vez del coeficiente "h" las cartas dan la resistencia térmica (1/h) que pueden ser usadas directamente en la ecuación (4.13).

Para encontrar la resistencia térmica, primero re



colectemos los datos que vamos a necesitar:

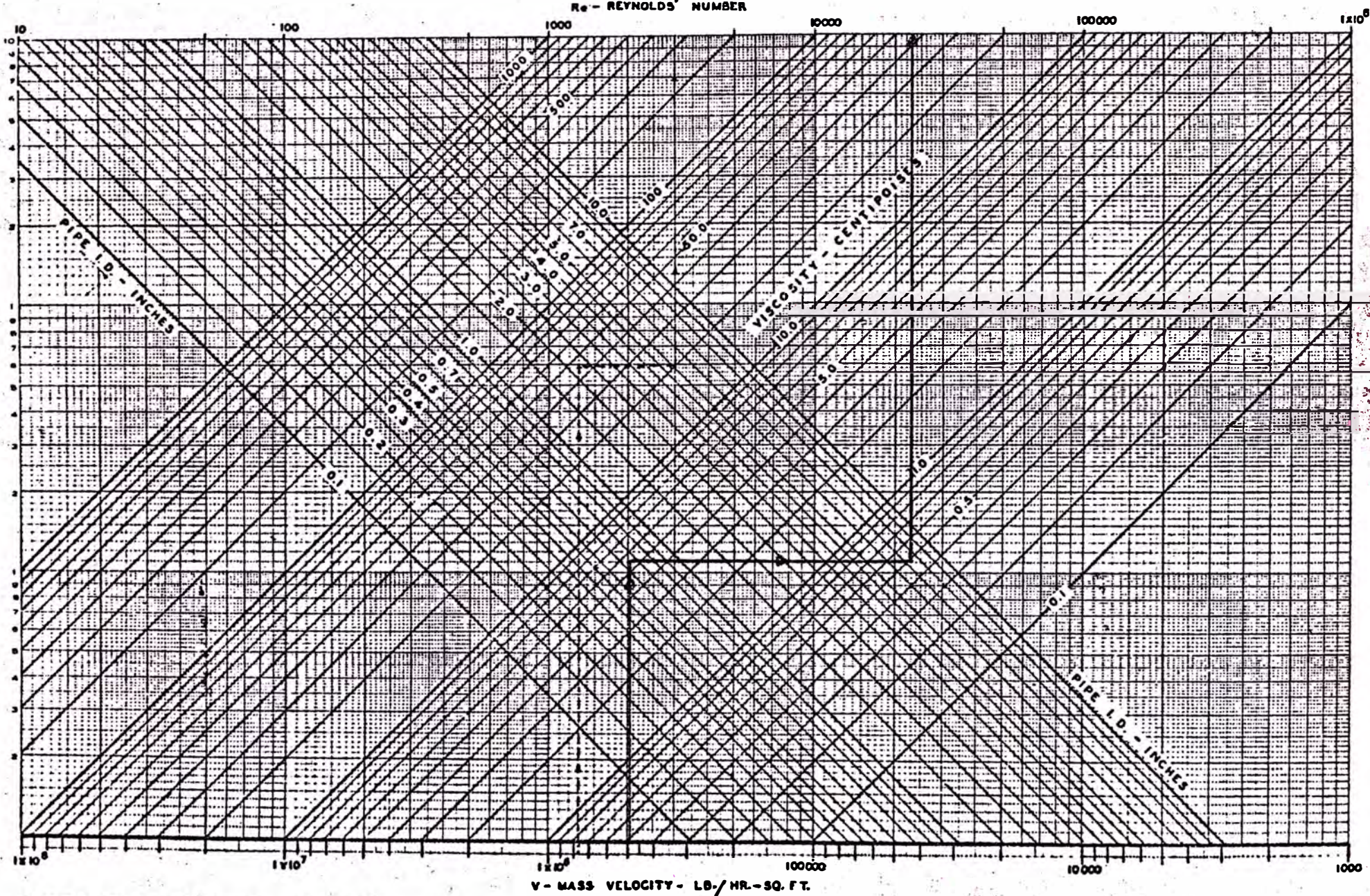
Temperatura promedio del aceite rico:	172°F
- Diámetro interno de la tubería:	0.652 pulg.
- Velocidad másica:	490,000 Lb/Hr.pie <sup>2</sup>
- Viscosidad a 172°F	0.492 cp.(Carta 6)
- Gravedad específica a 172°F	0.752 (Carta 7)

Para determinar el número de Reynolds, entramos a la carta N° 4 con una velocidad másica de 490,000 en el fondo. Verticalmente subimos hasta un punto situado entre las líneas diagonales marcadas 0.6 y 0.7" para el diámetro interno de la tubería (0.652"). De este punto nos movemos a la derecha a otra línea diagonal de pendiente opuesta, que corresponde a la viscosidad de 0.492 cp. y de este punto, verticalmente, a la escala superior, donde leemos el número de Reynolds igual a:

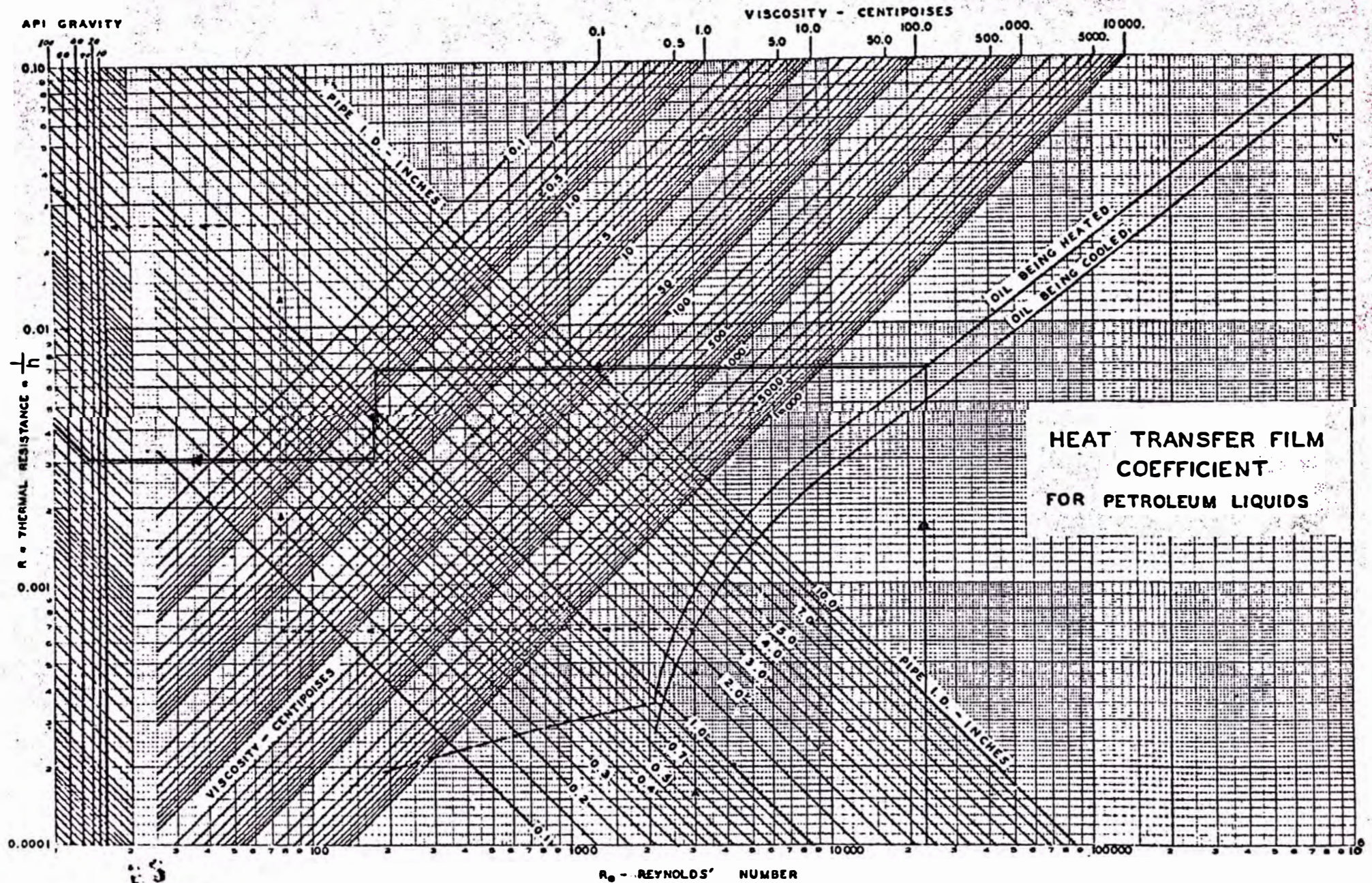
$$Re = 23,000$$

Para la determinación de la resistencia térmica interna, hacemos uso de la carta N° 5.

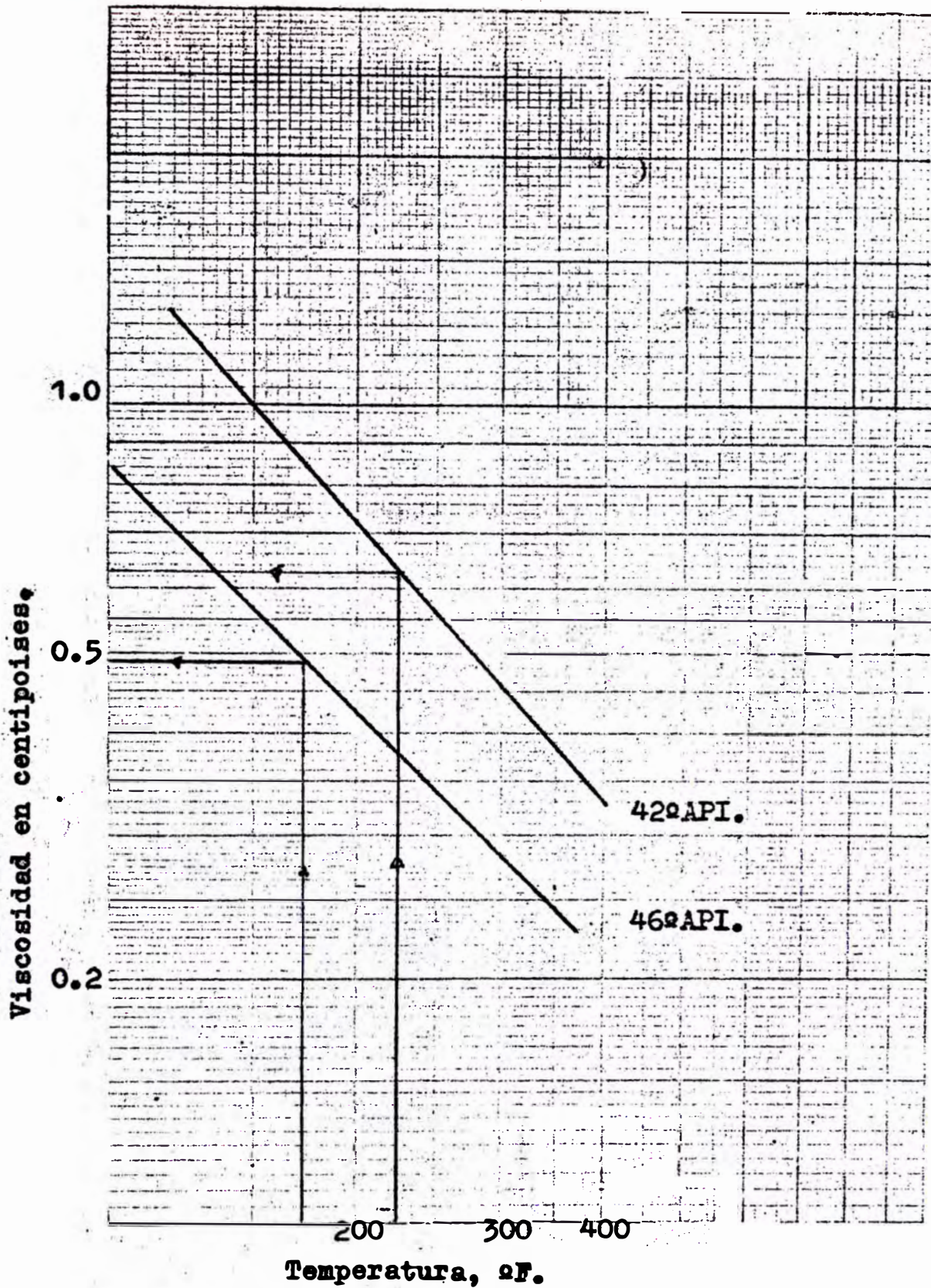
Entramos a la carta por el fondo con un número de Reynolds igual a 23,000 y alcanzamos la línea curva marcada "Aceite calentándose" (Oil being heated). De aquí nos movemos horizontalmente a la izquierda a la línea diagonal de



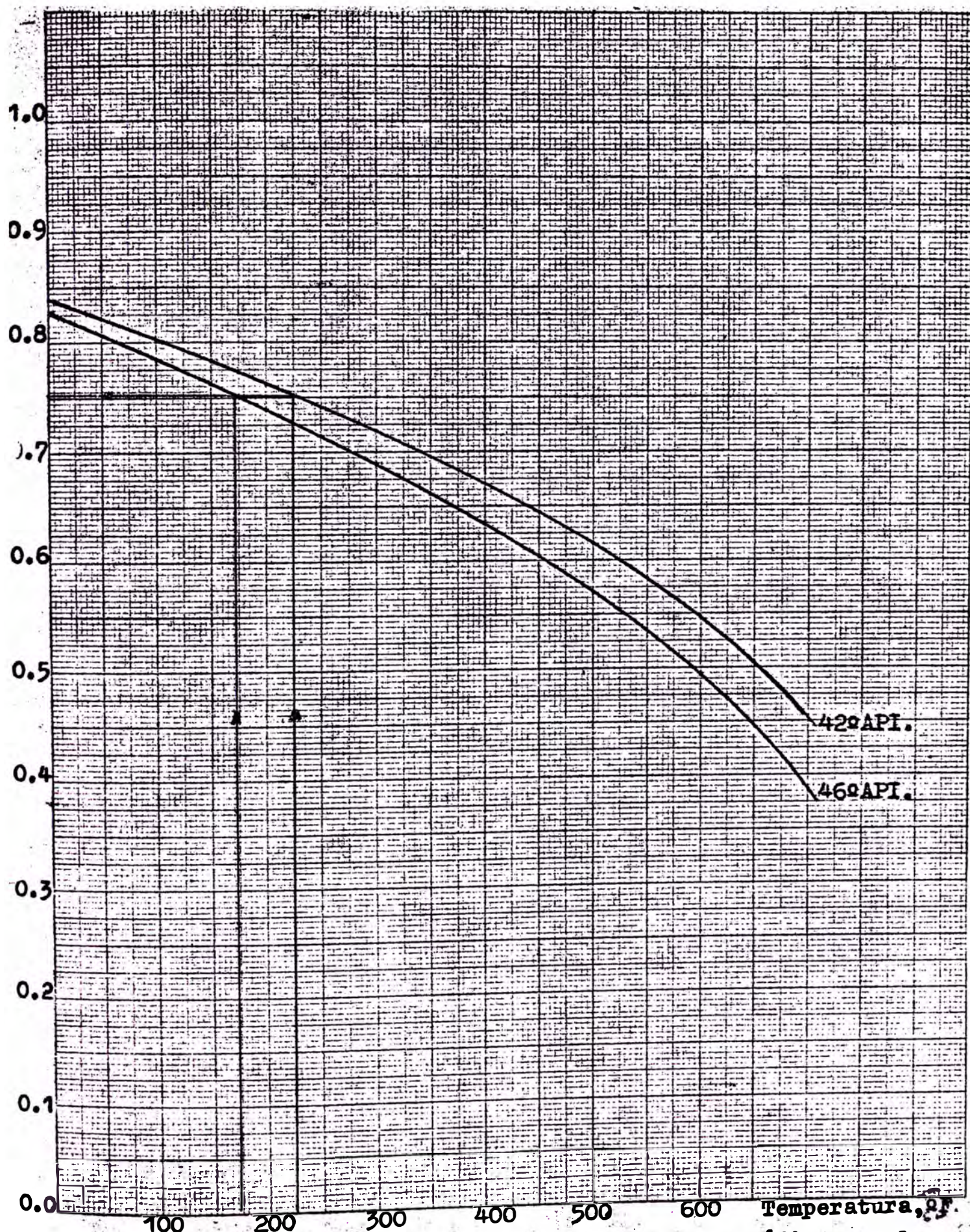
**CARTA N24: Cálculo del Número de Reynolds. (Bathod, Heat Transfer, pag 11)**



CARTA Nº5: Coeficiente Fílmico de Transferencia de Calor para líquidos de Petróleo.



**CARTA Nº6: Variación de la Viscosidad con la Temperatura(Nelson: pag 164)**



CARTA No 2: Variación aproximada de la Gravedad específica con la Temperatura (Nelson: Petroleum Refinery Eng. pag 158)

0.492cp.; luego verticalmente a las líneas de pendiente opuesta marcadas "diámetro interno de tubo" (Pipe ID), al punto donde el diámetro interno es de 0.652".

De este punto vamos hacia la izquierda hasta alcanzar un punto intermedio entre las líneas verticales marcadas API gravity 40°- 60°, e interpolamos para obtener 56° API correspondientes a una gravedad específica de 0.752. En este punto nos movemos hacia arriba a la izquierda y paralelamente a las diagonales existentes y leemos en la escala vertical el valor de  $R_1$  que es:

$$R_1 = 0.0042 \text{ Hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

## h.2.- Resistencia de la Pared Metálica

En la pared metálica el flujo se produce por conducción y depende de la conductividad térmica del metal y de la temperatura.

Como generalmente la conductividad térmica del metal es elevada, la resistencia al flujo de calor será muy pequeña. Por esta razón usaremos un método aproximado al evaluarla.

Para hallar la conductividad térmica tomaremos un punto medio de la pared metálica que tiene un espesor de 0.049". La temperatura será el promedio de las temperatu-

ras promedio de las corrientes de fluidos.

Temperatura promedio del aceite rico:  $172^{\circ}\text{F}$

Temperatura promedio del aceite pobre:  $225^{\circ}\text{F}$

Temperatura promedio de la pared =  $\frac{172 + 225}{2} = 198.5^{\circ}\text{F}$

Ahora, haciendo uso de la carta N<sup>o</sup>8, con una temperatura de  $198.5^{\circ}\text{F}$  hallamos una conductividad térmica de:

$$K = 69 \text{ BTU./Hr.pie } ^{\circ}\text{F}$$

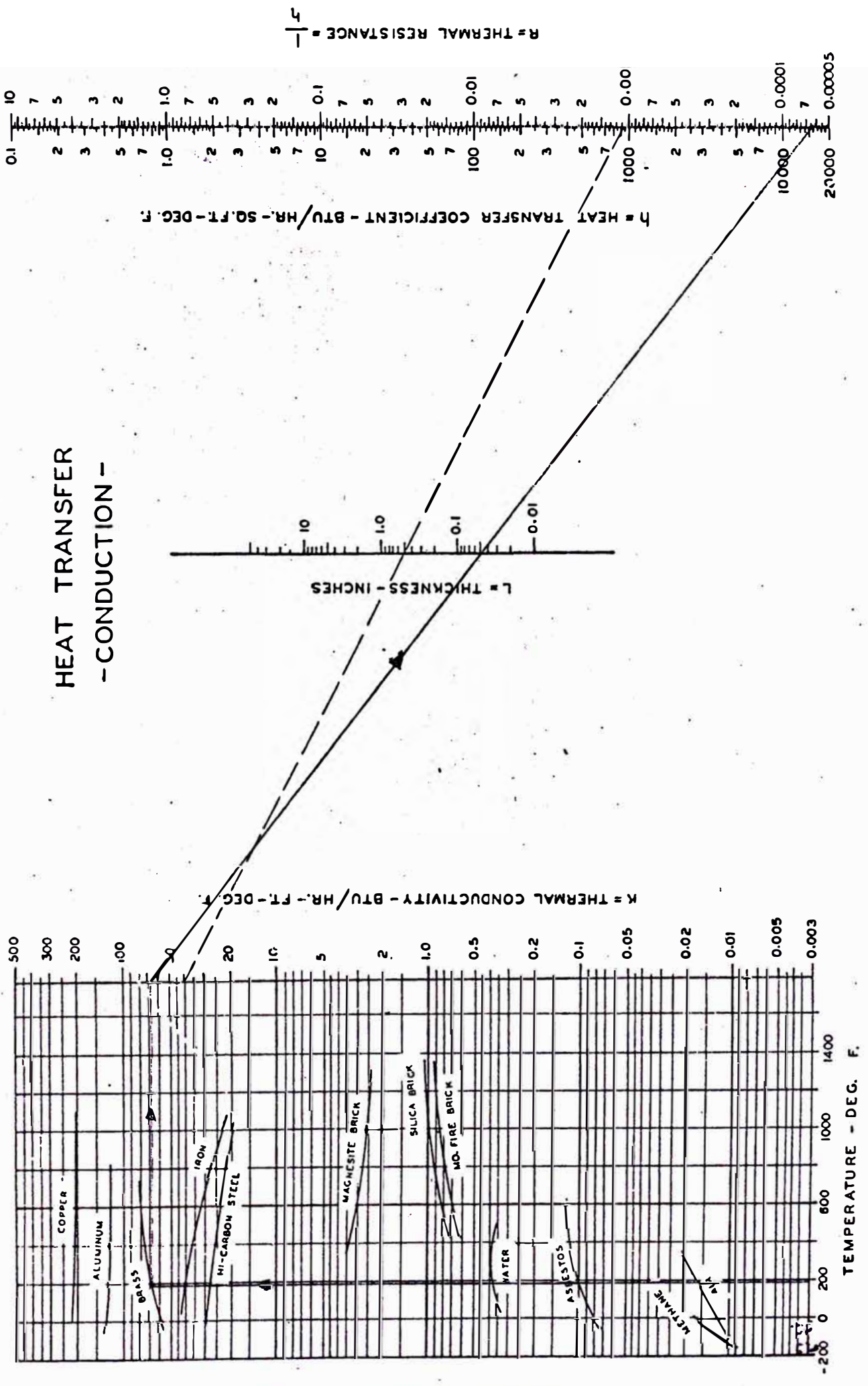
que combinada con un espesor de  $0.049''$ , da una resistencia de:

$$R_2 = 0.000062 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F/BTU.}$$

### h.3.- Resistencia de la Película Exterior

Como ya hemos visto, en los intercambiadores de calor comerciales la resistencia total al flujo de calor consiste de una resistencia de la pared metálica y la resistencia de los fluidos tanto por el lado de los tubos como por el lado del casco.

De estos factores, las resistencias de la pared metálica y del fluido en los tubos puede ser determinado con relativa facilidad, como ya hemos visto. La resistencia del lado del casco, sin embargo, presenta algunos factores complicados, tal como la verdadera evaluación de la ve-





locidad másica que no es simple.

Considerable investigación se ha realizado en este campo y una ecuación del tipo siguiente resulta aceptable:

$$h = \frac{J \cdot c \cdot G}{\left(\frac{c \cdot Z}{K}\right)^{0.667}} \quad (4.16)$$

en donde:

$h$  = coeficiente de película, BTU./Hr.pie<sup>2</sup> °F

$J$  = factor adimensional de la transferencia de calor

$c$  = calor específico del fluido, Btu./Lb.°F

$G$  = velocidad másica en el lado del casco, Lb/Hr.pie<sup>2</sup>

$Z$  = viscosidad, Lb/pie.Hr.

$K$  = conductividad térmica, Btu./Hr.pie. °F

Se ha encontrado que la ecuación mencionada se acerca satisfactoriamente a los datos experimentales en intercambiadores comerciales. Para su aplicación práctica, el factor  $J$  puede ser determinado de un ploteo de datos de prueba que cubren un amplio rango de las instalaciones actuales.

El término de velocidad másica " $G$ " toma en consideración cualquier filtración por los deflectores. Para un casco de un solo paso, la velocidad másica puede ser calcu-

lado de la ecuación siguiente:

$$G = \frac{W}{b (d_s - 1.128 d_t N^{0.5}) + Y d_t N^{1.25}} \quad (4.17)$$

en donde:

$W$  = razón de flujo, Lb/Hr.

$b$  = espaciamiento entre deflectores, pies

$d_s$  = diámetro interno del casco, pies

$d_t$  = diámetro exterior de los tubos, pies

$N$  = número total de tubos en el intercambiador

$Y$  = factor de filtraciones, igual a 0.01

Para un casco de dos pasos, el miembro del lado derecho de la ecuación debe ser multiplicado por un factor de 1.67. La cantidad  $Y$  es un factor de filtración que para instalaciones comerciales es aproximadamente igual a 0.01.

Para facilitar los cálculos del coeficiente de película pueden usarse las cartas N° 9, N° 10 y N° 11. Refiriéndonos a la notación en estas cartas, la velocidad másica para un casco de paso simple es de:

$$G = \frac{W}{A_1 - A_2 + A_3} \quad (4.18)$$

Para el caso de dos pasos, este valor deberá multiplicarse por un factor de 1.67. La cantidad  $Y$  sigue sien

do de 0.01.

Los valores de  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  se leen directamente de las cartas. Para determinar la resistencia térmica o el coeficiente de película en el lado del casco, es necesario conocer la velocidad másica, la viscosidad, el diámetro exterior de los tubos y la densidad del aceite.

Debe notarse que la carta puede ser utilizada para cualquier líquido de petróleo. Si se usa agua en el lado del casco del cambiador, la resistencia térmica aproximada puede obtenerse leyendo  $R$  directamente de la escala superior de la carta N<sup>o</sup> 11 sin tomar en cuenta las líneas diagonales de corrección de densidad. El valor así obtenido debe multiplicarse por 0.393.

Los datos que disponemos para esta parte del problema, suponiendo que el aceite pobre es el que va por el lado del casco, son:

$$W = 290,000 \text{ Lb/Hr.}$$

$$b = 6''$$

$$d = 20''$$

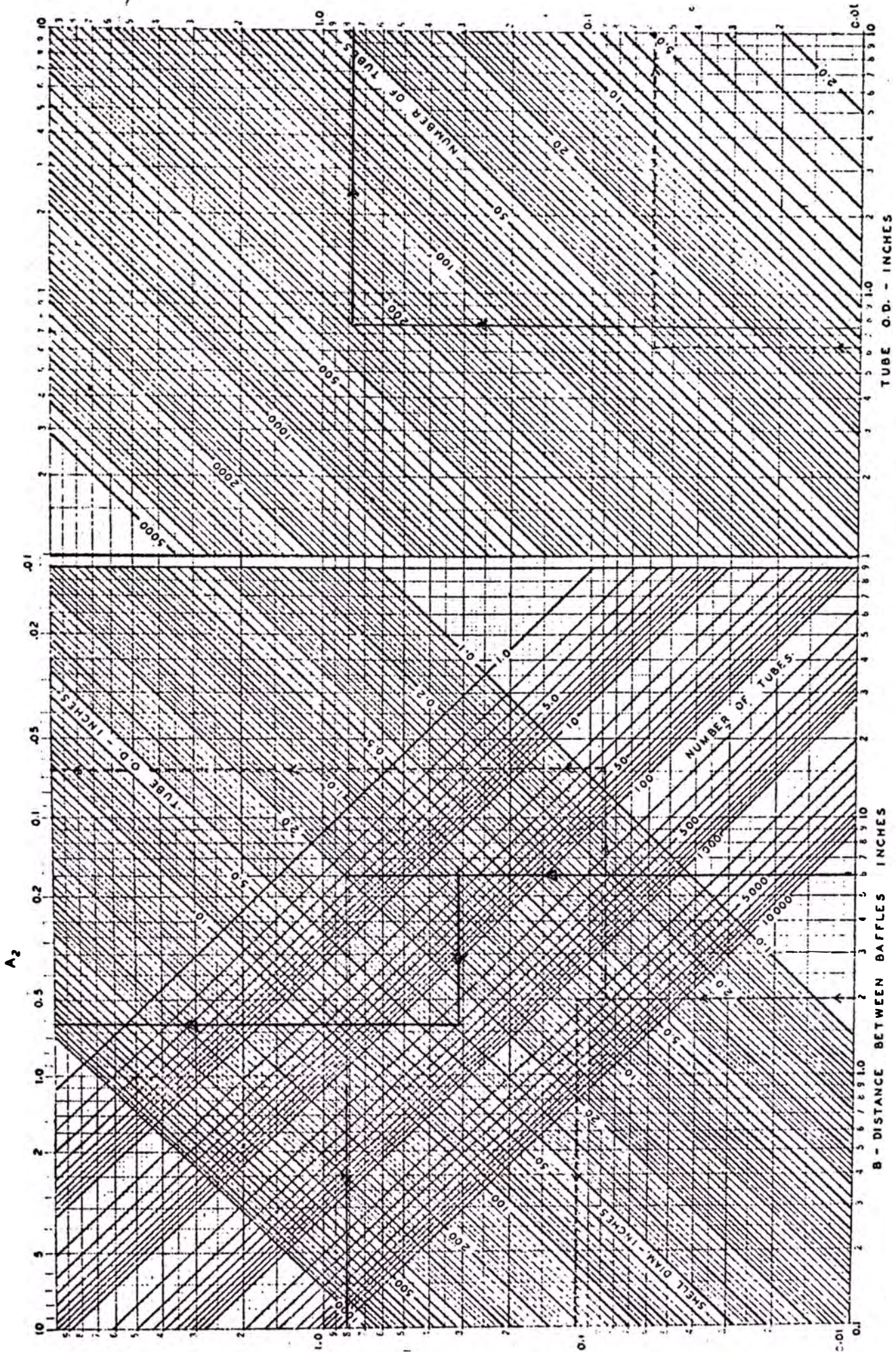
$$d_t = 0.75''$$

$$N = 301 \text{ tubos.}$$

Temperatura promedio  $225^{\circ}\text{F}$

Gravedad específica a esta temperatura: 0.752

Viscosidad a esta temperatura: 0.630cp.

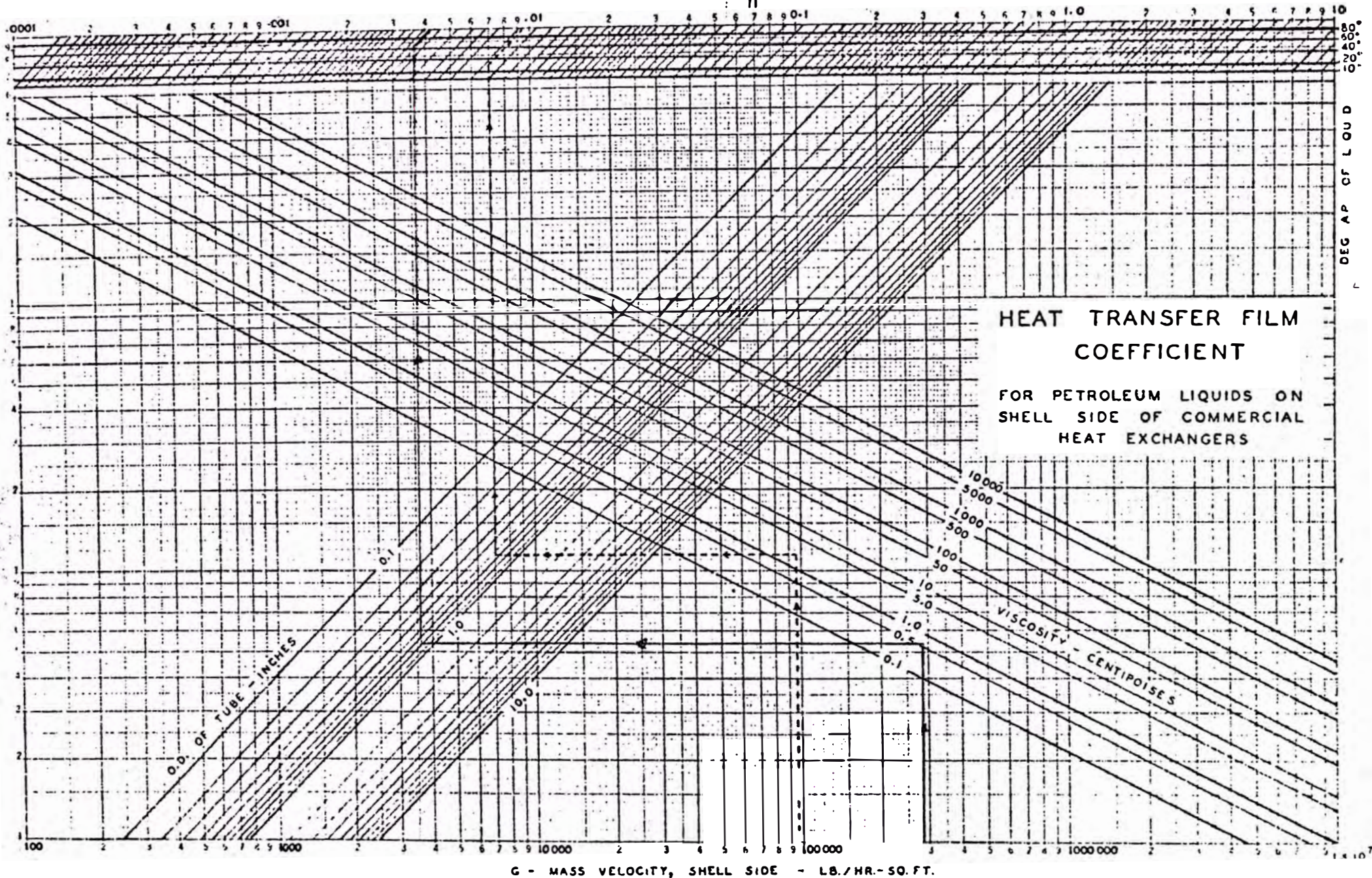


CARTA Nº9: Cálculo de  $A_1$  y  $A_2$

CARTA Nº10: Cálculo de  $A_2$

(Butnod: Heat Transfer, pag 28)

$$R - \text{THERMAL RESISTANCE} = \frac{1}{h}$$



**HEAT TRANSFER FILM COEFFICIENT**

FOR PETROLEUM LIQUIDS ON SHELL SIDE OF COMMERCIAL HEAT EXCHANGERS

DEG AP OF L O U D

CARTA Nº11: Coeficiente de Película en el lado del Casco. (Buthod: Heat Transfer, pag 29)

Primero debemos encontrar la velocidad másica. Para ello entramos a la carta N<sup>o</sup> 9, por la parte inferior, con un valor de 6 pulg. para la distancia entre los deflectores; subimos verticalmente hasta un diámetro de casco de 20 pulg. y de este punto nos movemos horizontalmente hasta la escala del lado izquierdo en donde leemos el valor de  $A_1$  que es igual a:

$$A_1 = 0.84$$

Para determinar  $A_2$  empezamos nuevamente con un valor de 6 pulg. para la distancia entre deflectores, subimos verticalmente hasta encontrar la línea que corresponde a un diámetro de tubo de 0.75 pulg. y de este punto nos movemos horizontalmente hasta la diagonal para 301 tubos, subimos verticalmente hasta la escala y leemos el valor de  $A_2$  que es de:

$$A_2 = 0.61$$

Para determinar  $A_3$  utilizamos la carta N<sup>o</sup> 10. Entramos por la parte inferior con un diámetro de tubo de 0.75 pulg. y subimos hasta alcanzar la línea de 301 tubos y de aquí nos movemos horizontalmente hasta la escala y leemos el valor de  $A_3$ :

$$A_3 = 0.78$$

Con estos valores y de acuerdo a la ecuación (4.18) podemos calcular "G":

$$G = \frac{290,000}{0.84 - 0.61 + 0.78} = 287,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

Ahora, con el auxilio de la carta N° 11 encontraremos la resistencia térmica en el lado del casco. Comenzamos en la parte inferior de la escala con una velocidad másica de 287,000 Lb/Hr.pie<sup>2</sup>; de este punto alcanzamos verticalmente a una línea de viscosidad de 0.630 cp., de aquí nos movemos horizontalmente hasta un diámetro de tubo de 0.75 pulg. De este punto alcanzamos verticalmente a una gravedad API de 56.5 correspondiente a la gravedad específica de 0.752, y entonces nos movemos paralelamente a las líneas diagonales y alcanzamos la escala donde leemos:

$$R_3 = 0.0042 \text{ Hr.}^\circ\text{F.pie}^2/\text{Btu.}$$

i.- Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Ahora que hemos hallado los valores de las tres resistencias, podemos proceder a encontrar el valor del coeficiente global de transferencia de calor que es igual a:

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (4.19)$$

No obstante debemos recordar que para sumar las tres resistencias halladas, éstas deben estar expresadas tomando como base una misma área o superficie. Debemos pues corregir primeramente los valores de  $R_1$ ,  $R_2$  y  $R_3$  de tal manera que aparezcan expresados en base a la superficie exterior de los tubos. Los factores de corrección a usar serán las relaciones entre los diferentes diámetros según el caso, así:

$$R'_1 = R_1 \cdot \frac{D_o}{D_i}$$

$$R'_2 = R_2 \cdot \frac{2 \cdot D_o}{D_i + D_o}$$

$$R'_3 = R_3 \cdot 1$$

en donde:

$R'_1$ ,  $R'_2$ ,  $R'_3$ , son los valores de las resistencias externas, de pared e interna, corregidas al área exterior de los tubos.

$D_i$  = diámetro interior de los tubos

$D_o$  = diámetro exterior de los tubos

Los valores corregidos serán entonces:

$$R'_1 = 0.0042 \times \frac{0.75}{0.652} = 0.00484 \text{ Hr.pie}^2 \cdot \text{°F/Btu}$$

$$R'_2 = 0.000062 \times 2 \times \frac{0.75}{0.75 + 0.652} = 0.0000662 \text{ Hr.pie}^2$$

°F/Btu.



$$R_3^i = R_3 = 0.0042 \text{ Hr. pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F/Btu.}$$

La resistencia global será por tanto:

$$R_t = 0.00484 + 0.0000662 + 0.0042 = 0.0091062 \text{ Hr. pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F/Btu.}$$

El coeficiente global de transferencia resultante será, según la ecuación (4.19):

$$U = \frac{1}{0.0091062} \quad 110 \text{ Btu./Hr.} \cdot \text{ pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F.}$$

#### j.- Caída de Presión en el Sistema

En cualquier tipo de intercambiadores de calor, las razones más altas de transferencia se obtienen con velocidades de flujo igualmente altas. Sin embargo, altas velocidades de flujo traen como consecuencia una mayor pérdida de presión a través del intercambiador debiendo el diseño comparar ambos efectos a fin de lograr una selección óptima.

La pérdida de presión disponible a través del intercambiador, o del sistema de intercambiadores, varía en un amplio rango de acuerdo al tipo de instalación y a las condiciones de operación. En algunos casos se pueden usar bombas mientras que en otros solo se dispone de una altura de líquido dada para hacer circular el fluido. En estas

condiciones es deseable calcular las razones de transferencia de calor y las caídas de presión para varias instalaciones a fin de obtener las condiciones de operación más eficientes. Estos cálculos incluyen la caída de presión tanto en los tubos como en el casco.

En los intercambiadores ordinarios de tipo tubular, la caída de presión total puede evaluarse siguiendo distintos métodos. A continuación mostramos el método que seguiremos.

#### j.1.- Caída de Presión en el Lado de los Tubos

La caída de presión total a través de los tubos incluye no sólo las pérdidas por fricción en los tubos mismos sino también en los cabezales, donde la caída de presión es producida por una combinación de contracción alargamiento y rebote del flujo en cada paso.

Expresado matemáticamente:

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

en donde:

$\Delta P_T$  = caída de presión total en los tubos, psi.

$\Delta P_1$  = caída de presión en los cabezales, psi.

$\Delta P_2$  = caída de presión en los tubos propiamente dichos,  
psi.

Se ha encontrado que la caída de presión debida a los cabezales es aproximadamente tres veces la carga de velocidad por paso:

$$\text{pérdida (pies de altura) por paso} = \frac{3u^2}{2g}$$

Tomando en consideración el número de pasos y expresando la pérdida de presión en libras por pulgada cuadrada se tiene:

$$\Delta P_1 = 0.0203 u^2 \cdot p \cdot s$$

en donde:

$u$  = velocidad lineal en los tubos, pies/seg.

$p$  = número de pasos

$s$  = gravedad específica.

La velocidad y la gravedad específica del fluido son evaluados a la temperatura promedio entre los dos extremos del intercambiador. Los datos de que disponemos para el cálculo de la caída de presión en los cabezales son:

Flujo = 1,112 Lb/Hr. Tubo

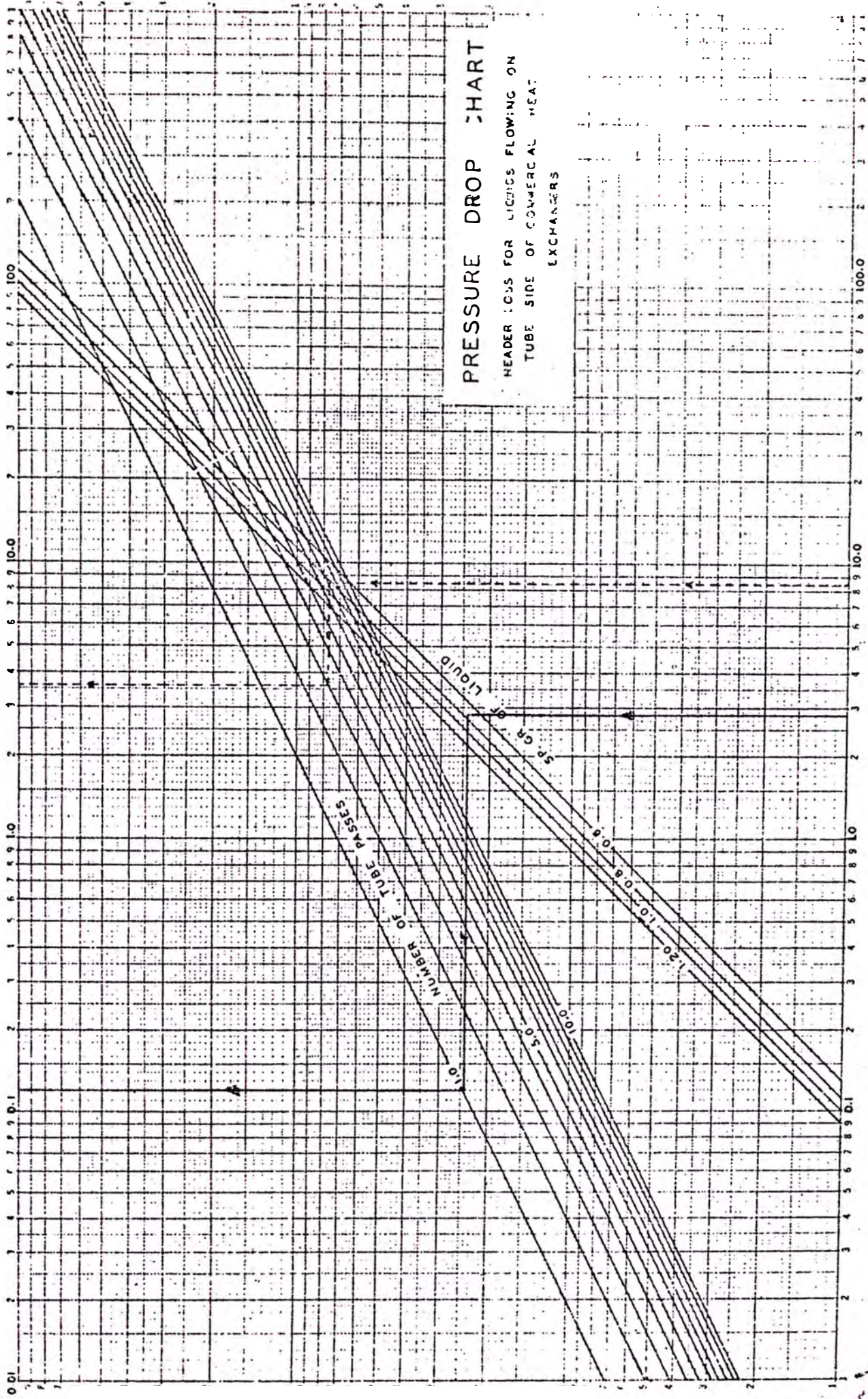
Temperatura promedio: 172°F

Gravedad específica: 0.752

Di: 0.652"

Para determinar las pérdidas de presión en los cabezales se puede hacer uso de la carta N° 12 que es aplica-

ΔP - PRESSURE DROP - LB./SQ. IN.



PRESSURE DROP CHART

HEADERS FOR LIQUIDS FLOWING ON  
TUBE SIDE OF COMMERCIAL HEAT  
EXCHANGERS

LINE R VELOCITY FT./SEC

ble a intercambiadores comerciales. Se notará que a bajas velocidades las pérdidas son pequeñas, pero a altas velocidades y para un número de pasos mayor que uno, esta parte de la caída de presión total aumenta rápidamente a un punto donde las pérdidas pueden ser apreciables.

En nuestro caso, la velocidad lineal será:

$$u = 1,112 \times \frac{1}{3,600} \times \frac{1}{0.752 \times 62.4} \times \frac{144 \times 4}{3.14 \times (0.652)^2}$$

$$u = 2.83 \text{ pies/seg.}$$

Con el valor de 2.83 pies/seg. entramos en el fondo de la carta N°12 y subimos hasta alcanzar una gravedad específica de 0.752; de aquí nos movemos horizontalmente hasta la línea de un paso y finalmente vamos verticalmente hasta la escala superior donde leemos una caída de presión de:

$$\Delta P_1 = 0.12 \text{ psi/paso.}$$

Procedamos ahora a calcular la caída de presión en los tubos propiamente dichos. En los cálculos ordinarios de ingeniería que tienen que ver con la mecánica de los fluidos, se dispone de datos suficientes para fluidos no viscosos como el agua. Estos datos se aplican con flui-

dos a una temperatura constante a través de la sección transversal de corriente.

Estos datos pueden aplicarse a los líquidos relativamente viscosos que se manejan en las refinerías. Sin embargo debe notarse que los hidrocarburos tienen un amplio rango de viscosidades y que cualquier variación de la temperatura puede afectar grandemente esta viscosidad.

En equipos tales como los intercambiadores de calor, existe un gradiente de temperatura bien definido a lo largo del área transversal de la corriente de fluido. Esta variación de temperatura afecta la distribución de velocidades en el área transversal de la corriente y como consecuencia a menudo es necesario tomar en consideración este factor cuando se calcula la pérdida de presión.

El flujo de los fluidos consiste de dos tipos de movimientos principales (en líneas de corriente y flujo turbulento). Para un conjunto de condiciones dado, el tipo de flujo puede ser determinado analíticamente a partir del número de Reynolds. Un número de Reynolds mayor que 2,100 corresponde al flujo turbulento mientras que valores menores corresponden al flujo laminar.

El tipo de flujo afecta tanto a la caída de presión como a la velocidad de transferencia de calor. Desde que el flujo turbulento permite coeficientes de transferen-

cia mucho mayores, la mayoría de los diseños están hechos de tal forma que se opere en esta región. Desde un punto de vista de operación, las velocidades altas son deseables salvo que la caída de presión disponible imponga limitaciones.

Como ya hemos visto, la caída de presión en el lado de los tubos consta de dos componentes (pérdidas en los cabezales y pérdidas en los tubos propiamente dichos).

Para el flujo turbulento la caída de presión en los tubos puede ser calculada por una forma modificada de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_2 = \frac{f \cdot s \cdot u^2 \cdot L}{d_i \cdot \left( \frac{z_a}{z_w} \right)^{0.14}} \quad (4.20)$$

en donde:

$u$  = velocidad lineal, pies/seg

$f$  = factor de fricción, adimensional

$s$  = gravedad específica a la temperatura promedio

$L$  = longitud de los tubos, pies

$d_i$  = diámetro interno de los tubos, pies

$z_a$  = viscosidad a la temperatura promedio del fluido, cp.

$z_w$  = viscosidad a la temperatura de la pared del tubo,

cp.

El factor de fricción es determinado comunmente de una gráfica de  $f$  vs.  $Re$  para tubos limpios.

Para calcular la caída de presión en los tubos es necesario determinar la viscosidad del aceite a la temperatura de la pared del tubo. Hemos visto que la diferencia media de temperatura es:

$$\overline{\Delta T}_L = 52.70^\circ\text{F}$$

La temperatura promedio del aceite rico es de  $172^\circ\text{F}$  y en este punto existe una diferencia de  $52.7^\circ\text{F}$  entre el cuerpo del fluido caliente en el lado del casco y el cuerpo del fluido frio en los tubos. Las caídas de temperatura son proporcionales a las resistencias térmicas, de tal manera de la pared del tubo será:

$$T_w = 172 + 52.7 \times R_1/R_T = 172 + 52.7 \times \frac{0.00484}{0.00910}$$

$$T_w = 200^\circ\text{F}$$

La viscosidad a esta temperatura según la carta N° 6 es:

$$z_w = 0.423 \text{ cp.}$$

Para calcular la caída de presión en los tubos ha



comos uso de la carta N<sup>o</sup> 13 cuyas líneas y datos se basan en la ecuación anterior. Para usarla necesitamos conocer si el número de Reynolds es mayor de 2,100, esto es, si el flujo es turbulento. Anteriormente vimos que el número de Reynolds era de 23,000, lo cual asegura el uso de la carta para nuestros fines.

Entramos a la carta por el lado izquierdo a una velocidad de 2.83 pies/seg. y nos movemos horizontalmente hasta un diámetro interno de 0.652 pulg. De este punto, verticalmente, alcanzamos una viscosidad promedio de 0.492 cp. y entonces cambiamos horizontalmente hasta una viscosidad de pared de 0.423 cp.; ahora bajamos verticalmente hasta una gravedad API de 56.6 y moviéndonos paralelamente a las diagonales de corrección alcanzamos la escala donde leemos:

$$\Delta P_2 = 0.025 \text{ psi/pie de tubería}$$

## j.2.- Caída de Presión en el Lado del Casco

La caída de presión del fluido a través del casco de un intercambiador es de fundamental importancia en el diseño y en la operación del equipo. La caída de presión disponible es a menudo un factor que limita las razones de transferencia.

El cálculo de la caída de presión en el lado del

casco se complica por el número de factores variables según el diseño particular.

Para fluidos que circulan en el casco de un intercambiador equipado con deflectores transversales, la caída de presión puede ser satisfactoriamente correlacionada usando una forma modificada de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P = 0.0303 \cdot f \cdot s \cdot u^2 \cdot N^{0.5} \cdot B$$

en donde:

f = factor de fricción, adimensional

s = gravedad específica a la temperatura promedio

u = velocidad lineal equivalente, pies/seg

N = número total de tubos

B = factor de deflexión ( $N^0$  de deflectores más 3) para un solo paso en el lado del casco.

El factor de fricción "f" es una función del término adimensional:

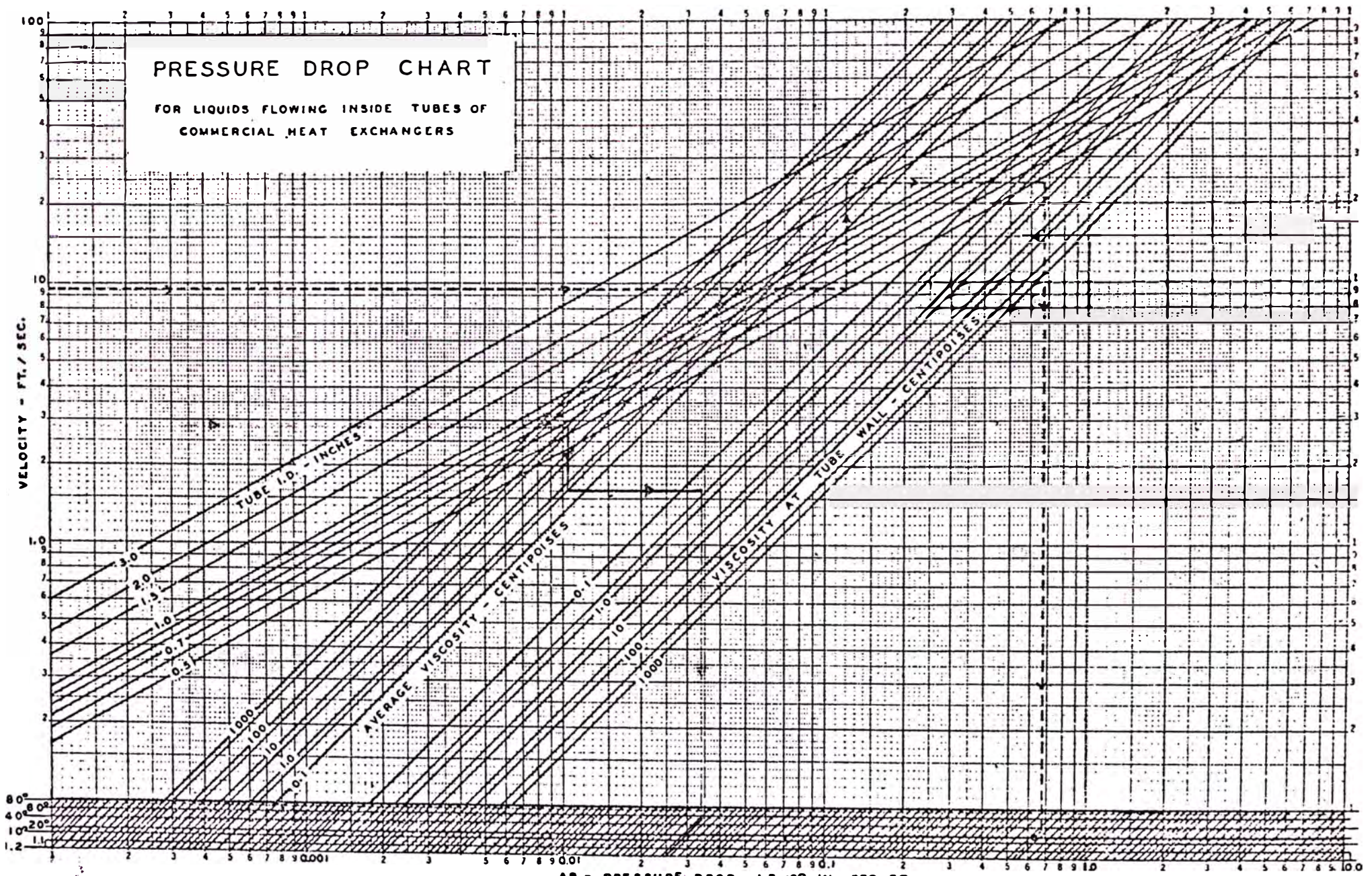
$$\frac{d_c \cdot G_p}{z_a}$$

en donde:

$d_c$  = luz entre los tubos en línea, pies

$G_p$  = velocidad másica en el lado del casco, Lb/Hr.pie<sup>2</sup>

$z_a$  = viscosidad a la temperatura promedio Lb/pie.Hr.



CARTA Nº13: Caída de Presión en los Tubos. (Buthod: Heat Transfer, pag 34)

Consecuentemente, los datos de las instalaciones comerciales pueden ser correlacionados mediante un ploteo logarítmico de  $F$  vs  $dc.G_p/z_a$ .

La velocidad lineal equivalente "u", no puede ser calculada directamente ya que el área de paso, a través de la cual va el fluido, varía de un punto a otro. Las filtraciones entre los deflectores y el casco y a través de los agujeros de los tubos en las láminas también deben tomarse en cuenta.

Por consiguiente el término "u" es calculado indirectamente mediante la velocidad másica del lado del casco, que toma en cuenta ambos factores mencionados anteriormente. La velocidad lineal equivalente puede ser determinada entonces por la relación:

$$u = \frac{G_p}{224,640 \text{ s.}} \quad (4.21)$$

A fin de tomar en cuenta las pérdidas de entrada y salida, el factor "B" deberá ser tomado como el número actual de deflectores más tres para un solo paso. Para un casco con dos pasos, el factor será igual al número de deflectores en ambos pasos más cuatro.

El cálculo de la velocidad másica del lado del casco ( $G_p$ ) que es usado para obtener el factor de fricción

y la velocidad lineal equivalente es a menudo algo tedioso. La siguiente ecuación es usada para un casco con un solo pasaje.

$$G_p = \frac{W}{(A_1 - A_2 + A_4 + A_5)} \quad (4.22)$$

donde:

$$A_1 = b \cdot d_s \quad (4.23)$$

$$A_2 = 1.128 \cdot d_t \cdot N^{0.5} \cdot b \quad (4.24)$$

$$A_4 = p_b \cdot t_m / 576 \quad (4.25)$$

$$A_5 = 0.00546 N_b (D_h^2 - D_t^2) \quad (4.26)$$

En donde a su vez:

b = distancia entre deflectores, pies

d<sub>s</sub> = diámetro interior del casco, pies

d<sub>t</sub> = diámetro exterior de los tubos, pies

N = número total de tubos en el intercambiador

p<sub>b</sub> = periferia de los deflectores transversales (no incluye el segmento cortado), pulg.

t<sub>m</sub> = máxima tolerancia entre los deflectores y el casco, pulg.

N<sub>b</sub> = número de tubos que pasan a través de un deflector

D<sub>h</sub> = diámetro de los agujeros del deflector, pulg.

D<sub>t</sub> = diámetro exterior del tubo en pulgadas.

Para un casco con dos pasos el miembro del lado derecho de la ecuación (4.22) debe ser multiplicado por 1.67.

En la ecuación (4.22), los términos  $A_1$  y  $A_2$  corrigen el área de flujo para la sección transversal variable y pueden ser determinados gráficamente mediante las cartas N° 9 y N° 10.

El término  $A_4$  toma en cuenta las filtraciones entre los deflectores y el casco, y  $A_5$  expresa las filtraciones que ocurren en los agujeros de los deflectores. Estos dos últimos términos generalmente son pequeños y no varían grandemente para un tipo de intercambiador. Consecuentemente, sus valores pueden ser aproximados con un grado de exactitud aceptable y de esta manera simplificar el cálculo de la velocidad másica.

Debido a la incertidumbre de algunos de los factores que afectan la pérdida de presión del lado del casco, siempre debe aplicarse un factor de seguridad de 15 a 25%.

Procedemos entonces al cálculo de la caída de presión en el lado del casco en nuestro diseño. Comencemos calculando la velocidad másica de flujo  $G_p$ .

Los valores de  $A_1$  y  $A_2$  ya fueron establecidos y son iguales a:

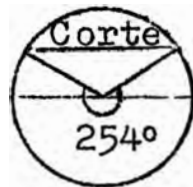
$$A_1 = 0.84$$

$A_2 = 0.61$  (Ver el cálculo de la resistencia en el lado del casco).

Calculemos ahora  $A_4$  y  $A_5$ . Para  $A_4$  se tiene:

$$A_4 = \frac{p_b \cdot t_m}{576}$$

Los deflectores cubren el 80% del diámetro en altura, lo cual es equivalente a un ángulo de  $254^\circ$  tal como se aprecia en la figura:



Por lo tanto la periferia de los deflectores, sin considerar el corte, será de:

$$p_b = 3.1416 \times 20 \times \frac{254}{360} = 44.4 \text{ pulg.}$$

La tolerancia entre los deflectores y el casco puede ser fijada de acuerdo a normas de construcción. Nosotros asumiremos un valor de 0.125 pulgadas. Con estos valores ya podemos calcular  $A_4$ :

$$A_4 = \frac{0.125 \times 44.4}{576} = 0.0096$$

A fin de calcular  $A_5$  podemos hacer un bosquejo de la distribución de los tubos en el deflector o, como una aproximación, calcular el número de tubos proporcionalmente a las áreas. El área de la lámina defletores sin cortes es:

$$\text{Área deflector} = \frac{3.14 \times (20)^2}{4} = 314.16 \text{ pulg}^2$$

El área del deflector cuando se ha realizado un corte de 20% del diámetro es:

$$\text{Área defletores} = 314.16 - 44 = 270.16 \text{ pulg}^2$$

Por lo tanto el número de tubos que cortan el área defletores será aproximadamente:

$$N_b = 301 \times \frac{270.16}{314.16} = 259 \text{ tubos}$$

El diámetro de los agujeros del deflector es de 13/16, por lo tanto:

$$A_5 = 0.00546 \times 259 \times ((13/16)^2 - (12/16)^2)$$

$$A_5 = 0.138$$

Con estos valores podemos ya calcular la velocidad másica que resulta ser:



$$G_p = \frac{290,000}{0.84 - 0.61 + 0.0096 + 0.138} = 769,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

Para calcular la caída de presión propiamente dicha podemos hacer uso de las cartas N° 14 y N° 15 que están construidas de acuerdo a las ecuaciones anteriormente expuestas.

Mediante la carta N°14 podemos evaluar el factor de fricción "f". Para ello disponemos de los datos siguientes:

$$G_p = 769,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

$$z_s = 0.630 \text{ cp.}$$

$$d_c = 3/8 \text{ de pulgada} = 0.375 \text{ pulg. (Paso: 15/16)}$$

Entramos a la carta en la escala inferior con una velocidad másica de  $769,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$  y verticalmente alcanzamos la línea de  $0.375''$  para el espaciamiento entre tubos; de aquí horizontalmente alcanzamos la línea que corresponde a una viscosidad promedio de  $0.630 \text{ cp.}$  De este punto, moviéndonos verticalmente vamos hasta la línea curva y del punto de intersección vamos hacia la escala de la izquierda y leemos el factor de fricción "f":

$$"f" = 0.121$$

Con este valor podemos hallar ahora la caída de

presión en el lado del casco. Además necesitamos los valores de:

$$\text{Gravedad específica} = 0.752$$

$$\text{Número de tubos} = 301$$

$$\text{Factor de fricción} = 0.121$$

$$\text{Velocidad másica} = 769,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

Falta conocer el factor B que es igual al número de deflectores más tres. El número de deflectores será:

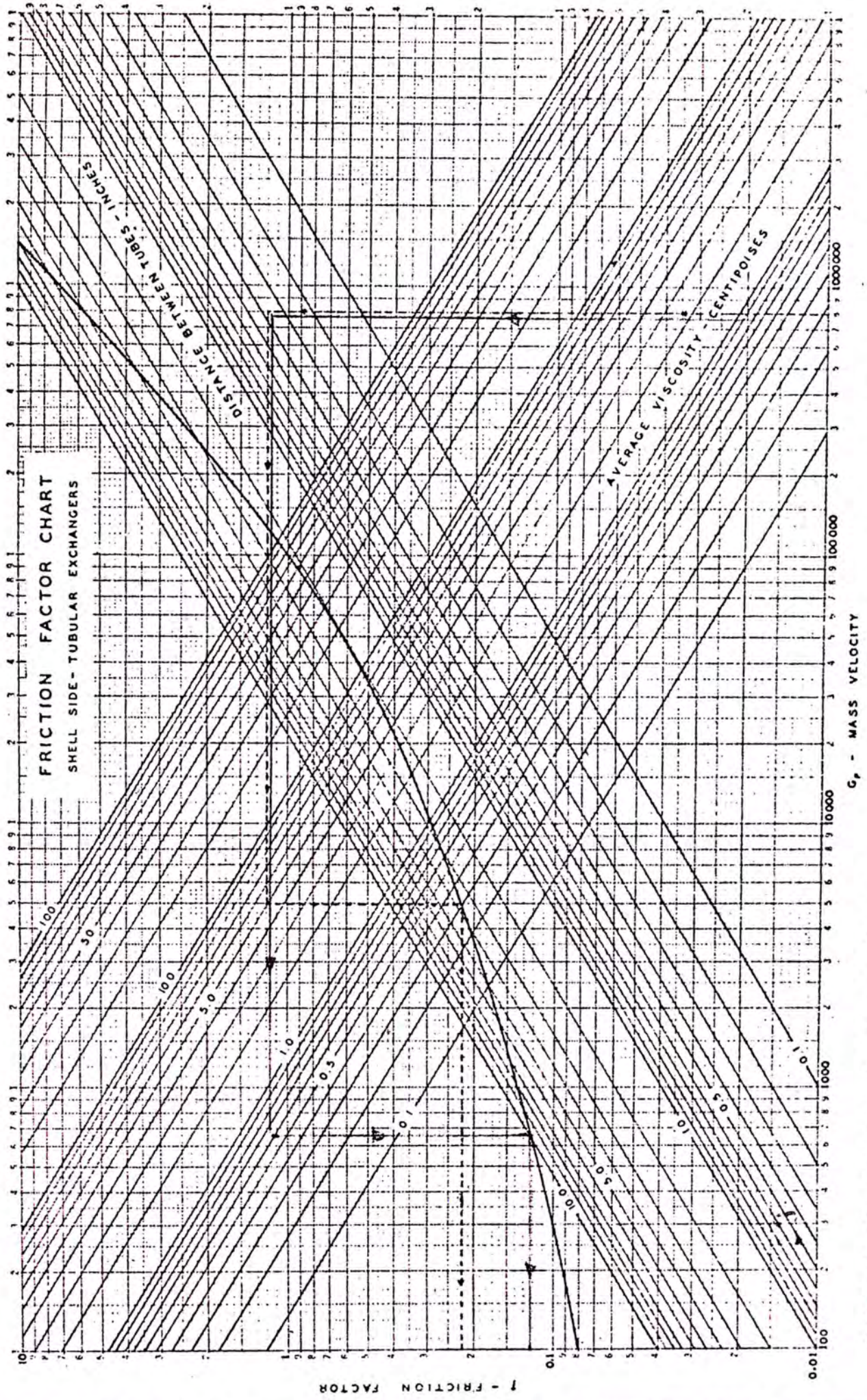
$$N_{\text{deflec.}} = (20 \times 12/6) - 1 = 39 \text{ deflectores}$$

Por lo tanto B es igual a:

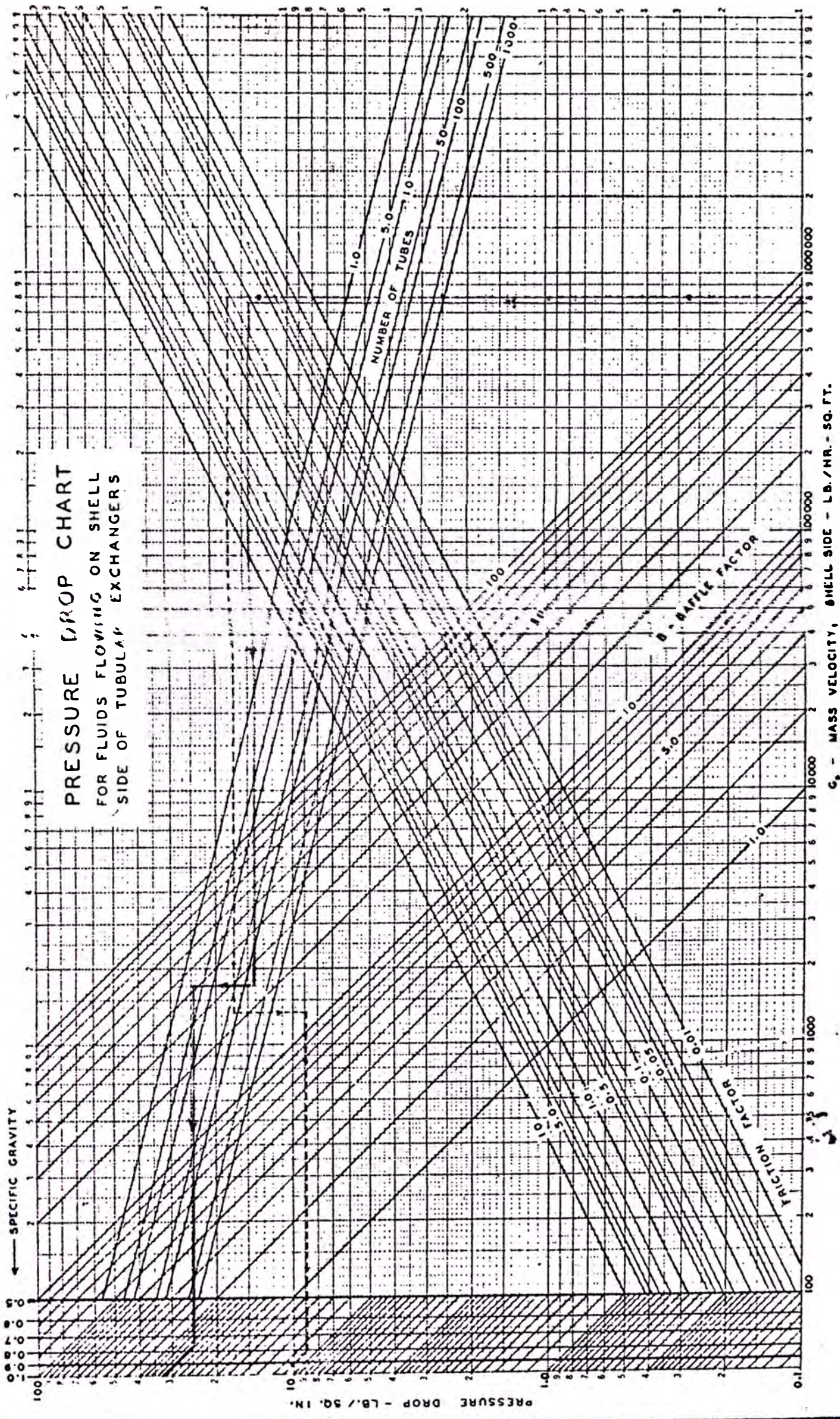
$$B = 39 + 3 = 42$$

Con estos valores y con la carta N° 15 podemos hallar la caída de presión para cada intercambiador.

Entramos a la carta con una velocidad másica de  $769,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$  en la escala inferior, subiendo verticalmente alcanzamos la línea para un factor de fricción de 0.121; de aquí horizontalmente nos movemos hasta la línea de 301 tubos y de este punto, verticalmente alcanzamos la línea del factor de deflección igual a 42, entonces nos movemos horizontalmente hacia la izquierda hasta la línea de 0.752 para la gravedad específica y siguiendo la diagonal.



CARTA No14: Factor de Fricción para el lado de los Tubos. (Buthod: Heat Transfer, pag 37)



CARTA No15: Caída de Presión en el lado del Casco. (Buthod: Heat Transfer, pag 38)

llegamos a la escala donde leemos el valor de la caída de presión:

$$\Delta P = 32.00 \text{ psi/por casco.}$$

#### k.- Distribución de los Flujos

Hasta el momento, al desarrollar nuestros cálculos hemos supuesto arbitrariamente que el aceite rico va por los tubos y que el aceite pobre va por el lado del casco. Resulta evidente que la distribución de los flujos no puede hacerse tan a la ligera y existen criterios que nos pueden guiar para realizar esta selección.

Para determinar cual será el fluido que va por el lado del casco y cual el que va por los tubos, debemos considerar los siguientes factores:

- Corrosión: debemos considerar que se necesitarán elecciones de bajo costo o componentes de revestimiento también baratos si el fluido corrosivo va por los tubos.
- Ensuciamiento: el ensuciamiento puede ser minimizado poniendo el fluido más sucio en el lado de los tubos para alcanzar un mejor control por velocidad. Velocidades grandes tienden a reducir el ensuciamiento. Los tubos rectos pueden ser limpiados físicamente sin retirar la cámara de tubos. Una limpieza con productos químicos puede

ser realizada con mejores resultados en el lado de los tubos.

Temperatura: para servicios de alta temperatura se requieren materiales caros. Si ubicamos el fluido caliente en el lado de los tubos, entonces se requerirán menos componentes de estos materiales.

Presión: igual que en el caso de la temperatura, poniendo la corriente de alta presión en lado de los tubos se requerirán menos componentes costosos.

Cáida de presión: para la misma caída de presión se obtienen coeficientes de transferencia mayores en el lado de los tubos. Un fluido con una caída de presión disponible pequeña deberá generalmente ser ubicado en el lado de los tubos.

- Viscosidad: mayores razones de transferencia se obtienen, generalmente, ubicando el fluido viscoso en el lado del casco.

Fluidos Tóxicos y Letales: generalmente el fluido tóxico deberá ser puesto en los tubos, usando una cámara doble para minimizar la posibilidad de filtraciones. En estos casos deben seguirse los requerimientos de la ASME.

Velocidad de flujo: ubicando el fluido con menor volumen de flujo en el lado del casco da un diseño más económico. La turbulencia existe aquí a velocidades mucho más bajas.

Después de haber enumerado rápidamente los factores que deben tenerse en cuenta para una buena distribución de los flujos, podemos pasar a considerar el caso que nos ocupa.

En nuestro caso ambos fluidos presentan características muy similares en cuanto a corrosión, ensuciamiento, temperatura, presión, etc.

Esto nos lleva a considerar que los factores preponderantes en nuestra elección serán el coeficiente de transferencia y la caída de presión que tenga lugar en cada caso. La distribución que nos dé un mayor coeficiente de transferencia global y a la vez una caída de presión aceptable será la elegida.

En los acápites anteriores hemos encontrado que cuando el aceite rico va por los tubos se obtienen los resultados siguientes:

Coeficiente Global de Transferencia:	110 Btu./Hr.pie <sup>2</sup>
Caída de presión en el lado de los tubos:	
En los cabezales	0.12 psi/paso
En los tubos	0.025 psi/pie
Caída de presión en el lado del casco	32.00 psi/casco.

Siguiendo el mismo método podemos calcular el coeficiente global cuando es el aceite pobre el que va por los

tubos. Así procedemos a continuación:

Velocidad de flujo = 290,000 Lb/Hr.

Flujo por tubo = 964 Lb/Hr.

De la carta N<sup>o</sup> 3 obtenemos la velocidad másica igual a:

Velocidad másica = 440,000 Lb/Hr.pie<sup>2</sup>

La densidad y la viscosidad a la temperatura promedio de 225<sup>o</sup>F son:

Densidad = 56.6 °API

Viscosidad = 0.630cp.

Usando la carta N<sup>o</sup> 4 encontramos el número de Reynolds:

Re = 15,000

Con este valor y mediante la carta N<sup>o</sup> 5 hallamos el valor de  $R_1$  que corregido al área exterior del tubo es:

$$R_1 = 0.0063 \times \frac{0.75}{0.652} = 0.00724 \text{ Hr. pie}^2 \cdot \text{°F/Btu.}$$

El valor de la resistencia de la pared seguirá siendo el mismo:



$$R_2 = 0.0000662 \text{ Hr.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F/Btu.}$$

Para el cálculo de la resistencia exterior los valores de  $A_1$ ,  $A_2$  y  $A_3$  son los mismos que en el caso anterior, por lo tanto la velocidad másica en el exterior de los tubos será:

$$G = \frac{335,000}{1.01} = 331,500 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

La densidad y la viscosidad del aceite rico a la temperatura de  $172^\circ\text{F}$  son:

$$\text{Densidad} = 56.6^\circ\text{API}$$

$$\text{Viscosidad} = 0.492 \text{ cp.}$$

Con estos valores entramos en la carta N° 11 y encontramos la resistencia de la película en el lado del casco igual a:

$$R_3 = 0.0038 \text{ Hr.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F/Btu.}$$

La resistencia total será:

$$R_t = 0.00724 + 0.0000662 + 0.0038 = 0.0111062 \text{ Hr.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F/Btu.}$$

El coeficiente global de transferencia de calor será entonces:

$$U = \frac{1}{0.0111062} = 90.25 \text{ Btu./Hr.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F.}$$

El otro factor que entra en juego para la distribución de los flujos es el de la caída de presión en el sistema. Hemos encontrado que las caídas de presión son:

Caída de presión en los tubos:

Caída en los cabezales	0.12 psi/paso
En los tubos: 0.025 psi/pie 20' =	<u>0.50 psi/casco</u>
	0.62 psi/casco

Caída de presión en el casco	32.0 psi/casco
------------------------------	----------------

Observamos que la caída de presión en el casco es mucho mayor. Ahora bien, hemos supuesto que el fluido que va a circular por el lado del casco será el aceite pobre. Este aceite abandona la torre a una presión de 60 psig, la cual debe ser suficiente para que el aceite fluya a través del sistema de precalentamiento pues, en caso contrario tendríamos que hacer uso de una bomba, con el consiguiente incremento en los gastos de operación, lo cual no es deseable. Por lo tanto debemos concluir que la caída de presión del aceite pobre en el sistema debe ser menor que 60 psi. Viendo nuestros resultados anteriores esto no será posible si dirigimos dicho aceite por el lado del casco ya que entonces la caída de presión correspondiente es de 32 psi por

casco y como es más que seguro que se necesitarán más de dos cascos entonces la caída de presión rebasaría largamente el valor de 60 psi. disponibles.

Por lo tanto, para seguir este objetivo tenemos necesariamente que cambiar la distribución de flujos que habíamos supuesto y dirigir el aceite pobre por el lado de los tubos aún a expensas de disminuir con ello la razón de transferencia de calor. Vemos pues que en este caso, la caída de presión disponible es el factor preponderante en la elección de la distribución de los flujos.

Por lo tanto la nueva distribución que adoptemos será:

Por los tubos: Aceite Pobre

Por el casco: Aceite Rico.

Hemos visto en el cálculo anterior que uno de los factores que aumenta grandemente la caída de presión en el lado del casco es la distancia entre deflectores. Habíamos considerado una distancia de seis pulgadas, provisionalmente. Ahora parece que esta distancia es muy pequeña y la ampliemos a diez pulgadas que será el valor definitivo y el que emplearemos en la sección (4.4).

#### 1.- Cálculo del Área de Transferencia Necesaria

El objetivo principal de todos los cálculos ante-

riores ha sido la evaluación del área de transferencia necesaria para nuestro servicio. Hemos visto que la ecuación fundamental de transferencia de calor es:

$$q = U \cdot A_t \cdot \Delta T_L \quad (4.8)$$

Ahora disponemos de todos estos valores y podemos por tanto calcular el área necesaria.

Primero calculemos el calor transferido en una hora. Para ello nos valemos de los datos obtenidos en el balance de calor. La ecuación para  $q$  es:

$$q = m_c \cdot c_{pc} (T_1 - T_2)$$

Tomamos para nuestro cálculo la corriente de aceite pobre donde:

$$m_c = 290,000 \text{ Lb/Hr.}$$

$$c_{pc} = 0.555 \text{ Btu/Lb.}^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 320^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 130^\circ\text{F}$$

Reemplazando los valores se tendrá:

$$q = 290,000 \times 0.555 \times (320 - 130) = 30'600,000 \text{ Btu/Hr.}$$

Por lo tanto el área necesaria será:

$$A_t = \frac{q}{U \cdot \Delta T_L} \quad (4.27)$$

Reemplazando los valores hallados de:

$$q = 30'600,000 \text{ Btu/Hr.}$$

$$U = 90.25 \text{ Btu/Hr.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\Delta \bar{T}_L = 52.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Obtenemos para  $A_t$ :

$$A_t = \frac{30'600,000}{90.25 \times 52.7} = 6430 \text{ pie}^2$$

Esto es cuando el aceite pobre va por los tubos y el aceite rico por el lado del casco.

Para obtener el número de intercambiadores necesario tenemos que hallar el área de un intercambiador, la cual es:

$$\text{Área unitaria} = 301 \times 20 \times 3.14 \times \frac{0.75}{12} = 1,182 \text{ pie}^2$$

El número de intercambiadores necesarios será:

$$\text{Número de unidades} = \frac{6,430}{1,182} = 5.43 \text{ unidades.}$$

#### 4.4.- SELECCION DEL TAMAÑO DE UNIDAD ADECUADO

En todo el diseño preliminar realizado en la sección (4.3) usamos un casco de veinte pulgadas de diámetro con trescientos un tubos en su interior. Este tamaño de casco lo asumimos arbitrariamente con el deseo de mostrar el método de cálculo que empleamos en el diseño. De la misma manera como tomamos un casco de 20" de diámetro, igual podemos elegir uno de 22" u otro de 18" con la consiguiente variación de los resultados. Entre todos los tamaños que podemos elegir, existirá solamente uno que sea el más adecuado para usarlo en nuestro sistema. A fin de encontrar cual es el tamaño de casco que más nos conviene tendremos que comparar los resultados que se obtengan con cascos de distintos tamaños.

La comparación se hará tomando en cuenta factores tales como la inversión inicial en costos de equipos y la caída de presión para cada tamaño considerado.

El método de cálculo será similar al seguido en el diseño preliminar y comprenderá en cada caso los siguientes pasos:

- a.- Cálculo de la resistencia global a la transferencia de calor.
- b.- Cálculo del área de transferencia necesaria.

- c.- Cálculo del número de intercambiadores necesarios.
- d.- Cálculo de la inversión inicial.
- e.- Cálculo de la caída de presión en el lado de los tubos.
- f.- Cálculo de la caída de presión en el lado del casco.

Los datos de que disponemos son:

PROPIEDAD	ACEITE RICO	ACEITE POBRE
Distribución	Por el casco	Por los tubos
Flujos	335,000 Lb/Hr.	290,000 Lb/Hr.
Temperatura promedio	172°F	225°F
°API promedio	56.6°API	56.6°API
Viscosidad promedio	0.492 cp.	0.630 cp.
Longitud de los tubos		20 pies
Diámetro exterior de los tubos		3/4"
Diámetro interior de los tubos		0.652"
Diferencia media de temperatura		52.7°F
Calor transferido		30'600,000 Btu/Hr.
Distancia entre los deflectores		10"
Diámetro de agujeros en los deflectores		13/16"
Tolerancia entre los deflectores y el casco		0.125"
Corte de los deflectores		20% del diámetro

---

Temperatura de entrada aceite rico	85°F
Temperatura de salida aceite rico	259°F
Temperatura de entrada aceite pobre	320°F
Temperatura de salida aceite pobre	130°F

---

El resultado de los cálculos aparece tabulado a continuación para los diámetros de casco de 26", 24", 22", 20", 18", 16", y 14".

La nomenclatura usada en la confección de los cuadros aparece en la página 121.

Los cuadros posteriores han sido confeccionados de tal manera que al revisarlos se pueda apreciar el procedimiento que se ha seguido para calcular los diferentes valores que necesitamos. A continuación mostramos un resumen de los resultados más importantes desde el punto de vista que nos interesa, esto es: La selección del tamaño más adecuado.

$d_s$	U	Area	n	Inversión	$\Delta P_t$	$\Delta P_c$	Costo Anual
26	59.6	9,740	4.66	2'540,000	0.881	64.4	508,000
24	66.6	8,730	5.02	2'370,000	1.34	65.4	474,000
22	77.3	7,600	5.36	2'145,000	2.108	67.9	429,000
20	85.0	6,830	5.77	2'080,000	2.96	81.0	416,000
18	99.0	5,870	6.26	1'935,000	4.95	97.0	387,000
16	120.0	4,840	7.25	1'825,000	10.94	108.8	365,000
14	150.0	3,870	7.77	1'662,000	19.04	124.2	332,400



CUADRO 1: RESUMEN TABULADO DE LOS CÁLCULOS PARA LA SELECCIÓN DEL TAMAÑO ADECUADO DE CASCO

$D_s$	N	FLUJO/ TUBO	$\bar{V}$	RE	$R_{11}$	$R_{10}$	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_1 - A_2$ $+ A_3$	G
26	532	546	245,000	8,600	0.0102	0.01175	1.80	1.40	1.55	1.95	171,500
24	442	657	300,000	10,500	0.0090	0.01035	1.66	1.28	1.22	1.60	209,000
22	361	804	360,000	12,200	0.0075	0.00862	1.52	1.15	0.98	1.35	248,000
20	301	964	430,000	15,000	0.0068	0.00783	1.38	1.02	0.78	1.14	293,500
18	239	1215	520,000	18,200	0.0056	0.00645	1.22	0.88	0.58	0.92	364,500
16	170	1710	770,000	27,000	0.0044	0.00506	1.10	0.75	0.38	0.73	459,000
14	127	2285	1010,000	35,500	0.0033	0.00380	0.97	0.65	0.27	0.59	568,000

$D_s$  = DIÁMETRO DEL CASCO EN PULG.

N = NÚMERO DE TUBOS POR CASCO

FLUJO = FLUJO POR TUBO, LB/HR.

$\bar{V}$  = VELOCIDAD MÁSCA, LB/HR. $\cdot$ PIE<sup>2</sup>

RE = NÚMERO DE REYNOLDS.

$R_{11}$  = RESISTENCIA INTERIOR BASADA EN EL ÁREA INTERIOR, HR. $\cdot$ PIE<sup>2</sup> $\cdot$ °F/BTU.

$R_{10}$  = RESISTENCIA INTERIOR BASADA EN EL ÁREA EXTERIOR, HR. $\cdot$ PIE<sup>2</sup> $\cdot$ °F/BTU.

$A_1$  = FACTOR DE LA ECUACIÓN (4.18)

$A_2$  = FACTOR DE LA ECUACIÓN (4.18)

$A_3$  = FACTOR DE LA ECUACIÓN (4.18)

G = VELOCIDAD MÁSCA DEL LADO DEL CASCO, LB/HR. $\cdot$ PIE<sup>2</sup>

CUADRO I (CONTINUACIÓN): ESTIMACIÓN DE LA INVERSIÓN A FIN DE SELECCIONAR EL TAMAÑO DE CASCO

$D_s$	$R_3$	$R_2$	$R_T$	U	AREA TOTAL	AREA UNITARIA	N	COSTO UNITARIO	INVERSIÓN TÓTAL
26	0.0050	0.0000662	0.016816	59.6	9,740	2,085	4.66	545,000	2'540,000
24	0.0046	0.0000662	0.015016	66.6	8,730	1,735	5.02	472,000	2'370,000
22	0.0043	0.0000662	0.012986	77.3	7,600	1,415	5.36	405,000	2'170,000
20	0.0039	0.0000662	0.011796	85.0	6,830	1,182	5.77	360,000	2'080,000
18	0.0036	0.0000662	0.010116	99.0	5,870	939	6.26	309,000	1'935,000
16	0.0032	0.0000662	0.008326	120.0	4,840	668	7.25	252,000	1'825,000
14	0.0028	0.0000662	0.006666	150.0	3,870	499	7.77	214,000	1'662,000

$R_3$  = RESISTENCIA DE LA PELÍCULA EXTERIOR, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$R_2$  = RESISTENCIA DE LA PARED METÁLICA, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$R_T$  = RESISTENCIA TOTAL BASADA EN EL ÁREA EXTERIOR, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

U = COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, BTU./HR.PIE<sup>2</sup>.°F

AREA TOTAL = AREA DE TRANSFERENCIA NECESARIA, PIES<sup>2</sup>.

AREA UNITARIA = AREA DE UNA UNIDAD DE INTERCAMBIO, PIE<sup>2</sup>.

N = NÚMERO DE UNIDADES NECESARIAS.

COSTO UNITARIO = COSTO EN SOLES DE UNA UNIDAD SIN INSTALAR.

INVERSIÓN TOTAL = COSTO EN SOLES DEL NÚMERO DE UNIDADES ESPECIFICADO, SIN INSTALAR.

CUADRO 2: TABULACIÓN DE LOS CÁLCULOS PARA HALLAR LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA

$D_S$	$A_1$	$A_2$	$P_B$	$T_M$	$A_4$	$N_B$	$D_H^2 - D_T^2$	$A_5$	$\frac{A_1 - A_2}{+A_4 + A_5}$	$G_P$	$D_C$
26	1.80	1.40	57.60	0.25	0.02500	456	0.0978	0.244	0.66900	502,000	0.375
24	1.66	1.28	53.20	0.25	0.02310	379	0.0978	0.202	0.60510	554,000	0.375
22	1.52	1.15	48.80	0.25	0.02120	309	0.0978	0.165	0.55620	602,500	0.375
20	1.38	1.02	44.40	0.25	0.01925	258	0.0978	0.1375	0.51675	648,000	0.375
18	1.22	0.88	39.90	0.25	0.01730	205	0.0978	0.1090	0.46630	719,000	0.375
16	1.10	0.75	35.45	0.25	0.01540	146	0.0978	0.0780	0.44350	756,000	0.375
14	0.95	0.65	31.05	0.25	0.01345	108	0.0978	0.0575	0.39090	858,000	0.375

$A_1, A_2, A_4, A_5$  = FACTORES DE LA ECUACIÓN (4.22)

$D_S$  = DIÁMETRO DEL CASCO, PULG.

$P_B$  = PERIFERIA DE LOS DEFLECTORES, PULG.

$T_M$  = TOLERANCIA ENTRE DEFLECTORES Y CASCO, PULG.

$N_B$  = NÚMERO DE TUBOS QUE ATRAVIESAN UN DEFLECTOR.

$D_H$  = DIÁMETRO DE AGUJEROS DEL DEFLECTOR, PULG.

$D_T$  = DIÁMETRO EXTERIOR DEL TUBO EN PULGADAS.

$G_P$  = VELOCIDAD MÁSICA PARA CALCULAR  $\Delta P$  EN EL LADO DEL CASCO. LB/HR.PIE<sup>2</sup>.

$D_C$  = DISTANCIA ENTRE LOS TUBOS EN UNA FILA, PULGADAS.

CUADRO 2 (CONTINUACIÓN)

$D_s$	F	B	$\Delta P_{cl}$	N	$\Delta P_{CT}$	U	$\Delta P_{T1}$	$\Delta P_{T2}$	$T_{PR.}$	$\overline{\Delta T}_L$	$R_1$
26	0.128	26	13.8	4.66	64.4	1.39	0.031	0.155	225	52.7	0.01175
24	0.124	26	13.0	5.02	65.4	1.67	0.040	0.240	225	52.7	0.01035
22	0.120	26	12.8	5.36	68.5	2.045	0.060	0.360	225	52.7	0.00862
20	0.1185	26	14.0	5.77	81.0	2.455	0.090	0.540	225	52.7	0.00783
18	0.117	26	15.5	6.26	97.1	3.100	0.135	0.945	225	52.7	0.00645
16	0.115	26	15.0	7.25	108.8	4.360	0.280	2.240	225	52.7	0.00506
14	0.111	26	16.0	7.77	124.2	5.825	0.480	3.840	225	52.7	0.00380

F = FACTOR DE FRICCIÓN

B = FACTOR DE DEFLECCIÓN

$\Delta P_{cl}$  = CAÍDA DE PRESIÓN POR CASCO, PSI.

N = NÚMERO DE CASCOS

$\Delta P_{CT}$  = CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL EN EL LADO DEL CASCO, PSI.

U = VELOCIDAD DE FLUJO, PIES/SEG.

$\Delta P_{T1}$  = CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS CABEZALES DE UN CASCO, PSI/PASO.

$\Delta P_{T2}$  = CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL EN LOS CABEZALES, PSI.

$T_{PR.}$  = TEMPERATURA PROMEDIO ACEITE POBRE, °F.

$R_1$  = RESISTENCIA INTERIOR A LA TRANSFERENCIA DE CALOR, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

CUADRO 2 (CONTINUACIÓN)

$D_s$	$R_T$	$R_i/R_T$	$\Delta T_i$	$T_{PARED}$	$z_w$	$\Delta P/PIE$	L	$\Delta P_{T3}$	$\Delta P_{TT}$
26	0.01682	0.698	36.75	188.25	0.762	0.0078	93.2	0.726	0.881
24	0.01501	0.689	36.30	188.70	0.760	0.0110	100.4	1.100	1.340
22	0.01298	0.666	35.1	189.9	0.759	0.0165	107.2	1.770	2.138
20	0.01179	0.664	35.0	190.0	0.758	0.0210	115.4	2.420	2.96
18	0.01011	0.639	33.6	191.4	0.750	0.0320	125.2	4.010	4.955
16	0.00832	0.606	32.0	193.0	0.745	0.0600	145.0	8.700	10.940
14	0.00666	0.570	30.0	195.0	0.740	0.0980	155.4	15.200	19.040

$R_T$  = RESISTENCIA GLOBAL A LA TRANSFERENCIA DE CALOR, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$\Delta T_i$  = CAÍDA DE TEMPERATURA EN LA PELÍCULA INTERIOR, °F.

$T_{PARED}$  = TEMPERATURA DE LA PARED INTERIOR DEL TUBO, °F.

$z_w$  = VISCOSIDAD EN LA PARED, CP.

$\Delta P/PIE$  = CAÍDA DE PRESIÓN POR PIE DE TUBERÍA, PSI.

$\Delta P_{T3}$  = CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL EN LOS TUBOS PROPIAMENTE DICHOS, PSI.

L = LONGITUD TOTAL DE LOS TUBOS, PIES.

$\Delta P_{TT}$  = CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL EN EL LADO DE LOS TUBOS, PSI.

en donde:

$d_s$  = diámetro del casco, pulg.

$U$  = coeficiente global de transferencia, Btu/Hr.pie<sup>2</sup>°F

Area: área necesaria, pie<sup>2</sup>

$n$  = número de unidades necesario

Inversión: costo de las unidades en soles

$\Delta P_t$  = caída de presión en el lado de los tubos, psi.

$\Delta P_c$  = caída de presión en el lado del casco, psi.

Costo anual: depreciación calculada en cinco años.

Observando el cuadro anterior podemos obtener las siguientes conclusiones:

- a.- Con unidades de mayor diámetro la inversión inicial es mayor, lo cual significa un costo operativo por concepto de depreciación más elevado. La diferencia entre el mayor y el menor de los costos anuales que resultan es del orden de 175,600 soles.
- b.- La caída de presión en el lado de los tubos es relativamente pequeña y para todos los casos está muy por debajo del margen de 60 psi. que es la presión disponible para este lado.
- c.- La caída de presión en el lado del casco es casi la misma (64-68 psi) para las unidades de 26, 24 y 22 pulgadas de diámetro y se incrementa grandemente para las

unidades siguientes llegando a 124.2 psi. para el casco de 14 pulgadas.

d.- El número de unidades necesario se incrementa conforme disminuye el diámetro del casco desde 4.66 unidades para un casco de 26" hasta 7.77 unidades para un casco de 14" de diámetro. Esto significa que el espacio necesario será mayor si se emplean unidades de menor diámetro. Significa también que las tuberías de conexión entre las unidades adyacentes deberán ser de mayor longitud total para unidades pequeñas. Esto traerá como consecuencia una mayor caída de presión en tuberías para los diseños con diámetro de casco más pequeños y también una mayor inversión inicial en tuberías, válvulas, conexiones, etc.

Sabemos que el aceite rico después de atravesar esta primera parte del sistema deberá entrar a una segunda sección en donde las pérdidas por fricción adicionales se sumarán a las que ocurren en esta sección y en tuberías. Esto nos hace pensar que al elegir el tamaño de nuestras unidades debemos considerar atentamente el problema de la caída de presión total.

Mientras más grande sea la caída de presión en el sistema, mayor será la potencia de bombeo necesaria y por consiguiente, mayor la inversión inicial en bombas y mayo-

res los gastos operativos por este concepto.

Generalmente se recomienda que la caída de presión sea del mismo orden, o menor, que la presión de operación. En nuestro caso la presión de trabajo de la torre es de 60 psig., por lo tanto los valores de la caída de presión no deben alejarse mucho de este valor. Yendo a la revisión de la magnitud de las caídas de presión en el cuadro nos parece que los diseños para cascos de 20, 18, 16 y 14 pulgadas de diámetro dan una caída de presión en el casco demasiado alta y por lo tanto no deben ser considerados aún cuando la inversión en ellos sea menor.

Los diseños de 22, 24 y 26 pulgadas dan una caída de presión en el lado del casco del orden de las 65 psi. De los tres diseños mencionados, el de 22 pulgadas de diámetro parece ser el más apropiado tanto por necesitar una inversión inicial menor como por el tamaño relativo de las unidades, que es menor y facilitará por lo tanto las operaciones de limpieza y mantenimiento.

Por lo tanto nuestra selección recae sobre este tamaño y será el que aparecerá en los cálculos definitivos que realizaremos en las próximas secciones. Queda entonces establecido que usaremos en nuestro diseño intercambiadores de las siguientes especificaciones:



Longitud	20 pies.
Diámetro de casco	22 pulg.
Número de tubos	361 tubos
Diámetro exterior de los tubos	3/4 pulg.
Tipo de arreglo de los tubos	triangular
Paso entre tubos	15/16 pulg.
Tipo de deflectores	Segmentados, 20% del diámetro
Espaciamiento entre deflectores:	10 pulg.
Tipo de Unidades	Cabeza flotante.

#### 4.5.- CALCULO DEL ACERCAMIENTO ECONOMICO

Los métodos modernos de refinación ponen énfasis en la eficiente utilización del calor. Quizás en un grado mucho mayor que en otras industrias, la eficiencia operativa de la planta, medida como el costo de los productos es de gran importancia económica.

En los sistemas modernos de intercambio de calor, el stock de carga puede fluir en contracorriente a través de un número dado de intercambiadores donde es calentado por los vapores de cabeza, corrientes laterales o por los fondos de las torres. Frecuentemente, el stock de carga es enviado a sitios remotos en la refinería donde es precalentado antes de ser procesado. Estos sistemas sirven para un doble propósito. El de precalentar los stocks frescos de

carga, lo cual resulta en ahorros sustanciales en la inversión y en los costos de operación en sistemas de vapor. Igualmente una gran porción de los gastos necesarios para enfriar los productos de la torre es eliminada.

Obviamente, es imposible utilizar el 100% de este calor de cola. En efecto, conforme las corrientes fría y caliente alcancen el mismo nivel de temperatura, la cantidad de superficie de transferencia necesaria alcanza rápidamente un valor infinito.

La diferencia entre las temperaturas de la corriente fría y caliente al dejar el intercambiador es comúnmente llamada la temperatura de acercamiento o también acercamiento a secas.

En la práctica actual los acercamientos pueden variar de 10<sup>0</sup>F a varios cientos de grados. Por un lado, un acercamiento grande puede resultar en una pérdida económica debido al hecho de que el calor de cola no esté siendo bien utilizado. Por otro lado, un acercamiento muy pequeño puede resultar en una inversión y en costos operativos demasiado grandes debido a la extensa superficie de transferencia necesaria.

El beneficio resultante del ahorro adicional de calor debe entonces ser completamente balanceado por la mayor inversión y costos de operación también mayores.

Dependiendo de los factores económicos que entren en juego, es posible determinar el acercamiento que nos dará un beneficio mayor.

Los factores económicos a ser considerados en la solución de este problema son:

- a.- Ahorros resultantes de la utilización del calor de cola.
- b.- Inversión en el sistema de intercambio de calor, expresada en términos de depreciación.
- c.- Costos de operación del sistema.

La tasa de depreciación usualmente significa un valor en libros y puede variar de uno a cinco o más años dependiendo del procedimiento contable. Es preferible usar una alta tasa de depreciación.

En todos los cálculos realizados anteriormente supusimos que la temperatura de salida del aceite pobre era de 130°F. Con este valor hicimos el balance de calor, los cálculos del coeficiente global y la selección del equipo a usar. Pues bien, ha llegado el momento de considerar cual es la temperatura de salida que más conviene económicamente. Los datos de que disponemos son:

Flujo de aceite rico de 46°API	335,000 Lb/Hr.
Flujo de aceite pobre de 42°API	290,000 Lb/Hr.
Temperatura de entrada del aceite rico	85°F

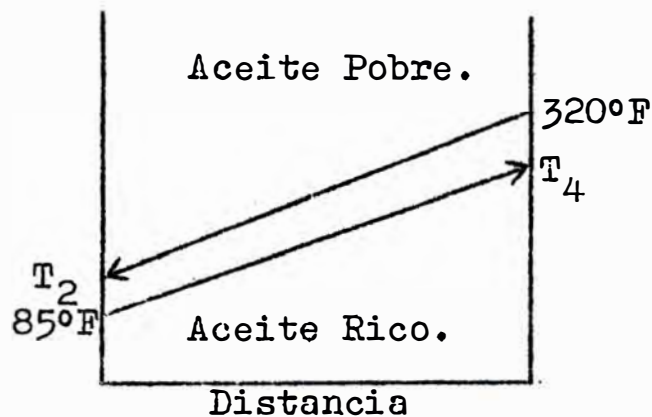
Temperatura de entrada del aceite pobre	320°F
Diámetro de casco de los intercambiadores	22"
Número de tubos	361
Longitud de los tubos	20 pies.
Distancia entre deflectores	10 Pulg.
Costo unitario de los intercambiadores	405,000 soles
Tasa de interés	10%
Periodo de depreciación	5 años
Valor del calor ahorrado	16 soles/millón Btu.

Para la solución del problema planteado consideremos lo siguiente:

La viscosidad promedio y el coeficiente global de transferencia variarán ligeramente para diferentes temperaturas de acercamiento pero para propósitos de aproximación pueden ser considerados como constantes. Usaremos por lo tanto el valor del coeficiente global de transferencia calculado anteriormente y que es igual a:

$$U = 77.3 \text{ BTU/pie}^2 \text{ Hr.}^\circ\text{F.}$$

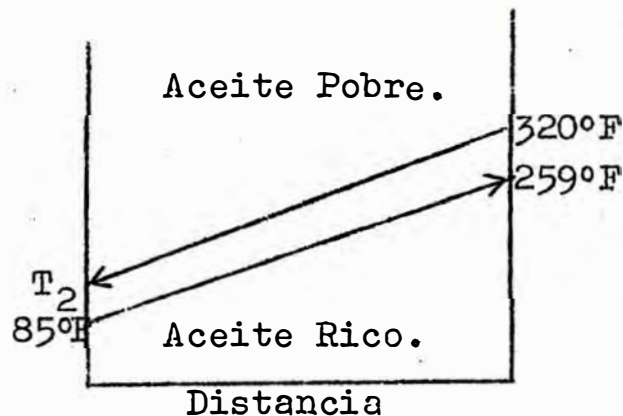
Expresando gráficamente el problema tenemos:



Llamaremos acercamiento a la diferencia entre la temperatura de salida del aceite rico y la de entrada de aceite pobre, esto es:

$$\text{Acercamiento} = 320^{\circ}\text{F} - T_4$$

Caso N<sup>o</sup> 1..- Acercamiento de 61°F. La representación gráfica de este caso es:



Como se podrá apreciar, éste es el caso considerado para los cálculos anteriores. La temperatura T<sub>2</sub> fue entonces calculada mediante un balance de calor en la página 56 y resultó ser:

$$T_2 = 130^{\circ}\text{F}$$

El calor ahorrado en este caso será, tomando el aceite pobre para realizar el cálculo:

$$q = 290,000 \times 0.555 \times 190 = 31'000,000 \text{ BTU/Hr.}$$

Para este acercamiento la diferencia media de temperatura es:

$$\overline{\Delta T}_L = \frac{(320 - 259) - (130 - 85)}{\ln \frac{(320 - 259)}{(130 - 85)}} = 52.7^\circ\text{F}$$

El área de transferencia necesaria será:

$$A = \frac{31'000,000}{77.3 \times 52.7} = 7,600 \text{ pie}^2$$

el área de un intercambiador simple es de 1,415 pie<sup>2</sup> por lo que el número de intercambiadores necesarios será:

$$n = \frac{7,600}{1,415} = 5.36 \text{ intercambiadores.}$$

La fracción de intercambiador es tomada en cuenta a fin de trazar la curva respectiva.

Los cálculos de los costos considerados es como sigue:

- Costos de los intercambiadores: el costo de las 5.36 unidades será de:

$$\text{costo} = 5.36 \times 405,000 = 2'170,000 \text{ soles.}$$

La depreciación, considerando una tasa de 10% de interés y un periodo de cinco años es obtenida mediante una tabla de interés que para estas condiciones nos da un factor de 0.2638. Por lo tanto la depreciación será:

$$\text{Depreciación} = 2'170,000 \times 0.2638 = 571,000 \text{ soles/año}$$

- Costos de mantenimiento: según J.D. Leonard (Chem. Eng. 58 (9): 149, (1951), los costos de mantenimiento para intercambiadores varían entre 0.3 - 2.0 dólares/año pie<sup>2</sup>. Para los efectos de nuestros cálculos podemos tomar un valor intermedio de un dólar por pie<sup>2</sup> por año; por lo tanto el costo de mantenimiento será:

$$\text{Mantenimiento} = 1.00 \times 40 \times 1,415 = 56,600 \text{ soles/año}$$

unidad.

Los costos de mano de obra directa e indirecta son aproximadamente:

$$\text{Costos de mano de obra: } 14,400 \text{ soles/año. unidad.}$$

Por lo tanto los costos totales por unidad serán de:

$$\text{Costos} = 14,400 + 56,600 = 70,000 \text{ soles/año. unidad.}$$

Para las 5.36 unidades tendremos:

$$\text{Costos} = 5.36 \times 70,000 = 375,200 \text{ soles/año.}$$

El calor ahorrado será, en un año, el siguiente:

$$q_{\text{anual}} = 31'000,000 \times 24 \times 360 = 268,000'000,000 \text{ BTU/año.}$$

el costo del calor ahorrado será:

$$\text{Ahorro} = 16 \times 268,000 = 4'290,000 \text{ soles/ año.}$$

Los costos totales son:

Depreciación	571,000
Operación y Mantenimiento	375,200
Costos Totales anuales	946,200 soles

El beneficio anual será por tanto:

$$\text{Beneficio anual} = 4'290,000 - 946,200 = 3'343,800 \text{ soles.}$$

Los cálculos para otros acercamientos se pueden realizar como los hechos hasta aquí. Los resultados de estos cálculos se muestran en las páginas siguientes en forma de cuadros resumen.

Con los datos obtenidos en el cuadro N° 3, tracemos la carta N° 16 en la cual hemos graficado el beneficio vs. el acercamiento y también en otra curva el número de intercambiadores necesario.

Observando la gráfica se deduce que el máximo beneficio anual ocurre para un acercamiento de 65°F y por lo



CUADRO 3: DETERMINACIÓN DEL ACERCAMIENTO MÁS ECONÓMICO.

T	T <sub>4</sub>	Q	T <sub>2</sub>	T <sub>L</sub>	AREA	N	INVERSIÓN	COSTOS OPERACIÓN	DEPRECIACIÓN
50	270	33'180,000	115	39.3	10,950	7.75	3'139,000	542,000	828,000
55	265	32'200,000	121.5	45.3	9,190	6.49	2'625,000	454,000	692,500
61	259	31'000,000	130.0	52.7	7,600	5.36	2'170,000	375,000	571,000
65	255	30'200,000	134.5	59.4	6,570	4.64	1'878,000	324,500	495,000
70	250	29'250,000	140.2	62.9	6,010	4.25	1'720,000	297,000	454,000
75	245	28'250,000	147.0	68.2	5,350	3.78	1'530,000	264,200	404,000
80	240	27'250,000	153.2	75.2	4,680	3.305	1'338,000	231,500	352,500
85	235	26'300,000	160.0	80.7	4,210	2.977	1'205,000	208,000	318,000
90	230	25'300,000	166.0	86.3	3,790	2.675	1'082,000	187,000	285,500

T = ACERCAMIENTO, °F.

T<sub>4</sub> = TEMPERATURA DE SALIDA DEL ACEITE RICO, °F.

Q = CALOR TRANSFERIDO, BTU/HR.

T<sub>2</sub> = TEMPERATURA DE SALIDA DEL ACEITE POBRE, °F.

T<sub>L</sub> = DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA, °F.

AREA = AREA DE TRANSFERENCIA NECESARIA, PIE<sup>2</sup>.

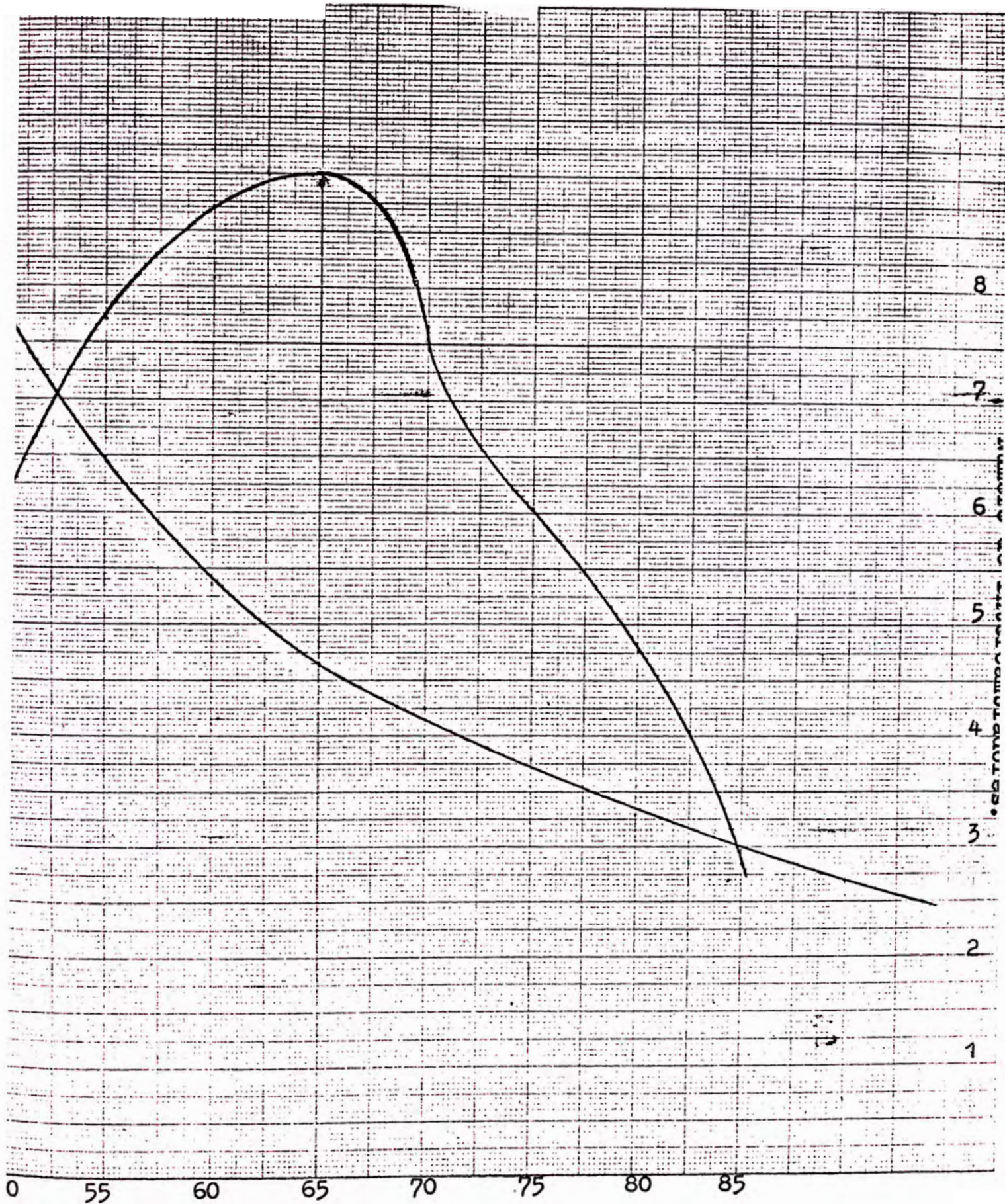
N = NÚMERO DE UNIDADES NECESARIAS.

CUADRO 3 (CONTINUACIÓN)

T	INVERSIÓN	COSTOS OPERATIVOS	DEPRECIA.	COSTO TOTAL	AHORRO, Q	BENEFICIO
50	3'139,000	542,000	828,000	1'370,000	4'610,000	3'240,000
55	2'625,000	454,000	692,500	1'146,500	4'455,000	3'308,500
61	2'170,000	375,000	571,000	941,000	4'290,000	3'349,000
65	1'878,000	324,500	495,000	819,500	4'180,000	3'360,500
70	1'720,000	297,000	454,000	751,000	4'050,000	3'299,000
75	1'530,000	264,200	404,000	668,200	3'910,000	3'241,000
80	1'338,000	231,500	352,500	584,000	3'775,000	3'191,000
85	1'205,000	208,000	318,000	526,000	3'640,000	3'114,000
90	1'082,000	187,000	285,500	472,500	3'500,000	3'027,500

T = ACERCAMIENTO, °F.

TODOS LOS DEMÁS VALORES ESTÁN EXPRESADOS EN SOLES POR AÑO.



Acercamiento,  $\omega F.$

CARTA N<sup>o</sup>16: Determinación del Acercamiento Económico.

tanto adoptaremos este valor para el diseño final que realizaremos a continuación.

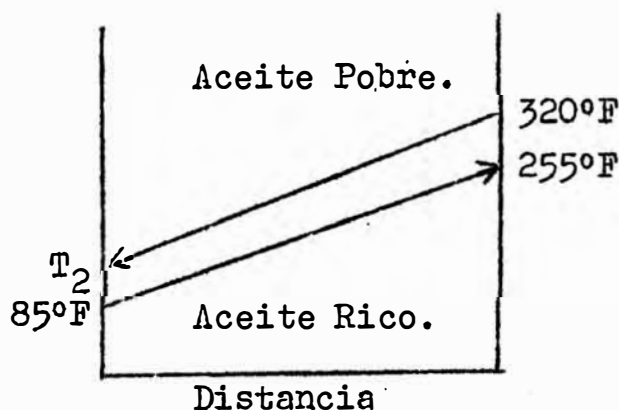
#### 4.6.- DISEÑO FINAL DE LA SECCION DE RECUPERACION DEL CALOR CONTENIDO EN LOS FONDOS DE LA TORRE

En las secciones anteriores hemos presentado los principios teóricos en los cuales se basan nuestros cálculos. Igualmente en ellas se estableció el tamaño de nuestras unidades y la temperatura de acercamiento más adecuada desde el punto de vista económico.

En la sección anterior (4.5) supusimos que el coeficiente global era constante e igual a  $77.3 \text{ BTU/Hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ ; esto evidentemente no es exacto. En esta sección procedemos a calcular los valores definitivos para cada una de nuestras variables.

#### a.- Balance de Calor

La representación gráfica de nuestro problema, ahora que hemos fijado el acercamiento adecuado, será como aparece a continuación:



Siguiendo el método de tanteos para la determinación de  $T_2$  adoptemos el valor de  $134.5^{\circ}\text{F}$  para la temperatura de salida del aceite pobre. Las temperaturas promedio serán entonces:

$$\text{Temperatura Prom. Aceite rico} = \frac{85 + 255}{2} = 170^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Temperatura Prom. Aceite pobre} = \frac{320 + 134.5}{2} = 227.5^{\circ}\text{F}$$

Los calores específicos según la carta N<sup>o</sup> 1, y aplicando el factor de corrección de 0.99 para el aceite rico (Factor de caracterización 11.6) son:

$$c_p \text{ A. rico} = 0.535 \times 0.99 = 0.53 \text{ BTU/Lb.}^{\circ}\text{F}$$

$$c_p \text{ A. pobre} = 0.558 \text{ BTU/Lb.}^{\circ}\text{F}$$

hállemos ahora la temperatura de salida del aceite pobre ( $T_2$ ) por medio de un balance entálpico:

$$335,000 \times 0.53 \times (255 - 85) = 290,000 \times 0.558 \times (320 - T_2)$$

de donde:

$$T_2 = 320 - \frac{335,000 \times 0.53 \times 170}{290,000 \times 0.558} = 133.5^{\circ}\text{F}$$

la nueva temperatura promedio será:

$$T_{\text{Prom.}} = \frac{133.5 + 320}{2} = 226.75^{\circ}\text{F}$$

el valor del calor específico a esta temperatura es:

$$c_p \text{ a } 226.75 = 0.5575 \text{ BTU/Lb}^{\circ}\text{F}$$

que es lo suficientemente concordante con el valor de 0.558 BTU/Lb<sup>°</sup>F que hemos supuesto; por lo tanto las temperaturas serán:

$$T_2 = 133.5^{\circ}\text{F}$$

$$T_4 = 255^{\circ}\text{F}$$

b.- Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura

El valor de la diferencia media de temperatura es  
tá dado por:

$$\Delta T_L = \frac{(320 - 255) - (133.5 - 85)}{\ln \frac{(320 - 255)}{(133.5 - 85)}} = 56.65^{\circ}\text{F.}$$

c.- Resistencia Global a la Transferencia de Calor

El método seguido para la determinación de las resistencias a la transferencia de calor será el mismo que el empleado en el diseño preliminar y comprenderá por lo tanto

tres etapas:

c.1.- Resistencia de la Película Interior

Para calcularla desarrollamos el método ya conocido mediante el uso de cartas:

Flujo por tubo =  $290,000/361 = 804$  Lb/tubo.Hr.

de la carta N<sup>o</sup> 3 encontremos el valor de la velocidad másica:

Velocidad másica =  $355,000$  Lb/Hr.pie<sup>2</sup>

El número de Reynolds correspondiente a una velocidad másica de  $355,000$  Lb/Hr.pie<sup>2</sup> y a una viscosidad promedio de  $0.622$  cp. según la carta N<sup>o</sup> 4 es igual a:

$$N_{Re} = 12,500$$

La resistencia interna a la transferencia de calor, basada en el área interior de los tubos y para una gravedad API promedio de  $56.6$  °API; según la carta N<sup>o</sup> 5 es:

$$R_1 = 0.0076 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

Corregida para estar expresada en base al área exte-

rior de los tubos será:

$$R_1 = 0.0076 \times \frac{0.75}{0.652} = 0.00875 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

c.2.- Resistencia de la Pared Metálica

La resistencia de la pared metálica es la misma que la ya calculada anteriormente, esto es:

$$R_2 = 0.0000662 \text{ Hr/pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

c.3.- Resistencia de la Película Exterior

También siguiendo el método ya establecido y con la ayuda de las cartas N°9 y N°10 determinemos los valores de:

$$A_1 = 1.52$$

$$A_2 = 1.15$$

$$A_3 = 0.98$$

La velocidad másica del lado exterior de los tubos es entonces:

$$G = \frac{335,000}{1.52 - 1.15 + 0.98} = 248,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

Con este valor, con el de la viscosidad igual a 0.5 cp. y con el de la gravedad específica equivalente a



56.6°API, se puede calcular la resistencia a la transferencia de calor en el lado del casco. Usando la carta N° 11 se obtiene:

$$R_3 = 0.0043 \text{ Hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

La resistencia global a la transferencia de calor será por lo tanto:

$$R_T = 0.00875 + 0.0000662 + 0.0043 = 0.0131162 \text{ Hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}.$$

#### d.- Resistencias de Ensuciamiento

Si los intercambiadores de calor realizarán su labor de acuerdo a las velocidades calculadas, tanto el diseño como la operación de este tipo de equipos sería simplificado grandemente. Pero este no es el caso en los equipos actuales de transferencia de calor.

El ensuciamiento en las superficies de transferencia de calor puede reducir apreciablemente la cantidad de calor transferido. Estas suciedades constituyen una barrera adicional al flujo de calor y en muchos casos pueden actuar como la resistencia controlante, limitando así efectivamente la cantidad de calor transferido. Por un proceso de deposición, una sustancia ensuciante puede actuar como

un material de aislamiento, a través del cual el calor debe fluir por conducción. Estas deposiciones pueden afectar también la distribución de velocidades cerca a la frontera de la película, aumentando de esta manera el espesor de la película de fluido en la superficie de transferencia de calor.

Sin considerar el proceso en sí, el resultado neto de las condiciones de ensuciamiento es reducir la transferencia de calor. La reducción actual de la velocidad de transferencia de calor depende de las condiciones de operación y de los fluidos usados en el sistema; consecuentemente las resistencias debidas al ensuciamiento deben ser estimadas usando la experiencia fundamentalmente.

Desde que el grado de ensuciamiento es una función del tiempo de operación, progresivamente se vuelve más severo y en algunos casos la línea por donde circula el fluido puede quedar completamente atorada con el material. Es por tanto evidente que con un elevado número de limpiezas, la velocidad de transferencia calculada para fluidos limpios puede ser alcanzada. Por otro lado, si el equipo no es limpiado, la velocidad efectiva de transferencia de calor puede acercarse a cero. Actualmente el intervalo de tiempo entre dos limpiezas es un problema económico asociado con la inversión y los costos de operación.

Debido a la gran variedad de tipos de fluidos que se pueden manejar, las gráficas para calcular las resistencias debidas a ensuciamiento deben ser elaboradas a partir de las condiciones de operación existentes. Sin embargo, para la mayoría de los propósitos prácticos, la resistencia de ensuciamiento puede ser estimada con un grado suficiente de exactitud.

Las resistencias debidas a ensuciamiento para diferentes tipos de operación y para fluidos típicos se muestran en la tabla de la página siguiente. Los valores mostrados en la tabla están recomendados por la sección tubular del Instituto de Intercambio de calor y representa la experiencia combinada de varios fabricantes.

Para calcular la velocidad de transferencia de calor, las resistencias de ensuciamiento para ambos lados de la superficie de intercambio deben ser sumados a las resistencias de las películas y de la pared metálica, o lo que es lo mismo matemáticamente:

$$1/U = R_T = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 \quad (4.28)$$

en donde:

$R_1$  = resistencia de la película interior

$R_2$  = resistencia de la pared metálica

$R_3$  = resistencia de la película del lado del casco

**TABLA 1: RESISTENCIAS DE ENSUCIAMIENTO DE FLUIDOS EN REFINERÍAS**

**(A) AGUA.**

TEMPERATURA DEL MEDIO DE CALENTAMIENTO	240°F ó MÁS		240°-400°F	
	125°F ó MENOS		SOBRE 125°F	
TIPOS DE AGUA:	VELOCIDAD DEL AGUA			
	3'/SEG. ó MENOS	SOBRE 3'/SEG.	3'/SEG. ó MENOS	SOBRE 3'/SEG.
TEMPERATURA DEL AGUA				
AGUA DE MAR	0.0005	0.0005	0.001	0.001
AGUA ROCIADA:				
MAKEUP TRATADO	0.001	0.001	0.002	0.002
MAKEUP SIN TRATAR	0.004	0.003	0.006	0.005
AGUA DE POZO O DE CIUDAD	0.001	0.001	0.002	0.002
AGUA DE RÍO, MÍNIMO	0.002	0.001	0.003	0.002
AGUA DURA (SOBRE 15GR/LT.)	0.003	0.003	0.005	0.005
AGUA DESTILADA	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
AGUA TRATADA PARA HERVIDOR	0.001	0.0005	0.002	0.001

**(B) UNIDADES DE DESTILACIÓN ATMOSFÉRICA.**

FONDOS RESIDUALES, MENOS DE 25°API.	0.005
FONDOS DESTILADOS, SOBRE 25°API.	0.002
CORTES LATERALES	0.001

**(C) UNIDADES DE CRACKING.**

GAS-OIL DE ALIMENTACIÓN:	
BAJO 500°F	0.002
SOBRE 500°F	0.003
ALIMENTACIÓN DE NAFTA:	
BAJO 500°F	0.002
SOBRE 500°F	0.004
RESIDUOS	0.010

**(D) UNIDADES DE ABSORCIÓN.**

	PLANTAS DE GASOLINA CON ACEITE DE CAMPO	RECUPERACIÓN DE LOS VAPORES DE REFINERÍA
GAS	0.002	0.003
ACEITE RICO	0.001	0.002
ACEITE POBRE	0.002	0.003
VAPORES DE O.H.	0.0005	0.001
GASOLINA	0.0005	0.0005

**(E) UNIDADES DE ESTABILIZACIÓN DE GASOLINA NATURAL.**

ALIMENTACIÓN	0.0005
VAPORES O.H.	0.0005
PRODUCTOS DE ENFRIADORES E INTERCAMBIADORES	0.0005
PRODUCTOS DE REHERVIDORES	0.001

**(F) DEBUTANIZADOR.**

ALIMENTACIÓN	0.001
VAPORES DE CABEZA (O.H.)	0.001
PRODUCTOS DE ENFRIADORES	0.001
PRODUCTOS DE REHERVIDORES	0.002

$R_4$  = resistencia de ensuciamiento en el lado de los tubos.

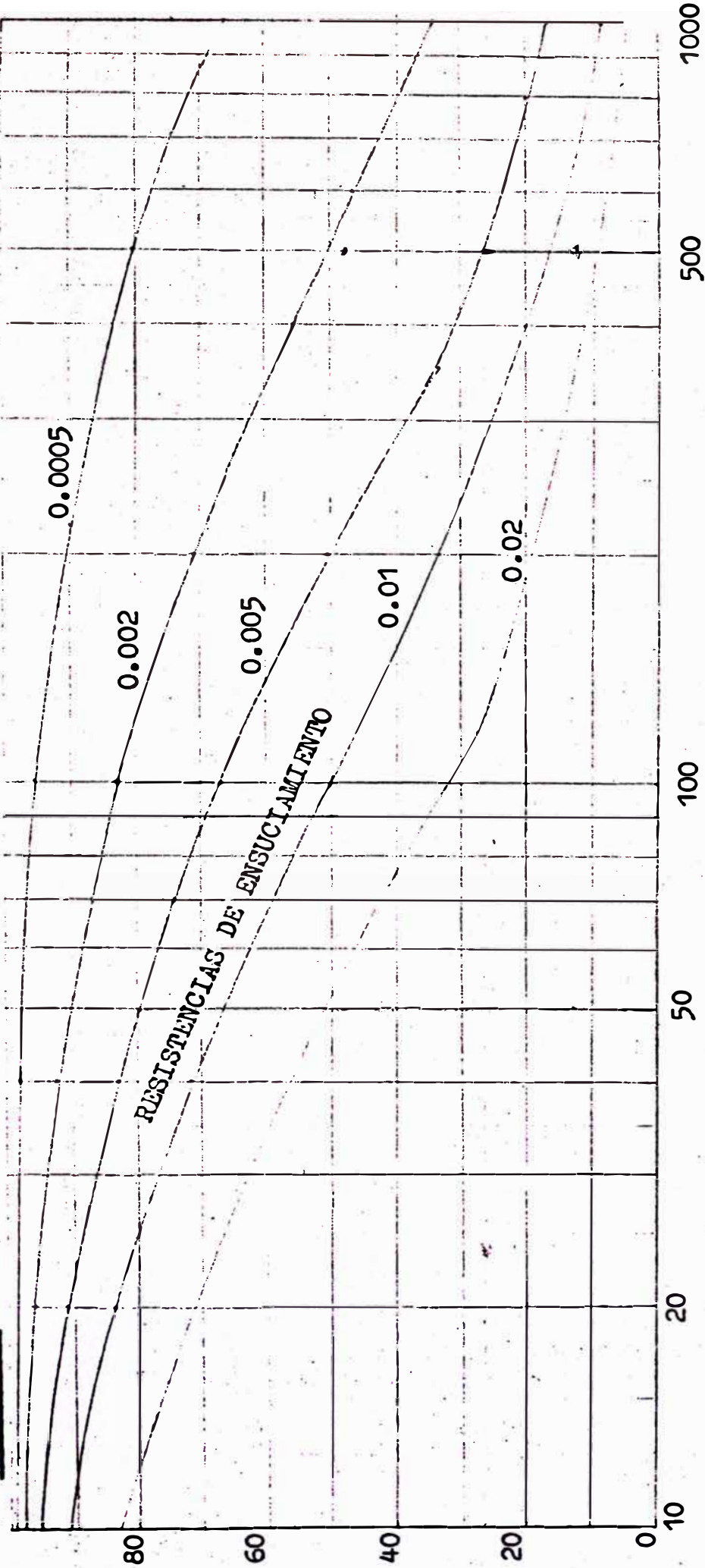
$R_5$  = resistencia de ensuciamiento en el lado del casco.

Debe anotarse que las resistencias de la tabla de la página anterior (Tabla N° 1) no son los valores máximos que pueden ocurrir en la práctica, pero representan valores que considerados en el diseño y la selección del intercambiador darán suficiente superficie en exceso para periodos de operación razonables entre dos limpiezas.

Debido a las propiedades de los líquidos que se manejan en las refinerías, las velocidades de transferencia calculadas con líquidos limpios son generalmente de un rango bajo o medio de los valores y el efecto de ensuciamiento no es tan pronunciado como en el rango alto.

Este efecto es mostrado en la carta N° 17, donde el porcentaje de calor transmitido en términos del coeficiente limpio ha sido ploteado contra el coeficiente limpio para varios grados de ensuciamiento. Se notará que para un coeficiente de 50 BTU/Hr. pie<sup>2</sup> °F una resistencia de 0.005 por ensuciamiento reduce el calor transferido a un 80% de la razón limpia. Sin embargo con un coeficiente limpio de 500 BTU/Hr. pie<sup>2</sup> °F, la misma cantidad de ensuciamiento reduce la transferencia de calor a solo un 28% del valor limpio.

**CARTA N°17: Reducción de la Transferencia de Calor debida al Ensuciamiento.**



Porcentaje de Calor transferido en términos del Coeficiente Limpio.

Coeficiente Limpio.  
(F. Buthod y B. Whiteley: Heat Transfer, pag 43)

Yendo a la solución de nuestro caso podemos observar la tabla y vemos que los valores para las resistencias por ensuciamiento son:

$$\text{Aceite rico} = R_5 = 0.001 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$\text{Aceite pobre} = R_4 = 0.002 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}.$$

Con estos valores para las resistencias por ensuciamiento, el valor de la resistencia global a la transferencia de calor, según la ecuación (4.28) será:

$$R_T = 0.0131162 + 0.002 + 0.001 = 0.0161162 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}.$$

e.- Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Con el valor calculado para la resistencia global podemos ahora encontrar el coeficiente global de transferencia de calor que es igual a:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0.0161162} = 62.1 \text{ BTU./Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U = 62.1 \text{ BTU/Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}.$$

f.- Cálculo del área de Transferencia Necesaria

El área de transferencia necesaria está dada por

la ecuación siguiente:

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta T_L} \quad (4.29)$$

los valores de los diferentes factores son:

$$q = 30'200,00 \text{ BTU/Hr.}$$

$$U = 62.1 \text{ BTU/Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_L = 56.65^\circ\text{F}$$

reemplazando estos valores en la ecuación (4.29) se obtiene:

$$A = \frac{30'200,00}{62.1 \times 56.65} = 8,570 \text{ pie}^2$$

#### g.- Establecimiento del Número de Unidades Necesarias

El área de cada intercambiador es de 1,415 pie<sup>2</sup> por lo tanto el número de unidades que necesitamos será:

$$n = \frac{8,570}{1,415} = 6.005 \text{ unidades}$$

Este es el número de unidades que será necesario usar si todos nuestros valores se repiten exactamente. Generalmente éste no es el caso más común así que a fin de tener la suficiente área de intercambio nos proveemos de un factor de seguridad de 5% a fin de contrarrestar cualquier



factor imponderable. Con esta previsión el número de intercambiadores será de:

$$n = 1.05 \times 6.005 = 6.305 \text{ unidades}$$

Como en la realidad no se puede contar con fracciones de unidad el número real a emplear debe ser de siete unidades de intercambio de calor para nuestra primera sección.

#### h.- Caída de Presión en el Sistema

Como ya vimos anteriormente la caída de presión en el sistema está constituida por dos aspectos o partes:

##### h.1.- Caída de presión en el lado de los tubos

La caída de presión en el lado de los tubos tiene dos componentes:

$\Delta P_1$  = caída de presión en los cabezales

$\Delta P_2$  = caída de presión en los tubos mismos.

La caída de presión en los cabezales es la misma que calculamos en el cuadro N° 2 y es igual a:

Caída de presión en los cabezales = 0.06 psi/casco

como se tienen siete cascos la caída total en los ca-

bezales será:

$$\text{Caída total en cabezales} = 7 \times 0.06 = 0.42 \text{ psi.}$$

Para el cálculo de la caída de presión en los tubos propiamente dichos seguiremos el método ya establecido. Hallemos primero la temperatura de la pared de los tubos. La caída de temperatura en la película interior será proporcional a la resistencia interna. Las temperaturas promedio de las corrientes son:

$$T_{\text{prom. A. Rico}} = 170^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{prom. A. Pobre}} = 226.75^{\circ}\text{F.}$$

La diferencia total de temperatura será:

$$\Delta T = 226.75 - 170 = 56.75^{\circ}\text{F}$$

La resistencia interna a la transferencia de calor es:

$$R_1 = 0.00875 + 0.002 = 0.01075 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F/BTU}$$

y la resistencia total es:

$$R_T = 0.0161162 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F/BTU}$$

la caída de temperatura en la película es por tanto:

$$\Delta T_1 = 56.75 \times \frac{0.01075}{0.0161162} = 37.8^{\circ}\text{F}$$

la temperatura en la pared de los tubos será por tanto:

$$T_{\text{pared}} = 226.75 - 37.8 = 188.95^{\circ}\text{F}$$

la viscosidad promedio a esta temperatura es de:

$$z_w = 0.74 \text{ cp.}$$

Con este valor entremos en la carta N° 13 y encontremos que la caída de presión por pie de longitud es de:

$$\text{Caída en los tubos} = 0.015 \text{ psi/pie.}$$

La longitud total de los tubos en los siete intercambiadores es de 140 pies, por lo que la caída total será:

$$\text{Caída en los tubos} = 140 \times 0.015 = 2.10 \text{ psi.}$$

Con este valor, la caída de presión total en el lado de los tubos es:

$$\Delta P_{\text{tubos}} = 0.42 + 2.10 = 2.52 \text{ psi.}$$

## h.2.- Caída de presión en el lado del Casco

En el cuadro N° 2 ya aparece calculada la velocidad másica para este caso y es:

$$G_p = 602,500 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

Con este valor y teniendo en cuenta que la viscosidad promedio es ahora de 0.5 cp., el factor de fricción a partir de la carta N° 14, es:

$$f = 0.122$$

Con este valor y con un factor de deflección igual a 26, entremos a la carta N° 15 y para 361 tubos y una gravedad específica de 0.752 encontramos:

$$\Delta P_{\text{casco}} = 12.9 \text{ psi/casco.}$$

Para los siete cascos que constituyen el sistema la caída de presión total será:

$$\Delta P_{\text{T.casco}} = 7 \times 12.9 = 90.3 \text{ psi.}$$

Con esto concluimos el diseño de la sección de recuperación del calor contenido en los fondos de la torre y procedemos a realizar el correspondiente resumen antes de seguir con las próximas etapas de diseño.

#### i.- Resumen de Resultados

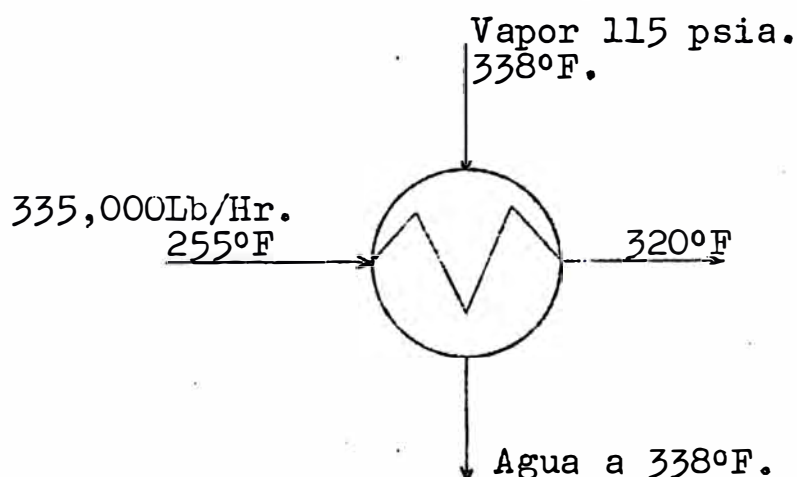
El resumen de los resultados obtenidos en la sección N° 4 es el siguiente:



## V.- DISEÑO DE LA SECCION A VAPOR

Después de haber realizado el diseño básico de la primera sección de nuestro sistema, en la cual se aprovechó el calor contenido en los fondos de la torre, procedemos ahora al diseño básico del tramo final que consistirá en la utilización de vapor de 115 psia. para elevar la temperatura del aceite rico hasta  $320^{\circ}\text{F}$ .

Esquemáticamente el problema es el siguiente:



El orden que seguiremos en esta parte del diseño será el siguiente:

- 5.1.- Selección del equipo
- 5.2.- Diseño preliminar
- 5.3.- Diseño final.

Procedemos a continuación al desarrollo del primer punto, esto es:

## 5.1- Selección del Equipo

Las características de los distintos tipos de unidades disponibles han sido enumeradas en la parte correspondiente del diseño de la primera sección. Ahora debemos considerar las características del servicio que deseamos en esta segunda parte del sistema.

Sabemos que para calentar el aceite rico hasta 320°F. vamos a hacer uso de vapor de 115 psia. Pues bien, generalmente el vapor es enviado por el lado del casco, en donde se condensa y cede su calor latente al líquido que va por los tubos. El vapor de agua es una sustancia esencialmente pura, libre de agentes corrosivos o que produzcan ensuciamiento en el exterior de los tubos. Es por esta razón que no será necesario sacar los tubos del casco para su limpieza y resultará suficiente hacer circular un fluido limpiador cuando sea necesario. Por esta razón igualmente debemos considerar que el diseño de lámina de tubos fija es el más apropiado para este servicio. Los intercambiadores de este tipo son además los más baratos relativamente; los tubos individuales pueden ser reemplazados y la expansión térmica diferencial es controlada por una junta de expansión.

En lo referente al costo de este tipo de intercambiadores

biadores, es aproximadamente un 12% menor que el de los de cabeza flotante. Teniendo esto en cuenta, el costo para este tipo de equipos puede ser obtenido a partir de los datos de costos para intercambiadores de cabeza flotante que aparecen en la parte correspondiente del diseño de la primera sección (Pág. 36).

## 5.2.- Diseño Preliminar

El diseño preliminar abarca los siguientes puntos:

### a.- Selección de los tubos y del Tipo de Arreglo de los Mismos

Teniendo en mente las mismas consideraciones tomadas en cuenta en el diseño de la primera sección podemos admitir que la tubería de 3/4 de pulgada de diámetro nominal y 18 BWG., es la más apropiada. La longitud de los tubos debe ser de veinte pies, aunque esto no es aún definitivo y quedará establecido más adelante.

En lo referente al arreglo, éste seguirá siendo en forma triangular, con un paso de 15/16 de pulgada. El material, al igual que en la primera sección será ADM. Resumiendo nuestra elección podemos decir:

Diámetro exterior de los tubos	3/4"
Espesor de pared	18 BWG.



Tipo de arreglo	Triangular
Espaciamiento entre tubos (paso)	15/16"
Longitud de los tubos	20 ó 16 pies.

#### b.- Selección de los deflectores

Los deflectores a usarse serán el igual que en la primera sección, del tipo segmentado con un corte equivalente al veinte por ciento del diámetro del casco.

La distancia entre los mismos debe ser de diez y pulgadas.

#### c.- Selección del tipo de flujo

Debido a que uno de los fluidos, (el vapor), es isotérmico, la diferencia entre los flujos en contracorriente y en corrientes paralelas no será apreciable. De todas maneras el flujo en contracorriente debe presentar una ligera ventaja y debería ser el preferido. En realidad el tipo de flujo dependerá también del número de pasos por los tubos. Con más de un paso, el tipo de flujo quedará realmente afectado.

#### d.- Balances Entálpicos

Al diseñar la primera sección, encontramos que la temperatura de salida del aceite rico era de 255<sup>0</sup>F. Al rea

lizar los cálculos consideramos que no existían pérdidas de calor al exterior, esto es, todo el calor perdido por el aceite pobre era tomado por el aceite rico y nada se transfería al medio ambiente. Sin embargo, la realidad de las cosas es algo distinta. Así como ocurre una transferencia de calor a través de los tubos, igualmente ocurre una transferencia a través del casco y hacia el exterior. A fin de disminuir la transferencia de calor hacia el exterior, generalmente se aíslan los equipos forrándolos con materiales de baja conductividad térmica. Antes de pasar a realizar los cálculos correspondientes a la sección a vapor pasemos a considerar las pérdidas que ocurren en la primera sección.

A fin de realizar una estimación aproximada de las pérdidas que ocurren debemos tener en cuenta que éstas se producen tanto a través del casco de los intercambiadores como a través de las tuberías de interconexión.

Para efectos de realizar la evaluación consideraremos los datos de la tabla de la página siguiente. Las pérdidas a computar son las siguientes:

#### d.1.- Pérdidas en los cascos:

Consideremos que los cascos están revestidos con un aislamiento de 1 1/2" de magnesita y que en nuestras instalaciones se tiene un viento de diez millas por

TABLA 2: Pérdidas de Calor en los Equipos de Planta BTU/Hr.pie<sup>2</sup>

Pared	Condiciones	T dentro del equipo			
		200	400	600	800
Metal Desnudo	Aire quieto 0°F	540	1560	3120	
	Aire quieto 100°F	210	990	2250	
	Viento 10 mph. 0°F	1010	2540	4680	
	Viento 10 mph. 100°	440	1710	3500	
	Viento 40 mph. 0°F	1620	4120	7440	
	Viento 40 mph. 100°	700	2760	5650	
Aislamiento de Magnesia de 1 1/2".	Aire quieto 0°F	54	108	164	220
	Aire quieto 100°F	28	83	137	192
	Viento 10 mph. 0°F	59	118	178	230
	Viento 10 mph. 100°	30	89	149	210
	Viento 40 mph. 0°F	61	122	183	246
	Viento 40 mph. 100°	31	92	153	215
Aislamiento de Magnesia en tuberías. Pérdida por pñe de longitud. Aire a 80°F	Standar-Tubería 3"	50	150	270	440
	Standar-Tubería 6"	77	232	417	620
	Standar-Tubería 12"	111	325	590	
	1 1/2"-Tubería de 3"	40	115	207	330
	1 1/2"-Tubería 6"	64	186	335	497
	3" -Tubería de 3"	24	75	135	200
	3" -Tubería de 6"	40	116	207	322

hora y una temperatura de 80°F.

La temperatura promedio del aceite rico es de 170°F.

Podemos tomar como una aproximación el valor de 200°F para evaluar las pérdidas posibles.

Para un viento de diez millas por hora se tiene en la tabla N° 2 las pérdidas siguientes:

Viento de 0°F            59 BTU/pie<sup>2</sup>Hr.

Viento de 100°F        30 BTU/pie<sup>2</sup>Hr.

Para un viento de 80°F interpolamos entre estos dos valores y obtenemos la estimación de nuestras pérdidas de calor:

$$\text{Viento } 80^{\circ}\text{F } 30 + (59 - 30) \times \frac{20}{100} = 35.8 \text{ BTU/pie}^2\text{Hr.}$$

El área total de un casco es igual a 137.87 pie<sup>2</sup>; como se tienen siete unidades el área total será de:

$$\text{Área} = 137.87 \times 7 = 965.09 \text{ pie}^2$$

Las pérdidas totales en los cascos serán entonces:

$$\text{Pérdidas en los cascos} = 35.8 \times 965.09 = 34,500 \text{ BTU/Hr.}$$

#### d.2.- Pérdidas en las tuberías:

Consideremos aproximadamente 10 pies de tuberías por

intercambiador. La longitud total será de 70 pies de tubería. Las pérdidas para un viento de 80°F y para una tubería de 6" con aislamiento estándar son, según la tabla N°2:

$$\text{Pérdida en tubería} = 77 \text{ BTU/Hr. pie de tubería}$$

Las pérdidas totales en tuberías serán entonces:

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas totales en tuberías} &= 77 \times 70 = 5,390 \\ &\text{BTU/Hr.} \end{aligned}$$

Las pérdidas totales en las tuberías y en el casco son por tanto:

$$\text{Pérdidas totales} = 5,390 + 34,500 = 39,890 \text{ BTU/Hr.}$$

Con este valor para las pérdidas la disminución de temperatura del aceite rico será:

$$\Delta T_{A.rico} = \frac{q}{m \cdot c_p}$$

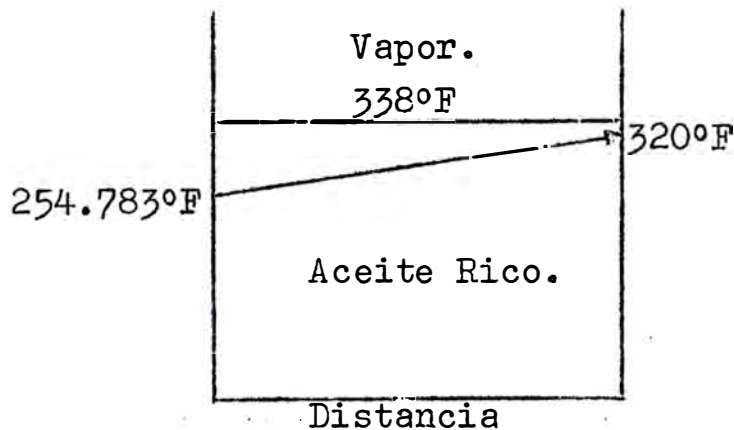
reemplazando valores tenemos:

$$\Delta T_{A.rico} = \frac{39,890}{335,000 \times 0.531} = 0.217^\circ\text{F}$$

por lo tanto la temperatura de salida del aceite rico será:

$$T_4 = 255.0 - 0.217 = 254.783 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con este valor recalculado para la temperatura de salida del aceite rico podemos ahora realizar los balances correspondientes a la segunda sección. Una representación gráfica de lo que ocurre en esta sección es como sigue:



Procedamos entonces a hallar la cantidad de vapor necesaria.

El balance entálpico para este caso tiene la expresión siguiente:

$$m_v L_v = m_{AR} \cdot c_{pAR} \cdot (T_5 - T_4) \quad (5.1)$$

en donde:

$m_v$  = flujo másico del vapor, Lb/Hr.

$L_v$  = calor latente de condensación, BTU/Lb.

$m_{AR}$  = flujo másico de aceite rico, Lb/Hr.

$c_{pAR}$  = calor específico del aceite rico, BTU/Lb $^\circ\text{F}$

$T_5$  = temperatura de salida del aceite rico,  $^{\circ}\text{F}$

$T_4$  = temperatura de entrada del aceite rico,  $^{\circ}\text{F}$

Los datos de que disponemos son:

$$L_v = 880.60 \text{ BTU/Lb.}$$

$$m_{AR} = 335,000 \text{ Lb/Hr.}$$

$$c_{pAR} = 0.594 \text{ (A la temperatura promedio de } 286.55 \text{ }^{\circ}\text{F).}$$

$$T_4 = 254.78^{\circ}\text{F}$$

$$T_5 = 320^{\circ}\text{F.}$$

reemplazando valores en la ecuación (5.1) y despejando de ella el valor de  $m_v$ , obtenemos:

$$m_v = \frac{335,000 \times 0.594 \times (320 - 254.78)}{880.60} = 14,760 \text{ Lb/Hr.}$$

El calor transferido al aceite rico será:

$$q = 880.60 \times 14,760 = 13,000,000 \text{ BTU/Hr.}$$

Si consideramos que las pérdidas de calor en esta sección son del orden del 0.5%, éstas serán:

$$\text{Pérdidas en la segunda sección} = 13,000,000 \times 0.005 = 65,000 \text{ BTU/Hr.}$$

Por lo tanto el calor total necesario en la segunda

sección será:

$$q_T = 13'000,000 + 65,000 = 13'065,000 \text{ BTU/Hr.}$$

lo cual, en términos de libras de vapor necesarias es igual a:

$$m_v = 14,760 \times 1.005 = 14,850 \text{ Lb/Hr.}$$

e.- Cálculo de la diferencia media de temperatura

Al igual que en la primera sección, la diferencia media de temperatura está dada por la siguiente expresión:

$$\overline{\Delta T_L} = \frac{(T_6 - T_4) - (T_6 - T_5)}{\ln (T_6 - T_4) / (T_6 - T_5)} \quad (5.2)$$

en donde:

$T_6$  = temperatura en el lado del casco, temperatura del vapor saturado de 115 psia.

$T_5$  = temperatura de salida del aceite rico, °F

$T_4$  = temperatura de entrada del aceite rico, °F

reemplazando valores se obtiene:

$$\overline{\Delta T_L} = \frac{(338 - 254.78) - (338 - 320)}{\ln \frac{(338 - 254.78)}{(338 - 320)}} = 43.0^\circ\text{F}$$



f.- Cálculo de la resistencia global a la transferencia de calor

Como vimos en el diseño de la primera sección, la resistencia global a la transferencia de calor está compuesta por tres resistencias individuales en serie; esto es:

- Resistencia de la película interior
- Resistencia de la pared metálica
- Resistencia de la película exterior.

El cálculo de las dos primeras resistencias será realizado de acuerdo a los métodos desarrollados anteriormente. Para el cálculo de la resistencia de la película exterior se aplicará y desarrollará el método que le corresponde por tratarse de vapor de agua que condensa en el exterior de los tubos.

Consideremos para los efectos de este diseño preliminar que disponemos de intercambiadores de 20" de diámetro de casco, con 301 tubos. La longitud del intercambiador será elegida posteriormente.

f.1.- Resistencia de la película de fluido interior

Siguiendo el método ya establecido para este caso tendremos:

$$\text{Temperatura promedio} = \frac{254.78 + 320}{2} = 287.39$$

Viscosidad promedio = 0.295 cp.

Gravedad específica = 0.695

El flujo másico es de 335,000 Lb/Hr.; el flujo por tubo es:

Flujo por tubo =  $335,000/301 = 1,112$  Lb/Hr.tubo.

La velocidad másica la encontramos mediante la carta N° 3, usando un diámetro interno de 0.652"; el valor encontrado es:

$$\bar{V} = 490,000 \text{ Lb/Hr.pie}^2$$

Con este valor entramos a la carta N° 4 y encontramos el número de Reynolds:

$$Re = 37,000$$

Ahora haciendo uso de la carta N° 5 y con el valor del Reynolds hallado encontramos el valor de la resistencia interna que es:

$$R_1 = 0.0036 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

que corregido para el diámetro exterior dá:

$$R_1 = 0.0036 \times \frac{0.75}{0.652} = 0.00414 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

f.2.- Resistencia de la pared metálica

La temperatura promedio de la pared metálica es:

$$T_{\text{prom.}} = 338 + 287.39/2 = 312.69^{\circ}\text{F.}$$

Haciendo uso de la carta N° 8, hallamos la conductividad térmica del metal a esta temperatura:

$$K = 72 \text{ BTU/Hr.pie.}^{\circ}\text{F}$$

este valor, combinado con un espesor de pared de 0.049" en la misma carta, nos da para la resistencia de la pared un valor de:

$$R_2 = 0.00006 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F/BTU.}$$

que corregido al diámetro exterior da:

$$R_2 = 0.0000641 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F/BTU.}$$

f.3.- Resistencia de la película de fluido exterior

Los datos concernientes a las resistencias de película de vapores que condensan son generalmente inadecuados. Si el vapor que condensa tiene un solo componente en el exterior de tubos horizontales, el coeficiente de transferencia de calor de la película en el lado del vapor puede ser obtenido de la expresión deri-

vada por Nusselt:

$$h = 0.725 \left( \frac{k^3 \cdot l^2 \cdot g \cdot L}{d \cdot z \cdot t_s} \right)^{0.25} \quad (5.3)$$

en donde:

$h$  = coeficiente de transferencia de calor, BTU/Hr.  
pie<sup>2</sup> °F.

$k$  = conductividad térmica, BTU/Hr.pie °F

$l$  = densidad del condensado, Lb/pie<sup>3</sup>

$g$  = aceleración de la gravedad, pie/Hr<sup>2</sup>

$L$  = calor latente de vaporización, BTU/Lb.

$d$  = diámetro de los tubos, pie

$z$  = viscosidad del condensado, Lb/pie.Hr.

$t_s$  = caída de temperatura a través de la película  
de vapor, °F.

Desafortunadamente muchas operaciones de condensación en la práctica de la refinera abarcan mezclas de vapores, y los coeficientes de película para tales condiciones no pueden ser predichas con mucha exactitud. Las propiedades térmicas del fluido en la ecuación (5.3) deben ser evaluadas a la temperatura media de la película del fluido. Ya que la temperatura de la película no puede ser medida practicamente, es necesario asumir un valor para la caída de temperatura y

utilizar un método de tanteos.

Ordinariamente, dos o tres tanteos son suficientes para obtener la respuesta. La solución por tanteos se simplifica con el uso de la carta N° 18, cuyo manejo se explica a continuación:

Se asume un valor para la caída de temperatura en la película y con este valor se entra a la carta y se halla la resistencia de película correspondiente. La caída de temperatura que sería obtenida con esta resistencia en el lado del vapor es calculada de la ecuación:

$$t_s = \frac{\Delta T_L \cdot R_s}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (5.4)$$

en donde:

$\Delta T_L$  = diferencia media de temperatura, °F

$R_s$  = resistencia en la película de vapor, Hr.pie<sup>2</sup>  
°F/BTU.

Si el valor calculado de  $t_s$  en esta ecuación es igual al valor asumido, la asunción es correcta.

Procedamos ahora al desarrollo de nuestro caso. La diferencia media de temperatura es de 43°F.

La suma de las resistencias de la pared metálica y de

la película interior es:

$$R_1 + R_2 = 0.00414 + 0.0000641 = 0.0042041 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU.}$$

-- Primer tanteo:

$$\text{Asumamos } T_s = 2.285^\circ\text{F}$$

Entramos con este valor a la carta por la derecha y horizontalmente alcanzamos la línea de vapor de 100 psig. De este punto nos movemos verticalmente hasta la línea de 0.75 pulgadas de diámetro externo para el tubo; de aquí vamos horizontalmente hasta la escala de la izquierda donde leemos  $R_s$ :

$$R_s = 0.000230 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

Chequeamos el valor de  $T_s$

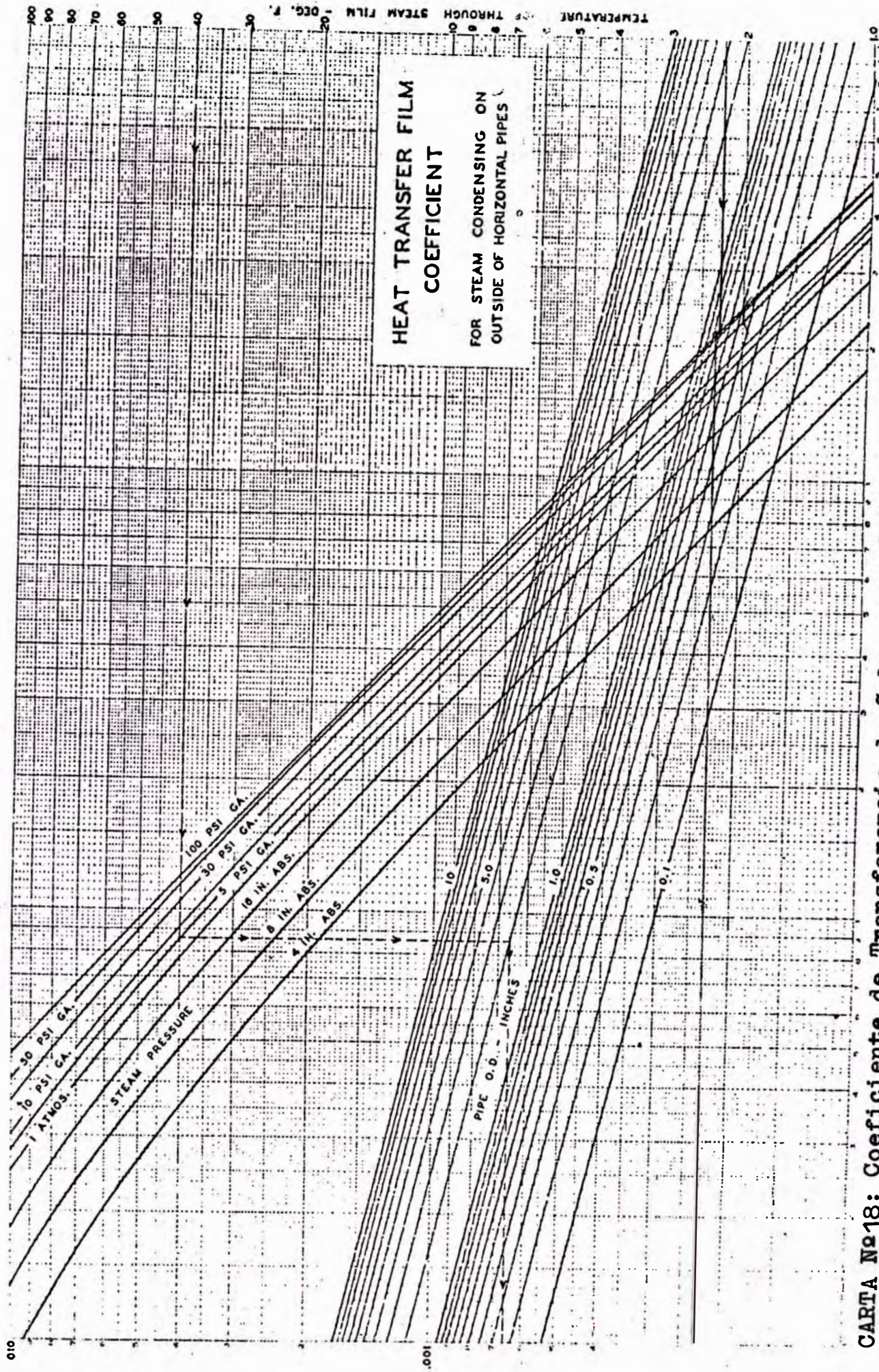
$$T_s = \frac{43 \times 0.000230}{0.0042041 + 0.00023} = 2.235^\circ\text{F}$$

Como el valor encontrado difiere del asumido procedemos al:

- Segundo tanteo:

$$\text{Asumamos } T_s \text{ igual a } 2.235^\circ\text{F.}$$

$$\text{De la carta obtenemos: } R_s = 0.0002285 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU.}$$



**HEAT TRANSFER FILM  
COEFFICIENT**  
FOR STEAM CONDENSING ON  
OUTSIDE OF HORIZONTAL PIPES

**CARTA No 18: Coeficiente de Transferencia de Calor para Vapor condensando en tubos Horizontales (Método: Heat Transfer, pag. 19)**

Chequeo:

$$T_s = \frac{.43 \times 0.0002285}{0.0042041 + 0.0002285} = 2.22^\circ\text{F}$$

Como los valores asumido y chequeado difieren significativamente aún, procedemos al:

- Tercer tanteo:

$$\text{Asumamos } T_s = 2.22^\circ\text{F}$$

$$\text{De la carta obtenemos } R_s = 0.0002283 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu.}$$

Chequeo:

$$T_s = \frac{.43 \times 0.0002283}{0.0042041 + 0.0002283} = 2.219^\circ\text{F}$$

Como este valor de  $2.219^\circ\text{F}$  coincide aceptablemente con el valor asumido de  $2.22^\circ\text{F}$ , la resistencia obtenida será la que necesitamos para nuestros cálculos, esto es:

$$R_3 = 0.0002283 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu.}$$

Por lo tanto la resistencia global a la transferencia de calor será:

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 = 0.0042041 + 0.0002283 = 0.0044324 \text{ Hr.pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu.}$$



Ahora que ya ha quedado establecido el método a seguir para el cálculo de la resistencia global a la transferencia de calor, podemos proseguir con dos puntos importantes del diseño tales como son la elección del tamaño adecuado de intercambiador y también el establecimiento del número de pasos a usar.

#### g.- Elección del tamaño de casco

El tamaño de intercambiador más adecuado será elegido teniendo en cuenta el costo inicial, la caída de presión en los tubos y factores de tipo operacional para cada caso considerado.

En los cuadros que aparecen a continuación se presenta el resumen de los cálculos realizados a fin de llegar a una decisión en lo referente al tamaño de intercambiador que vamos a usar.

En el cuadro N<sup>o</sup> 4 se muestra el resumen de los cálculos del área necesaria en cada caso así como la inversión inicial en intercambiadores. El método seguido es el mismo aplicado en las secciones anteriores. En el cuadro N<sup>o</sup> 5 aparecen los cálculos de caída de presión según el método seguido en la primera sección.

A continuación reproducimos los datos que más nos interesan de los cuadros N<sup>o</sup> 4 y N<sup>o</sup> 5, a fin de llevar a cabo la discusión de los resultados obtenidos.

CUADRO 4: RESUMEN DE CÁLCULOS PARA LA SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE INTERCAMBIADORES A USAR.

$D_s$	N	FLUJO/ TUBO	$\bar{V}$	RE.	$R_{11}$	$R_{10}$	$R_2$	$T_s$	$R_3$
26	532	630	280,000	22,000	0.0052	0.00599	0.0000641	1.40	0.0002035
24	442	758	340,000	25,000	0.0048	0.00552	0.0000641	1.57	0.0002115
22	361	928	415,000	31,000	0.0041	0.00471	0.0000641	1.875	0.0002185
20	301	1,112	490,000	37,000	0.0036	0.00414	0.0000641	2.2198	0.0002283
18	239	1,400	620,000	46,000	0.0031	0.00357	0.0000641	2.645	0.0002380
16	170	1,970	895,000	66,000	0.0024	0.00286	0.0000641	3.44	0.0002540
14	127	2,640	1,180,000	89,000	0.0018	0.00207	0.0000641	5.00	0.0002800

$D_s$  = DIÁMETRO DEL CASCO, PULG.

N = NÚMERO DE TUBOS.

$\bar{V}$  = VELOCIDAD MÁSCA, LB/HR.PIE<sup>2</sup>.

RE = NÚMERO DE REYNOLDS.

$R_{11}; R_{10}$  = RESISTENCIA INTERNA A LA TRANSFERENCIA DE CALOR, BASADA EN EL ÁREA INTERIOR Y EXTERIOR DE LOS TUBOS, RESPECTIVAMENTE, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$R_2; R_3$  = RESISTENCIAS DE LA PARED METÁLICA Y DE LA PELÍCULA EXTERIOR, RESPECTIVAMENTE, HR.P<sup>2</sup>.°F/BTU.

$T_s$  = CAÍDA DE TEMPERATURA EN LA PELÍCULA EXTERIOR, °F.

CUADRO 4 (CONTINUACIÓN)

$D_s$	$R_T$	U	q	$\Delta T_L$	AREA	AREA UNITARIA	N	COSTO CAB.FLO.	COSTO LAM.FIJA	INVER.
26	0.0062576	159.8	13'000,000	43	1,895	2,085	0.906	545,000	480,000	435,000
24	0.0057956	173.0	13'000,000	43	1,749	1,735	1.005	472,000	415,000	417,000
22	0.0049926	200.5	13'000,000	43	1,505	1,415	1.065	405,000	356,000	378,000
20	0.0044324	226.0	13'000,000	43	1,325	1,182	1.119	360,000	316,500	354,000
18	0.0038720	258.5	13'000,000	43	1,168	939	1.248	309,000	272,000	338,000
16	0.0031781	315.0	13'000,000	43	961	668	1.435	252,000	221,900	318,000
14	0.0024141	414.5	13'000,000	43	730	499	1.465	214,000	188,500	271,000

$R_T$  = RESISTENCIA TOTAL A LA TRANSFERENCIA DE CALOR, HR.PIE<sup>2</sup>.°F./BTU.

U = COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA, BTU/HR.PIE<sup>2</sup>.°F.

q = CALOR TRANSFERIDO, BTU/HR.

AREA = ÁREA DE TRANSFERENCIA NECESARIA, PIE<sup>2</sup>

AREA UNITARIA = ÁREA DE UNA UNIDAD DE TRANSFERENCIA, PIE<sup>2</sup>

N = NÚMERO DE UNIDADES NECESARIO.

TODOS LOS COSTOS ESTÁN EN SOLES.- EL COSTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE LÁMINA DE TUBOS FIJA SE OBTIENE MULTIPLICANDO EL COSTO DE LOS DE CABEZA FLOTANTE POR 0.88.

CUADRO 5: CAÍDA DE PRESIÓN EN LA SECCIÓN A VAPOR.

$D_s$	N	N	$\bar{V}$	u	$\Delta P_1$	$\Delta P_{1T}$	$\Delta P_2$	L	$\Delta P_{2T}$	$\Delta P_T$
26	0.906	532	280,000	1.735	0.04	0.040	0.0088	20	0.176	0.216
24	1.005	442	340,000	2.090	0.06	0.120	0.0125	40	0.500	0.620
22	1.065	361	415,000	2.560	0.09	0.180	0.0175	40	0.700	0.880
20	1.119	301	490,000	3.078	0.125	0.250	0.0230	40	0.920	1.170
18	1.248	239	620,000	3.865	0.200	0.400	0.0360	40	1.440	1.840
16	1.435	170	895,000	5.440	0.400	0.800	0.0620	40	2.480	3.280
14	1.465	127	1,180,000	7.300	0.720	1.440	0.1100	40	4.400	5.840

N = NÚMERO DE UNIDADES NECESARIAS.

u = VELOCIDAD, PIES/SEG.

N = NÚMERO DE TUBOS POR UNIDAD.

$\bar{V}$  = VELOCIDAD MÁSSICA, LB/HR.PIE<sup>2</sup>.

$\Delta P_1$  = CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS CABEZALES, PSI/CASCO.

$\Delta P_{1T}$  = CAÍDA DE PRESIÓN EN EL TOTAL DE CABEZALES, PSI.

$\Delta P_2$  = CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS TUBOS, PSI/PIE.

L = LONGITUD DE LOS TUBOS, PIES.

$\Delta P_{2T}$  = CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL EN LOS TUBOS, PSI.

$\Delta P_T$  = CAÍDA DE PRESIÓN TOTAL EN EL LADO DE LOS TUBOS, PSI.

$d_s$	N	$A_T$	$n_t$	$n_r$	I	$\Delta P_T$
26	532	1,895	0.906	1	480,000	0.216
24	442	1,749	1.005	2	831,500	0.620
22	361	1,505	1.065	2	712,000	0.880
20	301	1,325	1.119	2	633,000	1.170
18	239	1,168	1.248	2	544,000	1.840
16	170	961	1.435	2	443,800	3.280
14	127	730	1.465	2	377,000	5.840

en donde:

$d_s$  = diámetro del casco, pulg.

N = número de tubos por casco

$A_T$  = área teórica necesaria, pie<sup>2</sup>

$n_t$  = número de unidades teóricas

$n_r$  = número real de unidades

I = inversión de intercambiadores, soles

$\Delta P_T$  = caída de presión total en el lado de los tubos,  
psi.

### Discusión

- Caída de Presión: observando los valores de la caída de presión en el lado de los tubos, vemos que aún cuando la diferencia relativa entre ellos es grande (1 a 10), el va

lor absoluto del mayor de ellos (5.84 psi.) no es muy significativo en comparación por ejemplo al valor de 90.3 psi. correspondiente a la caída de presión en la primera sección.

De todo lo anterior concluimos que la caída de presión del aceite rico, al pasar por esta sección, no será un factor determinante en la sección del tamaño adecuado.

- Monto de la Inversión: desde el punto de vista económico, una primera aproximación podría ser el elegir el diseño que de una inversión inicial menor. Con este criterio nuestra elección debería recaer sobre los intercambiadores de 14" de diámetro, o en todo caso sobre los de 26" ó 16". Pero es aquí donde debe ser tomada en cuenta una tercera consideración de tipo operacional.

- Ventajas operativas: sabido es que después de cierto periodo de operación normal, los intercambiadores deberán ser sometidos a limpieza interior y exterior a fin de que las condiciones de transferencia sean siempre las óptimas posibles. Para limpiar la unidad, esta deberá ser puesta fuera de servicio y la planta deberá seguir operando con las restantes.

Esta observación tiene que ser tenida en cuenta en nuestro diseño puesto que su omisión sería gravísima. Por ejemplo, si guiados únicamente por el criterio del mon

to de la inversión, seleccionamos el diseño de 14" de diámetro mientras las dos unidades estén en servicio no existirían problemas; pero, si, por ruptura o mantenimiento normal, una de ellas debe ser puesta fuera de servicio, la otra no podrá cumplir con los requerimientos operativos que establecen un área de 730 pies cuadrados correspondientes a 1.465 unidades. Esto significa que tendríamos un déficit de 0.465 unidades y la marcha del proceso se alteraría grandemente.

Aquí debemos recordar también que aún no hemos considerado los factores de ensuciamiento que aumentarán siempre el área necesaria. A fin de que nuestra discusión esté más cercana de la realidad consideraremos ahora estos factores y veremos de que forma nos ayudan a seleccionar nuestro equipo. Vimos que el factor de ensuciamiento para el aceite rico era de 0.001. En el cuadro siguiente se muestra como este factor altera nuestros resultados.

Si consideramos que nuestras unidades podrían funcionar con un 25% por debajo de su capacidad habitual como máximo vemos entonces que nuestra selección deberá estar centrada entre los tamaños de 26", 24", 22" y 14". En el caso de usar intercambiadores de 22" se necesitarían dos unidades, mientras que si se usan intercambiadores de 14" se requerirían tres unidades. Considerando la ventaja prác

CUADRO 6: SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE UNIDADES.

$D_s$	$R_L$	$F_E$	$R_T$	$U$	$A_T$	$A_U$	$N_T$	$N_R$	$I$	$\Delta P_T$	$E$	$D$
26	0.0062576	0.001	0.0072576	137.5	2,185	2,085	1.051	2	960,000	0.432	47.4	4.84
24	0.0057956	0.001	0.0067956	147.2	2,038	1,735	1.182	2	831,000	0.620	40.8	15.38
22	0.0049926	0.001	0.0059926	167.0	1,775	1,415	1.252	2	712,000	0.880	37.3	20.10
20	0.0044324	0.001	0.0054324	184.5	1,640	1,182	1.415	2	633,000	1.170	29.2	29.40
18	0.0038720	0.001	0.0048720	205.5	1,470	939	1.570	2	544,000	1.840	21.4	36.30
16	0.0031781	0.001	0.0041781	239.5	1,260	668	1.885	2	443,800	3.280	5.5	47.00
14	0.0024141	0.001	0.0034141	293.0	1,031	499	2.070	3	565,500	8.760	30.8	3.38

$R_L$  = RESISTENCIA A LA TRANSFERENCIA DE CALOR SIN CONSIDERAR ENSUCIAMIENTO, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$F_E$  = RESISTENCIA DEBIDA A ENSUCIAMIENTO EN LOS TUBOS, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$R_T$  = RESISTENCIA TOTAL, INCLUYENDO EL ENSUCIAMIENTO, HR.PIE<sup>2</sup>.°F/BTU.

$U$  = COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, BTU/HR.PIE<sup>2</sup>.°F.

$A_T$  = ÁREA TOTAL DE TRANSFERENCIA, PIE<sup>2</sup>.

$A_U$  = ÁREA DE UNA UNIDAD DE TRANSFERENCIA, PIE<sup>2</sup>.

$N_T$  = NÚMERO TEÓRICO DE INTERCAMBIADORES.

$N_R$  = NÚMERO REAL DE UNIDADES DE INTERCAMBIO.

$I$  = MONTO DE LA INVERSIÓN EN INTERCAMBIADORES, SOLES.

$\Delta P_T$ ,  $E$ ,  $D$  = CAÍDA DE PRESIÓN, PSI; % DE ÁREA NO UTILIZADO; % DE ÁREA DEFICITARIA CON 1 UNIDAD PARADA.



tica que significa tener dos unidades grandes en vez de tres pequeñas y siendo la diferencia de inversión del orden de los ciento cincuenta mil soles (exactamente 146,500), nos inclinamos por el diseño de 22" de diámetro que, además, dará mayor uniformidad a nuestro sistema ya que las unidades de la primera sección también son de este diámetro.

#### h.- Establecimiento del número de pasos

Como vimos anteriormente el número de pasos puede variar en un amplio rango. Así, se tienen intercambiadores con un paso por los tubos y dos por el casco, dos por los tubos y uno por el casco, llamados 1-2. Igualmente y denominados con el mismo criterio anterior se tienen intercambiadores 2-4, 2-6, 4-8, etc. Para cada uno de estos casos se obtendrá un coeficiente de transferencia diferente y por lo tanto el área necesaria variará también para cada caso.

Los diseños más usados en las refinerías son aquellos de un solo paso y también los de dos pasos por los tubos. Siguiendo esta recomendación nosotros evaluaremos los resultados para estos dos casos y seleccionaremos el más favorable.

Los cálculos para el caso de un solo paso ya fueron realizados en la sección anterior y en lo que sigue realizaremos el cálculo correspondiente a dos pasos por los tu

dos y uno por el casco. Los datos para estas unidades son:

Diámetro 22"

Número de tubos 342

Número de tubos/peso 171

Area total 1,342 pie<sup>2</sup>.

Comencemos entonces con los cálculos correspondientes:

$$\text{Flujo por tubo} = \frac{335,000}{171} = 1,960 \text{ Lb/Hr.tubo}$$

La velocidad másica correspondiente a este flujo es, según la carta N° 3.

$$\bar{V} = 890,000$$

Con la carta N° 4 encontramos el Reynolds:

$$\text{Re} = 65,800$$

Usando la carta N° 5 encontramos para la resistencia interior:

$$R_1 = 0.0024 \text{ Hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

que corregido para el diámetro exterior de los tubos da:

$$R_1 = 0.00286 \text{ Hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

La resistencia de la pared metálica sigue siendo de:

$$R_2 = 0.0000641 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

Haciendo uso de la carta N° 18 y empleando el método de tanteos encontramos que la caída de temperatura en la película exterior es de:

$$T_s = 3.44^\circ\text{F}$$

El valor correspondiente de la resistencia de la película de vapor es:

$$R_3 = 0.000254 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

La resistencia adicional por ensuciamiento en el lado de los tubos es:

$$R_4 = 0.001 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

Con todos estos valores podemos calcular la resistencia total a la transferencia de calor que resulta ser:

$$R_T = 0.00286 + 0.0000641 + 0.000254 + 0.001 = 0.0041781$$

$$R_T = 0.0041781 \text{ Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{Btu.}$$

El coeficiente global de transferencia correspondiente es:

$$U = \frac{1}{0.0041781} = 239.5 \text{ BTU}/\text{Hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

El área de transferencia necesaria puede ser ahora calculada:

$$A_T = \frac{13'000,000}{43 \times 239.5} = 1,262 \text{ pie}^2$$

El área unitaria es de 1,342 pie<sup>2</sup>; por lo tanto el número teórico de unidades necesarias es:

$$n_t = \frac{1,262}{1,342} = 0.94 \text{ unidades}$$

Todos estos valores pueden llevarse a un cuadro a fin de compararlos con los correspondientes a un solo paso:

$n_p$	U	$A_T$	$n_t$	$n_r$	I
1	167.0	1,775	1.252	2	712,000
2	239.5	1,262	0.940	1	356,000

en donde todos los símbolos tienen su significado habitual y  $n_p$  representa el número de pasos por los tubos.

En el cuadro anterior se aprecia claramente la ventaja de utilizar dos pasos por los tubos en vez de uno solo. Es de hacer notar que el factor de corrección de la diferencia media de temperatura en este caso es 1.00 debido a que el flujo de vapor es isotérmico.

Queda pues establecido que nuestro diseño tendrá dos pasos por el lado de los tubos.

### 5.3.- Diseño Final de la Sección a Vapor

A estas alturas hemos establecido casi todas las especificaciones de nuestro diseño. Solo nos queda introducir el concepto de factor de seguridad y también calcular la caída de presión en esta segunda sección con el diseño elegido. Estos dos puntos ocuparán nuestra atención en las páginas siguientes.

#### a.- Factor de Seguridad

En todos los cálculos realizados hasta este momento hemos aceptado como exactos los resultados obtenidos.

Si pasamos a considerar la naturaleza del proceso que estamos estudiando, veremos que tanto las ecuaciones como los gráficos usados para los cálculos son aproximaciones a lo que sucede en la realidad y por lo tanto deben tener un margen de error.

Si nosotros consideramos nuestros resultados exactos 100%, puede ocurrir que al llevarlos a la práctica no alcancemos las temperaturas especificadas. Queda pues por aplicar un factor de seguridad que nos va a garantizar contra sucesos que muchas veces resultan imprevisibles.

Para nuestro caso aplicaremos un 10 por ciento de exceso de la superficie calculada y en este diez por ciento estarán incluidos todos los desajustes tanto de la primera como de la segunda sección. Con este criterio el área necesaria será ahora:

$$A_T = 1,262 \times 1.10 = 1388.2 \text{ pie}^2$$

El número de unidades de 20 pies de longitud necesarias será entonces:

$$n_t = \frac{1,388.2}{1,342.0} = 1.032 \text{ unidades}$$

Si en lugar de unidades de veinte pies de longitud empleamos otra de dieciseis pies, con un área unitaria de 1,072 pie<sup>2</sup>, el número de unidades necesarias será:

$$n_t = \frac{1,388.2}{1,072.0} = 1.29 \text{ unidades}$$

de tal manera que si utilizamos dos de estas unidades tendremos un 0.71 de unidad en exceso para cualquier emergencia; y en caso que una de ellas pade el déficit será de solo 22.5%.

El costo de cada una de estas unidades, de acuerdo a la gráfica de costos correspondiente es:

Costo unitario =  $341,000 \times 0.88 = 300,000$  soles

El costo de las dos unidades será por tanto de 600,000 soles.

b.- Cáida de Presión

La caída de presión total en el lado de los tubos será igual a:

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

en donde:

$\Delta P_1$  = caída de presión en los cabezales, psi.

$\Delta P_2$  = caída de presión en los tubos mismos, psi.

Los valores de  $\Delta P_1$  y  $\Delta P_2$  se obtienen a partir de las cartas N° 12 y N° 13, según el procedimiento ya explicado. Estos valores son:

$$\Delta P_1 = 0.4 \text{ psi/peso}$$

$$\Delta P_2 = 0.062 \text{ psi/pie de longitud}$$

El número de pesos es cuatro (dos por cada casco) por lo tanto la caída de presión en los cabezales es de:

$$\Delta P_1 = 0.4 \times 4 = 1.6 \text{ psi.}$$

La longitud total de los tubos es igualmente de sesenticuatro pies (16x4) de donde resulta que la caída de presión en los tubos mismos es de:

$$\Delta P_2 = 64 \times 0.062 = 3.97 \text{ psi.}$$

La caída de presión total en el lado de los tubos en esta segunda sección es entonces:

$$\Delta P_T = 1.6 + 3.97 = 5.57 \text{ psi.}$$

En el cuadro que sigue se muestra el resumen de los cálculos realizados.

Número de tubos	171
Flujo por tubo, Lb/Hr.	1,960
Velocidad másica, Lb/Hr.pie <sup>2</sup>	890,000
Velocidad lineal, pies/seg.	5.44
Caída de presión en cabezales psi/paso	0.40
Temperatura promedio	286.56
Diferencia media de temperatura, °F	43.00
R <sub>1</sub> , Hr.pie <sup>2</sup> °F/BTU	0.00286
R <sub>T</sub> , Hr.pie <sup>2</sup> °F/BTU	0.003187
R <sub>1</sub> /R <sub>T</sub>	0.902
Caída de temperatura en la película	38.75
Temperatura en la pared de los tubos, °F	325.31



Viscosidad en la pared de los tubos, cp.	0.262
Caída de presión por los tubos, psi/pie	0.062

c.- Resumen

En la segunda sección usaremos el equipo siguiente:

Especificaciones de los intercambiadores:

Número de unidades	2
Tipo de unidades	Lámina de tubos fija
Diámetro de casco, pulg.	22
Longitud de los tubos, pies	16
Número de tubos por casco	342
Diámetro nominal de los tubos, pulg.	0.75
Espesor de la pared de los tubos, BWG.	18
Tipo de arreglo de los tubos	Triangular
Paso entre los tubos, pulg.	15/16
Número de pasos	1-2
Área unitaria, pie <sup>2</sup>	1,072
Área total, pie <sup>2</sup>	2,144
Costo unitario, soles	300,000
Costo total, soles	600,000

Temperaturas:

Temperatura de saturación del vapor, °F.	338
--	-----

Temperatura de ingreso del aceite rico, °F 254.78

Temperatura de salida del aceite rico, °F 320.00

- Velocidades de flujo:

Vapor, Lb/Hr. 14,850.00

Aceite rico, Lb/Hr. 335,000.00

Caídas de presión:

Caída de presión del aceite rico, psi. 5.57

Tamaño 22-192- TIPO B.E.L.

## VI. DISPOSICION DE LOS EQUIPOS

En los capítulos anteriores hemos establecido la clase de equipo de transferencia que vamos a utilizar y el número de unidades necesarias para satisfacer los requerimientos del diseño que nos hemos planteado.

En las páginas que siguen, se presenta una breve discusión acerca de la forma en que estos equipos deben ser dispuestos sobre el terreno, los sistemas de interconexión necesarios, etc. A partir de los que se establezca en esta sección, se procederá luego a estimar las necesidades de tuberías, válvulas, uniones, controles y posteriormente las necesidades de bombeo.

### 6.1. ESTIMACION DEL AREA DE TERRENO NECESARIA

Los elementos que deberán ser tomados en cuenta para la discusión son:

#### a.- Espacio Disponible

Consideremos que no existen restricciones en cuanto al espacio disponible. Limitaciones de este tipo se presentan generalmente al considerar problemas de expansión de una planta ya existente o cuando la planta está dentro del radio urbano y el área es reducida. Como éste no es nues-

tro caso, dispondremos del espacio mayormente sin obstáculos. Esto desde luego no significa que la disposición deba ser dispersa y que abarque una gran área. Nuestro diseño deberá ser compacto de tal manera que las pérdidas de calor y presión en tuberías no sean muy altas.

Debido al tamaño y peso de nuestras unidades es de desear que todas ellas estén a nivel del suelo, sobre soportes adecuados y dispuestas en forma de batería, esto es una al costado de la otra. Teniendo esto en mente podemos estimar en un primer intento el área necesaria. Si establecemos una separación lateral de un pie entre cada intercambiador y de ocho pies entre la primera y segunda secciones y damos además cuatro pies de margen a cada extremo tendremos un rectángulo tal como el que se muestra en la Fig. 1 con un área de 1,428 pies<sup>2</sup>.

#### b.- Accesibilidad

Es importante que todas las unidades puedan recibir servicio de mantenimiento fácilmente. Disponiendo todas las unidades en un solo nivel ya hemos conseguido una ventaja en este aspecto. Igualmente, dispuestas una al lado de otra, todas las unidades pueden ser sacadas de servicio y limpiadas individualmente si afectar el funcionamiento de las demás. Para ello deberá proveerse un adecuado siste

50 PIES.

FIGURA N° 1: AREA PARA LOS EQUIPOS.

ESCALA: 3/16" : 1'

20 PIES.

6 PIES

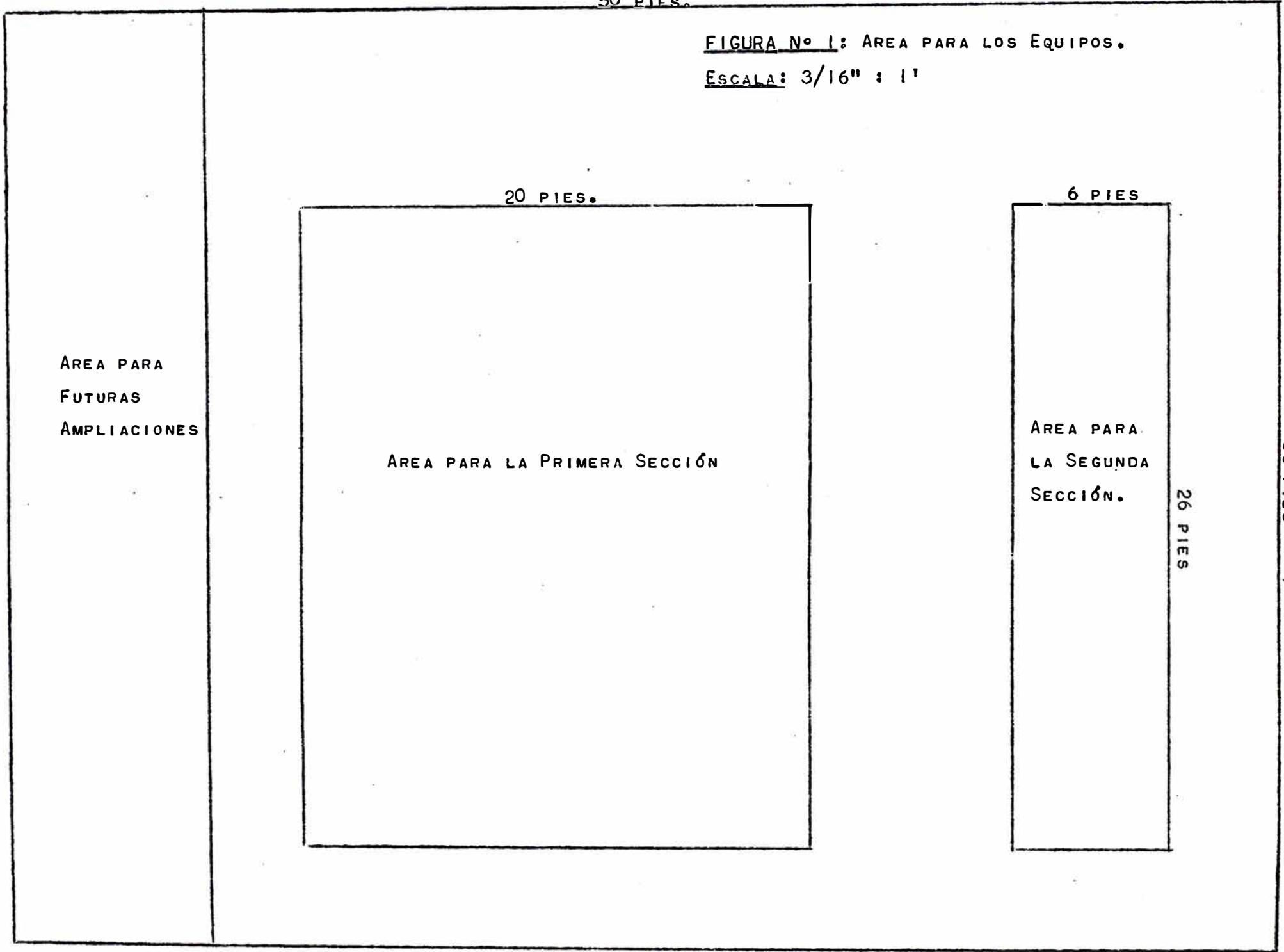
AREA PARA  
FUTURAS  
AMPLIACIONES

AREA PARA LA PRIMERA SECCIÓN

AREA PARA  
LA SEGUNDA  
SECCIÓN.

26 PIES

38 PIES



ma de by-paseo al diseñar las tuberías.

Como nuestras unidades son pesadas, al limpiarlas debemos remover el arreglo de tubos, necesitando para ello una grua o camioncito.

A fin de que pueda tener acceso al área deberemos ampliar uno de los márgenes laterales con cuatro pies más quedando el área con las siguientes dimensiones:

Longitud = 42 pies

Ancho = 38 pies.

El área de este terreno es de 1,596 pies cuadrados.

#### c.- Seguridad

En el área asignada existen espacios suficientes para instalar grifos contra incendios así como para que el personal se movilice en caso de alguna irregularidad. El sistema de válvulas deberá ser tal que permita aislar cualquier zona en caso de urgencia.

#### d.- Provisión para Futuras Expansiones

Finalmente consideraremos la provisión de un área adicional para una futura expansión de la capacidad operacional. Esta provisión siempre hay que hacerla puesto que su omisión es a menudo más costosa que su consideración. No

sotros reservaremos un veinte por ciento de área para posibles expansiones. Tomando en cuenta esta provisión, las dimensiones del terreno serán ahora de:

Longitud = 50 pies

Ancho = 38 pies.

Con estas dimensiones el área necesaria será de 1,900 pies<sup>2</sup>.

## 6.2. DIAGRAMACION DE TUBERIAS Y ACCESORIOS

Estamos ahora capacitados para diseñar el sistema de interconexiones mediante tuberías. En esta parte nos ocuparemos del trazado de tuberías únicamente sin tener en cuenta la selección del tamaño de las mismas, lo cual se hará en una sección posterior.

Al diseñar las líneas de unión debemos de tratar de que éstas sean lo más cortas posibles, que sean fácilmente indentificables y de fácil acceso. Igualmente su distribución no debe ser confusa, debe tener sistemas de by-pass y debe además estar adecuadamente sujeta.

Como habíamos visto en la sección anterior, todas las unidades estarán al mismo nivel y apoyadas sobre el suelo. Esto nos sugiere una primera idea: podríamos diagramar las tuberías de tal manera que en algunos tramos se encuentren bajo tierra. Esto nos daría un aislamiento más eficiente.

te y solucionarían algunos de nuestros problemas de vibración de las tuberías, que se eliminarían en gran parte enterrando las líneas y proveyendo por lo tanto un buen sistema de soporte. En la figura 2 se muestra una vista de una unidad de la primera sección con sus correspondientes sistemas de acceso y evacuación de fluidos. Por el casco circular el aceite rico y por los tubos el aceite pobre que sale del fondo de la torre.

En la figura 3 se muestra una apreciación global de todo el sistema. Nótese la diferencia en los sistemas de conexión debido a que las unidades de la segunda sección son de doble paso. En la Figura 4 se muestra los sistemas de sobrepaso de fluidos tanto para las unidades de la primera como de la segunda sección. Mediante este sistema y accionando correctamente las válvulas adecuadas conseguiremos sacar de servicio una unidad cualquiera y seguir operando con las demás.

### 6.3. ESTIMACION DE LAS NECESIDADES DE TUBERIAS Y ACCESORIOS

A partir de las figuras anteriormente citadas podemos estimar las necesidades de tuberías, válvulas y accesorios de una manera bastante exacta.

Para la circulación de Aceite Rico tendremos los



GRAFICA N° 2: UNIDAD DE LA SECCIÓN DE RECUPERACIÓN DE CALOR CON SU SISTEMA DE TUBERÍAS.

ESCALA: 1/4":1'

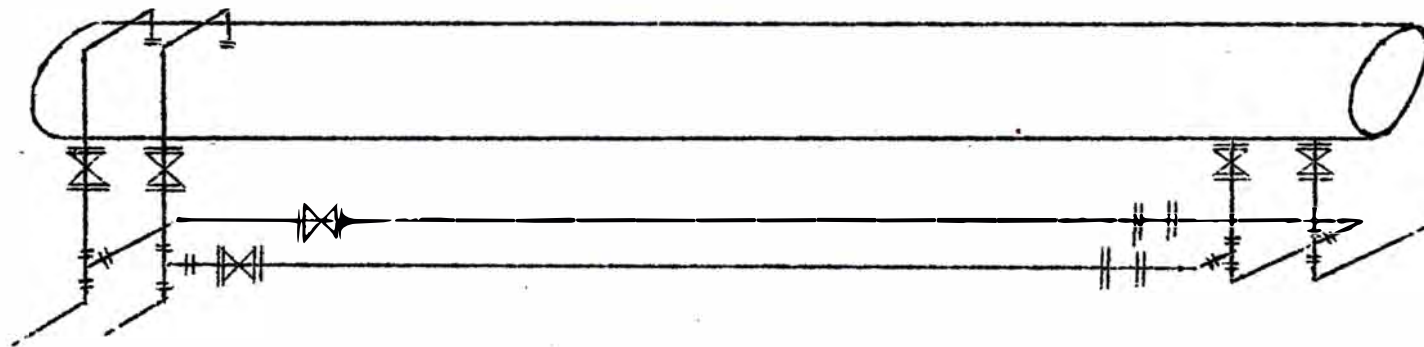
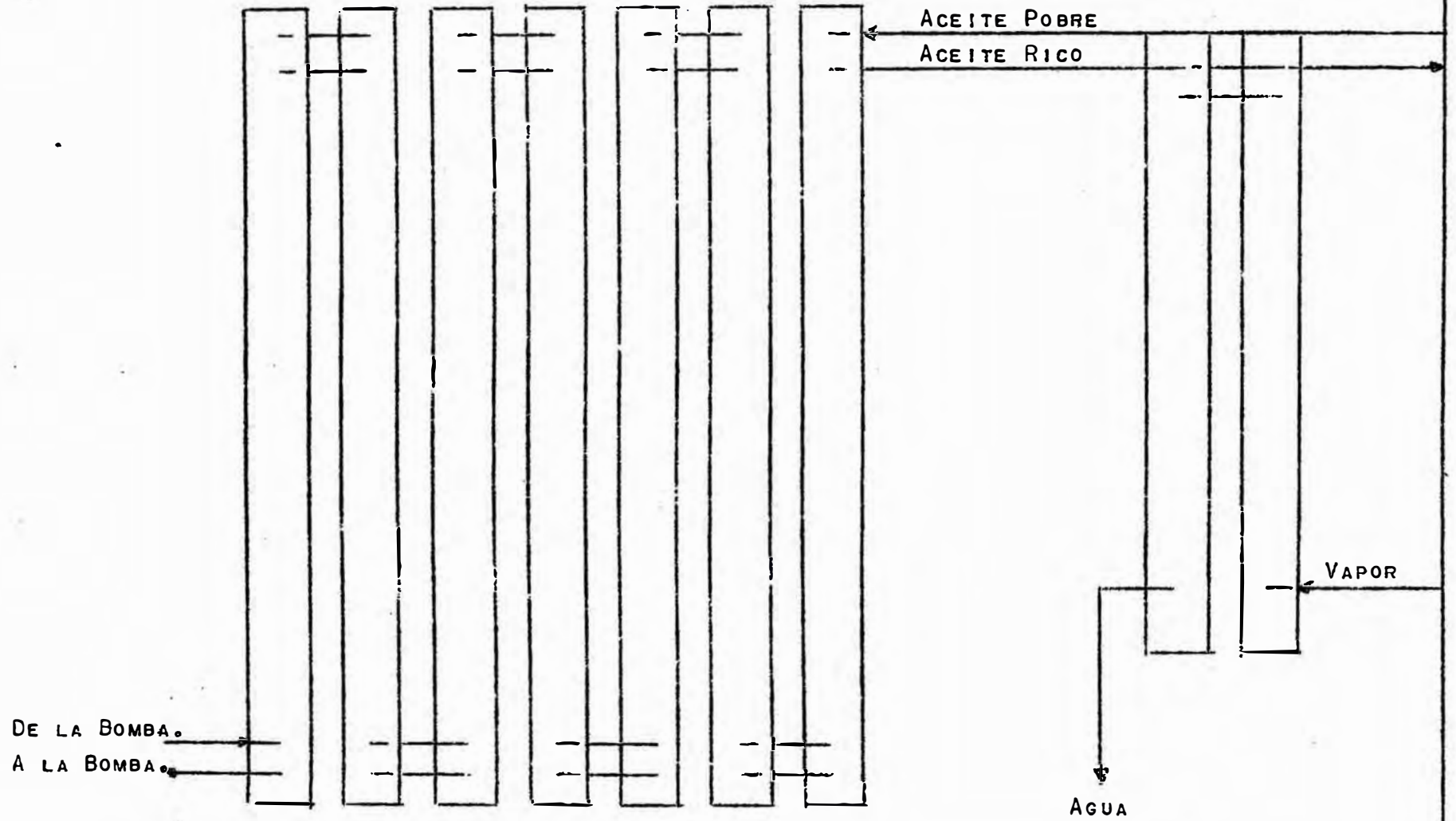


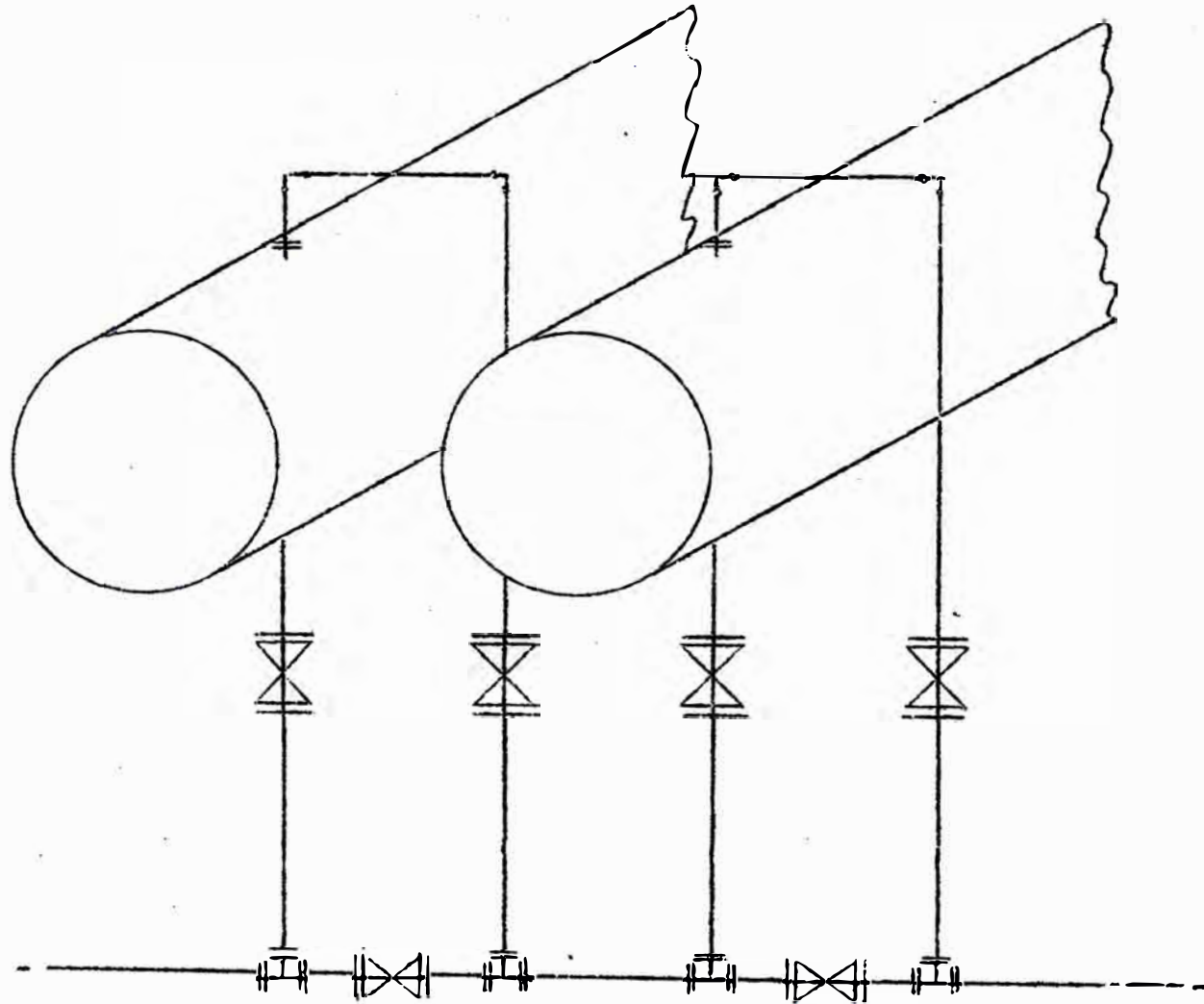
FIGURA N° 3: VISTA AÉREA DEL SISTEMA DE TUBERÍAS.

ESCALA: 3/16" : 1'



GRAFICA N° 4: SISTEMA DE CIRCULACIÓN DEL ACEITE RICO EN LA SECCIÓN A VAPOR.

ESCALA: 1/16" : 1"



siguientes estimados:

- Primera Sección:

Tubería recta:

140" por unidad	980
48" tramo de entrada	48
48" tramo de salida	48
Sobrepaso: 257" por unidad	<u>1,799</u>
	2,875 pulgadas

Codos:

4 por unidad	28
Sobrepaso: 1 por unidad	<u>7</u>
	35

Válvulas de Compuerta:

2 por unidad	14
Sobrepaso: 2 por unidad	14
Entrada y salida	<u>2</u>
	30

Tees:

Tramo principal, 2 por unidad	14
-------------------------------	----

- Segunda Sección:

Tubería recta:

Tramo de entrada	48
Tramo de salida	48
Interconexiones	216

Conección a la Torre	<u>240</u>
	552
Sobrepaso	<u>98</u>
	650

Codos:

Tramo principal	5
Sobrepaso	<u>1</u>
	6

Tees:

Tramo principal	4
-----------------	---

Válvulas de Compuerta:

Tramo principal	5
Sobrepaso	<u>2</u>
	7

Igualmente para el sistema de aceite pobre requere-

rimos:

- Primera Sección:

Tubería recta:

140" por unidad	980
Tramo de entrada	216
Tramo de salida	48
Conección a la torre	72
Sobrepaso: 280 por unidad	<u>1,960</u>
	3,276

Codos:

4 por unidad	28
Sobrepaso: 2 por unidad	14
Conección fondo torre	<u>2</u>
	44

Válvulas de Compuertas:

2 por unidad	14
Sobrepaso	14
Entrada y salida	<u>2</u>
	30

Tees:

Tramo principal 14

La tubería para Vapor dentro de nuestra área

será:

Tubería recta:

Tramo de entrada	48
Tramo de salida	72
Tramo principal	216
Sobrepaso	<u>98</u>
	434

Codos:

Tramo principal	3
Sobrepaso	<u>1</u>
	4

Tees:	4
Válvulas de compuerta:	
Tramo principal	5
Sobrepaso	<u>2</u>
	7

Un resumen de nuestras necesidades aparece en el cuadro siguiente .

CUADRO 7

NECESIDADES DE TUBERIAS Y ACCESORIOS

---

Tubería recta	594 pies 9"
Válvulas de compuerta	74 unidades
Codos de 90°	89 unidades
Tees de 90°	36 unidades

---

## VII. SELECCION DE LA TUBERIA

Cuando se trata de seleccionar una tubería para un servicio dado se presentan dos tipos de problemas:

### 7.1.- SELECCION DEL MATERIAL CONSTITUTIVO DE LA TUBERIA

Al considerar este aspecto debemos tener en cuenta factores tales como el tipo de fluido que vamos a manipular, las condiciones de operación, corrosión, condiciones climáticas, etc.

Respecto al fluido que vamos a transportar podemos decir que no se trata de un fluido corrosivo, aún cuando pudiera presentar trazas mínimas de  $H_2S$ . La temperatura de los fluidos variará entre  $85^{\circ}F$  y  $320^{\circ}F$ . Ambos fluidos son relativamente limpios, por lo cual no deben existir problemas de erosión. Todos los tramos de tubería deberán estar recubiertos con aislamiento por lo que la corrosión exterior debe ser mínima. Todo esto nos lleva a concluir que nuestra tubería no debe tener propiedades especiales siendo suficiente la utilización de hierro galvanizado o acero al carbón. Entre estos dos materiales nos inclinamos por este último debido a su mayor durabilidad.



## 7.2.- SELECCION DEL DIAMETRO DE TUBERIA ADECUADO

Para la selección del tamaño de la tubería existen varios métodos que incluyen consideraciones de tipo económico y técnico. Nosotros utilizaremos una ecuación establecida por Genereaux (R.P. Genereaux Industrial Eng. Chem. 29:385 (1937)), que establece que para un flujo turbulento y para tuberías con diámetro mayor que una pulgada, el diámetro más apropiado es:

$$D_i = 2.2 w^{0.45} d^{-0.31}. \quad (7.1)$$

en donde:

$D_i$  - diámetro interior en pulgadas

$w$  = flujo másico, miles de libras por hora

$d$  = densidad, Lb/pie<sup>3</sup>.

Para nuestro caso los valores son:

$$w = 335$$

$$d = 46 \text{ Lb/pie}^3 \text{ (a la temperatura promedio)}$$

Aplicando la ecuación (7.1) se obtiene:

$$D_i = 2.2 \times (335)^{0.45} \times (46)^{-0.31} = 9.3 \text{ pulgadas.}$$

Sin embargo un diámetro de 9.3 pulgadas parece excesivamente grande como para ser usado en un sistema de in-

tercambiadores de calor, por lo tanto y como una aproximación nosotros preferimos una tubería de seis pulgadas de diámetro nominal, schedule 40, con la cual creemos que obtendremos un servicio eficiente.

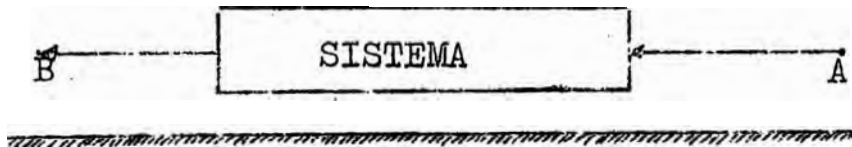
### VIII. CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS

Procederemos a continuación a calcular la caída de presión aproximada que tiene lugar en el sistema de tuberías descrito en las secciones anteriores. La caída de presión en tuberías comprende dos puntos:

8.1.- Caída de presión en el Sistema de Aceite Rico

8.2.- Caída de presión en el Sistema de Aceite Pobre.

A fin de calcular la caída de presión en las tuberías, representemos gráficamente el sistema de la siguiente manera:

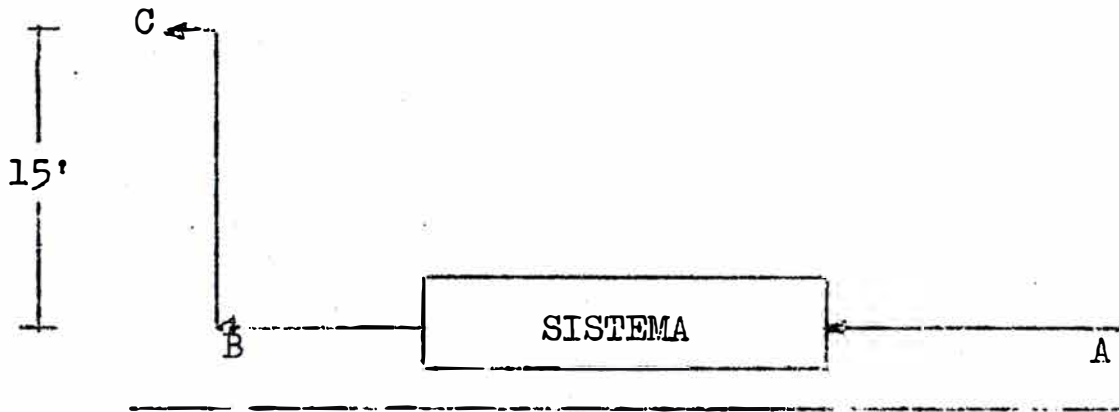


Suponemos lo siguiente:

- La velocidad de entrada de los flujos es igual a la velocidad de salida pues la tubería a usarse es uniforme.
- El punto de descarga de las tuberías se encuentra situado a una altura de 15 pies sobre el nivel del punto de entrada al sistema.

Además esta es la única diferencia de altura en-

tre las entradas y salidas de los fluidos. La tubería que une nuestro sistema con la torre tiene veinte pies de longitud, tal como se consigno en la lista de materiales.



Con estas suposiciones la ecuación para el cálculo de las pérdidas de presión en tuberías será:

$$\frac{P_A - P_C}{d} = H_{fs} + \frac{g}{g_c} Z_C + H_{fc} + H_{fe} \quad (8.1)$$

en donde:

- $P_A, P_C$  = presión en los puntos A y C,  $\text{Lb}_f/\text{pie}^2$
- $d$  = densidad,  $\text{Lb}/\text{pie}^3$
- $H_{fs}$  = pérdidas de carga por fricción,  $\text{Lb}_f \cdot \text{pie}/\text{Lb}_m$
- $Z_C$  = altura del punto C con respecto al nivel de referencia que es el punto A, pies.
- $g, g_c$  = constante gravitacional y factor de conversión.

La ecuación (8.1) se aplica al sistema de aceite

rico. Para el sistema de aceite pobre cambiamos el subíndice C por B y notamos que en este caso especial el término  $Z_B$  se hace cero pues está a la misma altura que el punto A.

En la misma ecuación (8.1) los términos  $H_{fc}$  y  $H_{fe}$  se refieren a las pérdidas de carga por contracción y expansión, respectivamente, al salir y entrar a las unidades de intercambio de calor.

### 8.1.- CAIDA DE PRESION EN EL SISTEMA DE ACEITE RICO

Los datos de que disponemos para calcular la caída de presión del aceite rico en el sistema de tuberías son los siguientes:

Flujo = 335,000 Lb/Hr.

Temperatura promedio = 202.5°F

Densidad promedio = 46 Lb/pie<sup>3</sup>

Viscosidad promedio = 0.42 cp.

Tubería de 6" de diámetro nominal, schedule 40

Diámetro exterior de la tubería = 6.625"

Diámetro interior de la tubería = 6.067" = 0.5055 pies

Área de sección de la tubería = 0.2002 pie<sup>2</sup>

Con estos datos procederemos al cálculo de la caída de presión en la forma que sigue.

- Cálculo de la velocidad de flujo:

$$\text{Flujo} = 335,000 \frac{\text{Lb}}{\text{Hr.}} \times \frac{1}{3,600} \frac{\text{Hr.}}{\text{seg.}} \times \frac{1}{46 \text{ Lb/pie}^3} = 2.02 \text{ pie}^3/\text{seg.}$$

la velocidad de flujo en pies por segundo será:

$$v = \frac{2.02 \text{ pie}^3/\text{seg.}}{0.2002 \text{ pie}^2} = 10.05 \text{ pie/seg.}$$

El número de Reynolds será:

$$Re = \frac{d \cdot D \cdot V}{z} = \frac{46 \times 0.5055 \times 10.05}{0.42 \times 6.72 \times 10^{-4}} = 826,000$$

El factor de rugosidad de la tubería es:

$$k = 4.92 \times 10^{-4} \text{ pies.}$$

por lo tanto su relación con el diámetro es:

$$\frac{k}{D} = \frac{4.92 \times 10^{-4}}{0.5055} = 0.000973$$

Con este valor y con el del número de Reynolds entramos a la carta N°19 y encontramos que el valor del factor de fricción de Fanning es:

$$f = 0.005$$

Por lo tanto la pérdida de carga por pie de tubería será:

$$H_{fs} = \frac{2f \cdot V^2}{g_c \cdot D} = \frac{2 \times 0.005 \times (10.05)^2}{32.17 \times 0.5055} = 0.0621 \frac{\text{pie} \cdot \text{Lb}_f}{\text{Lbm} \cdot \text{pie.}}$$

Nos queda ahora calcular la longitud total de la tubería. Para ello nos referimos a los datos de la sección 6.3 en que teníamos para el tramo principal.

- Primera sección:

Tubería recta: 140" por unidad	980"
Tramos de entrada y salida	96"

- Segunda sección:

Tubería recta: Tramos de entrada y salida	96"
tramo principal	216"

- Tramo de conexión al punto de alimentación 240"

TOTAL DE TUBERIA RECTA	<u>1,628</u>
------------------------	--------------

Son 1,628 pulgadas que equivalen a 135.66 pies.

Además de las tuberías rectas tenemos los accesorios que son como sigue:

- Codos: Primera sección 28

Segunda sección 3

Tramo de conexión alimentación 2

TOTAL DE CODOS	<u>33</u>
----------------	-----------

- Tes: Primera sección: 14 corriendo

Segunda sección 1 corriendo

3 doblando

TOTAL DE TES:	<u>15 corriendo</u>
---------------	---------------------

3 doblando.

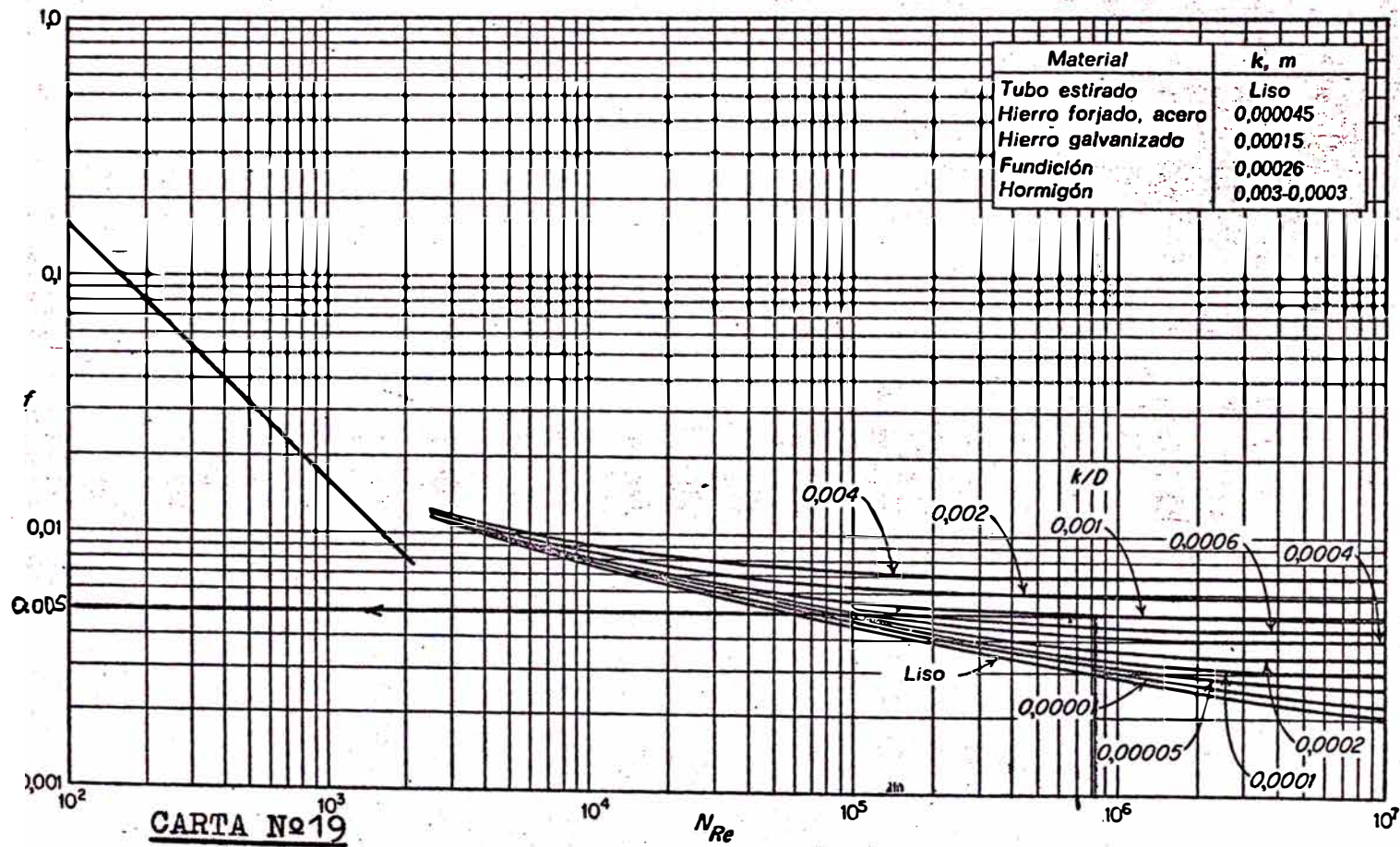


Fig. 5-10. Gráfica del factor de fricción.



- Válvulas de Compuertas:	Primera sección	14
	Segunda sección	5
	Entrada y salida	2
	TOTAL DE VALVULAS DE COMPUERTA	<u>21</u>

A fin de evaluar la caída de presión en estos accesorios usaremos el concepto de longitud equivalente. Esto es, cada accesorio equivale a una determinada sección recta de tubería en la forma siguiente:

Válvulas de compuerta abiertas	7 D
Codos de 90°	32 D
Tes corriendo	60 D
Tes doblando	90 D

La longitud equivalente de los accesorios es nuestro caso será por tanto:

$$L_{eq.} = 0.5055 (21 \times 7 + 33 \times 32 + 15 \times 60 + 3 \times 90) = 1,199.55 \text{ pies.}$$

Por lo tanto la longitud total de todo el sistema es de:

$$L_{Total} = 135.66 + 1,199.55 = 1,335.21 \text{ pies.}$$

Con estos resultados, la pérdida de carga en la

tubería será de:

$$H_{fs} = 0.0621 \times 1,335.21 = 82.91 \text{ pie } \text{Lb}_f/\text{Lb}_m$$

Calculemos ahora las pérdidas por contracción y expansión al salir y entrar de cada intercambiador. Estas pérdidas son:

$$H_{fc} = 0.5 \frac{v^2}{2 g_c}$$

$$H_{fe} = 1.0 \frac{v^2}{2 g_c}$$

La suma de ambas pérdidas para cada intercambiador será igual a:

$$H_{fc} + H_{fe} = 1.5 \frac{v^2}{2 g_c} = \frac{1.5 \times 10.05 \times 10.05}{2 \times 32.17} = 2.36 \text{ pie. } \text{Lb}_f/\text{Lb}_m$$

La pérdida en los nueve intercambiadores será:

$$H_{fce} = 9 \times 2.36 = 21.24 \text{ pie. } \text{Lb}_f/\text{Lb}_m$$

La pérdida de carga por la diferencia de alturas es:

$$\frac{\Delta Z}{g_c} = 1.0 \times 15 = 15 \text{ pie. } \text{Lb}_f/\text{Lb}_m$$

La pérdida total de carga en el sistema será:

$$H_{\text{Total}} = 82.91 + 21.24 + 15 = 119.15 \text{ pie.Lb}_f/\text{Lb}_m$$

De acuerdo a la ecuación (8.1) la caída de pre-  
correspondiente será:

$$P_A - P_C = \frac{119.15 \times 46}{144} = 38.1 \text{ psi.}$$

### 8.2.- CAIDA DE PRESION EN EL SISTEMA DE ACEITE POBRE

Al igual que en el caso anterior, la caída de pre-  
sión para el aceite pobre será:

$$P_B - P_A = H_{fs} + H_{fc} + H_{fe} \quad (8.2)$$

Esto debido a que en este caso no existen diferen-  
cias de nivel entre los puntos A y B, por lo cual desapare-  
ce el término en Z de la ecuación (8.1).

Los datos de que disponemos para los cálculos  
son:

Flujo = 290,000 Lb/Hr.

Temperatura promedio = 226.75°F

Densidad promedio = 46.8 Lb/pie<sup>3</sup>

Viscosidad promedio = 0.625 cp.

Con estos valores podemos iniciar los cálculos  
considerando que la tubería a usar es de las mismas especi-

ficaciones. Así tenemos:

$$\text{Velocidad de flujo} = 290,000 \times \frac{1}{3,600} \times \frac{1}{46.8} = 1.72 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

$$V = \frac{1.72}{0.2002} = 8.58 \text{ pie/seg.}$$

El número de Reynolds será:

$$R_e = \frac{46.8 \times 0.5055 \times 8.58}{0.625 \times 6.72 \times 10^{-4}} = 484,000$$

La relación de rugosidad será la misma que en el caso anterior:

$$k/D = 0.000973$$

Con estos valores entramos a la carta N° 19 y encontramos que el factor de Fanning es:

$$f = 0.00505$$

La pérdida de carga por pie de tubería será:

$$H_{fs} = \frac{2 \cdot f \cdot V^2}{g_c \cdot D} = \frac{2 \times 0.00505 \times (8.58)^2}{32.17 \times 0.5055} = 0.04565 \frac{\text{pie} \cdot \text{Lb}}{\text{Lb}_m} \text{ f/pie}$$

La longitud de tubería es como en el caso anterior:

$$L_{\text{Total}} = L_{\text{tubería}} + L_{\text{eq. accesorios.}}$$

La tubería recta, según la sección 6.3, es como sigue:

- Primera sección: 140" por unidad	980
Tramo de entrada	216
Tramo de salida	48
Conexiones a la torre	<u>72</u>
TOTAL DE TUBERIA RECTA	1,316

Los accesorios de esta sección son:

Codos de 90°: 4 por unidad	28
Conexión al fondo de la torre	<u>2</u>
TOTAL DE CODOS	30

Válvula de compuerta 16

Tes (corriendo) 14

La longitud equivalente será por tanto:

$$L_{eq.} = 0.5055 (16 \times 7 + 30 \times 32 + 14 \times 60) = 966.51 \text{ pies}$$

La longitud total será:

$$L_{Total} = 109.66 + 966.51 = 1,076.17 \text{ pies.}$$

La pérdida de carga en tuberías de aceite pobre será entonces:

$$H_{fs} = 1,076.17 \times 0.04565 = 49.12 \text{ pie. Lb}_f \text{./Lb}_m$$

Las pérdidas por contracción y expansión serán:

$$H_{fce} = 1.5 \times 7 \frac{(8.58)^2}{2 \times 32.17} = 12 \text{ pie.Lb}_f./\text{Lb}_m$$

La pérdida de carga total es entonces:

$$H_{Total} = 12 + 49.12 = 61.12 \text{ pie.Lb}_f./\text{Lb}_m$$

Aplicando la ecuación (8.2) encontremos la caída de presión correspondiente:

$$P_B - P_A = \frac{61.12 \times 46.8}{144} = 19.9 \text{ psi.}$$

## IX. CAIDA DE PRESION TOTAL EN EL SISTEMA

Con los valores obtenidos hasta aquí podemos ya calcular las caídas de presión totales en nuestro sistema, así:

### 9.1.- CAIDA DE PRESION TOTAL DEL ACEITE RICO

La caída de presión total del aceite rico está dada por:

$$\Delta P_{AR.} = (\text{Caída de presión en los intercambiadores de la primera sección}) + (\text{caída de presión en los intercambiadores de la segunda sección}) + (\text{caída de presión en el sistema de tuberías}).$$

reemplazando con los valores obtenidos en las secciones anteriores se obtiene:

$$\Delta P_{AR.} = 90.30 + 5.57 + 38.10 = 133.97 \text{ psi.}$$

Si queremos calcular los requerimientos de la bomba que debe hacer circular el aceite rico debemos de tener en cuenta lo siguiente:

La presión en la torre es de 60 psi.

Falta calcular la caída de presión desde la salida de la bomba hasta la entrada del sistema. Si llamemos  $L$  a la

longitud de tubería que une la salida de la bomba con la entrada a nuestro sistema, entonces la presión en la salida de la bomba será:

$$P_{\text{salida de Bomba}} = 60 + 133.97 + 0.01983L$$

ó sea:

$$P_{\text{salida de la Bomba}} = (193.97 + 0.01983L) \text{ psi.}$$

## 9.2.- CAIDA DE PRESION TOTAL DEL ACEITE POBRE

Igualmente para el aceite pobre la caída de presión total será:

$$\Delta P_{AP.} = (\text{Caída de presión en los intercambiadores}) + (\text{Caída de presión en las tuberías}).$$

reemplazando los valores correspondientes obtenemos:

$$\Delta P_{AP.} = 2.52 + 19.90 = 22.42 \text{ psi.}$$

La presión en la torre es de 60 psig. por lo tanto esta presión es suficiente para impulsar el aceite pobre a través del sistema y no necesitamos de una bomba.

Al igual que en el caso del aceite rico, falta considerar la caída de presión entre la salida de nuestro sistema y la entrada a la bomba que debe impulsar el aceite pobre hacia el campo. Si llamamos  $L'$  a la longitud de la



tubería desde la salida de nuestro sistema hasta la entrada a la bomba de aceite pobre para el campo, la presión en la entrada de la bomba que manda el aceite pobre al campo será:

$$P_{\text{entrada bomba}} = 60 - 22.42 - (0.01483 L')$$

O sea:

$$P_{\text{entrada a bomba que manda el A.P. al campo}} = (37.58 - 0.01483 L') \text{ psig.}$$

## X. ESTIMACION DEL COSTO DE TUBERIAS Y ACCESORIOS

Los costos de las tuberías y accesorios pueden ser estimados de diversas maneras. Una de ellas es considerando estos costos como un porcentaje del costo del equipo principal instalado. Este método nos da una estimación global y poco exacta. Otro método, que nos da un error de más o menos diez por ciento, es el desarrollado por W.G. Clark (Chem. Eng. 64 (7) : 243 (1957)). Este método parte de diagramas de flujo en los cuales se especifica detalladamente cada una de las partes necesarias. En la figura N° 6 se da el costo por pie de tubería. A partir de este costo se puede calcular el costo de válvulas y demás accesorios mediante el uso de factores que aparecen tabulados en las páginas siguientes. La tabla N° 3 nos da los factores de costo para los accesorios y la tabla N° 4 nos da los factores de mano de obra necesaria.

Haciendo uso de éste método y de los requerimientos de material encontrados en la sección 6.3 podemos estimar el costo de nuestras tuberías. Los requerimientos de material para nuestro caso son:

Tubería de 6" de diámetro nominal, schedule 40, acero al carbón	595 pies
Válvulas de compuerta de 6", 300 psi, acero al carbón, bridas	74 unidad.

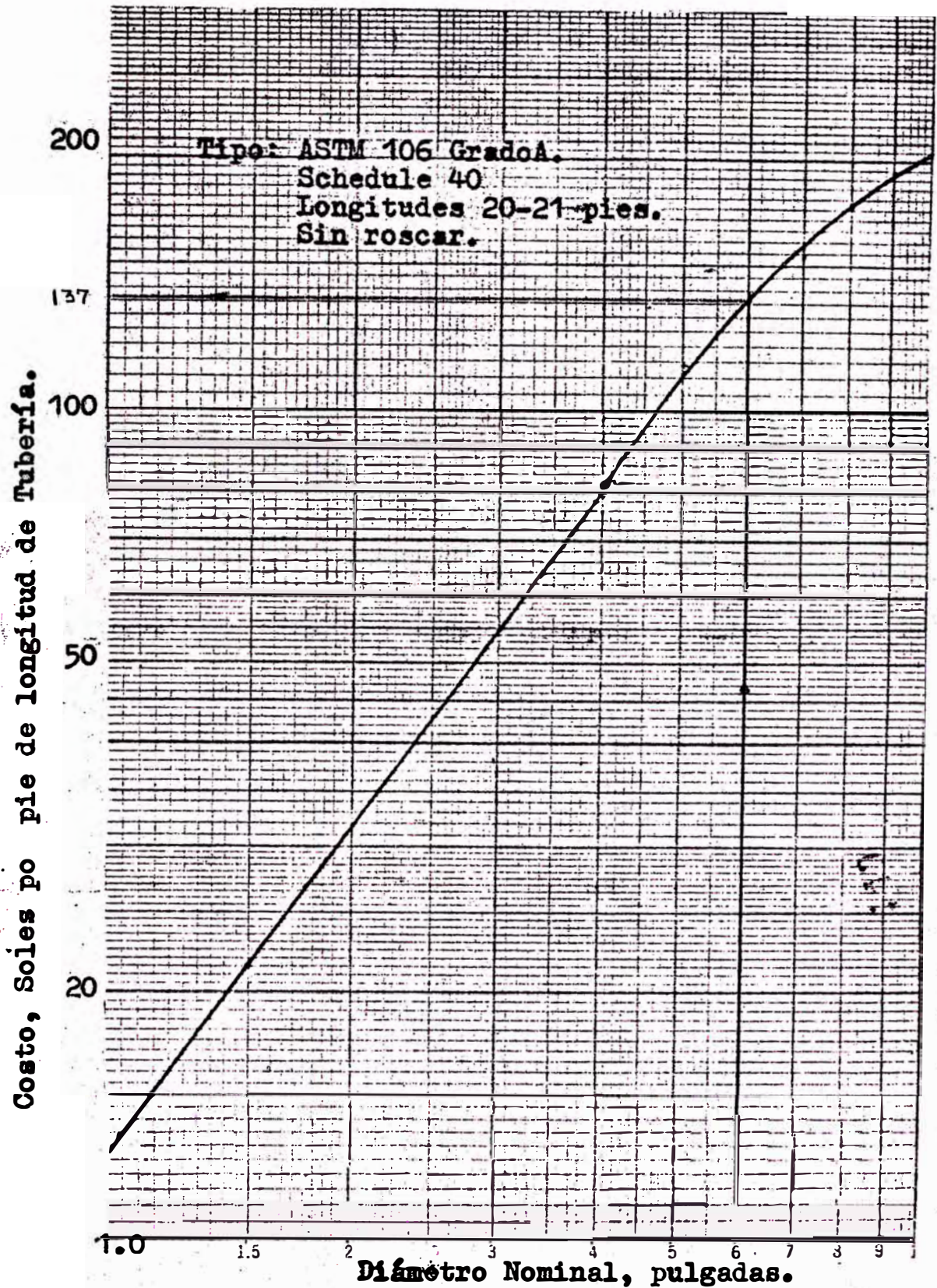
Codos de 90° y 6", acero al carbón	89 unidad.
Tes bridadas de 6", acero al carbón	36 unidad.

Note: A los requerimientos encontrados en la sección 6.3, cuadro N° 7, se le han sumado los materiales necesarios para conectar el sistema con la torre. Estos materiales son 21 pies de tubería y cinco codos de 90°.

En el cuadro N° 8 que aparece en la página siguiente aparecen los resultados de nuestra estimación.

Los factores que obtenemos de la tabla N° 3 son:

Tubería de 6" sch. 40	1.0	137 scles/pie
Válvula de 6"	162.0	
Codos de 90°	4.7	
Tes	13.0	
Bridas de 300 Lbs.	6.7	



**Figura N26:** Precio base para tubería de Acero al Carbón (Vilbrandt y Dryden: Chem. Eng. Plant Design, pag 398)

TABLA 3. FACTORES PARA ESTIMAR LOS COSTOS DE TUBERIAS Y

ACCESORIOS

Diámetro nominal (NPS)	FACTOR	
	3/4 - 2"	3 - 8"
<b>Tubería:</b>		
Acero al carbón, sch. 40, long. variable	1.0	1.0
Acero al carbón, sch. 40, soldadas	0.82	0.93
Acero al carbón, sch. 40, roscadas	1.06	1.10
Acero al carbón schedule 80	1.42	1.42
Acero al carbón schedule 10	0.72	0.50
Acero 304, schedule 5	6.3	4.1
Acero 304, schedule 10	8.0	4.8
Acero 316 schedule 5	7.1	5.2
Acero 316, schedule 10	10.2	6.5
Acero galvanizado, schedule 40	1.4	1.3
Aluminio	4.0	2.7
Bronce	7.1	6.2
Vidrio Pyrex	4.5	2.9
Plomo	5.3	2.9
Fierro dulce		3.0
Asbestos, cemento	1.5	0.71
<b>Válvulas de todo Tipo:</b>		
Acero al carbón, 150 Lbs.	78	101
Acero al carbón, 300 Lbs.	125	162
Acero al carbón, 600 Lbs.	272	354
Acero 304, 150 Lbs.	284	284
Acero 317 o 347, 150 Lbs.	375	362
Bronce, 150 Lbs.	83	137
Aluminio, 150 Lbs.	375	362
Fierro dulce, 125 Lbs.	120	86
Monel, 150 Lbs.	164	200
<b>Uniones de 90°</b>		
Acero al carbón, sch. 40	3.2	4.7
Acero al carbón, sch. 80	5.2	6.7
Acero 304, schedule 10	14.7	18.0
Acero 316 o 347, schedule 10	21.6	23.0
Fierro dulce, 125 Lbs.	36.0	17.8
<b>Tes, uniones:</b>		
Acero al carbón, sch. 40, Soldada	14.3	13.0
Acero al carbón sch. 80, soldada	13.5	18.8
Acero 304, schedule 10, soldada	24.6	26.0
Acero 316 o 347, schedule 10 soldada	30.5	32.3
Fierro dulce, 125 Lbs.	75	24
<b>Bridas:</b>		
Acero forjado, 150 Lbs.	6.1	3.2
Acero forjado, 300 Lbs.	10.0	6.7
Acero forjado, 600 Lbs.	24.4	13.7
Acero forjado, cuello soldado, 150 Lbs.	9.2	4.8
Acero forjado, cuello soldado, 300 Lbs.	15.0	10.0
Acero forjado, cuello soldado, 600 Lbs.	36.0	21.0

TABLA 4: FACTORES DE MANO DE OBRA PARA INSTALACION DE TUBERIAS

A. Cortado, soldado y entornillado de tuberías.

Diámetro Nominal, Pulg.	Horas-Hombre por pulgada de diámetro	
	Acero al Carbón Schedule 40	Aleación de Acero Schedule 5 - 10
1/2 - 1 1/2	1.30	1.60
2 - 3	1.00	1.30
4 - 8	0.90	1.25

B. Manejo y empernado de válvulas bridadas y uniones

Diámetro Nominal, Pulg.	Horas-Hombre por pulgada de diámetro por terminal
1/2 - 1 1/2	0.40
2 - 5	0.35
6 - 8	0.30

C. Factores de mano de obra adicionales para varias áreas.

1. Areas altamente complejas y confinadas: agregar un 20%
2. Torres por encima del segundo piso: agregar 10%
3. Tubería elevada que requiere andamiaje temporal: agregar 15%.
4. Tubería larga en línea recta: disminuir 10%.
5. Verificación del trabajo realizado: agregar 5%.

CUADRO 8: ESTIMACION DE LOS COSTOS DE TUBERIA Y ACCESORIOS.

SISTEMA DE CALENTAMIENTO ACEITE RICO				PULGADAS-DIA*		FAC. MANO OBRA+		HORAS-HOMBRE	COSTO DE MANO DE OBRA -50 SOLES HR.	COSTO TOTAL	
LISTA	Nº	COSTO ESTIMADO - SOLES		FABRICA-CIÓN ERECCIÓN	EMPERNADO DE BRIDAS	FABRICA-CIÓN Y ERECCIÓN	EMPERNADO DE BRIDAS				
		C. UNITARIO	TOTAL								
V	74	148	22,200.0	1'642,800	888		0.30	266.4	13,320		
T	595	0	137.0	81,515							
CODOS	89	178	643.9	57,307	1,068	0.90		961.2	48,060		
TES	36	102	1,781.0	64,116	612		0.30	183.6	9,180		
BRIDAS	250	250	1,370.0	342,500	1,500	0.90		1,350.0	67,500		
TOTALES		678		2'188,238	2,568	1,500	0.90	0.30	2,761.2	138,060	
TOTALES						20% EXCESO POR AREA DIFÍCIL		++	27,612		
TOTAL				2'188,238					165,672	2'353,910.00	

C = NÚMERO DE CONECCIONES.

\* = NÚMERO DE CONECCIONES MULTIPLICADO POR EL DIÁMETRO.

+ = VER LA TABLA CUATRO.

++ = AL FINAL SE AGREGA UN 20% AL COSTO DE MANO DE OBRA POR TRATARSE DE UN ÁREA DIFÍCIL (PARTE ENTERRADA)

V Y T = VÁLVULAS DE COMPUERTA BRIDADAS Y TUBERÍA DE 6" SCHEDULE 40, RESPECTIVAMENTE.

## XI. SELECCION Y ESTIMACION DE LA INVERSION EN AISLAMIENTO

Al diseñar un sistema de intercambio de calor, uno de los factores importantes del diseño es la selección del tipo de aislamiento a usar. Esto se debe a que una adecuada elección nos evitará pérdidas de calor que de ocurrir se manifestarán luego en una mayor cantidad de vapor y por consiguiente en un incremento de las cargas fijas.

El objeto del aislamiento es pues, impedir el flujo de calor al exterior del sistema. Para lograr este objetivo se recubren los equipos con materiales de baja conductividad térmica que sólo permiten el paso de cantidades mínimas de calor.

La selección del aislamiento correcto no puede hacerse arbitrariamente y ciertos factores deben ser tomados en cuenta. Tales factores son por ejemplo.

1.- Elegir el material que resiste las temperaturas del rango de operación. A este efecto los materiales están clasificados en tres grupos:

a.- De baja temperatura: temperatura ambiente y menores

b.- De temperatura media: más o menos hasta los 1,900 °F.

c.- De alta temperatura: por encima de los 1,900°F.



De esta clasificación podemos observar que el rango de nuestro proceso está comprendido entre los de temperatura media y entre los materiales correspondientes a esta clasificación deberemos hacer nuestra selección.

- 2.- Escoger el material más barato y de conductividad térmica menor.
- 3.- Escoger el tipo de material que tenga suficiente durabilidad y resistencia interna para soportar condiciones severas.
- 4.- Especificar los métodos de aplicación que aseguren la retención de la forma original y el valor de aislamiento.
- 5.- Escoger el aislamiento más económico a partir de un balance de cargas fijas y ahorros de calor.

Con estas ideas en mente, podemos proceder a la selección de nuestro material de aislamiento.

Creo que la Magnesita al 85% es el material más adecuado para nuestro caso debido a los siguientes factores:

- a.- Su rango de operación es entre 212-575°F, es decir que cubre el rango de nuestra operación.
- b.- Tiene una alta resistencia al corte y a la compresión.
- c.- Tiene una baja conductividad calorífica (0.410-0.460 BTU/Hr.pie<sup>2</sup> °F/pulg.
- d.- Su uso en las refinerías es común lo cual facilita la

consecución de bloques para refacciones.

Ahora que ya tenemos seleccionado el material, nuestro próximo paso es seleccionar el espesor y evaluar el costo del mismo. Para ello separaremos nuestra discusión en dos partes:

11.1.- Aislamiento para tuberías.

11.2.- Aislamiento para equipos.

A continuación procedemos al desarrollo de cada una de estas partes:

#### 11.1.- AISLAMIENTO PARA TUBERIAS

Existen varios métodos para determinar el espesor más económico para el aislamiento de tuberías. Nosotros haremos uso de los resultados obtenidos por R.M. Brace y J. Happel (Chem. Eng. 60 (1): 183 (1953)) quienes han elaborado la tabla que se muestra a continuación.

De la Tabla N<sup>o</sup> 5 observamos que para una tubería de seis pulgadas de diámetro nominal y para un rango de 270 - 350<sup>o</sup>F se debe tener un aislamiento de Magnesita al 85% con un espesor de 1 1/2 pulgadas y con un costo de 13,650 soles por cien pies de tubería instalados.

En una sección anterior encontramos que nuestros requerimientos eran los siguientes:

Tuberías rectas:	595 pies.
Válvulas de compuertas:	74 unidades.
Codos de 90°:	89 unidades.
Tes de 90°:	36 unidades.

El total de accesorios es de 199 piezas entre tes, válvulas y codos. Si consideramos 1 1/2 pies por cada accesorio, la longitud equivalente de los accesorios será:

$$L_{eq.} = 199 \times 1.5 = 298.5 \text{ pies.}$$

El costo del aislamiento instalado en nuestro sistema de tuberías es entonces:

$$C_{Total} = 13,650 (595 + 1.35 \times 298.5) = 136,222.90 \text{ soles.}$$

#### 11.2.- AISLAMIENTO PARA \_\_\_\_\_

A fin de seleccionar el espesor del aislamiento de nuestros equipos hacemos uso de la carta N° 20 en la cual se ha graficado el espesor del aislamiento más económico frente al diámetro y para varias temperaturas.

Haciendo uso de la carta y teniendo en cuenta que el diámetro de nuestros equipos es de 22 pulgadas entramos en la carta y encontramos que el espesor más económico es el de tres pulgadas de magnesio al 85%.

El costo aproximado de este tipo de aislamiento,

TABLA N° 5: COSTO DE AISLAMIENTO DE TUBERIAS.

BASE: COSTO INSTALADO POR 100 PIES DE LÍNEA RECTA.- PARA EL COSTO APROXIMADO DEL AISLAMIENTO DE VÁLVULAS Y UNIONES REDUCIDAS A TUBERÍA RECTA, MULTIPLICAR LOS VALORES POR 1.35.- M SIGNIFICA 85% MAGNESIA Y S SIGNIFICA BLOQUES DE AISLAMIENTO PARA ALTA TEMPERATURA.- EL NÚMERO QUE SIGUE ES EL ESPESOR DEL AISLAMIENTO EN PULGADAS.

DIÁMETRO NOMINAL DE TUBERÍA	RANGO DE TEMPERATURA					
	200-270	270-350	350-400	400-500	500-600	600-700
2	M-1 7,470	M-1 7,470	M-1 1/2 9,060	M-2 10,350	M-2 10,350	S-1 1/2+M-2 19,000
3	M-1 8,240	M-1 8,240	M-1 1/2 10,050	M-2 12,000	M-2 12,000	S-1 1/2+M 1 1/2 21,820
4	M-1 8,960	M-1 8,960	M-1 1/2 10,900	M-2 14,400	M-2 14,400	S-1 1/2+M-1 1/2 25,570
6	M-1 10,500	M-1 1/2 13,650	M-2 17,700	M-2 17,700	M-2 1/2 23,500	S-1 1/2+M-2 31,500
8	M-1 1/4 12,700	M-1 1/2 15,500	M-2 21,100	M-2 1/2 26,750	M-2 1/2 26,750	S-1 1/2+M-2 37,000
10	M-1 1/4 15,150	M-1 1/2 18,150	M-2 25,200	M-2 1/2 31,700	M-2 1/2 31,700	S-1 1/2+M-2 41,600
12	M-1 1/2 20,000	M-2 28,500	M-2 1/2 35,500	M-3 40,300	M-3 40,300	S-1 1/2+M-2 46,900

obtenido mediante consultas a distintas personas que laboran en el área del petróleo, es de ciento treinta soles por pie cuadrado.

A fin de evaluar nuestras necesidades de aislamiento consideremos que las áreas de los intercambiadores son las siguientes:

Unidades de la primera sección	158.0 pie <sup>2</sup>
Unidades de la segunda sección	131.8 pie <sup>2</sup>

Estas áreas han sido calculadas tomando un diámetro de 25 pulgadas que es el valor intermedio entre 22 pulgadas sin aislamiento y 28 pulgadas con el aislamiento.

El área total que tenemos que recubrir será por tanto:

$$A_{\text{Total}} = 7 \times 158.0 + 2 \times 131.8 = 1,369.6 \text{ pies}^2$$

El costo instalado del aislamiento será:

$$\text{Costo}_{\text{Aislamiento equipos}} = 1,369.6 \times 130 = 178,049 \text{ soles.}$$

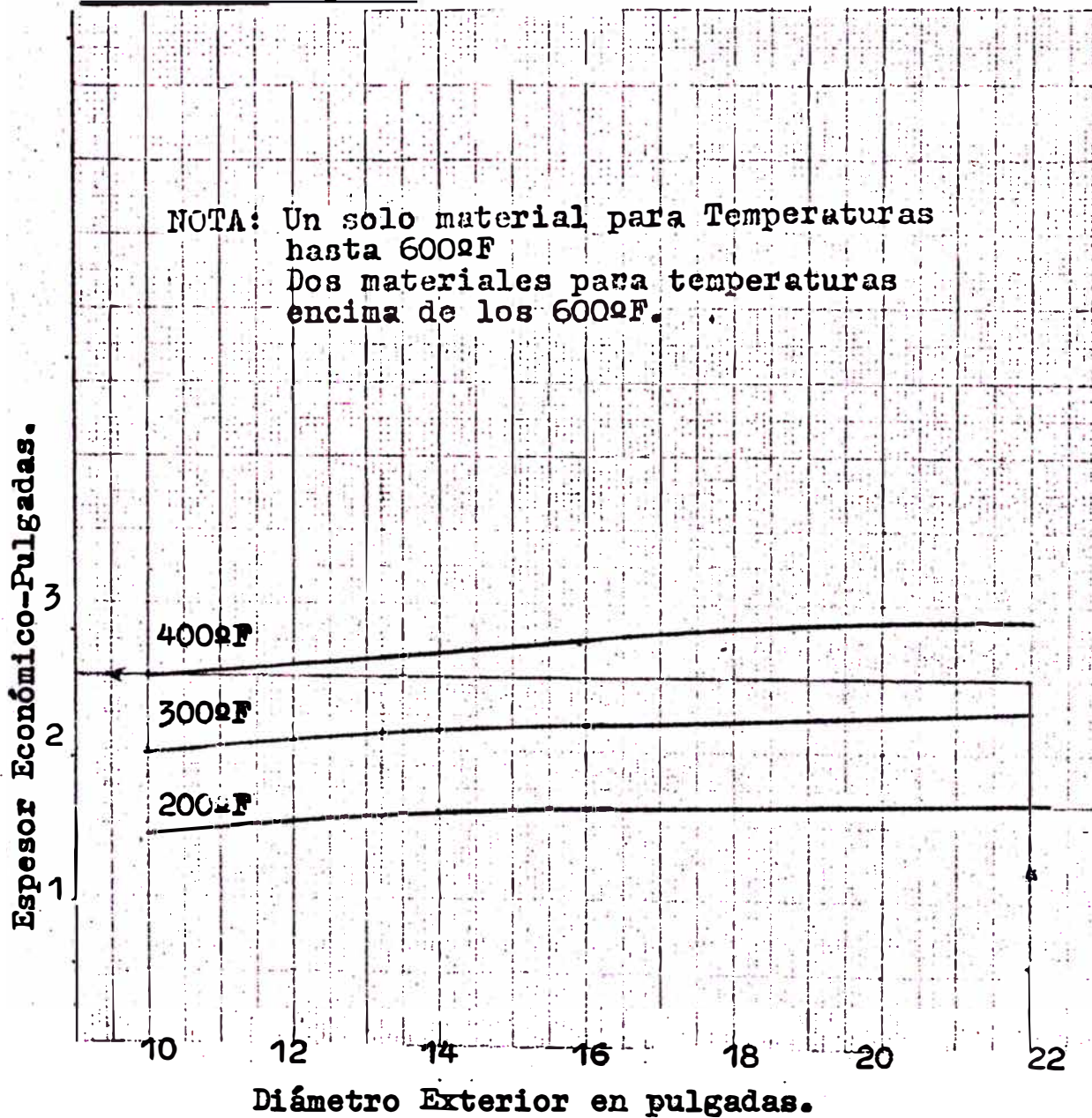
Con este valor, la inversión en aislamiento total será:

$$\text{Costo}_{\text{Aislamiento instalado total}} = 178,048 + 136,223$$

$$\text{Costo}_{\text{Aislamiento instalado total}} = 314,271 \text{ soles.}$$

**CARTA N°20: Espesor Económico del Aislamiento.**

NOTA: Un solo material para Temperaturas hasta 600°F  
Dos materiales para temperaturas encima de los 600°F.



## XII. REFERENCIAS AL SISTEMA DE CONTROL DEL PROCESO

### 12.1.- DISCUSION DE LAS NECESIDADES DE CONTROL

A lo largo de toda nuestra discusión anterior hemos fijado temperaturas, calculado coeficientes de transferencia, encontrado áreas, costo, etc. Hemos supuesto además que todos los valores calculados por nosotros se repetirán más o menos aproximadamente cuando el diseño sea llevado a la práctica. Todo esto es correcto pero aún falta por tener en cuenta la forma en que nos aseguraremos de que esto efectivamente va a suceder así. Esto es, como lograremos que la temperatura de salida del aceite rico sea continuamente igual o cercana a  $320^{\circ}\text{F}$ , aún en el caso de que ocurran hechos imprevistos tales como la falla de un intercambiador, etc. Es evidente que nosotros no podemos de ninguna manera instalar nuestro sistema y confiar en que siga funcionando normalmente todo el tiempo sin alteración alguna. Debemos por tanto controlar el proceso continuamente. Este control se puede realizar de dos formas:

#### a.- Manualmente

Mediante una persona encargada de leer los instrumentos de medición directa tales como termómetros, manómetros, etc.; y accionar las válvulas adecuadas en caso de ser

necesaria una corrección; y

b.- Automáticamente

Mediante instrumentos diseñados especialmente para este fin.

Mediante el uso de instrumentos de control reducimos el personal necesario en nuestras instalaciones y en muchos casos mejoramos el control sobre el proceso.

Para controlar nuestro proceso necesitaremos los siguientes tipos de instrumentos:

Medidores directos de presión y temperatura

- Registradores de flujo
- Registrador controlador de temperatura.

Los medidores directos de presión y temperatura deberán ser colocados en puntos diversos del sistema a fin de que mediante una observación rápida se pueda detectar anomalías o también a fin de evaluar el funcionamiento de nuestro equipo.

En nuestro caso utilizaremos estos medidores en los siguientes puntos:

- Medidores de Temperatura. (Termómetros)

1.- Corriente de aceite rico a la entrada de la primera sección.

2.- Corriente de aceite rico a la salida de la primera



sección.

3.- Corriente de aceite rico a la salida de la primera unidad de la segunda sección.

4.- Corriente de aceite pobre a la salida del fondo de la torre.

5.- Corriente de aceite pobre a la salida de la primera sección.

6.- Vapor condensado a la salida de la segunda sección.

Medidores de Presión:

1.- Corriente de aceite rico a la entrada de la primera sección.

2.- Corriente de aceite rico a la salida de la primera sección.

3.- Corriente de aceite rico a la salida de la segunda sección.

4.- Corriente de aceite pobre a la salida por el fondo de la torre.

5.- Corriente de aceite pobre a la salida de la primera sección.

6.- Vapor a la entrada de la segunda sección.

- Registradores de Flujo: Son necesarios a fin de llevar el control de las cantidades de fluidos procesadas. Constan de un plato de orificio como elemento primario y de un sistema de registro con mecanismo de relojería que ha-

ce posible la graficación de curvas en cartas que generalmente deberán ser cambiadas cada 12 horas. Usaremos estos instrumentos en los siguientes puntos:

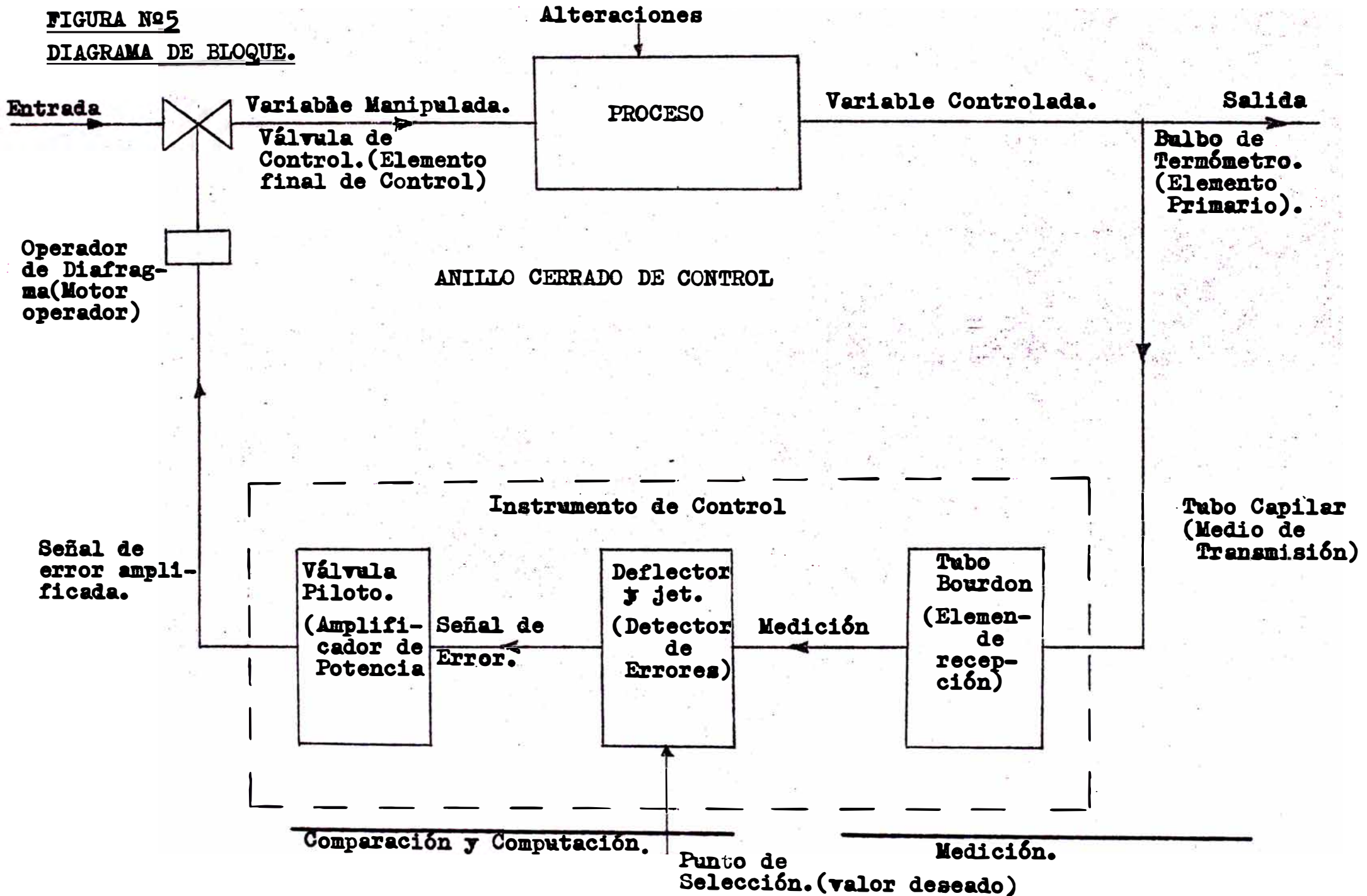
- 1.- Aceite rico a la entrada del sistema
- 2.- Aceite pobre a la salida de la torre
- 3.- Vapor a la entrada de la segunda sección.

- Registrador-Controlador de Temperatura: Como necesitamos que la temperatura de entrada del aceite rico a la torre sea de  $320^{\circ}\text{F}$  constantemente es necesario utilizar un dispositivo que no solo registre esta temperatura durante las 24 horas, sino que además la mantenga cercana al valor de  $320^{\circ}\text{F}$ . Para ello haremos uso de los instrumentos de control automático que se encargarán de esta tarea con mayor eficiencia y menor costo que un control manual. Las partes de este sistema de control, dispuestas en forma de un diagrama de bloque aparece en la figura N<sup>o</sup> 5. El sistema de medición de este controlador consta de tres partes:

- 1.- Termómetro (elemento primario).- Esta es la parte del sistema de medición que es directamente sensitiva a la variable controlada (temperatura). El elemento primario convierte la energía del medio controlado en una señal medible (presión de un fluido).
- 2.- Bourdon (elemento de recepción).- Esta parte del sis

**FIGURA Nº5**

**DIAGRAMA DE BLOQUE.**



tema evalúa la señal del elemento primario y la convierte en lecturas de escala, registros de carta y facilita la actuación del detector de errores.

3.- Tubo capilar (medio de transmisión). Esta parte del sistema lleva la señal del elemento primario al de recepción. En algunos controles las tres partes mencionadas arriba están combinadas en una o dos unidades.

4.- Elementos detectores del error: el detector del error compara el valor medido de la variable controlada con el valor deseado de la misma y produce una señal de error cuando existe una desviación. El detector de errores es el corazón de un controlador automático, para él, es la parte que siente la desviación y la que primero impulsa una acción correctora.

5.- Amplificador: A fin de no restringir la sensibilidad o exactitud del sistema de medición, el detector de error debe tomar una porción muy pequeña de la potencia del sistema de medición. Por tanto las señales de error son generalmente muy débiles. A fin de operar la mayoría de los elementos finales de control, la señal de error debe ser amplificada en potencia. Por consiguiente, la mayoría de los controles automáticos contienen un amplificador de potencia que usa una potencia auxiliar para aumentar la intensidad de

la señal de error.

6.- Motor operador: La señal de error debe ser convertida en correcciones a la variable manipulada en el proceso. En la mayoría de sistemas de control, esto requiere alguna forma de operador o motor para operar el elemento final de control. En el sistema de control operado por aire, el motor que controla la válvula de vapor es el motor de diafragma con aire. La presión de aire exterior es aplicada al diafragma operador.

7.- Elemento de control final: Este elemento corrige el valor de la variable manipulada. En el sistema de control de la figura N° 5 el elemento de control final es la válvula de vapor que está en contacto directo con el agente de control (vapor) y corrige a la variable manipulada (velocidad de flujo de vapor).

Los procesos y el equipo asociado a ellos tienen las características de cambios retrasados en los valores de las variables del proceso. La instrumentación de control también tiene demoras de respuesta. En nuestro caso existen los siguientes tipos de demoras:

- Demoras de proceso:

a.- Capacidad del lado de aporte: capacidad calorífica del vapor.

b.- Capacidad del lado de demanda: capacidad calorífica del aceite rico.

c.- Resistencia de transferencia: resistencia al flujo de calor en la pared metálica y en las películas de los fluidos.

d.- Velocidad-distancia: demora debida a la separación entre el punto de entrada y el punto del elemento de medición.

- Demoras del controlador:

a.- Elemento de medida: características de resistencia y capacidad del elemento de medida.

b.- Controlador: a menudo despreciable

c.- Transmisión: resistencia y capacitancia de las líneas de conexión y del motor diafragma.

d.- Elemento de control final: inercia friccional.

Es obvio que las demoras de cualquier tipo deben ser reducidas a un mínimo por un cuidadoso diseño, selección, instalación y mantenimiento.

Los instrumentos modernos de control industrial están diseñados para producir varios modos de control.

1.- Control On- ff

2.- Control proporcional

3.- Control proporcional integral

4.- Control proporcional derivado

5.- Control proporcional derivado integral.

Para el tipo de sistema que tenemos debemos de tener un tiempo de recuperación mínimo y el valor de nuestra variable debe ajustarse tanto como sea posible a 320°F por lo cual el control proporcional derivado parece ser el más aconsejable.

## 12.2.- ESTIMACION DE LA INVERSION EN INSTRUMENTACION

Después de la breve explicación acerca del funcionamiento de estos sistemas pasaremos a considerar el costo de la instrumentación que tenemos en mente realizar. Los costos de los instrumentos para control aparecen consignados en la página siguiente. La referencia utilizada para saber estos costos es: Chemical Eng. Plant Design: Villbrandt and Dryden-Cuarta edición, págs. 416-17.

COSTOS DE INSTRUMENTOS DE CONTROL VARIOS

ESPECIFICACIONES	PRECIO ESTIMADO (Rango)		
	BAJO	PROMEDIO	ALTO
Temperatura:			
Termómetro de expansión (indicador)	3,310	8,020	12,700
Presión:			
Bourdon tipo-gauge (Condi- ciones no corrosivas 0-500 psi)	1,105	3,970	8,860
Medidores de flujo:			
Medidor de orificio (indi- cador)	9,960	22,100	32,800
Instrumentación para regis- tradores, un punto	11,000	27,600	66,400
Instrumentos de registro y control, un punto *	16,600	38,700	88,500

---

Los precios no incluyen la válvula de control principal.  
Agregar 35% por cargas de instalación cuando el valor es  
menor de 40,000 soles y 20% si es mayor que este valor.

---

Con estos datos podemos ahora estimar nuestra in-  
versión en instrumentación. Consideraremos que los precios  
de nuestros instrumentos estén dentro del rango promedio e



incluimos el porcentaje de gastos de instalación.

Estimación de la Inversión Inicial de Instrumentación:

Termómetros (6):	6 x 8,020 =	48,120
Manómetros (6):	6 x 3,970 =	23,820
Medidores de Orificio (3):	3 x 22,100 =	66,300
Registradores de flujo(3):	3 x 27,600 =	82,800
Registrador controlador de flujo	=	38,700
Válvula de control (1)	=	50,000

Todo esto puede ser resumido en el cuadro siguiente:

Concepto	Costo Inicial	Instalación	Total
Termómetros	48,120	16,980	65,100
Manómetros	23,820	8,380	32,200
Orificios	66,300	23,300	89,600
Registradores	82,800	28,700	111,500
Registrador-Controlador	38,700	13,550	52,250
Válvula	50,000	10,000	60,000
			410,650

### XIII. ESTIMACION DE LA INVERSION TOTAL

Llegamos finalmente al punto en el cual debemos expresar en términos económicos el costo aproximado de nuestro sistema.

En las secciones anteriores ya hemos encontrado los valores de los rubros más importantes que componen la inversión total. En esta sección procederemos a la estimación de la inversión total. Aún cuando el sistema de intercambio de calor diseñado es solamente una parte de un diseño mayor que abarcaría la torre de destilación y otros equipos, en la estimación de la inversión consideraremos rubros tales como servicios, edificios, etc., con fines demostrativos.

La inversión total estará constituida por los siguientes rubros:

Equipo

Instalación

Instrumentación

Tubería instalada

Servicios eléctricos instalados

Edificios (servicios)

Mejora del área

Servicios instalados

Terrenos  
Ingeniería y supervisión  
Gastos de construcción  
Honorarios contratista  
Contingencias  
Capital de trabajo.

A continuación procedemos a enumerar los valores que han sido calculados en las secciones anteriores.

a.- Equipos:

7 unidades de la primera sección	
a soles 405,000 por unidad:	2'835,000
2 unidades de la segunda sección	
a soles 300,000 por unidad:	600,000
Inversión en equipos	<u>3'435,000</u>

b.- Gastos en tuberías y accesorios instalados

Según el cuadro N<sup>o</sup> 8 estos costos son: 2'353,910

c.- Gastos de instrumentación:

De la sección 12 se obtiene: 410,650

d.- Gastos de aislamiento

De la sección 11 se obtiene 314,271

A fin de estimar la inversión total haremos uso de un método que exprese los distintos rubros como un por-

centaje del costo inicial del equipo principal. Los factores que usa este método aparecen consignados a continuación en la tabla N° 6. Aquí se muestran los factores para tres tipos de industrias. Evidentemente la nuestra es una industria que procesa líquidos y con los valores de la columna de líquidos es que obtenemos los costos para nuestro caso en la quinta columna de la tabla.

TABLA N° 6: ESTIMACION DE LA INVERSION TOTAL

Rubros	<u>% de Equipo Entregado</u>			Nuestro Caso.
	A	B	C	
Equipo	100	100	100	3'435,000
Instalación	45	39	47	1'615,000
Instrumentación	9	13	18	
Tubería instalada	16	31	66	
Serv. Eléctricos instalados	10	10	11	378,000
Edificios (servicios)	25	29	18	618,000
Mejora de áreas	13	10	10	343,500
Servicios instalados	40	55	70	2'400,000
Terrenos	6	6	6	206,000
Ingeniería Supervisión	33	32	33	1'135,000
Gastos de Construcción	39	34	41	1'410,000
Honorarios contratista	17	18	21	721,000
Contingencias	34	36	42	1'440,000
Capital de trabajo	68	74	86	2'960,000

- 
- A = Industrias que procesan sólidos  
B = Industrias que procesan sólidos y líquidos  
C = Industrias que procesan líquidos.
- 

Juntando los valores de la cuarta columna con los que ya tenemos calculados en las secciones anteriores se obtiene el cuadro N° 9 que tenemos en la página siguiente y en donde obtenemos el valor de la inversión total.

CUADRO N° 9: ESTIMACION DE LA INVERSION TOTAL

---

Rubro	Monto en Soles
Equipo	3'435,000.00
Instalación	1'615,000.00
Instrumentación	410,650.00
Tubería instalada	2'353,910.00
Serv. Eléctricos instalados	378,000.00
Edificios (Servicios)	618,000.00
Mejora de Área	343,500.00
Servicios instalados	2'400,000.00
Terrenos	206,000.00
<b>TOTAL DEL COSTO DIRECTO</b>	<b>11'760,060.00</b>

---

Rubro	Monto en Soles
Ingeniería y Supervisión	1'135,000.00
Gastos de Construcción	1'410,000.00
TOTAL DIRECTOS + INDIRECTOS	14'305,060.00
Honorarios del contratista	721,000.00
Contingencias	1'440,000.00
CAPITAL FIJO	16'466,060.00
Capital de Trabajo	2'960,000.00
INVERSION TOTAL	19'426,060.00

#### XIV. RESUMEN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En las páginas que siguen se mostrarán, en forma breve, los resultados obtenidos a lo largo de todo el desarrollo del diseño.

En primer lugar presentaremos las características técnicas de los aspectos relacionados con la transferencia de calor en las dos secciones de nuestro sistema. Luego aparecerán los demás aspectos de Ingeniería en general considerados dentro del diseño. A continuación se procede a enunciar los resultados obtenidos.

##### 14.1- SECCION DE RECUPERACION DEL CALOR CONTENIDO EN LOS FONDOS DE LA TORRE

Para esta sección se han obtenido los siguientes resultados:

a.- Especificaciones de Diseño:

- Flujo de Aceite Rico:	335,000 Lbs/Hr.
- Flujo de Aceite Pobre:	290,000 Lbs/Hr.
- Temperaturas de los Flujos:	
Aceite Rico a la entrada	85.0°F
Aceite Rico a la salida	254.78°F
Aceite Pobre a la entrada	320.00°F
Aceite Pobre a la salida	133.50°F

Caida de presión en los intercambiadores solamente:

Aceite Pobre: 2.52 psi.

Aceite Rico: 90.30 psi.

- Distribución de los Flujos:

Por los tubos: Aceite Pobre

Por los cascos: Aceite Rico

-- Coeficiente Global de Transferencia

de calor, (BTU/pie<sup>2</sup>.°F. Hr.) 62.10

- Area Teórica necesaria: 8,570.00 pie<sup>2</sup>

- Area real asignada: 9,905.00 pie<sup>2</sup>

b.- Características de las Unidades seleccionadas:

TAMAÑO 22" - 240" TIPO B.E.S.

- Area de una Unidad 1,415 pie<sup>2</sup>

- Número de unidades necesario 7 unidades

- Diámetro de los tubos: 3/4 pulgada

- Espesor de la pared de los tubos: 18 BWG

- Forma de Arreglo de los tubos en el casco: Triangular

- Paso de los tubos: 15/16 pulgadas

- Material de los tubos: Admiralty

Número de pasos por los tubos: Uno

- Número de pasos por el Casco: Uno

- Tipo de deflectores: Segmentados

- Corte del deflector: 4.4 pulgadas

Distancia entre deflectores: 10 pulgadas



## 14.2.- SECCION A VAPOR

Los resultados para esta sección son:

### a.- Especificaciones de Diseño:

- Flujo de Aceite Rico: 335,000 Lbs/Hr
- Flujo de Vapor necesario: 14,850 Lbs/Hr
- Temperaturas de los flujos:
  - Aceite Rico a la entrada 254.78°F
  - Aceite Rico a la salida 320.00°F
  - Vapor condensándose: 338.00°F
- Caída de presión en los intercambiadores solamente:
  - Aceite Rico: 5.57 psi.
- Distribución de los Flujos:
  - Por los tubos: Aceite Rico
  - Por los cascos: Vapor
- Coeficiente Global de Transferencia de calor, (BTU/Hr. pie<sup>2</sup> °F) 239.50
- Área Teórica necesaria: 1,262.00 pie<sup>2</sup>
- Área real asignada: 2,144.00 pie<sup>2</sup>

### b.- Características de las Unidades seleccionadas:

TAMAÑO 22" - 192" TIPO BEL

- Área de una unidad 1,072.00 pie<sup>2</sup>
- Número de unidades necesarias dos.
- Diámetro de los tubos: 3/4 pulgada

- Espesor de la pared de los tubos: 18 BWG
- Forma de arreglo de los tubos en el casco: Triangular
- Paso de los Tubos: 15/16 pulgadas
- Material de los tubos: Admiralty
- Material del Casco: Acero al carbón
- Número de pasos por los tubos: Dos
- Número de pasos por el casco: Uno

Los deflectores son similares a los de la sección de recuperación de calor.

#### 14.3.- DISPOSICION DE LOS EQUIPOS

Los equipos deberán ser dispuestos en un terreno de 50 x 38 pies con un área de 1,900 pies<sup>2</sup>. Las unidades de intercambio estarán en forma de batería, una al costado de la otra tal como se aprecia en la figura N<sup>o</sup> 3 de la página 202.

#### 14.4.- NECESIDADES DE TUBERIAS Y ACCESORIOS

Las necesidades de tuberías y accesorios fueron establecidas en la sección 6.3 y son como sigue:

- Tubería recta: 595 pies
- Válvula de Acero al carbón. de 300 Lbs. 74 unidades
- Codos de 90<sup>o</sup>, acero al carbón 89 unidades

- Tes, de acero al carbón, soldadas 36 unidades
- Bidas, acero forjado, cuello soldado 250 unidades

Las dimensiones y características técnicas de la tubería son:

- Material: Acero al carbón
- Diámetro nominal: 6 pulgadas
- Número de schedule: 40

#### 14.5.- CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS

La caída de presión en los sistemas de interconexión es como sigue:

- Caída de presión del aceite rico: 38.10 psi.
- Caída de presión del aceite pobre: 19.90 psi.

#### 14.6.- CAIDA DE PRESION TOTAL EN EL SISTEMA

Tomando en consideración las caídas de presión en los equipos y en las tuberías, podemos encontrar dos presiones principales de diseño, éstas son:

- a.- Presión de descarga de la Bomba que debe impulsar el aceite rico a través de todo el sistema:  $(193.97 + 0.01983L)$ , en donde L es la longitud de tubería desde la salida de la bomba hasta la entrada al sistema, supuesta horizontal.
- b.- Presión en la succión de la bomba que debe enviar el

aceite pobre al campo, al salir del sistema:  $(37.58 - 0.01483 L')$  en donde  $L'$  es la longitud de tubería desde la salida del sistema hasta la succión de la Bomba, supuesto horizontal.

#### 14.7.- COSTOS DE LA TUBERIA Y ACCESORIOS

Los costos de la tubería y accesorios fueron establecidos en el cuadro de la sección X, página 148 y son: 2'353,910 soles.

#### 14.8.- AISLAMIENTO

El sistema en su totalidad deberá ser aislado térmicamente a fin de reducir al mínimo las pérdidas de calor en el ambiente. El material seleccionado para el aislamiento es la Magnesita al 85% en espesores distintos, así:

- Espesor del aislamiento de Tuberías: 1 1/2 pulgadas
- Espesor del aislamiento para equipos: 3 pulgadas

Los costos globales del material aislante instalado son:

- Costo del aislamiento de tuberías: 136,223 soles
- Costo del aislamiento de equipos: 178,048 soles
- Costo total en aislamiento: 314,271 soles

#### 14.9.- INSTRUMENTOS DE CONTROL

A fin de tener un buen control de la marcha del

proceso de calentamiento, es necesario disponer de los instrumentos siguientes:

- Termómetros:	Seis
- Manómetros:	Seis
- Medidores de Orificio:	Tres
- Registradores de Flujo:	Tres
- Registrador Controlador de Flujo	Uno
- La inversión total en instrumentación es:	410,650 soles

#### 14.10.- INVERSION TOTAL

El monto de la inversión total estimada para nuestro sistema es de: 19'426,060 soles

Algunos de los rubros más importantes de esta inversión son:

- Costo Directo	11'760,000 soles
- Total de Directos más Indirectos:	14'305,060 soles
- Capital Fijo:	16'466,060 soles
Capital de Trabajo:	2'960,000 soles

Los diferentes rubros en forma detallada se encuentran en la tabla de la página 252 .

#### 14.11.- CONCLUSIONES

Al iniciar este trabajo nos habíamos fijado dos metas principales:

- El desarrollo del diseño en sí, y
- El establecimiento de un método general aplicable al dise

ño de intercambiadores de calor de casco y tubos.

Los resultados mostrados anteriormente constituyen la respuesta al primero de nuestros objetivos.

En lo referente a nuestro segundo objetivo, antes de pasar a enunciar el método propuesto, obtenido en base al presente trabajo, debemos de distinguir dos tipos de situaciones que se pueden presentar en el diseño de intercambiadores de calor:

a.- El primer caso se presenta cuando al enunciar un problema de intercambio de calor, se proporcionan los valores de los fluidos intercambiantes y solo se dan a conocer dos temperaturas, debiendo las otras dos ser fijadas en el desarrollo del diseño. Un ejemplo de este caso es el diseño de la sección de recuperación del calor contenido en los fondos de la torre, en el cual se dan como datos los flujos de aceite pobre y de aceite rico y sus temperaturas de entrada en el sistema y queda por determinar las temperaturas restantes.

b.- El segundo caso es aquel en el que se conocen todas las temperaturas de los fluidos y queda por determinar el valor de uno de los flujos. Un ejemplo de este caso es el diseño de la sección a vapor en el cual se conocen todas las temperaturas y solo queda por conocer el flujo de vapor que es necesario condensar a fin de

conseguir nuestros objetivos.

Como consecuencia de la existencia de estos dos tipos de problemas y en base al trabajo desarrollado en el diseño de este sistema de precalentamiento, paso a proponer dos métodos de diseño aplicables para cada uno de los casos considerados.

Los métodos son muy similares en cuanto a su estructura pero difieren en algunos detalles importantes característicos de cada problema. Paso enseguida a proponer los métodos de diseño enunciados anteriormente:

- METODO I:

Diseño de un Sistema de Intercambio de Calor cuando se conocen solamente dos de las cuatro temperaturas de diseño. El método consta de los siguientes pasos:

- 1.- Selección del Equipo de intercambio de Calor apropiado y establecimiento de los detalles internos de diseño. En esta parte del diseño deberán de considerarse los siguientes puntos:
  - Selección del tipo de unidad a usar.
  - Selección de los tubos en cuanto a diámetro, espesor de pared, forma en que van dentro del casco y distancia entre los mismos así como el material de que estén fabricados.

- Selección de los deflectores horizontales o verticales necesarios considerando el tipo, dimensiones y distancias entre los mismos dentro del casco.
- Establecimiento del costo de las unidades de intercambio.

Para la selección de los equipos deberán tomarse en cuenta las propiedades de los fluidos que se manipulan así como los rangos de temperatura y presión en los que el proceso tiene lugar.

2.- Diseño Preliminar.- A lo largo del diseño preliminar se fijan ciertas propiedades y valores que luego nos servirán para el establecimiento de los valores definitivos de diseño y también para tomar decisiones en lo referente a la selección del tamaño de unidades que se usarán y en la fijación de las dos temperaturas aún desconocidas. El diseño preliminar comprende los puntos siguientes:

- a.- Selección del tipo de Flujo: esto es si el flujo será en contracorriente o en corrientes paralelas, de acuerdo al servicio que se preste y a las propiedades de los fluidos.
- b.- Establecimiento de temperaturas de diseño provisionales: En esta parte del diseño procedemos a dar valores provisionales a las dos temperaturas que no



conocemos. Los valores que se den a estas temperaturas son arbitrarios y dependerán en gran parte de la experiencia del diseñador a fin de que se aproximen a los valores finales que serán obtenidos luego.

c.- Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura: Con los valores de las temperaturas provisionales procedemos a obtener el valor también provisional de la diferencia media de temperatura según la fórmula adecuada.

d.- Elección del tamaño de Casco Provisional: De una manera semi-empírica podemos seleccionar un tamaño de casco según nuestros deseos de tener un flujo turbulento o laminar. En la generalidad de los casos lo que se busca es tener un flujo turbulento tanto en los tubos como en el casco por lo que una pauta para esta selección es fijar el máximo número de tubos que debemos usar para que el número de Reynolds no sea inferior a 12,600. Una vez elegido el tamaño de casco provisional podemos pasar a calcular las resistencias a la transferencia de calor.

e.- Cálculo de la Resistencia Global a la Transferencia de Calor: En el caso de intercambiadores de casco y tubos comprende el cálculo de tres resistencias, a saber:

- Resistencia de la película de fluido dentro de los tubos.
- Resistencia de la pared metálica.
- Resistencia de la película del fluido que va por el casco.

f.- Cálculo de la caída de presión de las corrientes:

Esto es, calcular la caída de presión del fluido que va por los tubos y del que va por el lado del casco.

g.- Distribución de los Flujos: Tomando como base los valores de la resistencia a la transferencia de calor y los de las caídas de presión de los fluidos, podemos establecer finalmente cual es el fluido que debe ir definitivamente por los tubos y cual por el casco. Para ello deberá calcularse las resistencias y las caídas de presión para los dos casos posibles y comparando estos valores y tomando en consideración algunos otros factores de índole económica (menos costos operativos) se debe establecer la distribución más conveniente.

h.- Establecimiento del número de Pasos: Tomando en cuenta los valores de la caída de presión en ambos lados, los de la resistencia global a la transferencia de calor (que variarían como una consecuencia de

la corrección de la Diferencia Media de Temperaturas) y factores de tipo operativo debemos establecer el número de pasos por los tubos y por el casco que usaremos en el diseño final.

i.- Selección del tamaño de Unidad Adecuado: Tomando en cuenta factores económicos (menor inversión inicial) y factores operativos (menor caída de presión, menor área necesaria) podemos seleccionar el tamaño más adecuado calculando las propiedades necesarias para cada caso (área necesaria, caída de presión, inversión inicial, etc.)

j.- Cálculo del acercamiento Económico: En todas las partes anteriores hemos trabajado con las temperaturas provisionales fijadas arbitrariamente. En esta sección se determinarán las temperaturas definitivas. Para ello se determinarán beneficios económicos para cada par de valores de las temperaturas y el par de valores que nos de un mayor beneficio será el elegido.

3.- Diseño Final.- Con los valores definitivos de las temperaturas obtenidos en la sección precedente, se procede a calcular los valores definitivos del diseño de la forma siguiente:

a.- Balances de Calor: a fin de obtener el valor del

cálculo transferido entre los fluidos.

b.- Cálculo de la diferencia Media de Temperatura; con los valores definitivos de las temperaturas.

c.- Cálculo de la Resistencia Global a la Transferencia de Calor: que consta como siempre de tres componentes más uno adicional correspondiente a las resistencias por ensuciamiento, esto es:

- Resistencia de la película del fluido que va en los tubos.

- Resistencia de la pared metálica.

- Resistencia de la película del fluido que va por el casco.

- Resistencias de ensuciamiento: debidas a depósitos de materias extrañas tanto en el exterior como en el interior de los tubos.

d.- Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor:

f.- Cálculo del área de transferencia necesaria.

g.- Cálculo del número de unidades necesarias.

h.- Cálculo de la caída de presión en las corrientes.

i.- Consideración de un factor de seguridad: esto es, conceder un exceso razonable de área de transferencia, teniendo en cuenta que los valores teóricos calculados pueden tener un margen de error. El va-

lor de la holgura dependerá del método empleado al evaluar las resistencias y caídas de presión.

## - METODO II

Diseño de un Sistema de Intercambio de Calor cuando se conocen todas las temperaturas y se debe determinar el valor de uno de los flujos.

El método consta de los pasos siguientes:

- 1.- Selección del Equipo de Intercambio: Al igual que en el primer método consta de las siguientes partes:
  - Selección del tipo de unidad.
  - Selección de los tubos y del tipo de arreglo de los mismos.
  - Selección de los deflectores.
  - Establecimiento del costo de las unidades.
- 2.- Diseño Preliminar: Igualmente aquí fijemos algunos valores y especificaciones que servirán como base para los pasos siguientes. Consta de los pasos siguientes:
  - a.- Selección del Tipo de Flujo.
  - b.- Balances entálpicos: En estos balances entálpicos queda fijado el valor del flujo que no conocíamos. En el caso desarrollado anteriormente este flujo era el de vapor.
  - c.- Cálculo de la Diferencia Media de Temperatura: En

este caso es el valor definitivo ya que las temperaturas estén fijadas.

d.- Elección del Tamaño de Casco Provisional: Al igual que en el primer método el tamaño provisional se elige de acuerdo a criterios semi-empíricos y tratando de obtener siempre un flujo turbulento.

e.- Cálculo de la Resistencia Global a la Transferencia de Calor: que consta de cuatro partes:

Resistencia del lado interior de los tubos.

- Resistencia de la película de fluido en el exterior de los tubos.

- Resistencia de la pared metálica, y

- Resistencias de ensuciamiento.

f.- Cálculo de la Caída de Presión en las corrientes:

Esto es, calcular la caída de presión en el lado de los tubos como en el del casco.

g.- Selección del tamaño de Casco: Esto se realiza calculando la resistencia global, el área necesaria, la inversión inicial y la caída de presión de las corrientes para cada caso (esto es: para cada tamaño de casco considerado) y de acuerdo a estos valores y considerando factores operacionales se selecciona el tamaño de casco más adecuado.

h.- Establecimiento del número de pasos: Se realiza

igualmente, comparando los valores económicos y operacionales para cada caso considerado y seleccionando el más ventajoso.

3.- Diseño Final.- Para este método, el diseño final es mucho más corto puesto que en el diseño preliminar se han fijado muchas propiedades y valores que son definitivos (Diferencia media de temperatura, flujo de los fluidos, etc.) y en la selección del tamaño adecuado se han obtenido los valores de la resistencia global, del coeficiente global, del número de unidades necesario, etc. por lo que solo queda por considerar lo siguiente:

a.- Factor de Seguridad: Esto es, proveer los márgenes para los posibles errores de cálculo.

b.- Cálculo de la caída de presión de las corrientes:

Tanto de la corriente que circula por los tubos como de la que va por el casco y tomando en consideración el número real de unidades a usar.

Como se podrá apreciar este segundo caso es mucho más simple que el anterior como consecuencia de la fijación de las temperaturas.

Como una última conclusión podemos afirmar lo siguiente: Hemos podido apreciar a través de todo el diseño que en éste no sólo estén involucrados cálculos matemáticos más o menos complicados que al final nos dan una respuesta

definitiva; sino que a todo lo largo de él existen pasos en los cuales la decisión final no aparece en una fórmula matemática sino que tiene que ser adoptada por el diseñador de acuerdo a su criterio y experiencia previa.

Esto quiere decir que la exactitud con que se establezcan los coeficientes de película no es una garantía suficiente como para asegurar que el diseño es correcto; y que, el éxito final dependerá de factores extra-matemáticos tales como la selección del equipo, del tipo de deflectores, de la distancia entre los mismos, de la selección de los tubos, del arreglo de los mismos, etc., factores que solamente pueden ser bien evaluados con una amplia experiencia anterior. Este hecho ha conducido a una alta especialización en este campo, a tal punto que el diseño de intercambiadores de calor ha llegado a convertirse en toda una rama de la Ingeniería Química.

Otro aspecto que cabe mencionar aquí es el que se refiere a los factores económicos que entran en juego en el diseño. Muchas veces se pueden tomar decisiones basados en el criterio de una menor inversión inicial y esto puede ser lo correcto. Pero ocurren casos en que una alternativa que requiere una menor inversión inicial presenta por otro lado características que hacen que sus costos operativos sean ligeramente mayores. Como es sabido, los costos opera



tivos se repiten o a veces se incrementan con el tiempo de donde puede resultar que a la larga una alternativa de menor costo inicial sea anti-económica comparada con otra de costos operativos ligeramente menores y de inversión inicial mayor.

Los errores que se cometen en este aspecto pueden no tener mayor significación en los gastos totales de una planta si se trata de una unidad únicamente. Pero si el error cometido involucra a un número apreciable de unidades y se repite para el caso de ampliaciones o edificación de plantas nuevas, entonces sus consecuencias si pueden ser funestas económicamente hablando.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Buthod Paul and B.W. Whiteley: Heat Transfer - A Manual for Refinery Technologists and Operating Men. The Oil and Gas Journal-Tulsa Oklahoma. Oct. 1944.
- 2.- Lord R.C.: Minton P.E.. Slusser R.P. Unión Carbide Corp. Chemical Engineering (1): 96 (1970). Design of Heat Exchangers.
- 3.- McCabe W.L. and Smith J.C.: Operaciones Básicas de Ingeniería Química. Editorial Reverté.
- 4.- Nelson, W.L.: Petroleum Refinery Engineering. McGraw-Hill Book Co. New York 1941.
- 5.- Perry J.H.: Chemical Engineers' Handbook. 3era. Edi. 11-5 ss. McGraw-Hill Book Co. New York.
- 6.- Rubin Frank L.: Heat Exchanger Costs Today. Chemical Engineering. (5): 201 (1953).
- 7.- Vilbrandt F.C.: Dryden Ch. E. Chemical Engineering Plant Design IV Ed. McGraw-Hill. Kogakusha. 1959.
- 8.- Yáñez Eduardo: Apuntes del curso de Diseño de Plantas. U.N.I. 1972.